ISSN: 2476-6909; Modares Mechanical Engineering. 2021;21(12):797-810

Investigations on Semi-Empirical Heat Transfer Models for Heat Flux of HCCI Engine Fueled with Natural Gas

ARTICLE INFO

Article Type
Original Research

Authors
Rabeti[1] M.,
Jahanian[1] O.,
Ranjbar[1] A.A.,
Safieddin Ardebili[2] S.M.

How to cite this article
Rabeti M, Jahanian O, Ranjbar A A, Safieddin Ardebili S M. Investigations on Semi-Empirical Heat Transfer Models for Heat Flux of HCCI Engine Fueled with Natural Gas. Modares Mechanical Engineering. 2021; 21(12):797-810.

[1] Mechanical Engineering department, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran.
[2] Biosystems Engineering Department, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran.

Correspondence
Address: Mechanical Engineering Department, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran.
Phone: -
Fax: -
jahanian@nit.ac.ir

Article History
Received: September 25, 2020
Accepted: June 08, 2021
ePublished: October 15, 2021

ABSTRACT

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) has attracted lots of attention due to the high thermal efficiency, lower NOx, and Soot exhaust emissions. Heat transfer from the gases to the combustion chamber walls has an effective impact on the combustion process and the formation of engine-out emissions in the HCCI engine. In this study for the first time, a zero-dimensional single-zone model coupled with detailed chemical kinetics was used to evaluate the semi-empirical heat transfer models of Annand, Woschni, Hohenberg along with Assanis and Hensel to calculate heat flux in an HCCI engine fueled with natural gas. For this purpose, the 3D-CFD model coupled with detailed chemical kinetics was firstly validated by using experimental data, and then the 3D derived model was used as a base model for evaluating a zero-dimensional model. Furthermore, the response surface model (RSM) was employed for investigating the effect of input parameters of the engine including intake pressure (1, 1.25, and 1.5bar), equivalence ratio (0.3, 0.5, and 0.7), and engine speed (800, 1100, and 1400rpm) on the output parameters i.e., in-cylinder pressure and heat flux. In most cases were assessed, the zero-dimensional simulation results indicated that the Annand technique provided the best model for heat flux simulation. Besides, the model of Hohenberg overpredicts the heat flux in comparison with the calculated values derived from the 3D model, while Assanis and Hensel models underpredict the heat flux compared with the evaluated value of the 3D model. Furthermore, Woschni's model cannot be used to model the heat flux in the HCCI engine.

Keywords Homogeneous Charge Compression Ignition, Semi-Empirical Heat Transfer Models, Heat Flux, Natural Gas

CITATION LINKS

[1] A review on low temperature combustion engines... [2] Study on the effect of water addition on combustion characteristics of... [3] Technical barriers and their solutions for deployment of HCCI engine... [4] Using detailed chemical kinetics 3D-CFD model to investigate combustion phase of... [5] Gasoline HCCI modeling: Computer program combining detailed chemistry and... [6] Modelling and experiments of HCCI engine combustion with... [7] Modeling hcci engine combustion coupling cantera to... [8] Numerical simulation of dimethyl ether/natural gas blend fuel HCCI combustion to ... [9] The Effects of Using Formaldehyde as an Additive on the Performance of... [10] Stand-alone single-and multi-zone modeling of direct injection... [11] Energy and exergy analysis of a... [12] Revising engine heat transfer. [13] Heat transfer in the cylinders of reciprocating... [14] A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in... [15] Advanced approaches for heat transfer calculations. [16] New heat transfer correlation for an HCCI engine... [17] Investigations on the heat transfer in HCCI... [18] Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modeling. [19] Assessment of empirical heat transfer models for a... [20] Experimental Investigation and Modelling of the In-Cylinder Heat Transfer during... [21] Evaluation of empirical heat transfer models for HCCI... [22] A study of the heat transfer in low temperature... [23] Unsteady in-cylinder heat transfer in a spark ignition engine... [24] Critical evaluation of current heat transfer models used in... [25] Evaluation of wall heat flux models for full cycle CFD simulation of... [26] A modified thermal wall function for the estimation of gas-to-wall heat fluxes in CFD in-cylinder simulations of ...[27] Evaluation of wall heat flux calculation methods for CFD simulations of an... [28] Heat transfer in hcci phenomenological simulation models... [29] Gas Research Institute. [30] A comprehensive numerical study on effects of natural gas composition on ... [31] Predicting the combustion behaviour of a diesel hcci engine... [32] Heat transfer in premixed spark ignition engines... [33] 3D CFD simulation of a natural gas fueled...

Copyright© 2020, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

ارزیابی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت برای تعیین شار حرارتی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی

مسعود رابطی
گروه حرارت و سیالات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران
امید جهانیان*
گروه حرارت و سیالات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران
علی اکبر رنجبر
گروه حرارت و سیالات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران
سید محمد صفی الدین اردبیلی
گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران

چکیده
احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن به دلیل بازده حرارتی زیاد و تولید اکسیدهای نیتروژن و دوده ناچیز، توجهات بسیاری را به خود جلب کرده است. انتقال حرارت از گازها به دیواره‌های محفظه احتراق تأثیر زیادی بر روی احتراق و فرآیند شکل‌گیری آلاینده‌ها در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن دارد. در این مطالعه برای اولین بار با در نظر گرفتن سوخت گاز طبیعی، از مدل صفربعدی تک ناحیه‌ای کوپل با سینتیک مفصل شیمیایی برای ارزیابی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت آناند، وشنی، هوهنبرگ، آسانیس و هنسل جهت تعیین شار حرارتی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن استفاده شد. برای این منظور ابتدا مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی کوپل با سینتیک مفصل شیمیایی با داده‌های تجربی صحت‌سنجی شد و مدل سه‌بعدی به‌عنوان مرجع و پایه مقایسه برای ارزیابی مدل صفربعدی قرار گرفت. از روش سطح پاسخ به‌منظور بررسی اثر شاخصه‌های ورودی عملکردی موتور شامل فشار ورودی (۱/۵، ۱/۲۵، ۱) بار، نسبت هم‌ارزی (۰/۷، ۰/۵، ۰/۳) و دور موتور (۱۴۰۰، ۱۱۰۰، ۸۰۰) دوربردقیقه بر شاخصه‌های خروجی فشار درون سیلندر و شار حرارتی استفاده گردید. نتایج مدل‌سازی صفربعدی نشان داد که در بیشتر مواردی که مورد بررسی قرار گرفت بهترین قابلیت برای پیش‌بینی شار حرارتی توسط مدل آناند ارائه شد. همچنین مدل هوهنبرگ شار حرارتی را بیشتر از مقدار محاسبه شده توسط مدل سه‌بعدی پیش‌بینی می‌کند درحالیکه مدل‌های آسانیس و هنسل شار گرمایی را کمتر از مقدار ارائه شده توسط مدل سه‌بعدی برآورد نمودند. علاوه بر این مدل وشنی نمی‌تواند برای مدل‌کردن شار حرارتی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی استفاده شود.

