



## Investigation of Wall Temperature Effect on Flame Quenching Distance during the Warm-up Period of an SI Internal Combustion Engine

### ARTICLE INFO

#### Article Type

Original Research

#### Authors

Amiri A.<sup>1</sup> MSc,  
Shojaeefard M.<sup>1</sup> PhD,  
Qasemian A.\*<sup>1</sup> PhD,  
Samieziade S.<sup>1</sup> MSc

#### How to cite this article

Amiri A, Shojaeefard M, Qasemian A, Samieziade S. Investigation of Wall Temperature Effect on Flame Quenching Distance during the Warmup Period of an SI Internal Combustion Engine. Modares Mechanical Engineering. 2020;20(6): 1647-1660.

<sup>1</sup>Powertrain System Department, Automotive Engineering Faculty, Iran University of Science & Technology, Tehran, Iran

#### \*Correspondence

Address: Automotive Engineering Faculty, Iran University of Science & Technology, Farjam Street, Resalat Square, Tehran, Iran. Postal Code: 1684613114  
Phone: +98 (21) 77240540  
Fax: +98 (21) 77491225  
qasemian@iust.ac.ir

#### Article History

Received: October 26, 2019  
Accepted: March 31, 2020  
ePublished: June 20, 2020

### ABSTRACT

The internal combustion engine's warm-up period is one of the most important sources of emissions, especially unburned hydrocarbons (UHC). Due to the low temperature of combustion chamber wall during the warm-up period, the flame is quenched rapidly near the walls and piston surface and the air-fuel mixture in the vicinity of the wall does not burn and leave the combustion chamber unburned which increases UHC emissions of internal combustion engines during the warm-up period. In the current study, using MATLAB R2018b software and numerical solution methods, a code is developed based on XU7 engine data to determine the effect of wall temperature on the flame quenching distance. The results showed that by increasing the cylinder wall temperature, flame quenching distance during the engine warm-up period, for two cases of constant and pressure based Peclet number, was decreased by 46 and 22%, respectively. The results also indicated that the flame quenching distance had a downward logarithmic behavior over time, which is the opposite of the thermal behavior of the combustion chamber walls during the engine warm-up period, which is an upward logarithmic behavior.

**Keywords** Internal Combustion Engine; Flame Quenching; Unburned Hydrocarbon; Transient Heat Transfer; Warm-up

### CITATION LINKS

[1] Heat transfer in internal combustion ... [2] Engineering fundamentals of the internal combustion ... [3] The effects of crevices on the engine-out hydrocarbon emissions in SI ... [4] An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition ... [5] Handbook of air pollution from internal combustion engines: Pollutant formation ... [6] Influence of the combustion chamber shape on HC emissions and the combustion ... [7] Possibilities for predicting unburned hydrocarbons in a direct injection ... [8] Modelling turbulent premixed flame-wall interactions including flame ... [9] Internal combustion engine ... [10] Numerical investigation of boundary layer flow and wall heat transfer in a ... [11] REDIM reduced modeling of flame-wall-interactions: Quenching of a ... [12] Experimental investigation of flame surface density and mean reaction rate during ... [13] The wall quenching of laminar propane flames as a function of pressure ... [14] Iso-Octane Benzene and Ethyl Ether ... [15] Flame-quench distance measurements in a CFR ... [16] Unburned hydrocarbons emission source from ... [17] Thermal boundary layer thickness in the cylinder of a spark-ignition ... [18] Measurements of temperature distribution in thermal boundary layer and ... [19] Head-on quenching of transient laminar flame: Heat flux and ... [20] A thermal formulation for single-wall quenching of transient ... [21] Effects of cold wall quenching on unburned hydrocarbon emissions ... [22] Application of a Phenomenological Model for the Engine-Out Emissions ... [23] Modeling of nitric oxide formation in spark ignition engines with a multizone ... [24] Internal combustion engines: Applied ... [25] A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient ... [26] A global model of engine heat transfer for reducing warm-up time using intelligent ... [27] Correlations of combustion data for SI engine calculations-laminar flame speed, quench ... [28] CFD simulation for predicting combustion and pollutant formation in a homogeneous-charge spark-ignition ... [29] Correlations for the viscosity and prandtl number of hydrocarbon-air combustion ... [30] A numerical study of laminar flame wall ... [31] Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuel ... [32] Laminar burning velocity of propane-air mixtures at high temperature ... [33] Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and ...

## بررسی تأثیر دمای دیواره بر فاصله خاموشی شعله طی دوره گرم‌شدن یک موتور احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای

امیرحسین امیری MSc

گروه قوای محرکه خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

محمدحسن شجاعی فرد PhD

گروه قوای محرکه خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

علی قاسمیان\* PhD

گروه قوای محرکه خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

سامان سمیعزاده MSc

گروه قوای محرکه خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

### چکیده

دوره اولیه گرم‌شدن موتور، یکی از مهم‌ترین منابع انتشار آلاینده‌ها به خصوص هیدروکربن‌های نسوخته (UHC) است. به دلیل سردبودن دیواره محفظه احتراق در زمان گرم‌شدن موتور، شعله در نزدیکی دیواره سیلندر و سطح روی پیستون به سرعت خاموش می‌شود و مخلوط هوا و سوخت موجود در کناره‌های محفظه احتراق فرصت اشتعال نمی‌یابد و به صورت نسوخته از محفظه احتراق خارج می‌شوند که باعث افزایش آلاینده‌گی در موتورهای احتراق داخلی در دوره گرم‌شدن موتور می‌شود. در تحقیق انجام‌شده با بهره‌گیری از نرم‌افزار متلب R2018b و استفاده از روش‌های حل عددی، بر پایه اطلاعات موتور XU7 کدی نوشته شده است تا اثر دمای دیواره بر روی خاموشی شعله را به دست آورد. نتایج نشان داد که با افزایش دمای دیواره سیلندر فاصله خاموشی شعله طی دوره گرم‌شدن موتور، به‌زای دو حالت پکلت ثابت و متغیر با فشار، به ترتیب ۴۶ و ۲۲٪، نسبت به لحظه ابتدایی عملکرد موتور کاهش می‌یابد. همچنین نتایج حاکی از آن بود که فاصله خاموشی برحسب زمان حاکی از رفتار لگاریتمی نزولی بود که این موضوع به نوعی معکوس رفتار دمایی دیواره‌های محفظه احتراق طی دوره گرم‌شدن موتور است که یک رفتار لگاریتمی صعودی است.

**کلیدواژه‌ها:** موتور احتراق داخلی، خاموشی شعله، هیدروکربن نسوخته، انتقال حرارت گذرا، دوره گرم‌شدن موتور

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۸/۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۱/۱۲

\*نویسنده مسئول: qasemian@iust.ac.ir

### مقدمه

در ابتدای شروع به کار یک موتور احتراق داخلی، دمای قطعات مختلف موتور با دمای محیط برابر است. مدت‌زمانی که صرف می‌شود تا دمای قطعات بر اثر احتراق به دمای عملکردی موتور برسند، دوره گرم‌شدن موتور نامیده می‌شود. دوره مذکور با توجه به تغییرات زیادی که در اکثر پارامترها از جمله پارامترهای دمایی رخ می‌دهد یک دوره گذرا محسوب می‌شود و برای مدل‌سازی آن باید

از روابط مربوط به حالت گذرا (Transient) استفاده کرد<sup>[1]</sup>. یکی از مهم‌ترین پیامدهای این دوره حجم بالای آلاینده‌های خروجی از موتور است. از میان آلاینده‌های اصلی که در گازهای حاصل از احتراق وجود دارد هیدروکربن‌های نسوخته سهم بیشتری را نسبت به مونواکسید کربن و اکسیدهای نیتروژن در دوره گرم‌شدن موتور دارد که علت آن را می‌توان در مواردی همچون احجام مربوط به درز و شکاف، خاموشی شعله در دیواره‌ها، نشتی عبوری از سوپاپ خروجی، رسوبات و روغن روی دیواره‌های محفظه احتراق و بازبودن همزمان سوپاپ‌ها دانست<sup>[2]</sup>. در جدول ۱ سهم هریک از موارد ذکرشده در تولید هیدروکربن‌های نسوخته در دوره گرم‌شدن موتور مشخص شده است<sup>[3-7]</sup>. خاموشی شعله در مجاورت دیواره‌ها که یکی از عوامل انتشار هیدروکربن‌ها در دوره گرم‌شدن موتور است، موضوع اصلی این تحقیق است. در حدود ۱۵ تا ۲۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا، ۹۰ تا ۹۵٪ از جرم هوا و سوخت، سوخته است و شعله به گوشه‌های انتهایی محفظه احتراق رسیده است. اگر چه پیستون از این نقطه دور شده است، ولی محفظه احتراق فقط به میزان ۱۰ تا ۲۰٪ حجم فضای مرده که بسیار کوچک است، افزایش یافته است. این بدان معناست که جرم انتهایی هوا و سوخت، در حجم بسیار کوچکی در گوشه‌های محفظه احتراق و در طول دیواره‌های محفظه، واکنش خواهد داد. جرم بزرگ دیواره‌های فلزی نیز به صورت چاه حرارتی عمل می‌کنند و مقدار زیادی از انرژی آزادشده از واکنش شعله را به بیرون هدایت می‌نمایند<sup>[2]</sup>. از این رو، به کمترین فاصله بین شعله و دیواره، که دیگر شعله در آنجا پایداری ندارد و خاموش می‌شود، فاصله خاموشی شعله گویند. فاصله خاموشی شعله در موتورهای احتراق داخلی به عوامل زیادی بستگی دارد که از مهم‌ترین آنها می‌توان به عدد بدون بعد پکلت (Pelet)، دمای گازهای سوخته، دمای گازهای نسوخته، سرعت شعله در حالت آرام، ظرفیت گرمایی در فشار ثابت، دمای دیواره و چگالی گازهای نسوخته اشاره کرد<sup>[8]</sup>. خاموش‌شدن شعله در دیواره‌ها، حجم کوچکی از مخلوط هوا و سوخت واکنش‌نیافته را باقی می‌گذارد. ضخامت این لایه نسوخته، از مرتبه دهم میلی‌متر است و فاصله خاموشی شعله در موتورهای احتراق داخلی بین ۰/۲ تا ۰/۴ میلی‌متر است<sup>[9]</sup>. بدیهی است میزان فاصله خاموشی شعله تا دیواره رابطه مستقیمی با انتشار هیدروکربن‌های نسوخته دارد زیرا هر چقدر فاصله خاموشی شعله تا دیواره‌ها زیادتر باشد و شعله زودتر خاموش شود، مقدار هیدروکربن‌های نسوخته بیشتری در این فاصله انباشته شده و در نتیجه حجم هیدروکربن‌های نسوخته در دوره گرم‌شدن موتور افزایش می‌یابد. پژوهش‌های زیادی در این زمینه از دهه ۵۰ میلادی تا به امروز انجام شده است که در اکثر کارهای انجام‌شده فاصله خاموشی شعله به صورت تجربی اندازه‌گیری شده و در برخی دیگر از پژوهش‌ها نیز که از روش‌های عددی برای محاسبه فاصله خاموشی شعله استفاده کرده‌اند، محاسبات تنها معطوف به