کلیدواژه‌ها: موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن، مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت، شار حرارتی، گاز طبیعی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۷/۰۴
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۳/۳۱
*نویسنده مسئول: jahanian@nit.ac.ir

۱- مقدمه
موتور احتراقی کم دما سوز فناوری جدیدی است که ترکیبی از عملکرد موتورهای اشتعال تراکمی و اشتعال جرقه‌ای است. یک نوع از موتورهای کم دما سوز، موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن است که از مخلوط هوا و سوخت همانند موتورهای بنزینی استفاده می‌کند و تاکید بر عملکرد اشتعال تراکمی همچون موتورهای دیزلی دارد. احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن در دهه گذشته توجه بسیاری را به خود جلب کرده است به این دلیل که دارای بازده حرارتی بالا بوده و اکسیدهای نیتروژن و دوده ناچیزی منتشر می‌کند. با وجود تحقیقات فراوانی که در این زمینه صورت گرفته است هنوز مشکلاتی از قبیل بازه عملکردی محدود و عدم کنترل شروع احتراق برای موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن وجود دارد[1-3].

شبیه‌سازی عددی یکی از رویکردهای پرکاربرد در تحلیل مسائل حوزه موتورهای احتراق داخلی است. صرفه‌جویی در هزینه‌های مادی و زمانی، همچنین امکان بررسی حالت‌های خاص و اندازه‌گیری کمیت‌هایی که در آزمایش‌های تجربی امکان تعیین آنها وجود ندارد از جمله مزایای این رویکرد است. شبیه‌سازی موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن گستره وسیعی از مدل‌های صفربعدی ترمودینامیکی تا مدل‌های سه‌بعدی دینامیک سیالاتی را در بر می‌گیرد.

یکی از روش‌های شبیه‌سازی سه‌بعدی موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن استفاده از نرم افزارهای تجاری دینامیک سیالات محاسباتی است. به کمک این نرم افزارها می‌توان پیچیدگی‌های جریان سیال درون محفظه احتراق را با درنظرگرفتن سینتیک شیمیایی تحلیل نمود. استفاده از این نرم افزارها باوجود دقت زیاد، هزینه‌های زمانی بالایی را در بر دارد[4]. تحقیقات وسیعی در زمینه شبیه‌سازی سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن صورت پذیرفته است. به عنوان نمونه، اگنیک و کلوویتچو[5] با استفاده از کد ای‌وی‌ال بوست (AVL BOOST) و یک سازوکار اسکلتی شامل ۱۰۱ واکنش و ۴۷۹ گونه شیمیایی، آلیفریس و همکاران[6] با یک مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی به همراه کد کمکین (CHEMKIN)، رودریگز و منتیلا[7] با استفاده از نرم افزار کیوا-۴ (Kiva-4) با کانترا (Cantera)، یوسف زاده و جهانیان[4] توسط نرم افزار ای‌وی‌ال فایر (AVL Fire) با درنظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی و ازوجی و همکاران[8] با استفاده از یک مدل سه‌بعدی کوپل با کمکین به مطالعه در زمینه مدل‌سازی سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن پرداختند.

یکی دیگر از روش‌های شبیه‌سازی موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن استفاده از مدل صفربعدی تک ناحیه‌ایی است. این مدل‌ها به علت سرعت بالای اجرا و توانایی در پیش‌بینی شاخصه‌هایی نظیر زمان شروع احتراق با دقت مناسب، در کاربردهای کنترلی مورد توجه قرار دارد. در این مدل، تمام محفظه احتراق به صورت یک ناحیه با دما و فشار یکنواخت در نظر گرفته می‌شود که معادلات بقای جرم و انرژی در آن مد نظر قرار می‌گیرد و برای حل معادلات احتراقی، از سینتیک شیمیایی نیز می‌توان استفاده کرد. زمان حل بسیارکم، از مزیت‌های شبیه‌سازی صفربعدی است. ازبین مطالعات شبیه‌سازی صفربعدی صورت

گرفته در زمینه موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن و اهداف آنها می‌توان به این موارد اشاره نمود. جهانیان و جزایری[9] با استفاده از شبیه‌سازی صفربعدی تک ناحیه‌ای به بررسی اثرات اضافه کردن فرمالدهید بر عملکرد موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی پرداختند. فتحی و همکاران[10] مدل‌سازی صفربعدی تک‌ناحیه‌ای و چند ناحیه‌ای برای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن را مورد مطالعه قرار دادند. تحلیل انرژی و اکسرژی یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت هیدروژن توسط نمار و جهانیان[11] با استفاده از مدل ترمودینامیکی تک‌ناحیه‌ای انجام شد.

سادگی مدل‌های تک‌ناحیه‌ای ایجاب می‌کند که برخی از پارامترها به وسیله روابط ریاضی با ضرایب کالیبراسیون مشخص، تعیین شوند. یکی از مهمترین روابط در این مدل‌ها برای تعیین شار حرارتی بین محفظه احتراق و جداره سیلندر به کار می‌رود. با توجه به وابستگی شدید دمایی فرآیند احتراق خود به خودی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن و تأثیر فراوان انتقال حرارت بر نتایج شبیه‌سازی، انتخاب مدل مناسب انتقال حرارت در این روش بسیار حائز اهمیت است. در رابطه‌های پیشنهاد شده، انتقال حرارت بین گازهای درون سیلندر و جداره سیلندر در قالب یک فرآیند کلی انتقال حرارت جابجایی در نظر گرفته می‌شود و ضریب انتقال حرارت جابجایی لحظه‌ای در حالتی مشابه با روابط انتقال حرارت پایدار برای جریان روی صفحه صاف یا درون لوله ارائه می‌شود که با توجه به شرایط عملکرد و ویژگی‌های موتور، شاخصه‌های آن تعیین می‌شود. از آنجا که پایه و اساس این روابط با استفاده از روش حل تشابهی و تحلیلی برای صفحه تخت به‌دست آمده و سپس این روابط در تطبیق با داده‌های تجربی توسعه داده شده‌اند، در برخی منابع از آنها به‌عنوان «روابط نیمه‌تجربی» نیز یاد شده است.

این مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت، در واقع روابطی هستند که به محاسبه شار حرارتی متوسط به‌عنوان تابعی از زاویه لنگ می‌پردازند. آغاز کار توسط ناسلت[12] در سال ۱۹۲۳ صورت گرفت و رابطه ارائه شده توسط ناسلت پایه و اساس مطالعات بعدی قرار گرفت. سپس آناند[13]، وشنی[14]، هوهنبرگ[15]، چانگ (آسانیس)[16] و هنسل[17] پرکاربردترین رابطه‌ها را برای محاسبه انتقال حرارت در موتورهای احتراق داخلی ارائه کردند.

تحقیقات مختلفی نیز به بررسی اثر به کارگیری این مدل‌ها پرداخته‌اند. سویهان و همکاران[18] به بررسی عملکرد روابط انتقال حرارت برای مدل‌سازی موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت بنزین پرداختند. این محققین از کد شبیه‌سازی موتور ترایس (Trice) بهبود یافته برای مدل‌سازی موتور تحقیقاتی ریکاردو هیدرو تک سیلندر در حالت عملکردی اشتعال تراکمی مخلوط همگن استفاده کردند. این محققین از روابط انتقال حرارت وشنی، آسانیس و هوهنبرگ برای ارزیابی عملکرد این روابط در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن استفاده کردند و به مقایسه با نتایج تجربی پرداختند. بروکائرت و همکاران[19] مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت متعددی را برای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت بنزین مورد ارزیابی قرار دادند. این محققین برای اندازه‌گیری شار حرارتی به صورت تجربی از سنسور تی‌اف‌جی (TFG) استفاده نمودند.

بررسی تجربی و مدل‌سازی انتقال حرارت در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن طی احتراق معیوب با سوخت نرمال هپتان توسط بروکائرت و همکاران[20] صورت گرفت. در این مطالعه، چگونگی اثر نوسانات فشار روی انتقال حرارت درون سیلندر ارزیابی شده و بهترین رویکرد برای مدل‌سازی انتقال حرارت طی احتراق معیوب بررسی شده است. احتراق معیوب منجر به افزایش شار حرارتی و کل حرارت از دست رفته می‌شود. این اثر باید در مدل‌های انتقال حرارت با افزایش ضریب جابجایی اعمال شود. برای پیدا کردن مدل مناسب، اصلاحاتی روی مدل‌های موجود انجام شده است. انتقال حرارت طی احتراق معیوب، با اضافه کردن یک عبارت وابسته به زمان به سرعت مشخصه مدل آناند (که باید نسبتی از شدت احتراق معیوب باشد) می‌تواند به دقت تخمین زده شود. بروکائرت و همکاران[21] در تحقیقی دیگر به بررسی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت برای احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن پرداختند. در این مطالعه، مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت در شرایط عملکردی متفاوت بررسی شدند. سوخت مورد استفاده نرمال هپتان و بنزین بود. مدل‌ها در حالت عملکردی موتورگردانی و حالت همراه با احتراق مورد بررسی قرار گرفتند و نتایج به شرح زیر ارائه گردید:

• همه مدل‌ها، شار حرارتی در طول فاز انبساط را بیشتر برآورد کردند.

•مدل وشنی نمی‌تواند برای مدل‌سازی انتقال حرارت در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن بکار رود.

• همه مدل‌ها اثر نسبت تراکم و سرعت موتور روی شار حرارتی بیشینه را در خود دارند ولی اثرات دمای هوای ورودی، نرخ جرمی سوخت و نوع سوخت را ندارند.

•مدل برجنده بیشترین توانایی را برای تخمین انتقال حرارت در شرایط عملکردی متفاوت دارد.

بروکائرت[22] در پژوهشی دیگر به ارزیابی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت برای احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت بنزین و نرمال هپتان در شرایط عملکردی متفاوت پرداخت. روند تغییرات شار حرارتی، بیشینه شار حرارتی و حرارت کل هدر رفته توسط مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت در شرایط عملکردی متفاوت مورد ارزیابی قرار گرفت. در این مطالعه بروکائرت ارزیابی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت برای دیگر سوخت‌ها را پیشنهاد کرد. تفاوت کار حاضر با کار انجام شده در مرجع[22] مربوط به نوع سوخت، گستره و وسعت شرایط عملکردی مورد بررسی، موتور مورد مطالعه، رویکرد مربوط به محاسبه شار حرارتی و نحوه تعیین خواص لحظه‌ای مخلوط می‌باشد.

به دلیل اهمیت سوخت استفاده شده در بررسی شار حرارتی توسط مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت و رفتار متفاوت مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت با سوخت‌های مختلف، چشمگیرترین تحقیقاتی که مدل‌های پرکاربرد نیمه‌تجربی انتقال حرارت در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن را برای سوخت های مختلف مورد بررسی قرار داده‌اند، در جدول ۱ ارائه شده‌اند.

جدول ۱) پیشینه مقایسه مدل‌های پرکاربرد انتقال حرارت در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن برای سوخت‌های مختلف

عنوان مقاله	نویسندگان	سال انتشار	مدل‌های مورد مقایسه	سوخت مورد استفاده	خلاصه نتایج
ارزیابی روابط انتقال حرارت برای مدل‌سازی موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن	سویهان و همکاران[18]	۲۰۰۹	وشنی، هوهنبرگ و آسانیس	بنزین	- مدل هوهنبرگ ساده‌ترین مدل است در حالیکه بهترین جواب را می‌دهد. - رابطه آسانیس برای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن در کل سیکل موتور نرخ انتقال گرمای بسیار کمی را تخمین می‌زند. - رابطه وشنی در تراکم و انبساط نرخ انتقال حرارت را بزرگ‌تر از مقدار واقعی تخمین می‌زند.
بررسی مدل‌های انتقال حرارت برای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن	بروکائرت و همکاران[19]	۲۰۱۵	آناند، وشنی، هوهنبرگ، آسانیس و هنسل	بنزین	- برای حالت عملکرد موتورگردانی، مدل‌های آناند، هوهنبرگ، وشنی و هنسل شار حرارتی در طول کل چرخه موتور را زیاد برآورد کردند در حالیکه مدل چانگ کم تخمین زد. - برای حالت عملکردی همراه با احتراق، مدل‌های آناند و هوهنبرگ شار حرارتی را زیاد تخمین زدند ولی مدل‌های آسانیس و هنسل کم برآورد کردند.
بررسی تجربی و مدل‌سازی انتقال حرارت در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن طی احتراق معیوب	بروکائرت و همکاران[20]	۲۰۱۷	آناند و وشنی	نرمال هپتان	- اثر افزایش شار حرارتی بواسطه احتراق معیوب باید در مدل‌های انتقال حرارت با افزایش ضریب جابجایی اعمال شود. - برای پیدا کردن مدل مناسب، اصلاحاتی روی مدل‌های موجود انجام شده است. - انتقال حرارت طی احتراق معیوب، با اضافه کردن یک عبارت وابسته به زمان به سرعت مشخصه مدل آناند می‌تواند به دقت تخمین زده شود.
ارزیابی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت برای احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن در یک موتور تحقیقاتی	بروکائرت و همکاران[21,22]	۲۰۱۷	آناند، وشنی، هوهنبرگ، برجنده، آسانیس و هنسل	نرمال هپتان و بنزین	- همه‌ی مدل‌ها، شار حرارتی در طول فاز انبساط را بیشتر برآورد کردند. - مدل وشنی نمی‌تواند برای مدل‌سازی انتقال حرارت در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن بکار رود. - مدل برجنده بیشترین توانایی را برای تخمین انتقال حرارت در شرایط عملکردی متفاوت دارد.