ترچپوز[21] با ارایه یک مدل حرارتی بر پایه تحقیقات ساتن و همکاران[19]، تأثیر دمای دیواره سرد را بر روی انتشار هیدروکربن‌های نسوخته در یک موتور تزریق مستقیم فشار بالا با سوخت گاز طبیعی را بررسی کرد. برای این منظور، وی از دینامیک سیالات محاسباتی برای مطالعه تأثیر دمای دیواره سرد بر روی خاموشی شعله برای دو نوع سوخت متان و پروپان، در دمای دیواره ۳۰۰ و ۶۰۰ کلوین در فشار تزریق ۲۵۰ و ۶۰۰ بار بهره برده است. درج[22] انتشار هیدروکربن‌های نسوخته در یک سیکل رانندگی را در دوره گرم‌شدن موتور مورد بررسی قرار داد. او تمامی عوامل انتشار هیدروکربن‌های نسوخته در دوره گرم‌شدن از جمله نشی رینگ‌ها، خاموشی شعله روی سطح پیستون و دیواره سیلندر را مورد بررسی قرار داد و در نهایت مقدار هیدروکربن‌های نسوخته را به روش حل عددی محاسبه کرد. در اکثر کارهای انجام‌شده تأثیر دمای دیواره بر خاموشی شعله، در حالت پایا بررسی شده است و اگر هم در حالت گذرا بررسی شده باشد دمای دیواره ثابت و برابر با دمای گازهای نسوخته فرض شده است که این موضوع به دو دلیلی که در ادامه به آن اشاره می‌شود جای تأمل جدی دارد؛ اولاً دمای دیواره در دوره گرم‌شدن موتور متغیر است و این تغییرات تا رسیدن به حالت پایا ادامه دارد. ثانیاً مقدار دمای گازهای نسوخته به هیچ وجه با دمای دیواره محفظه احتراق در دوره گرم‌شدن موتور برابر نیست و مقدار دو دمای مذکور با هم تفاوت دارد. وجه تمایز پژوهش حاضر با مطالعات پیشین را می‌توان در همین دو مطلب مذکور خلاصه کرد. بدین معنی که در پژوهش حاضر، در محاسبات مربوط به خاموشی شعله و همچنین دمای گازهای داخل محفظه، از یک مدل انتقال حرارت گذرای موتور که دمای دیواره را طی لحظات ابتدایی گرم‌شدن موتور محاسبه کرده و با مدل‌های احتراقی و ترمودینامیکی در هر لحظه به اشتراک می‌گذارد استفاده می‌شود که طبیعتاً می‌تواند دقت بیشتری را در پی داشته باشد.

هدف از این تحقیق بررسی تأثیر دمای دیواره بر فاصله خاموشی شعله طی دوره گرم‌شدن اولیه موتور است. مروری بر مطالعات پیشین نشان می‌دهد که تاکنون رفتار فاصله خاموشی شعله طی دوره گرم‌شدن موتور و تأثیر دمای دیواره سیلندر بر آن مورد بررسی قرار نگرفته است. به همین منظور یک مدل احتراقی و انتقال حرارتی گذرا برای یک موتور احتراق داخلی توسعه داده می‌شود. انتقال حرارت در قطعات موتور بر مبنای روش مقاومت حرارتی و ظرفیت فشرده و احتراق بر مبنای روش احتراق دو ناحیه‌ای شبیه‌سازی شده و با یکدیگر جفت می‌شوند تا دمای گازهای سوخته و نسوخته و همچنین دمای قسمت‌های مختلف موتور از جمله دمای دیواره در دوره گرم‌شدن موتور با دقت بالایی حاصل شود. سپس با داشتن دمای دیواره طی دوره گرم‌شدن موتور از یک سو و استخراج معادلات مربوط به محاسبه فاصله خاموشی از سوی دیگر، نحوه تغییرات فاصله خاموشی طی دوره ابتدایی گرم‌شدن موتور مورد بررسی و مطالعه قرار می‌گیرد.

حالت‌های پایا بوده است و اشاره‌ای به رفتار فاصله خاموشی در دوره گذرای گرم‌شدن موتور نشده است [10-12].

جدول ۱) سهم عوامل مختلف در تولید هیدروکربن‌های نسوخته در دوره گرم‌شدن موتور

عوامل موثر بر انتشار هیدروکربن‌های نسوخته	سهم هر بخش (%)
خاموشی شعله در دیواره‌ها	۷-۵
حجم‌های مربوط به درز و شکاف	۹۰-۴۰
نشی عبوری از سوپاپ خروجی	۵-۱
رسوبات روی دیواره‌های محفظه احتراق	۱۰
روغن روی دیواره‌های محفظه احتراق	۳۰-۵

فریدمن و جانستون[13] فاصله خاموشی شعله آرام پروپان با هوا را در بین دو صفحه موازی، به صورت تابعی از فشار، دما و نسبت هوا به سوخت به صورت آزمایشگاهی در یک محفظه احتراق اندازه‌گیری کردند. در پژوهش دیگری که توسط همین دو محقق انجام شده است [14]، وابستگی خاموشی شعله به فشار را در انواع سوخت‌هایی چون هپتان نرمال، بنزین ایزواکتان و اتیل‌اتر بررسی کردند و مشخص نمودند که با افزایش نسبت سوخت به هوا، فاصله خاموشی شعله و نسبت هیدروکربن‌ها در گازهای خروجی افزایش می‌یابد و تقریباً کمترین مقدار هیدروکربن‌ها در زمانی است که نسبت سوخت به هوا در حالت استوکیومتریکی قرار دارد. گولسبای و هاسکل[15]، تحقیقات خود را در زمینه خاموشی شعله بر روی یک موتور (Cooperative Fuel Research Engine; CFR) انجام دادند و به بررسی وابستگی فاصله خاموشی شعله به دمای دیواره، نسبت هم‌آرزی، فشار و دمای احتراق پرداختند. آمانو و اکاموتو[16]، به موضوع انتشار هیدروکربن‌های نسوخته در موتورهای اشتعال جرقه‌ای در زمان خاموشی شعله پرداختند. آنها منبع انتشار هیدروکربن‌های نسوخته را در دیواره موتور، رینگ‌ها و سرسیلندر و جریان توربولانس می‌دانستند و تحقیقات خود را بر پایه یک موتور با سوخت طبیعی قرار دادند و مقدار فاصله خاموشی شعله و هیدروکربن‌های نسوخته را محاسبه کردند. در ادامه پژوهش‌های انجام‌شده، لیفورد پایک جان و هیوود[17] و همچنین شیگهارو و تاکشی[18]، از روش‌های حل عددی و آزمایشگاهی برای محاسبه ضخامت لایه مرزی حرارتی تشکیل‌شده بر روی دیواره محفظه احتراق استفاده کردند.

از پژوهش‌هایی که در زمینه اندازه‌گیری فاصله خاموشی شعله به صورت حل عددی انجام شده است و مشابه با این تحقیق است می‌توان به کار آمانو و اکاموتو[16]، ساتن و همکاران[19]، بوست و همکاران[20]، ترچپوز[21] و درج[22] اشاره کرد. ساتن و همکاران[19]، فاصله خاموشی شعله را در حالت گذرا در یک محفظه احتراقی بررسی کردند و رابطه‌ای را برای محاسبه فاصله خاموشی شعله با فرض اینکه دمای گازهای نسوخته و دیواره برابر است، به دست آوردند.

## معادلات حاکم و روش تحقیق

## مشخصات موتور

موتوری که در این پژوهش مورد مطالعه قرار گرفته است موتور XU7 است که در جدول ۲ مشخصات این موتور نشان داده شده است.

جدول ۲) مشخصات موتور

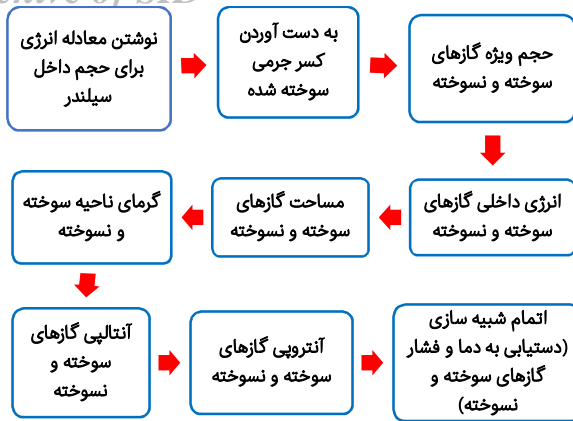
نوع موتور	XU7
قطر سیلندر	۸۳ میلی‌متر
کورس پیستون	۸۶ میلی‌متر
نسبت تراکم	۱۰
دور موتور	۱۵۰۰ دور بر دقیقه
فشار اولیه	۱۰۰ کیلوپاسکال
دمای اولیه	۲۹۸ کلوین
حجم جابجایی	۱۷۶۱ سی‌سی
زاویه شروع احتراق	۳۵ درجه
زاویه سوختن	۶۰ درجه

## شبیه‌سازی احتراق دو ناحیه‌ای

در این بخش به بررسی احتراق دو ناحیه‌ای در یک موتور احتراق داخلی پرداخته می‌شود [23]. احتراق دو ناحیه در این مدل بر پایه معادلات جرم و انرژی و کسر جرمی سوخته‌شده برای یک مخلوط همگن در یک سیکل از کارکرد موتور احتراق داخلی نوشته می‌شود. همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شده است در محفظه احتراق بعد از شروع جرقه توسط شمع و پیشروی شعله، فضای درون سیلندر و سرسیلندر به دو قسمت سوخته و نسوخته تقسیم می‌شود که ناحیه گازهای سوخته‌شده در پشت جبهه شعله و ناحیه گازهای نسوخته در جلوی شعله قرار می‌گیرد. دمای گازهای سوخته و نسوخته، کسر جرمی سوخته‌شده، فشار درون سیلندر، مساحت گازهای سوخته و نسوخته از جمله پارامترهایی هستند که می‌توان آنها را با استفاده از شبیه‌سازی احتراق دو ناحیه‌ای تخمین زد و تغییرات هر کدام از آنها را در یک سیکل کامل مشاهده نمود. روند حل شبیه‌سازی مذکور در شکل ۲ نشان داده شده و در ادامه الگوریتم شبیه‌سازی احتراق دو ناحیه‌ای در نرم‌افزار متلب توضیح داده می‌شود.



شکل ۱) ناحیه سوخته و نسوخته در داخل محفظه احتراق



شکل ۲) روند شبیه‌سازی احتراق دو ناحیه‌ای در نرم‌افزار متلب

در ابتدا معادله انرژی یک سیستم باز برای حجم داخل سیلندر نوشته می‌شود:

$$\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{m_1 h_1}{\omega} \quad (1)$$

که  $Q$  مقدار گرمای آزادشده،  $P$  فشار درون سیلندر،  $V$  حجم داخل سیلندر،  $U$  انرژی داخلی،  $m_1$  دبی جرمی،  $h_1$  آنتالپی ورودی،  $\omega$  سرعت زاویه‌ای موتور حجم سیلندر در هر زاویه از چرخ‌لنگ است. قسمت سمت راست معادله ۱ را می‌توان بسط داد و انرژی داخلی سیستم را برحسب جرم نوشت:

$$\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} = m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} + \frac{m_1^0 h_1}{\omega} \quad (2)$$

از طرفی می‌توان حجم ویژه و کسر جرمی سوخته‌شده (Burned Mass Fraction) درون سیلندر در طی یک دوره کامل نوشت. از این رو، در ابتدا باید کسر جرمی سوخته‌شده درون سیلندر را به دست آورده شود که به تابع وایب (Wiebe Function) مشهور است [9].