همانگونه که مشاهده می‌شود تحقیقات متعددی در زمینه شبیه‌سازی صفربعدی و بررسی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت انجام شده و در برخی از این تحقیقات، بر موثر بودن نوع سوخت نیز تأکید شده است. بر اساس دانش نویسندگان، تاکنون مطالعه‌ای در این زمینه برای سوخت گاز طبیعی انجام نشده است. لذا در این تحقیق مدل‌های پرکاربرد آناند، وشنی، هوهنبرگ، آسانیس و هنسل جهت تعیین شار حرارتی در شرایط عملکردی متفاوت برای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

مقادیر مرجع برای مقایسه مقدار شار حرارتی پیش‌بینی شده توسط مدل تک‌ناحیه‌ای، از یک مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی کوپل با سینتیک مفصل شیمیایی استخراج شده است. چالش‌های استفاده از شبیه‌سازی سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی جهت محاسبه شار حرارتی در موتورهای احتراق داخلی در مطالعات مختلفی مورد بررسی قرار گرفته است[23-26]. نتیجه جدیدترین تحقیقات در زمینه بررسی استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی برای موتور احتراق داخلی در حالت موتورگردانی و احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن توسط دکان و همکاران[27] ارائه شد. روش‌های محاسبه شار حرارتی دیواره بررسی شده جهت استفاده در شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی شامل مدل‌های تعادلی دیواره، مدل‌های شار حرارتی جابجایی و رویکرد رینولدز پایین بود. نتایج روش‌های محاسبه شار حرارتی دیواره ذکر شده در شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی با گستره وسیعی از نتایج تجربی مقایسه شد. نتایج نشان دادند که برای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن زمانی که تمرکز بر محاسبه شار حرارتی است و تقارن محوری نیز وجود دارد، استفاده از رویکرد رینولدز پایین برای محاسبه شار حرارتی دیواره در روش دینامیک سیالات محاسباتی مناسب است و استفاده از این روش پیشنهاد و توصیه می‌شود.

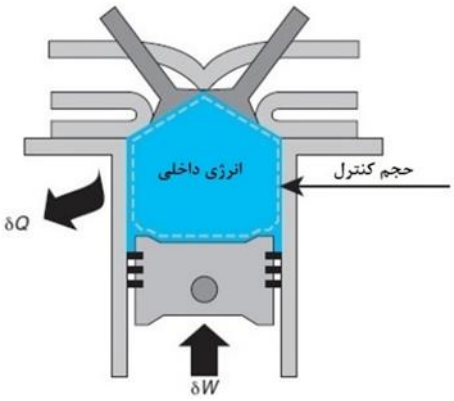
یک مدل صفر بعدی تک‌ناحیه‌ای با قابلیت در نظر گرفتن مدل‌های نیمه‌تجربی مختلف انتقال حرارت شامل آناند، وشنی، هوهنبرگ، آسانیس و هنسل جهت تعیین شار حرارتی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی ایجاد شد. سپس به‌منظور بررسی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت در تشخیص شار حرارتی در گستره‌ای وسیع و مناسب از شرایط عملکردی، طراحی آزمایش‌ها با استفاده از روش سطح پاسخ انجام شده و ۱۳

حالت عملکردی متفاوت تعیین گردید. نتایج برای شار حرارتی و فشار درون سیلندر در این حالت‌ها ارائه و تحلیل شده است.

۲- روش حل

۲-۱- مدل صفربعدی تک‌ناحیه‌ای

طرحواره مدل صفربعدی تک‌ناحیه‌ای احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن در شکل ۱ و فرضیات آن در ادامه آورده شده است[28].



شکل ۱) شماتیک مدل تک‌ناحیه‌ای

• در محفظه احتراق، دما، فشار و کلیه خواص مخلوط در هر لحظه همگن و یکنواخت است.

• مخلوط درون محفظه احتراق به‌صورت ترکیب گاز ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود.

• مدل‌سازی در چرخه بسته موتور، از لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی تا باز شدن سوپاپ خروجی انجام می‌گیرد.

• برای مدل‌سازی انتقال حرارت بین دیواره سیلندر و سیال درون محفظه احتراق از روابط نیمه‌تجربی استفاده می‌شود.

مدل صفربعدی تک‌ناحیه‌ای با کد نویسی در نرم افزار متلب توسعه داده شده است. از ماژول کانترا جهت تعیین خواص لحظه‌ای مخلوط استفاده شده است. در این مدل، معادلات بقای انرژی، بقای جرم (گونه‌های شیمیایی)، معادله حالت گاز کامل و تغییر حجم محفظه احتراق به‌صورت همزمان حل شده و از سازوکار مفصل شیمیایی جی‌آرآی مک ۳ [29](GRI Mech 3.0) که شامل ۵۳ گونه شیمیایی و ۳۲۵ واکنش است، بهره گرفته شد. با توجه به این‌که این معادلات در بسیاری از مراجع[31,30,9] به تفصیل بیان شده است در این مقاله فقط به مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت که منظور این تحقیق نیز بوده است، اشاره می‌شود.

مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت ارائه شده برای موتورهای احتراق داخلی، انتقال حرارت از محفظه احتراق به دیواره‌های سیلندر را به وسیله انتقال حرارت جابجایی توصیف می‌کنند. این فرضیه زمانی صحیح است که هیچ‌گونه ذرات دوده درون محفظه احتراق وجود نداشته باشند زیرا در صورت وجود ذرات دوده، انتقال حرارت تابشی نیز باید در نظر گرفته شود. سطح آلایندگی دوده در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن بسیار ناچیز است.

همچنین انتقال حرارت به‌صورت شبه‌پایا فرض شده و رابطه انتقال حرارت و همچنین شار حرارتی به ترتیب به صورت زیر نوشته می‌شود[21].

$$Q_{convection} = hA(T_{gas} - T_{wall}) \quad (۱)$$

$$q'' = h(T_{gas} - T_{wall}) \quad (۲)$$

که h ضریب جابجایی، A سطح انتقال حرارت و ΔT اختلاف دما بین گاز و دیواره‌های سیلندر است. مدل‌های نیمه-تجربی عموماً رابطه‌ای برای ضریب جابجایی ارائه می‌دهند. تمامی مدل‌ها بر اساس معادله پول‌هاسون (Pohlhausen) است[21] که انتقال حرارت جابجایی روی صفحه تخت با استفاده از تئوری لایه مرزی را بیان می‌کند.

$$Nu = a.Re^b.Pr^c \quad (۳)$$

که Nu عدد بی‌بعد ناسلت، Re عدد بدون‌بعد رینولدز، Pr عدد بی‌بعد پرانتل و a، b و c ضریب‌های مدل می‌باشند. عدد پرانتل برای اکثر سوخت‌ها در چرخه موتور به‌صورت محسوس تغییر نمی‌کند[32]، لذا در ضریب مقیاسی a ادغام می‌شود. در نتیجه رابطه‌ای برای ضریب جابجایی (رابطه (۴)) به عنوان تابعی از طول مشخصه L، سرعت مشخصه V، رسانایی گرمایی k، لزجت دینامیکی μ و چگالی گازهای احتراق ρ حاصل می‌شود.

$$h = aV^bL^{b-1}k\,\mu^{-b}\rho^b \quad (۴)$$

آناند و هنسل معادله (۴) را به‌عنوان رابطه ضریب انتقال حرارت جابجایی بیان کردند. طول مشخصه، سرعت مشخصه و ضریب‌های مختلف مدل‌ها از تفاوت‌های مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت است. وشنی با در نظر گرفتن و اعمال فرضیات زیر بر رابطه‌ی (۴) که بخش‌های مربوط به μ و k فقط برای هوا معتبر است، رابطه خود را ارائه نمود:

$$\rho \sim \frac{P}{T}, \quad k \sim T^{0.75}, \quad \mu \sim T^{0.62} \quad (۵)$$

رابطه ارائه شده توسط وشنی به‌صورت زیر است:

$$h = aP^bV^bL^dT^e \quad (۶)$$

هوهنبرگ و آسانیس نیز رابطه (۶) را به عنوان پایه رابطه خود در نظر گرفتند. سرعت و طول مشخصه و ضریب‌های همه مدل‌ها به‌ترتیب در جدول‌های ۲ و ۳ آورده شده است.

جدول ۲) طول و سرعت مشخصه

مدل	طول مشخصه (L)	سرعت مشخصه (V)
آناند	B	C_m
وشنی	B	$C_1C_m + C_2\frac{V_s}{P_r}\frac{T_r}{V_r}(p-p_0), P_0 = \frac{\left(\frac{r_c V_d}{r_c-1}\right)^\gamma P_r}{V^\gamma}$
هوهنبرگ	$V_{cyl}^{\frac{1}{3}}$	$C_m + 1.4$
آسانیس	L_c	$C_1C_m + C_2\frac{V_s}{P_r}\frac{T_r}{V_r}(p-p_0)$
هنسل	$V_{cyl}^{\frac{1}{3}}$	$\frac{\sqrt{C_{m+}^2 C_c^2}}{2} + C_1\frac{4\dot{m}_{air}}{\pi\rho_{air}B^2}\left(\frac{h_{IV,WOT}}{h_{IV}}\right)^{C_2}$

جدول ۳) ضرائب مدل‌ها

مدل	ضرائب			
	a	*b*	d	*e*
آناند	۰/۳۵ – ۰/۸	۰/۷	–	–
وشنی	۰/۰۱۳	۰/۸	-۰/۲	-۰/۵۳
هوهنبرگ	۰/۰۱۳	۰/۸	-۰/۲	-۰/۴
آسانیس	۰/۰۱۳	۰/۸	-۰/۲	-۰/۷۳
هنسل	۰/۰۶۵۶	۰/۸	–	–

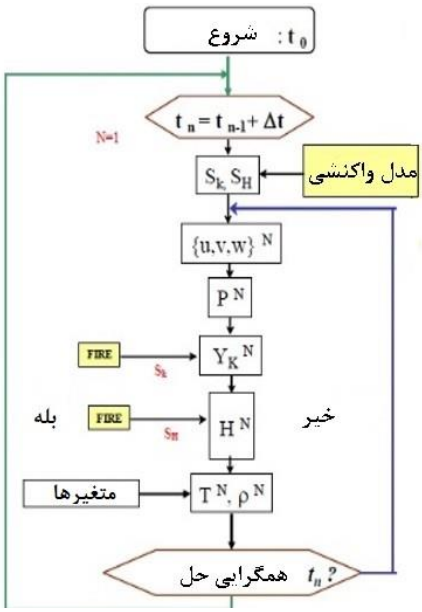
در سرعت مشخصه، C_m سرعت متوسط پیستون، P فشار لحظه‌ای، V_s حجم جابجایی موتور، زیرنویس r نشان دهنده نقطه مرجع (که معمولا لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی در نظر گرفته می‌شود) است. P_0 فشار موتورگردانی است. γ نسبت ظرفیت‌های حرارتی ویژه، V حجم لحظه‌ای، V_d حجم جاجایی موتور و r_c نسبت تراکم موتور است. برای مدل‌های وشنی و آسانیس در مرحله احتراق و تخلیه مقادیر ضرائب C_1 و C_2 به ترتیب ۲/۲۸ و ۰/۰۰۳۲۴ در نظر گرفته شده است[14,16]. C_c سرعت لحظه‌ای پیستون، $\dot{m}_{air}$ دبی جرمی متوسط هوا، ρ_{air} چگالی هوا، $h_{IV,WOT}$ بیشینه ارتفاع بالاآمدن سوپاپ در حالت ساسات باز است. برای مدل هنسل C_1= ۱/۹ و C_2=۱/۳۵ و B قطر سیلندر است[17]. h_{IV} و $h_{IV,WOT}$ به ترتیب بیشینه بالاآمدن سوپاپ در هر حالت عملکردی و بیشینه بالاآمدن سوپاپ در حالت دریچه گاز کاملاً باز است.

۲-۲-مدل سه‌بعدی دینامیک سیالاتی محاسباتی

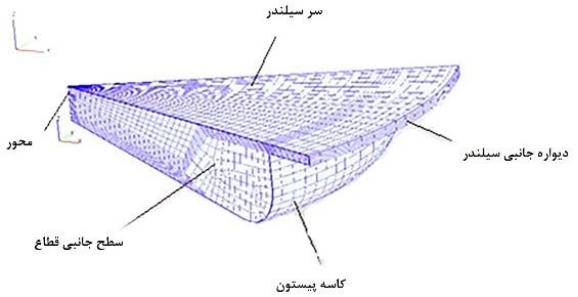
شبیه‌سازی سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی با استفاده از نرم افزار تجاری ای‌وی‌ال فایر (AVL FIRE) کوپل با سینتیک مفصل شیمیایی انجام شد. نرم افزار ای‌وی‌ال فایر بر اساس تقریب حجم محدود توسعه یافته است. برای معرفی ویژگی های شیمیایی احتراق از همان سازوکار معرفی شده در مدل‌سازی تک‌ناحیه‌ای بهره گرفته شده است. در مدل سه‌بعدی معادلات پیوستگی، مومنتم، انرژی، کسر جرمی و معادلات مربوط به آشفتگی حل می‌شود. جزئیات این معادله‌ها در کار پیشینیان به تفصیل بحث شده است[4,8]. فلوچارت نحوه حل و نمونه کوپل معادلات حاکم بر مدل سه‌بعدی با سینتیک شیمیایی در شکل ۲ آورده شده است. در مدل سه‌بعدی برای محاسبه شار حرارتی از مدل Near-wall Approach برای Wall Treatment و از مدل Standard Wall Function برای Heat Transfer Wall Model استفاده شده است.

۲-۲-۱- شرایط اولیه و مرزی

شرایط مرزی مطابق با شرایط کارکرد موتور در نظر گرفته شده است و طرحواره آن در شکل ۳ آورده شده است. از شرط دیواره ثابت دما ثابت (Wall) برای دیواره سرسیلندر و دیواره جانبی سیلندر که به‌ترتیب با نام‌های BND-Head و BND-Liner مشخص شده، استفاده شده است. برای کاسه پیستون (BND-Piston) از شرط دیواره متحرک دما ثابت (Wall) استفاده شده است. از شرط مرزی سطوح دوره‌ای برای مرز جانبی قطاع که نوع آن Inlet/Outlet بوده استفاده شده و با نام BND-Segment در شکل مشخص شده است.



شکل ۲) نحوه‌ی کوپل سینتیک شیمیایی و معادلات حاکم بر مدل سه‌بعدی در نرم افزار فایر[4]



شکل ۳) شرایط مرزی

به علت داشتن تقارن هندسی، از شرط مرزی تقارن محوری (Symmetry) برای محور استفاده شده و این بخش هندسه با نام BND-Axis در شکل ۳ مشخص شده است. مقادیر مربوط به شرایط اولیه و مرزی در کار حاضر در جدول ۴ ارائه شده است.