کسر جرمی سوخته‌شده در داخل سیلندر که از طریق تابع وایب قابل محاسبه و پیش‌بینی است معرف مقدار کسری از جرم مخلوط است که در یک لحظه مشخص محترق شده است و به محصولات احتراق تبدیل شده است که مقدار آن بین ۰ تا ۱ است. در رابطه ۳ روش محاسبه کسر جرمی سوخته‌شده آورده شده است.

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_s}{\theta_a} \right)^n \right] \quad (3)$$

که در آن  $x_b$  کسر جرمی سوخته‌شده برحسب زاویه چرخش میل‌لنگ،  $a$  ضریب موثر وایب،  $\theta$  زاویه چرخش میل‌لنگ،  $\theta_s$  زاویه شروع جرقه،  $\theta_a$  طول زاویه سوختن و  $n$  ضریب تابع وایب است. در بسیاری از مراجع و با استفاده از نتایج تجربی مقدار ضرایب  $a$  و  $n$  در مراجع به ترتیب ۳ و ۵ پیشنهاد شده است [9]. البته این ضریب می‌تواند به منظور کالیبراسیون دقیق‌تر نتایج تجربی و تئوری، متناسب با نوع موتور و شرایط احتراق، مقادیر متفاوتی اختیار کند.

پس از به دست آوردن کسر جرمی سوخته‌شده، می‌توان حجم ویژه را براساس کسر جرمی سوخته‌شده به دست آورد.

$$v = \frac{V}{m} = x v_b + (1 - x) v_u \quad (4)$$

حجم ویژه گازهای درون سیلندر تابعی از دما و فشار درون سیلندر

در رابطه ۲ عبارت  $m \frac{du}{d\theta}$  ترم ناشی نام دارد که در روابط قبلی توضیح داده شد. ضریب ناشی (c)، به طراحی رینگ‌های به‌کاررفته در موتور وابستگی دارد و پارامتر مهمی است از همین رو با استفاده از ضریب ناشی و زاویه‌های شروع احتراق می‌توان نرخ جرم داخل سیلندر را در هر زاویه از چرخش میل‌لنگ به‌دست آورد.

$$m(\theta) = m_1 \exp\left(-c(\theta - \theta_1)/\omega\right) \quad (14)$$

مقدار جرم ورودی را در ابتدای کورس تراکم با نماد  $m_1$  در نظر گرفته می‌شود. برای به‌دست‌آوردن گرمای از دست‌رفته در هر زاویه از چرخش لنگ باید از رابطه ۱۵ استفاده کرد.

$$\frac{dQ}{d\theta} = -\frac{Q_1}{\omega} = \frac{-Q_b - Q_u}{\omega} \quad (15)$$

برای استفاده از روابط انتقال حرارت در این قسمت، فرض می‌شود که روابط انتقال حرارت جابجایی در این بخش صادق است و با نوشتن معادلات براساس انتقال حرارت جابجایی برای هر دو ناحیه رابطه ۱۶ و ۱۷ حاصل خواهد شد.

$$Q_b = h_w A_b (T_b - T_w) \quad (16)$$

$$Q_u = h_w A_u (T_u - T_w) \quad (17)$$

که  $Q_b$  و  $Q_u$  گرمای از دست‌رفته در ناحیه سوخته و نسوخته، و  $h_w$  ضریب انتقال حرارت جابجایی براساس مدل وشنی (Woschni) برای ناحیه سوخته و نسوخته،  $A_b$  و  $A_u$  مساحت ناحیه سوخته و نسوخته هستند. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی به روش وشنی [25] از رابطه ۱۸ استفاده می‌شود.

$$h_w = 3.26 P^{0.8} U^{0.8} b^{0.8} T_{ave}^{-0.55} \quad (18)$$

که  $h_w$  ضریب انتقال حرارت جابجایی براساس مدل وشنی برحسب وات بر مترمربع کلویین،  $P$  فشار گازهای داخل سیلندر برحسب کیلوپاسکال،  $U$  سرعت گازها برحسب متر بر ثانیه،  $b$  قطر پیستون برحسب متر و  $T_{ave}$  میانگین دمای گازهای داخل سیلندر برحسب کلویین است. دمای میانگین گازها در ناحیه سوخته و نسوخته توسط رابطه ۱۹ محاسبه می‌شود.

$$T_{ave} = xT_b + (1-x)T_u \quad (19)$$

برای محاسبه مساحت گازهای سوخته و نسوخته در داخل سیلندر، از روابط تجربی موجود در منابع استفاده می‌شود [24]. در این روش مساحت گازهای سوخته و نسوخته به‌صورت تابعی از کسر جرمی سوخته‌شده در زمان احتراق مطرح می‌شود و فرض می‌شود که کل مساحت گازهای داخل سیلندر در زمان احتراق به دو ناحیه سوخته و نسوخته تقسیم می‌شود.

$$A_c = \frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V(\theta)}{b} \quad (20)$$

$$A_c = A_b + A_u \quad (21)$$

$$A_b = A_c x^{1/2} \quad (22)$$

$$A_u = A_c \left(1 - x^{1/2}\right) \quad (23)$$

که  $A_c$  مساحت کل سیلندر در هر زاویه از چرخش میل‌لنگ،  $A_u$  و  $A_b$  به‌ترتیب مساحت گازهای سوخته و نسوخته،  $x$  کسر جرمی سوخته‌شده در هر زاویه از چرخش میل‌لنگ،  $b$  قطر سیلندر و

است و حجم ویژه را می‌توان برای هر دو ناحیه سوخته و نسوخته نوشت. برای دستیابی به این موضوع باید از قاعده مشتق‌گیری زنجیری برای هر ناحیه به‌صورت جدا استفاده کرد.

$$v = v(T, P)$$

$$\frac{\partial v_b}{\partial \theta} = \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\partial v_b}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (5)$$

$$\frac{\partial v_u}{\partial \theta} = \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\partial v_u}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (6)$$

برای ناشی گازهای بین پیستون و دیواره به محفظه میل‌لنگ موتور ضریبی معرفی می‌شود به نام ضریب ناشی (Blowby Coefficient) که به‌صورت زیر تعریف می‌شود [24].

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{m_1}{\omega} \quad (7)$$

$$c = \frac{m_1}{m} \quad (8)$$

با دیفرانسیل‌گیری از طرفین معادله ۴ نسبت به  $\theta$  و جایگزینی معادله‌های ۵ و ۸ در معادله ۲، معادله ۹ حاصل می‌شود.

$$\frac{1}{m} \frac{dv}{d\theta} + \frac{vc}{m\omega} = x \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + (1-x) \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \frac{dT_u}{d\theta} \left[ x \frac{\partial v_b}{\partial P} + \right. \quad (9)$$

$$\left. (1-x) \frac{\partial v_u}{\partial P} \right] + \frac{dP}{d\theta} + (v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta}$$

با فرض این که تمام انرژی داخلی سیستم ( $u$ )، به دو قسمت سوخته و نسوخته تقسیم می‌شود می‌توان برای انرژی داخلی ویژه همانند روابطی که برای جرم ویژه نوشته شد، روابطی را استخراج کرد که انرژی داخلی را بر هر دو ناحیه مشخص کند.

$$U = \frac{u}{m} = x u_b + (1-x) u_u \quad (10)$$

که  $u_b$  انرژی داخلی ناحیه سوخته در دمای  $T_b$  و  $u_u$  انرژی داخلی ناحیه نسوخته در دمای  $T_u$  است. برای به‌دست‌آوردن انرژی داخلی در هر دو ناحیه می‌توان همانند جرم ویژه از قاعده مشتق‌گیری زنجیری استفاده کرد تا انرژی داخلی برای هر ناحیه حاصل شود.

$$\frac{\partial u_b}{\partial \theta} = \frac{\partial u_b}{\partial T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\partial u_b}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} = \left( C_{pb} - \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \right) \frac{dT_b}{d\theta} - \left( T_b - P \frac{\partial v_b}{\partial P} \right) \frac{dP}{d\theta} \quad (11)$$

انرژی داخلی ناحیه سوخته را می‌توان بر همین اساس به‌دست آورد که در رابطه ۱۲ به آن اشاره شده است.

$$\frac{\partial u_u}{\partial \theta} = \left( C_{pu} - \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} - \left( T_u - P \frac{\partial v_u}{\partial P} \right) \frac{dP}{d\theta} \quad (12)$$

از روابط بالا می‌توان انرژی داخلی سیستم را در هر دو ناحیه به‌دست آورد. در رابطه ۲ که به معادله انرژی می‌پردازد، در قسمت سمت راست معادله عبارت  $m \frac{du}{d\theta}$  را می‌توان براساس روابطی که برای انرژی داخلی در هر دو ناحیه به‌دست آمده است را به‌دست آورد.

$$m \frac{du}{d\theta} = m \left[ x \frac{du_b}{d\theta} + (1-x) \frac{du_u}{d\theta} \right] + (u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \quad (13)$$

با قراردادن رابطه ۱۰ و ۱۱ در رابطه فوق، عبارت  $m \frac{du}{d\theta}$  به‌صورت کلی نوشته می‌شود و برای هر دو ناحیه قابل استفاده است.

$$m \frac{du}{d\theta} + mx \left[ C_{pb} - p \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \right] \frac{dT_b}{d\theta} + m(1-x) \left[ C_{pu} - p \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \right] \frac{dT_u}{d\theta} - \left[ mx \left( T_b \frac{\partial v_b}{\partial T_b} + P \frac{\partial v_b}{\partial P} \right) + m(1-x) \left( T_u \frac{\partial v_u}{\partial T_u} + P \frac{\partial v_u}{\partial P} \right) \right] \frac{dP}{d\theta} + m(u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \quad (14)$$

معادلات نهایی که با استفاده از آنها می‌توان فشار و دمای گازه‌ای سوخته و نسوخته را به‌دست آورد در روابط ۳۳ الی ۳۵ مشخص شده‌اند.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{A+B+C}{D+E} \quad (۳۳)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-h_w A C (T_b - T_w)}{\omega m C_{pb} x^{1/2}} + \frac{T_b}{C_{pb}} \frac{\partial \theta_b}{\partial T_b} + \frac{A+B+C}{D+E} + \quad (۳۴)$$

$$\frac{h_u - h_b}{x C_{pb}} \left[ \frac{dx}{d\theta} - (x - x^2) \frac{c}{\omega} \right]$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-h_w A C (1-x^{1/2})(T_u - T_w)}{\omega m C_{pu} (1-x)} + \frac{T_u}{C_{pu}} \frac{\partial \theta_u}{\partial T_u} + \frac{A+B+C}{D+E} \quad (۳۵)$$

دامنه حل جواب برای به‌دست‌آوردن دمای گازه‌ای سوخته و نسوخته به‌صورت یک بازه از کسر جرمی سوخته‌شده تعریف می‌شود. اگر مقدار کسر جرمی سوخته‌شده کمتر از ۰/۰۰۱ باشد در این دامنه از حل فقط دما و فشار گازه‌ای سوخته محاسبه می‌شود و فرض می‌شود که تمام مخلوط سوخت و هوای داخل سیلندر هنوز محترق نشده است. با شروع احتراق و افزایش مقدار کسر جرمی سوخته‌شده شبیه‌سازی احتراق دو ناحیه‌ای برای هر دو ناحیه انجام می‌شود و دما و فشار گازه‌ای سوخته و نسوخته محاسبه می‌شود و این روند ادامه دارد تا زمانی که مقدار کسر جرمی گازه‌ای سوخته‌شده به مقدار ۰/۹۹۹ می‌رسد. اگر مقدار کسر جرمی سوخته‌شده بیشتر از مقدار ذکرشده شود، دیگر پارامتری از ناحیه نسوخته محاسبه نمی‌شود و فرض می‌شود که تمام مخلوط سوخت و هوای داخل سیلندر محترق شده است و هیچ مخلوط نسوخته‌ای در داخل سیلندر باقی نمانده است و از این مقدار به بعد تمامی پارامترها همچون دما و فشار برای ناحیه سوخته‌شده محاسبه می‌شوند.