۲-۲-۲- صحه‌گذاری

تمرکز کار حاضر بر تعیین شار حرارتی برای سوخت گاز طبیعی است اما عدم وجود مرجع تجربی مناسب برای صحت‌سنجی شار حرارتی با سوخت گاز طبیعی برای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن منجر شد که مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی ابتدا برای شار حرارتی و فشار درون سیلندر با سوخت بنزین صحت‌سنجی گردد. اعتبارسنجی مدل سه‌بعدی برای فشار درون سیلندر و شار حرارتی در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی حاصل کار بروکائرت و همکاران[19] در دو حالت موتورگردانی و احتراق برای سوخت بنزین انجام شد.

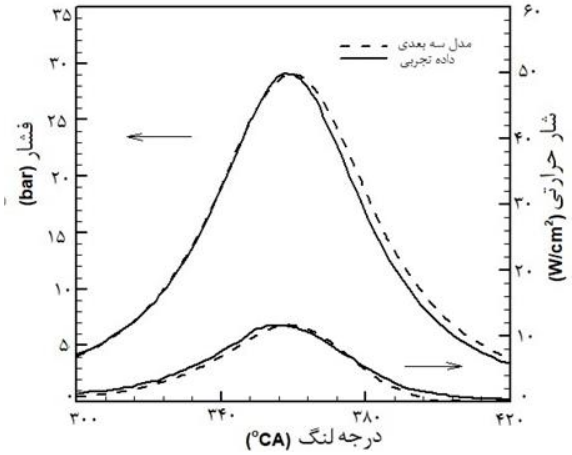
جدول ۴) شرایط اولیه و مرزی

دمای سرسیلندر	۴۵۰ K
دمای پیستون	۵۰۰ K
دمای جداره سیلندر	۴۰۰ K
دمای اولیه	۴۷۰ K

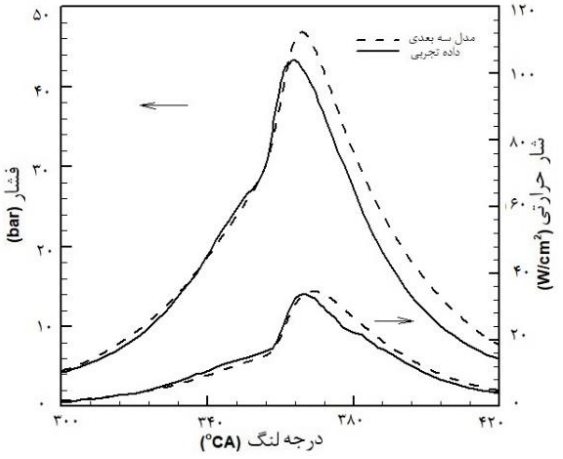
شرایط کار تجربی در حالت موتورگردانی و احتراق به‌ترتیب برای حالت عملکردی ۱ و ۳ از مرجع[19] اتخاذ شده است. همانگونه که در شکل ٤ و ٥ نشان داده شده، نتایج حاصل از مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی برای شار حرارتی و فشار درون سیلندر در هر دو حالت موتورگردانی و احتراق تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد.

موتور بررسی شده در تحقیق حاضر یک موتور تحقیقاتی بوده که مشخصات آن در جدول ٥ آورده شده است. همانگونه که بیان شد در پژوهش حاضر، از گاز طبیعی به عنوان سوخت استفاده شده است. اعتبارسنجی مدل سه‌بعدی برای فشار درون سیلندر و نرخ آزادسازی انرژی در مقایسه با نتایج تجربی حاصل کار پورقاسمی و همکاران[33] در دو شرایط عملکردی متفاوت برای سوخت گاز طبیعی انجام شده است.

شرایط کارتجربی شامل نسبت تراکم ۱٦/۹، سرعت موتور ۷۰۰ دور بر دقیقه و نسبت هم‌ارزی ۰/٤٥ برای حالت عملکردی اول و نسبت هم‌ارزی ۰/٤۰ برای حالت عملکردی دوم بوده است.



شکل ۴) اعتبارسنجی فشار درون سیلندر و شار حرارتی مدل سه‌بعدی با داده‌های تجربی برای بنزین (حالت موتورگردانی)



شکل ۵) اعتبارسنجی فشار درون سیلندر و شار حرارتی مدل سه‌بعدی با داده‌های تجربی برای بنزین (حالت احتراق)

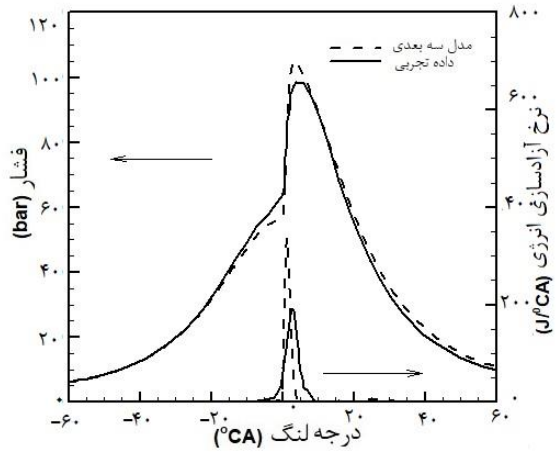
سایر شرایط مطابق جدول شماره ۵ است. همان‌گونه که در شکل ۶ و ۷ نشان داده شده، نتایج حاصل از شبیه‌سازی سه‌بعدی برای هر دو حالت عملکردی تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد. نتایج این صحت‌سنجی بیانگر توانایی مدل سه‌بعدی در تشخیص رفتار موتور، اثرات سوخت و انتقال حرارت می‌باشد.

۲-۳- طراحی آزمایش‌ها

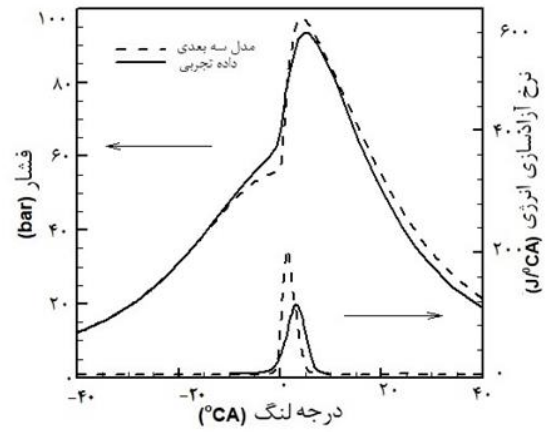
به‌منظور بررسی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت جهت تعیین شار حرارتی در یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی، مطالعه جامعی با استفاده از طراحی آزمایش‌ها با

جدول ۵) مشخصات موتور[33]

پارامترها	مشخصه
مدل موتور	Waukesha CFR
تعداد سیلندر	۱
قطر	۸۲/۵۵ mm
کورس	۱۱۴/۳ mm
نسبت تراکم	۱۶/۹
بازشدن سوپاپ هوا	۱۴۶ BTDC
بسته شدن سوپاپ دود	۱۴۰ ATDC



شکل ۶) اعتبارسنجی فشار درون سیلندر و نرخ آزادسازی انرژی مدل سه‌بعدی با داده‌های تجربی (حالت اول)



شکل ۷) اعتبارسنجی فشار درون سیلندر و نرخ آزادسازی انرژی مدل سه‌بعدی با داده‌های تجربی (حالت دوم)

روش سطح پاسخ با ۳ متغیر دور موتور، نسبت هم‌ارزی و فشار در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی (فشار اولیه) صورت گرفت. سطوح متغیرها برای دور موتور از ۸۰۰ تا ۱۴۰۰ دوربردقیقه، برای نسبت هم‌ارزی از ۰/۳ تا ۰/۷ و برای فشار اولیه از ۱ تا ۱/۵ بار در نظر گرفته شد. در این آزمایش‌ها دمای اولیه ۴۷۰ کلوین لحاظ گردید. ۱۳ حالت عملکردی تعیین شده توسط روش سطح پاسخ در جدول ۶ ارائه شده است.