### دمای دیواره محفظه احتراق در دوره گرم‌شدن موتور

برای محاسبه دمای دیواره از روش ظرفیت فشرده و مقاومت حرارتی استفاده شده است [26]. شرط استفاده از روش ظرفیت گرمایی فشرده این است که عدد بایو (Bio) کوچک‌تر از ۰/۱ باشد. در جدول [26] مقدار عدد بایو برای برخی از قسمت‌های مهم موتور نشان داده شده است.

جدول ۳) عدد بایو برای برخی از قطعات موتور

عدد بایو	قطعات موتور
۰/۰۱۹	تاج پیستون
۰/۰۸۹	قسمت بالایی سرسیلندر
۰/۱	قسمت بالایی بلوک سیلندر
۰/۰۱	ساق سوپاپ دود
۰/۰۶۷	منیفولد خروجی
۰/۰۱۹	تاج پیستون

برای محاسبه دمای قطعات مختلف موتور، کل قطعات موتور به شکل گره‌هایی در نظر گرفته می‌شود و سپس این گره‌ها از طریق مقاومت‌های حرارتی اعم از رسانشی، جابجایی و تشعشعی به هم متصل شده و سپس با اعمال شرایط مرزی و اولیه، معادلات

$V(\theta)$  حجم کل سیلندر در هر زاویه از چرخش لنگ است.

آنتالپی ویژه  $h_1$ ، آنتالپی مقدار جرمی است که در فرآیند احتراق از قسمت رینگ‌ها نشتی کرده است و در ابتدای فرآیند احتراق گازه‌ای سوخته به حفره‌های موجود در رینگ نفوذ پیدا می‌کنند با گذشت زمان در اواخر دوره احتراق، گازه‌ای سوخته‌شده به این حفره‌ها نفوذ پیدا می‌کنند. از همین رو برای حل روابط احتراق دو ناحیه‌ای و به‌دست‌آوردن آنتالپی ویژه از رابطه ۲۴ استفاده می‌شود.

$$h_1 = (1 - x^2)h_u + x^2h_b \quad (۲۴)$$

که  $h_u$  و  $h_b$  به‌ترتیب آنتالپی گازه‌ای سوخته و سوخته هستند. آنتالپی ویژه هر دو ناحیه، مانند دیگر پارامترهایی که ذکر شد، تابعی از دما و فشار است.

برای کامل‌شدن روابط شبیه‌سازی احتراق دو ناحیه‌ای، در این بخش به مشخص‌شدن آنتروپی از دست‌رفته گازه‌ای سوخته در زمان احتراق می‌پردازیم. رابطه ۲۵ گرمای ناحیه سوخته را براساس آنتروپی مطرح می‌کند.

$$Q_u = \omega m (1 - x) \frac{ds_u}{d\theta} \quad (۲۵)$$

زمانی که  $S_u = S_u(T_u, P)$  باشد، همانند روابط گذشته می‌توان از قاعده مشتق‌گیری زنجیری استفاده کرد.

$$\frac{\partial s_u}{\partial \theta} = \frac{\partial s_u}{\partial T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\partial s_u}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (۲۶)$$

$$\frac{\partial s_u}{\partial \theta} = \frac{C_{pu}}{T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\partial v_u}{\partial P} \frac{dP}{d\theta}$$

با مساوی قراردادن رابطه ۱۷ و ۲۵، در دو معادله از بین می‌رود و رابطه ۲۷ حاصل می‌شود.

$$C_{pu} \frac{dT_u}{d\theta} - T_u \frac{\partial v_u}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} = \frac{-h_w A_u}{\omega m (1-x)} (T_u - T_w) \quad (۲۷)$$

اکنون تمامی روابط مورد نیاز برای شبیه‌سازی احتراق دو ناحیه‌ای حاصل شده است، به‌دلیل حجم زیاد روابط به‌دست‌آمده و ساده‌ترشدن روابط موجود، پارامترهایی تعریف می‌شود که در روابط زیر آورده شده‌اند.

$$A = \frac{1}{m} \left( \frac{dV}{d\theta} - \frac{Vc}{\omega} \right) \quad (۲۸)$$

$$B = \frac{h_w A C}{\omega m} \left[ \frac{1}{C_{pb}} \frac{\partial \theta_b}{\partial T_b} x^{1/2} (T_b - T_w) + \frac{1}{C_{pu}} \frac{\partial \theta_u}{\partial T_u} (1 - x^{1/2}) (T_u - T_w) \right] \quad (۲۹)$$

$$C = -(\vartheta_b - \vartheta_u) \frac{dx}{d\theta} - \frac{\partial \theta_b}{\partial T_b} \frac{h_u - h_b}{C_{pb}} \left[ \frac{dx}{d\theta} - \frac{(x-x^2)c}{\omega} \right] \quad (۳۰)$$

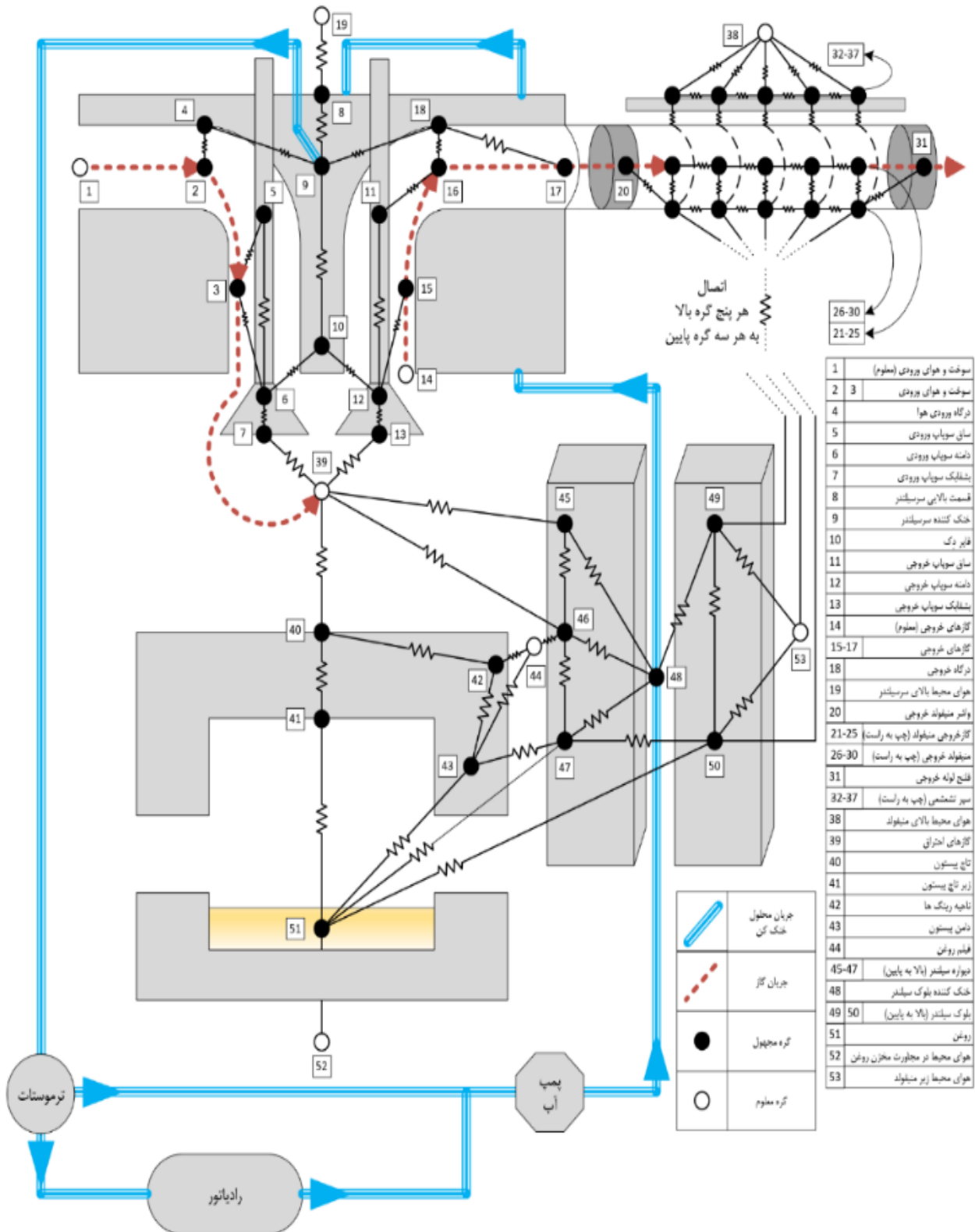
$$D = x \left[ \frac{T_b}{C_{pb}} \left( \frac{\partial \theta_b}{\partial T_b} \right)^2 + \frac{\partial \theta_b}{\partial P} \right] \quad (۳۱)$$

$$E = (1 - x) \left[ \frac{T_u}{C_{pu}} \left( \frac{\partial \theta_u}{\partial T_u} \right)^2 + \frac{\partial \theta_u}{\partial P} \right] \quad (۳۲)$$

که در روابط فوق  $h_w$  ضریب انتقال حرارت جابجایی به روش وشنی،  $\omega$  سرعت زاویه‌ای،  $m$  جرم ورودی،  $C_{pu}$  و  $C_{pb}$  به‌ترتیب ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت برای گازه‌ای سوخته و نسوخته،  $\vartheta$  جرم ویژه،  $T_b$  دمای گازه‌ای سوخته،  $T_w$  دمای دیواره،  $T_u$  دمای گازه‌ای سوخته،  $h_u$  و  $h_b$  آنتالپی ویژه برای گازه‌ای سوخته و نسوخته،  $c$  ضریب نشتی و  $P$  فشار گازه‌ای داخل سیلندر است.

شبیه‌سازی شدند. در شکل ۳ شبکه کامل مقاومتی موتور جهت به‌دست‌آوردن دمای قطعات مختلف در دوره گرم‌شدن موتور نشان داده شده است.

انرژی برای هر یک حل شده و در نتیجه دما در طی زمان برای هر نقطه به‌دست می‌آید. در مدلی که در مطالعه حاضر به آن پرداخته شده است بخش‌های مختلف یک سیلندر از موتور با ۵۳ نقطه



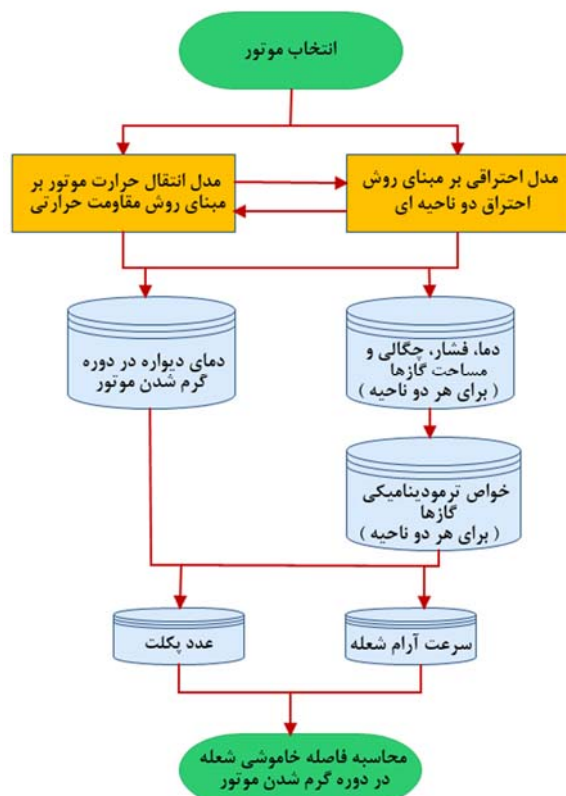
شکل ۳) شبکه کامل مقاوم حرارتی موتور

موتور در شکل ۴ نشان داده شده است. پس از انتخاب موتور و استفاده از اطلاعات عملکردی و هندسی آن، شبیه‌سازی احتراق دو ناحیه‌ای صورت می‌گیرد که حاصل آن استخراج دما و خواص ترمودینامیکی گازهای سوخته و نسوخته است.

در گام بعدی با معلوم‌بودن دمای گازهای سوخته و نسوخته، دمای میانگین گازهای حاصل از احتراق محاسبه می‌شود. این دما، دمای گره شماره ۳۹ در شکل ۳ است. با معلوم‌بودن دمای میانگین گازهای حاصل از احتراق و دیگر پارامترهای مورد نیاز، شبیه‌سازی مدل انتقال حرارت بر مبنای روش مقاومت حرارتی انجام می‌شود و دمای قسمت‌های مختلف موتور اعم از دمای دیواره سیلندر و تاج پیستون در دوره گرم‌شدن در هر سیکل عملکردی به دست می‌آید.

با انجام دو شبیه‌سازی ذکرشده، سرعت شعله در حالت آرام و عدد بدون بعد پکلت در دوره گرم‌شدن موتور به دست می‌آید. پس از به دست آوردن تمامی پارامترهای ذکرشده فاصله خاموشی شعله قابل محاسبه است.

نحوه محاسبه فاصله خاموشی شعله در دوره گرم‌شدن موتور



شکل ۴) نحوه محاسبه فاصله خاموشی شعله در دوره گرم‌شدن موتور

#### عدد بدون بعد پکلت

در فرآیند خاموشی شعله، به نرخ گرمای آزادشده درون شعله به گرمای از دست‌رفته توسط دیواره محفظه احتراق در زمان خاموشی شعله عدد پکلت گفته می‌شود<sup>[۹]</sup> که مقدار آن از روش‌های تجربی

در این مدل‌سازی دو نوع گره وجود دارد. گره‌هایی که دارای جرم هستند که با دایره توپر و گره‌های مرزی که با دایره توخالی نمایش داده شده‌اند و باید به‌صورت شرایط مرزی در معادلات دیفرانسیل قرار گیرند. در این شبیه‌سازی برخی از قسمت‌ها که حجم و جرم بزرگ‌تری داشتند و توزیع دما در آنها به‌گونه‌ای بود که فرض روش ظرفیت فشرده در آنها منجر به خطاهای بزرگ می‌شد، به چند بخش تقسیم شده تا روش ظرفیت فشرده در آنجا از دقت کافی برخوردار باشد. به‌عنوان مثال دیواره سیلندر به سه بخش مجزا تقسیم شد؛ دیواره بالایی که بخش بالایی رینگ فشاری اول (در حالتی که پیستون به نقطه سکون بالا می‌رسد) را شامل می‌شود، دیواره پایینی که بخش پایینی رینگ فشاری اول (در حالتی که پیستون به نقطه سکون پایین می‌رسد) را شامل می‌شود و دیواره میانی که ناحیه بین دیواره بالایی و پایینی را شامل می‌شود. طول دیواره میانی در واقع مسافتی است که رینگ فشاری اول به اندازه یک جابجایی (Stroke) پیستون طی می‌کند. در رابطه ۳۶ شکل کلی برای محاسبه دمای گره‌های مختلف طی دوره گرم‌شدن موتور نشان داده شده است.

$$\sum_i \frac{T-T_i}{R_i} + \sum_r \frac{T-T_r}{R_r} + \sum_{f+rad} (T-T_f) \left( \frac{1}{R_f} + \frac{1}{R_{rad}} \right) + q''' = C \frac{T-T_{old}}{\Delta t} + T_0 \sum \frac{1}{R_o} - \sum_i \frac{T_i}{R_i} \quad (36)$$

که  $L$  فاصله بین گره‌ها،  $r_1$  و  $r_2$  شعاع داخلی و بیرونی سیلندر،  $K$  ضریب هدایت،  $F$  ضریب شکل،  $A$  مساحت مجاور سیال،  $H$  ارتفاع سیلندر،  $h$  ضریب جابجایی،  $R_l$  مقاومت رسانشی محوری بین دو نقطه،  $R$  مقاومت رسانشی استوانه‌ای،  $R_f$  مقاومت جابجایی،  $R_{rad}$  مقاومت تشعشعی،  $R_i$  مقاومت جریان ورودی به سیلندر و  $R_o$  مقاومت جریان خروجی از سیلندر هستند که می‌توان برای هر نقطه مورد نظر از شبکه مقاومتی در شکل ۳، از رابطه ۱۶ استفاده نمود و دمای نقاط مختلف را در دوره گرم‌شدن موتور به دست آورد.

#### محاسبه فاصله خاموشی شعله تا دیواره

برای محاسبه فاصله خاموشی شعله در دوره گرم‌شدن موتور از رابطه‌ای که توسط آمانو و کاموتو<sup>[۱۶]</sup> به دست آمده است استفاده می‌شود که روش محاسبه آن در رابطه شماره ۳۷ مشخص شده است. این رابطه با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای جبهه جلوی شعله به دست می‌آید.

$$d_q = \frac{P_e K_u (T_b - T_w)}{\rho_u S_L C_p (T_b - T_u)} \quad (37)$$

که  $d_q$  فاصله خاموشی شعله تا دیواره،  $P_e$  عدد بدون بعد پکلت،  $K_u$  ضریب هدایت حرارتی گازهای نسوخته،  $T_b$  دمای گازهای سوخته،  $T_w$  دمای دیواره سیلندر،  $\rho_u$  چگالی گازهای نسوخته،  $S_L$  سرعت شعله در حالت آرام،  $C_p$  ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت برای گازهای نسوخته و  $T_u$  دمای گازهای نسوخته هستند. شایان ذکر است که همه پارامترهای مذکور باید در دوره گرم‌شدن موتور محاسبه شوند که در ادامه به روش‌های آن پرداخته خواهد شد. روندنمای نحوه محاسبه فاصله خاموشی شعله طی دوره گرم‌شدن



دمایی  $400 \text{ K} \leq T_u \leq 500 \text{ K}$  کلویین به‌دست آمده است.

$$Pr = 0.05 + 4.2(\gamma - 1) - 6.7(\gamma - 1)^2 \quad (43)$$

پس از استفاده از رابطه ۴۳، ضریب هدایت حرارتی،  $k$  از رابطه ۴۲ به‌دست می‌آید. پس از حل روابط مذکور، ضریب پخش حرارتی،  $\alpha$  نیز از رابطه ۴۴ قابل محاسبه است.

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (44)$$

با توجه به رابطه ۴۴ تنها مجهول در این رابطه، چگالی است که آن را هم از روابط گاز ایده‌آل، مطابق رابطه ۴۵ می‌توان محاسبه نمود.

$$P_u = \rho_u R T_u \quad (45)$$

برای محاسبه فشار گازهای نسوخته از رابطه ۴۶ استفاده می‌شود.

$$P_u = P_0 \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (46)$$

که  $P_u$  فشار گازهای نسوخته،  $P_0$  فشار اولیه با مقدار اتمسفر و  $T_0$  دمای اولیه با مقدار ۲۸۷ کلویین است. در پایان با یکپارچه‌سازی روابط احتراق دو ناحیه‌ای و مدل انتقال حرارت ظرفیت فشرده، متغیرهای مورد نیاز برای محاسبه فاصله خاموشی شعله در دوره گرم‌شدن موتور به‌دست می‌آید.