۳- نتایج و بحث

در این قسمت نتایج طراحی آزمایش‌های انجام شده به صورت نمودارهای فشار درون سیلندر و شار حرارتی بر حسب درجه لنگ آورده شده است. پدیده اشتعال در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن در قالب روند تغییرات دمای درون سیلندر و به تبع آن فشار درون سیلندر قابل بررسی است. همچنین زمان شروع اشتعال به طور مستقیم از ترکیب مخلوط سوخت و هوا و دمای گازهای درون سیلندر تاثیر می‌پذیرد. مقدار شار حرارتی نیز به ضریب جابجایی انتقال حرارت، دمای مخلوط و دمای دیوار وابسته است. ضریب جابجایی انتقال حرارت به لایه مرزی وابسته است که در محفظه احتراق از عوامل مختلفی همچون سرعت موتور، نسبت هم‌ارزی، فشار ورودی و شاخصه‌های دیگر تأثیر می‌پذیرد. همان‌طور که پیشتر توضیح داده شد تاکنون شار حرارتی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی به‌صورت تجربی اندازه‌گیری نشده است. در مطالعه حاضر یک مدل سه‌بعدی با توانایی تشخیص رفتار موتور، اثرات سوخت و انتقال حرارت ایجاد شد و این مدل به منزله یک آزمایشگاه مجازی موتور در نظر گرفته شد. نتایج شار حرارتی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی برای شرایط عملکردی مد نظر با استفاده از مدل سه‌بعدی استخراج شد. مدل سه‌بعدی به‌عنوان مبنا و معیار مقایسه در نظر گرفته شد. یک مدل صفربعدی تک‌ناحیه‌ای برای به‌کارگیری مدل‌های انتقال حرارت آناند، وشنی، هوهنبرگ، آسانیس و هنسل توسعه داده شد و نتایج شار حرارتی توسط مدل‌های انتقال حرارت مذکور برای شرایط عملکردی مد نظر به‌دست آمد. نتایج مدل‌های انتقال حرارت با نتایج مدل سه‌بعدی مقایسه شد تا رفتار مدل‌های انتقال حرارت ارزیابی شود و مدل انتقال حرارت با نزدیک‌ترین جواب به مدل سه‌بعدی در شرایط عملکردی مختلف انتخاب شود.

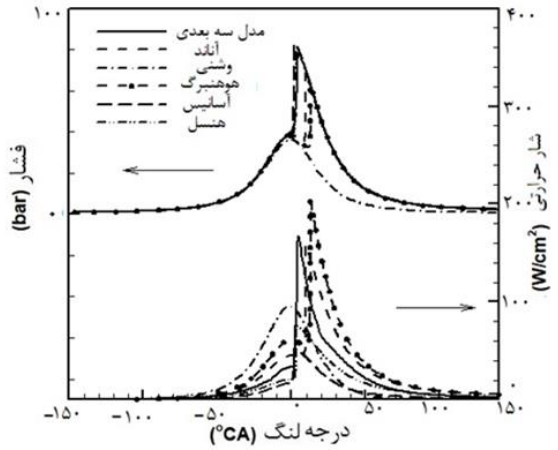
جدول ۶) شرایط شبیه‌سازی در نظر گرفته شده

آزمایش	سرعت موتور (rpm)	نسبت هم‌ارزی	فشار اولیه (bar)
۱	۱۴۰۰	۰/۵	۱
۲	۱۱۰۰	۰/۷	۱/۵
۳	۱۱۰۰	۰/۷	۱
۴	۸۰۰	۰/۵	۱/۵
۵	۱۴۰۰	۰/۵	۱/۵
۶	۸۰۰	۰/۳	۱/۲۵
۷	۱۱۰۰	۰/۵	۱/۲۵
۸	۸۰۰	۰/۵	۱
۹	۱۴۰۰	۰/۷	۱/۲۵
۱۰	۱۱۰۰	۰/۳	۱
۱۱	۱۴۰۰	۰/۳	۱/۲۵
۱۲	۱۱۰۰	۰/۳	۱/۵
۱۳	۸۰۰	۰/۷	۱/۲۵

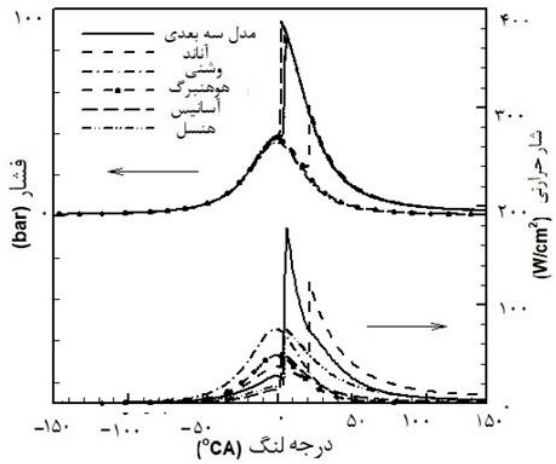
فشار درون سیلندر و شار حرارتی برای ۱۳ حالت عملکردی توسط مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی کوپل با سینتیک مفصل شیمیایی به‌دست آورده شده و سپس برای هر حالت عملکردی در یک نمودار به مقایسه با نتایج مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت در شبیه‌سازی صفربعدی تک‌ناحیه‌ای پرداخته شده است. نمودارهای فشار درون سیلندر و شار حرارتی برای ۱۳ حالت عملکردی در شکل‌های ۸ تا ۲۰ آورده شده است.