#### سرعت آرام شعله

آخرین پارامتری که در رابطه ۳۷ برای محاسبه فاصله خاموشی مورد نیاز است سرعت شعله،  $S_L$  است که در این قسمت به روش محاسبه آن پرداخته خواهد شد. در زمانی که خاموشی شعله رخ می‌دهد، شعله ناپایدار می‌شود و سرعت آن به شدت کاهش می‌یابد. از همین رو در اکثر پژوهش‌هایی که در زمینه خاموشی شعله انجام شده است، سرعت شعله در حالت آرام محاسبه می‌شود [9, 13, 14, 16, 19, 21, 27, 28, 30, 31]. متقارچی و کک [32] رابطه تجربی را در قالب رابطه ۴۷ برای محاسبه سرعت آرام شعله برحسب پارامترهایی چون نسبت هم‌ارزی، نوع سوخت، دما و فشار مطرح کردند.

$$S_L = S_{L,0} \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^{\alpha_g} \left( \frac{P_u}{P_0} \right)^{\beta_g} \quad (47)$$

که  $T_0$  و  $P_0$  دما و فشار مرجع هستند و مقدار آن‌ها به‌ترتیب ۲۹۸ کلویین و اتمسفر است.  $S_{L,0}$ ،  $\alpha_g$  و  $\beta_g$  ثوابتی هستند که با توجه به نوع سوخت، نسبت هم‌ارزی و دمای گازهای سوخته‌شده تعیین می‌شوند. روش محاسبه این ضرایب برای سوخت بنزین [33] در روابط ۴۸ الی ۵۰ و جدول ۴ مشخص شده است.

$$S_{L,0} = B_m + B_\phi (\phi - \phi_m)^2 \quad (48)$$

$$\alpha_g = 2.4 - 0.271\phi^{3.51} \quad (49)$$

$$\beta_g = -0.357 + 0.14\phi^{2.77} \quad (50)$$

جدول ۴) مقدار ضرایب مختلف برای محاسبه سرعت آرام شعله

بنزین	نوع سوخت
۳۰/۵	$B_m$
-۵۴/۹	$B_\phi$
۱/۲۱	$\phi_m$

و آزمایشگاهی قابل محاسبه است. در این تحقیق عدد پکلت به دو روش مختلف محاسبه شده است که به‌ترتیب در روابط ۱۸ و ۱۹ مشخص شده است. در رابطه شماره ۳۸ عدد پکلت ثابت فرض شده است که هیوود [9] براساس روابط لایو [27] از این فرضیه استفاده کرده است و در رابطه ۳۹ از روش یوسف [28]، استفاده شده است که عدد پکلت را براساس فشار گازهای نسوخته محاسبه می‌کند.

$$P_e \approx 8 \quad (38)$$

$$P_e = 3 \times P_u^{0.26} \quad (39)$$

#### محاسبه ضرایب حرارتی برای گازهای نسوخته

با توجه به رابطه شماره ۳۷ مشخص است که برای محاسبه فاصله خاموشی شعله باید ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت  $C_p$  و ضریب انتقال حرارت هدایتی  $k$ ، برای گازهای نسوخته طی دوره گرم‌شدن موتور محاسبه شوند. برای به‌دست‌آوردن ضرایب مذکور در ابتدا باید ویسکوزیته دینامیکی سیال  $\mu$ ، ضرایب نفوذ حرارتی  $\alpha$  و نسبت گرماهای ویژه  $\gamma$  محاسبه شوند. در این تحقیق برای محاسبه این ضرایب از پژوهش منصوره و هیوود [29] استفاده شده است که این ضرایب را به‌طور دقیق برای محصولات احتراق در فشار، دما و نسبت‌های هم‌ارزی مختلف بررسی کرده است.

برای محاسبه  $C_p$  و  $\gamma$  نمودارهایی موجود است که این ضرایب را در نسبت‌های هم‌ارزی ۱-۱۰ و فشارهای ۱ تا ۱۰۰ اتمسفر و دمای ۵۰۰ تا ۳۵۰۰ کلویین محاسبه کرده است. در این تحقیق برای محاسبه ضرایب مذکور از همین اطلاعات استفاده شده است.

جهت محاسبه ویسکوزیته دینامیکی مخلوط پیش از احتراق از روابط مربوط به ویسکوزیته هوا مطابق رابطه ۴۰ استفاده می‌شود. اما ویسکوزیته محصولات احتراق علاوه‌بر دما به نسبت هم‌ارزی نیز وابسته است. رابطه ۴۱ جهت محاسبه ویسکوزیته محصولات احتراق، برحسب دما و نسبت هم‌ارزی استفاده می‌شود. گفتنی است که ویسکوزیته دینامیکی همان‌طور که در رابطه ۴۰ و ۴۱ نیز مشهود است وابستگی چندانی به فشار ندارد.

(۴۰)

$$\mu_{air} = 3.3 \times 10^{-7} \times T_u^{0.7}; 500 \text{ K} \leq T_u \leq 4000 \text{ K} \quad (41)$$

$$\mu_{prod} = \mu_{air} / (1 + 0.027\phi); 500 \text{ K} \leq T_u \leq 4000 \text{ K} \text{ \& } 0 \leq \phi \leq 4$$

که  $\mu_{air}$  (کیلوگرم بر متر ثانیه) ویسکوزیته هوا،  $T_u$  دمای گازهای نسوخته،  $\mu_{prod}$  ویسکوزیته محصولات احتراق و  $\phi$  نسبت هم‌ارزی است. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت هدایتی می‌توان از تعریف عدد پرناتل استفاده کرد که در رابطه ۴۲ مشخص شده است. اگر عدد پرناتل برای محصولات احتراق محاسبه شود، ضریب انتقال حرارت هدایتی نیز در پی آن قابل محاسبه است.

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} \quad (42)$$

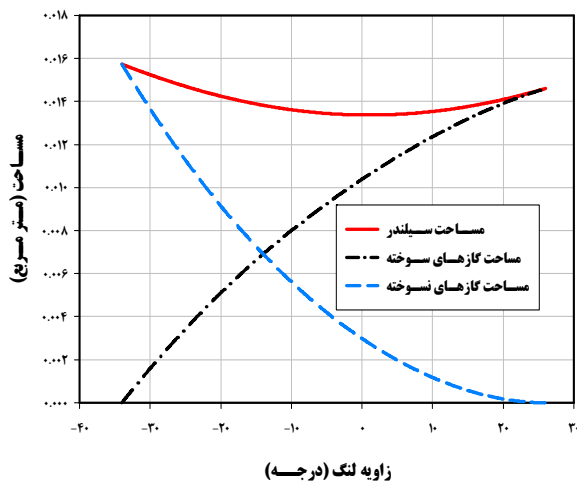
برای محاسبه عدد پرناتل هیدروکربن‌های حاصل از احتراق، از رابطه ۴۳ استفاده می‌شود. این رابطه برای شریط  $\phi \leq 1$  و بازه

خاموشی شعله افزایش می‌یابد. اختلاف بین دو نمودار می‌تواند ناشی از عوامل مختلفی چون دمای دیواره، استفاده از روابط تجربی سرعت آرام شعله و فرضیات مطرح در احتراق دو ناحیه‌ای باشد.

### تفسیر و تحلیل نتایج

در این بخش تغییرات مساحت گازهای سوخته و نسوخته، دمای گازهای سوخته و نسوخته، دمای میانگین گازها در احتراق دو ناحیه‌ای، سرعت شعله و همچنین فاصله خاموشی شعله در دوره گرم‌شدن بررسی خواهد شد.

همان طور که در نمودار ۳ نشان داده شده است، با شروع احتراق در زاویه ۳۵-درجه [24]، مساحتی از دیواره که در مجاورت گازهای سوخته هستند، بیشترین مقدار را دارند و این مساحت کاملاً با مساحت حجم محفظه احتراق در آن لحظه برابر است. با سپری شدن زمان، حجمی از سیلندر که توسط گازهای سوخته پر شده بود کاهش می‌یابد و از سوی دیگر با توجه به گسترش شعله، گازهای سوخته‌شده به تدریج فضای محفظه احتراق را اشغال می‌کنند و طبیعتاً مساحت بیشتری از دیواره‌های محفظه احتراق در مجاورت گازهای سوخته واقع می‌شوند.



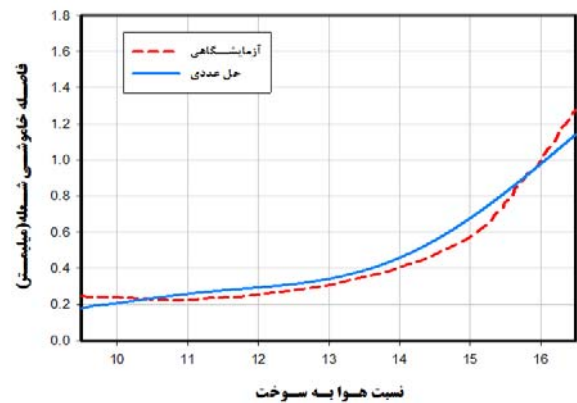
نمودار ۳) مساحت سیلندر، گازهای سوخته و نسوخته در زمان احتراق

رفتار دمای دیواره سیلندر، معطوف به تقسیم‌بندی که قبلاً ذکر شد، در نمودار ۴ نشان داده شده است. دیواره بالایی سیلندر به دلیل تماس با گازهای حاصل از احتراق دمای بیشتری نسبت به دیواره‌های پایینی دارند و پس از سپری شدن زمانی در حدود ۵۰۰ ثانیه به شرایط پایا می‌رسد. همچنین دیواره میانی و پایینی نیز که به ترتیب دماهای کمتری از بخش بالایی دیواره سیلندر دارند، پس از ۴۵۰ و ۴۰۰ ثانیه به دمای پایای خود می‌رسند. نظر به مدت زمان رسیدن به دمای پایا، تغییرات فاصله خاموشی شعله با دمای دیواره تا ۶۰۰ ثانیه برای دیواره بالایی محاسبه می‌شود.

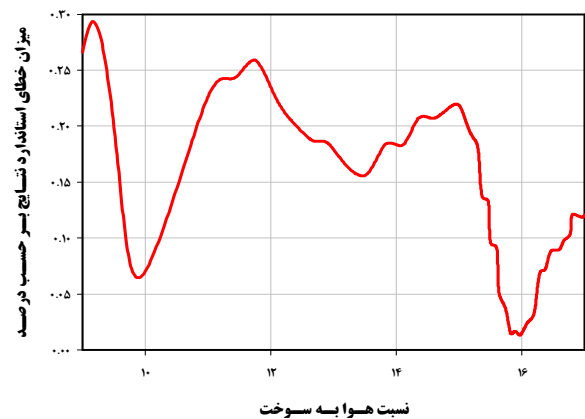
### راستی آزمایی نتایج

در این قسمت به مقایسه نتایج آزمایشگاهی و عددی که برای فاصله خاموشی شعله مطرح شده است، پرداخته می‌شود. برای دستیابی به این مهم، نتایجی که در این تحقیق از روش حل عددی به دست آمده است با نتایجی که بر روی یک موتور CFR اندازه‌گیری شده است، مقایسه خواهد شد [15].

فاصله خاموشی شعله در روش حل عددی با عدد پکلت متغیر محاسبه شده است و مقایسه نتایج مذکور به صورت تابعی از نسبت هوا به سوخت، در نمودار ۱ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که نتایجی که از روش حل عددی به دست آمده است تطابق نسبتاً خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد. مقدار خطای بین نتایج آزمایشگاهی و عددی در نمودار ۲ مشخص شده است.



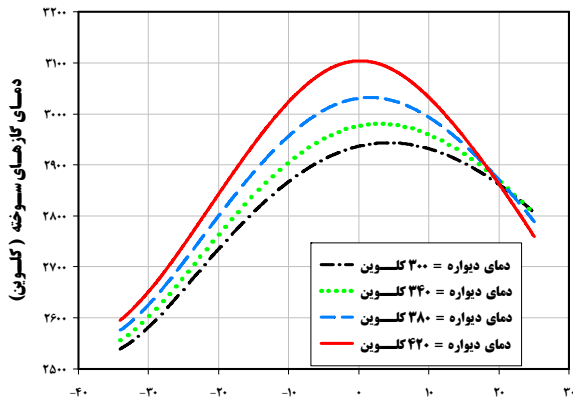
نمودار ۱) مقایسه نتایج حل عددی و تجربی برای فاصله خاموشی شعله به صورت تابعی از نسبت هوا به سوخت



نمودار ۲) میزان خطای نتایج حل عددی و تجربی برای فاصله خاموشی شعله به صورت تابعی از نسبت هوا به سوخت

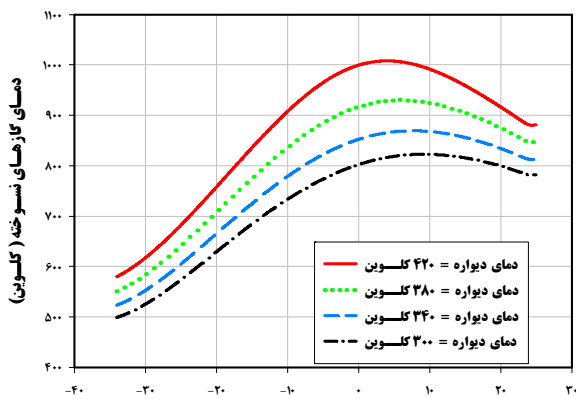
متوسط خطا در نمودار ۲، بین دو منحنی نتایج آزمایشگاهی و حل عددی، ۷٪ است و در نسبت هوا به سوخت‌های ۱۴ به بعد دو منحنی کمترین مقدار خطا را دارد. با افزایش نسبت هوا به سوخت فاصله خاموشی شعله کاهش می‌یابد تا به کمترین مقدار خود می‌رسد و سپس دوباره با افزایش نسبت هوا به سوخت فاصله

دوره گرم‌شدن اولیه، نسبت به دمای شروع به کار موتور (۲۹۷ کلوین) در حدود ۲۰٪ افزایش داشته است.



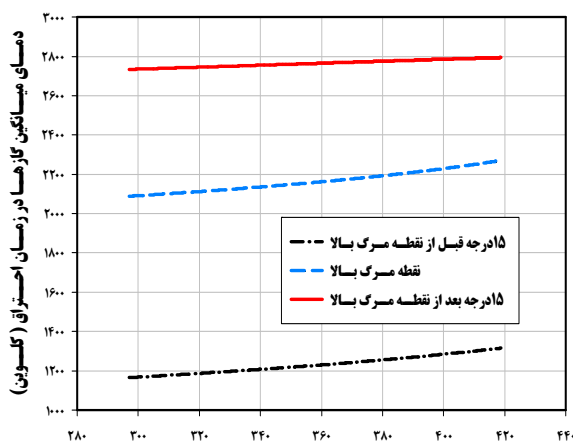
زاویه لنگ (درجه)

نمودار ۵) تغییر دمای گازهای سوخته‌شده با دمای دیواره‌های مختلف در دوره گرم‌شدن موتور



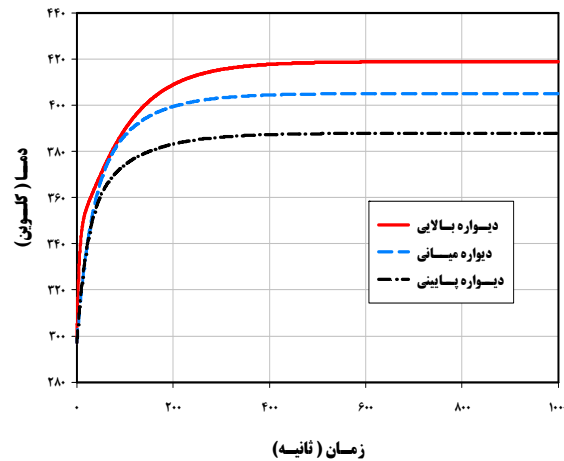
زاویه لنگ (درجه)

نمودار ۶) تغییر دمای گازهای سوخته با دمای دیواره‌های مختلف در دوره گرم‌شدن موتور



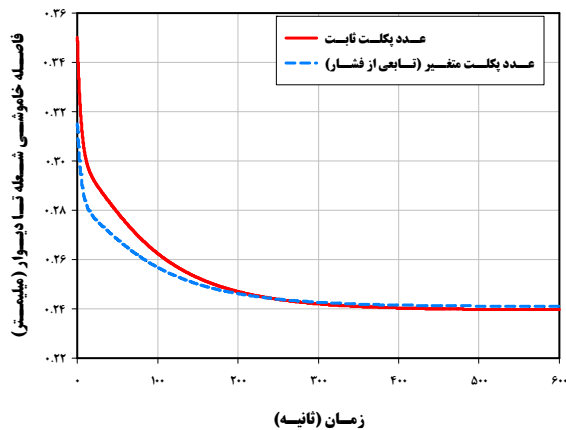
دمای دیواره (کلوین)

نمودار ۷) تغییر دمای میانگین گازها در زمان احتراق به صورت تابعی دمای دیواره



نمودار ۸) تغییرات دمای دیواره سیلندر در دوره گرم‌شدن موتور

دمای گازهای سوخته و نسوخته در زمان احتراق با افزایش دمای دیواره دست‌خوش تغییرات خواهند شد. میزان تغییرات دمای گازهای سوخته و نسوخته برحسب زاویه میل‌لنگ، به‌ازای دماهای مختلف دیواره در دوره گرم‌شدن موتور به‌ترتیب در نمودارهای ۵ و ۶ نشان داده شده است. همان‌طور که در نمودارهای ۵ و ۶ مشخص است با افزایش دمای دیواره، دمای گازهای سوخته و نسوخته افزایش می‌یابد. به‌عنوان مثال زمانی که پیستون در نقطه سکون بالا قرار دارد، وقتی دمای دیواره در دوره گرم‌شدن موتور به ۳۰۰ کلوین می‌رسد، دمای گازهای سوخته و نسوخته به‌ترتیب ۲۹۳۰ و ۸۰۰ کلوین است و زمانی که دمای دیواره سیلندر به ۴۲۰ کلوین می‌رسد، دمای گازهای سوخته و نسوخته تقریباً به ۳۰۰۰ و ۱۰۰۰ کلوین می‌رسند. برای درک بهتر رفتار دمای گازهای داخل سیلندر، بهتر است که مقایسه بین دمای میانگین گازهای داخل سیلندر در زمان احتراق صورت گیرد. دمای میانگین گازهای داخل سیلندر به‌صورت تابعی از دمای دیواره سیلندر در دوره گرم‌شدن موتور در نمودار ۷ نشان داده شده است. این مقایسه برای سه موقعیت متفاوت میل‌لنگ (۱۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، نقطه مرگ بالا و ۱۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا) انجام شده است. زمانی که پیستون به نقطه سکون بالا می‌رسد، نیمی از زمان احتراق سپری شده و دمای میانگین گازها به شدت افزایش پیدا می‌کند؛ به‌طوری که اگر دمای دیواره ۲۹۷ کلوین باشد دمای میانگین گاز به ۲۰۵۰ کلوین می‌رسد و در پایان دوره گرم‌شدن موتور که دمای دیواره به ۴۲۰ کلوین رسید، این مقدار به ۲۲۳۰ کلوین می‌رسد. این موضوع حاکی از تأثیر دمای دیواره بر دمای میانگین گازهای داخل محفظه احتراق است. میزان تغییرات سرعت شعله با دمای دیواره در نمودار ۸ نشان داده شده است. در مطالب قبلی مشخص شد که سرعت شعله با دمای گازهای سوخته ارتباط مستقیم دارد و با افزایش دمای دیواره در دوره گرم‌شدن موتور دمای گازهای سوخته نیز افزایش پیدا می‌کند و در نهایت، سرعت شعله افزایش پیدا خواهد کرد. همان‌طور که در این نمودار نشان داده شده است، سرعت شعله پس از سپری‌شدن



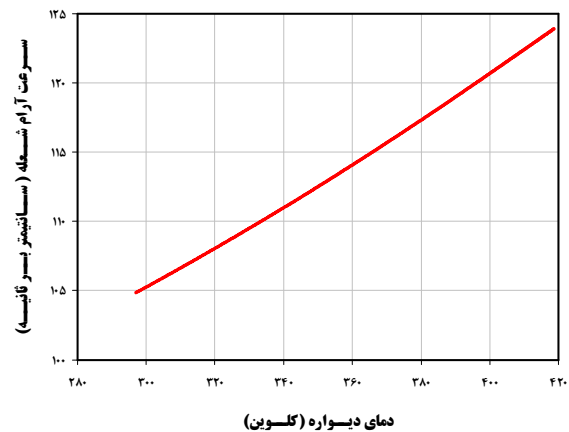
نمودار ۱۰) تغییرات فاصله خاموشی شعله با زمان در دوره گرم‌شدن موتور

### نتیجه‌گیری

در این تحقیق تأثیر دمای دیواره سیلندر بر خاموشی شعله در زمان گرم‌شدن موتور مطالعه و سپس شبیه‌سازی شد. به همین منظور ابتدا یک مدل احتراقی بر مبنای روش احتراق دو ناحیه‌ای و یک مدل انتقال حرارتی بر مبنای روش مقاومت حرارتی برای یک موتور احتراق داخلی توسعه داده شد. این دو مدل به منظور در نظر گرفتن اثرات متقابل احتراق و انتقال حرارت بر روی یکدیگر با هم جفت شدند تا دمای گازهای سوخته و نسوخته و همچنین دمای قسمت‌های مختلف موتور از جمله دمای دیواره سیلندر در دوره گرم‌شدن موتور با دقت بالایی حاصل شوند. بدین وسیله فاصله خاموشی شعله در طی دوره گرم‌شدن موتور با استفاده از شبیه‌سازی مذکور و معادلات مربوطه قابل محاسبه شد.

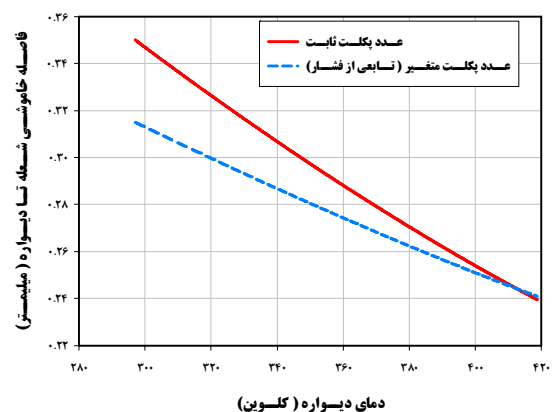
برای محاسبه فاصله خاموشی شعله پارامترهایی چون عدد بدون بعد پکلت، سرعت آرام شعله، ضریب هدایت گازهای نسوخته، ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت محاسبه شدند و رفتار هر کدام از آنها با افزایش دمای دیواره سیلندر بررسی شد.

نتایج نشان داد که با افزایش دمای دیواره، دمای گازهای سوخته و نسوخته و همچنین دمای میانگین گازها افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده شد که با افزایش دمای دیواره سیلندر، سرعت آرام شعله که رابطه مستقیمی با گازهای نسوخته دارد، تقریباً به صورت خطی افزایش می‌یابد. در ادامه رفتار فاصله خاموشی طی دوره گرم‌شدن موتور در دو حالت پکلت ثابت و متغیر بررسی شد. عدد پکلت متغیر با فشار تقریباً در بازه ۷ تا ۹ قرار دارد و در حالتی که عدد پکلت متغیر است، فاصله خاموشی شعله کمتر از حالتی است که مقدار عدد پکلت ثابت فرض می‌شود. در این قسمت نتایج حاکی از آن است که به ازای دو حالت عدد پکلت ثابت و متغیر، فاصله خاموشی پس از رسیدن دمای دیواره به مقدار پایایی خود، به ترتیب ۴۶ و ۲۲٪، نسبت به لحظه ابتدایی عملکرد موتور کاهش می‌یابد. نتایج فاصله خاموشی برحسب زمان حاکی از رفتار لگاریتمی نزولی بود که این موضوع به نوعی معکوس رفتار دمایی دیواره‌های محفظه احتراق طی دوره گرم‌شدن موتور است که یک رفتار لگاریتمی صعودی است.



نمودار ۸) سرعت آرام شعله به صورت تابعی از دمای دیواره

محاسبه فاصله خاموشی شعله برحسب دمای دیواره با دو مدل از عدد پکلت انجام شده و در نمودار ۹ نشان داده شده است. حالت اول به ازای عدد پکلت ثابت و حالت دوم به ازای عدد پکلت متغیر که با رابطه ۱۹ نشان داده شده بود. در حالت پکلت ثابت مقدار آن ۸ در نظر گرفته می‌شود [۹]. در حالتی که پکلت به صورت تابعی از فشار گازهای نسوخته در نظر گرفته می‌شود، محاسبات انجام شده نشان داد که پکلت در بازه ۷ الی ۹ تغییر می‌کند. در زمان شروع به کار موتور و در ابتدای دوره گرم‌شدن موتور که دمای دیواره ۲۹۷ کلوین است، با افزایش دمای دیواره از ۲۹۷ کلوین به ۴۲۰ کلوین رفتار فاصله خاموشی شعله به صورت نزولی است. در دو حالت پکلت ثابت و متغیر، فاصله خاموشی پس از رسیدن دمای دیواره به مقدار پایایی خود، به ترتیب ۴۶ و ۲۲٪، نسبت به لحظه ابتدایی عملکرد موتور کاهش می‌یابد. نحوه کاهش فاصله خاموشی شعله با زمان در نمودار ۱۰ نشان داده شده است. کاهش فاصله خاموشی برحسب زمان یک رفتار لگاریتمی از خود نشان می‌دهد؛ بدین معنی که از زمان شروع به کار موتور تا حدود ۲۰۰ ثانیه پس از شروع به کار اولیه، فاصله خاموشی شعله به شدت کاهش می‌یابد و از ثانیه ۲۰۰ به بعد مقدار کاهش آن کمتر بوده تا اینکه از ثانیه ۴۰۰ که دمای دیواره به مقدار پایایی خود می‌رسد، طبیعتاً فاصله خاموشی نیز ثابت می‌شود و دیگر تغییراتی از خود نشان نمی‌دهد.



نمودار ۹) تغییرات فاصله خاموشی شعله با دمای دیواره در دوره گرم‌شدن موتور

- 6- Borrmeister J, Hubner W. Influence of the combustion chamber shape on HC emissions and the combustion process. *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*. 1997;58(7):408-415. [Germany]
- 7- Hassel E, Harndorf H, Magnor O. Possibilities for predicting unburned hydrocarbons in a direct injection gasoline engine [Dissertation]. Rostock: University of Rostock; 2010. [Germany]
- 8- Suckart D, Linse D. Modelling turbulent premixed flame-wall interactions including flame quenching and near-wall turbulence based on a level-set flamelet approach. *Combustion and Flame*. 2018;190:50-64.
- 9- Heywood J. *Internal combustion engine fundamentals*. 1<sup>st</sup> Edition. New York: McGraw-Hill Education; 1988.
- 10- Fan X, Che Z, Wang T, Lu Z. Numerical investigation of boundary layer flow and wall heat transfer in a gasoline direct-injection engine. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018;120:1189-1199.
- 11- Steinhilber G, Bykov V, Maas U. REDIM reduced modeling of flame-wall-interactions: Quenching of a premixed methane/air flame at a cold inert wall. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2017;36(1):655-661.
- 12- Jainski Ch, Reißmann M, Böhm B, Dreizler A. Experimental investigation of flame surface density and mean reaction rate during flame-wall interaction. *Proceedings of the Combustion Institute*. 201736(2):1827-1834.
- 13- Friedman R, Johnston WC. The wall quenching of laminar propane flames as a function of pressure, temperature, and air/fuel ratio flatness-based embedded control of air-fuel ratio in combustion engines. *Journal of Applied Physics* 1950;791(1950):10-15.
- 14- Friedman R, Johnston WC. Iso-Octane Benzene and Ethyl Ether Flames. *The Journal of Chemical Physics*. 1952;20(5):919-920.
- 15- Goolsby AD, Haskell WW. Flame-quench distance measurements in a CFR engine. *Combustion and Flame*. 1976;26:105-114.
- 16- Amano T, Okamoto K. Unburned hydrocarbons emission source from engines [Internet]. Canada: SAE Technical Paper; 2001 [Unknown cited]. Available from: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2001-01-3528/>
- 17- J.Lyford-Pike John E, Heywood B. Thermal boundary layer thickness in the cylinder of a spark-ignition engine. *Epaisseur de couche limite thermique dans un cylindre avec bougie de moteur a explosion Dicke der thermischen grenzschicht im zylinder eines otto-motors*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1984;27(10):1873-1878.
- 18- Shigeharu K, Takeshi O. Measurements of temperature distribution in thermal boundary layer and quenching distance at combustion chamber of internal combustion engine. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series B (Web)*. 2011;77(784):2468-2477. [Japanese]
- 19- Sotton J, Boust B, Labuda SA, Bellenoue M. Head-on quenching of transient laminar flame: Heat flux and quenching distance measurements. *Combustion Science and Technology*. 2005;177(7):1305-1322.
- 20- Boust B, Sotton J, Labuda SA, Bellenoue M. A thermal formulation for single-wall quenching of transient laminar flames. *Combustion and Flame*. 2007;149(3):286-294.
- 21- Turcios MA. Effects of cold wall quenching on

تشکر و قدردانی: موردی توسط نویسندگان ذکر نشد.

تأییدیه اخلاقی: موردی توسط نویسندگان ذکر نشد.

تعارض منافع: موردی توسط نویسندگان ذکر نشد.

**سهم نویسندگان:** امیرحسین امیری (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۲۵٪)؛ محمدحسن شجاعی فرد (نویسنده دوم)، روش‌شناس (۲۵٪)؛ علی قاسمیان (نویسنده سوم)، روش‌شناس/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۲۵٪)؛ سامان سمیع‌زاده (نویسنده چهارم)، پژوهشگر کمکی (۲۵٪).

**منابع مالی:** موردی توسط نویسندگان ذکر نشد.

#### فهرست علائم

A	مساحت گازها در داخل محفظه احتراق
B	قطر سیلندر
BDC	نقطه مرگ پایین
$C_p$	ظرفیت گرمایی ویژه گازها در فشار ثابت
$d_q$	فاصله خاموشی شعله
$h_w$	ضریب انتقال حرارت جابجایی براساس مدل وشنی
$k$	ضریب هدایت حرارتی گازها
$P$	فشار گازهای داخل سیلندر
$P_f$	عدد بدون بعد پرائنتل
$P_e$	عدد بدون بعد پکلت
$S_L$	سرعت آرام شعله
$T$	دمای گازهای
TDC	نقطه مرگ بالا
$t$	زمان
$v$	حجم موتور در هر زاویه از چرخش میل‌لنگ
$x$	کسر جرمی سوخته‌شده

**نمادهای یونانی**

$\rho$	چگالی
$\theta$	زاویه چرخش میل‌لنگ
$\alpha$	ضریب نفوذ حرارتی گازها
$\mu$	لزجت دینامیکی
$\emptyset$	نسبت هم‌ارزی
$\gamma$	ضریب اتمسیتیته

#### منابع

- 1- Keshavarz Valian A, Qasemian Moghaddam A. Heat transfer in internal combustion engine. Tehran: K.N. Toosi University Press; 2018.
- 2- Pulkrabek WW. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. 2<sup>nd</sup> Edition. London: Pearson; 2003.
- 3- Min K, Cheng W, Heywood J. The effects of crevices on the engine-out hydrocarbon emissions in SI engines. Warrendale: SAE International; 1994. pp. 371-385.
- 4- Cheng WK, Hamrin D, John B, Heywood J, Hochgreb S, Min K, et al. An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines [Internet]. Warrendale: SAE International; 1993 [Unknown cited]. Available from: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/932708/>.
- 5- Sher E. *Handbook of air pollution from internal combustion engines: Pollutant formation and control*. Cambridge: Academic Press; 1998.

from: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/780229/>

28- Yusoff A. CFD simulation for predicting combustion and pollutant formation in a homogeneous-charge spark-ignition engine [Internet]. San Francisco: Academia; 1998 [Unknown cited]. Available from: [https://www.academia.edu/551019/CFD\\_simulation\\_for\\_predicting\\_combustion\\_and\\_pollutant\\_formation\\_in\\_a\\_homogeneous-charge\\_spark-ignition\\_engine](https://www.academia.edu/551019/CFD_simulation_for_predicting_combustion_and_pollutant_formation_in_a_homogeneous-charge_spark-ignition_engine)

29- Mansouri SH, Heywood JB. Correlations for the viscosity and prandtl number of hydrocarbon-air combustion products. *Combustion Science and Technology*. 1980;23(5-6):251-256.

30- Westbrook KCh, Adamczyk AA, Lavoie GA. A numerical study of laminar flame wall quenching. *Combustion and Flame*. 1981;40:81-99.

31- Westbrook KCh, Dryer FL. Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuel in flames. *Combustion Science and Technology*. 1981;27(1-2):31-43.

32- Metghalchi M, Keck JC. Laminar burning velocity of propane-air mixtures at high temperature and pressure. *Combustion and Flame*. 1980;38:143-154.

33- Metghalchi M, Keck JC. Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature. *Combustion and Flame*. 1982;48:191-210.

unburned hydrocarbon emissions from a natural gas HPDI engine [Dissertation]. Vancouver: University of British Columbia; 2011.

22- Dorsch M, Neumann J, Hasse Ch. Application of a Phenomenological Model for the Engine-Out Emissions of Unburned Hydrocarbons in Driving Cycles. *Journal of Energy Resources Technology*. 2016;138(2):1-10.

23- Raine RR, Stone CR, Gould J. Modeling of nitric oxide formation in spark ignition engines with a multizone burned gas. *Combustion and Flame*. 1995;102(3):241-255.

24- Ferguson CR, Kirkpatrick AT. *Internal combustion engines: Applied thermosciences*. 3<sup>rd</sup> Edition. Hoboken: Wiley; 2016.

25- Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine [Internet]. Canada: SAE Technical Paper; 1967 [Unknown cited] Available from: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/670931/>.

26- Samiezade S. A global model of engine heat transfer for reducing warm-up time using intelligent cooling. Tehran: Iran University of Science and Technology; 2018.

27- Lavoie GA. Correlations of combustion data for SI engine calculations-laminar flame speed, quench distance and global reaction rates [Internet]. Canada: SAE Technical Paper; 1978 [Unknown cited]. Available