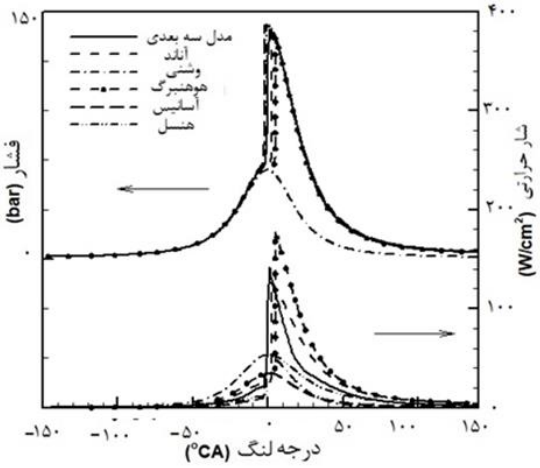
شکل ۸ برای اولین شرایط تست ارائه شده است و نمودارهای فشار درون سیلندر و شار حرارتی توسط مدل سه‌بعدی و صفربعدی برای این حالت عملکردی آورده شده است. در این حالت، مدل وشنی انتقال حرارت را به گونه‌ای پیش‌بینی می‌کند که مخلوط داخل سیلندر به شرایط احتراق نمی‌رسد و این موضوع از روی نمودار فشار درون سیلندر مربوط به مدل وشنی قابل مشاهده است. بالاترین بیشینه شار حرارتی مربوط به مدل هوهنبرگ و کمترین مقدار مربوط به مدل آسانیس است. مدل هنسل شار حرارتی را کمتر از مقدار محاسبه شده توسط مدل سه‌بعدی پیش‌بینی می‌کند. نزدیکترین نتیجه به مدل سه‌بعدی برای شار حرارتی، مربوط به مدل آناند است.

در شکل‌های ۹ تا ۱۱ نتایج به‌صورت فشار درون سیلندر و شار گرمایی برای حالات عملکردی ۲ تا ۴ از جدول ۶ آورده شده است. برای شرایط شکل ۹ مدل وشنی و برای شرایط شکل ۱۰ مدل‌های وشنی و هوهنبرگ شار حرارتی را بگونه‌ایی تعیین می‌کنند که مخلوط داخل سیلندر به شرایط احتراق نمی‌رسد ولی برای شکل ۱۱ همه مدل‌های نیمه‌تجربی ارزیابی شده در این مقاله انتقال حرارت

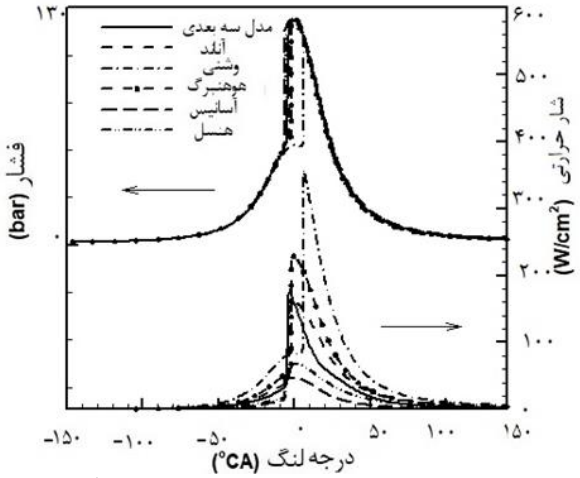


شکل ۸) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۱)





شکل ۹) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۲) **شکل ۱۰)** تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۳)

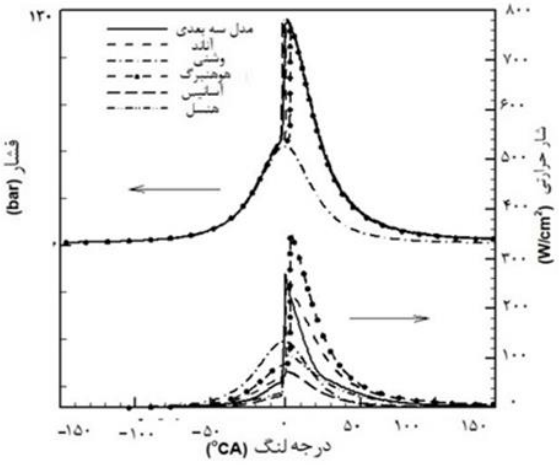


شکل ۱۱) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ(حالت ۴)

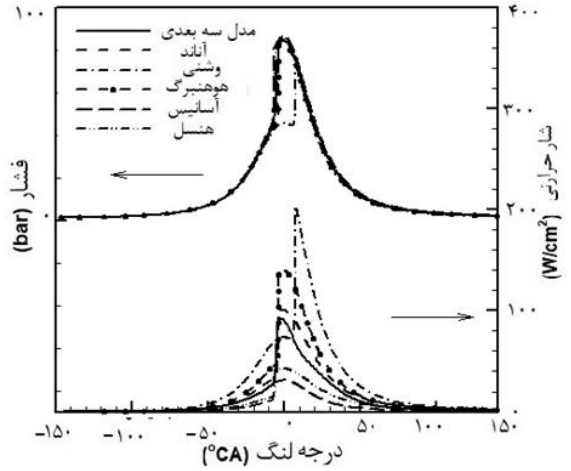
را به گونه‌ای تعیین می‌کنند که مخلوط داخل سیلندر به شرایط احتراق می‌رسد. در شکل ۹ مدل هوهنبرگ شار حرارتی را بیشتر از مدل سه‌بعدی و دیگر مدل‌های موجود کمتر از مقدار محاسبه شده توسط مدل سه‌بعدی به‌دست آورده‌اند.

در شرایط تست شده برای شکل ۱۰ همه مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت شار حرارتی را کمتر از مقدار مدل سه‌بعدی پیش‌بینی کرده‌اند. برای شرایط شکل ۱۱ مقدار شار حرارتی توسط مدل‌های هوهنبرگ و وشنی بیشتر ولی توسط مدل‌های آناند، آسانیس و هنسل کمتر از مقدار به‌دست آمده توسط مدل سه‌بعدی پیش‌بینی شده‌اند. نمودارهای فشار درون سیلندر و شار گرمایی بر حسب درجه لنگ برای حالت‌های عملکردی ۵ تا ۸ جدول ۶ در شکل‌های ۱۲ تا ۱۵ آورده شده است. این نتایج توسط مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی و همچنین مدل صفربعدی تک‌ناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی برای مدل‌های پرکاربرد انتقال حرارتی آناند، وشنی، هوهنبرگ، آسانیس و هنسل آورده شده است. نتایج مدل سه‌بعدی به‌عنوان پایه مقایسه برای آنالیز نتایج مدل صفربعدی در نظر گرفته شده است.

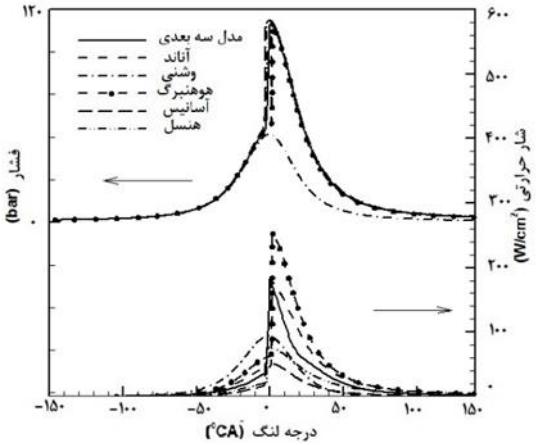
در تمامی این ۴ حالت از میان مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت بررسی شده مدل آناند بهترین نتیجه را برای شار حرارتی پیش بینی کرده است. به‌جز حالت عملکردی ۶، مدل هوهنبرگ بالاترین بیشینه شار حرارتی را به خود اختصاص داده است و برای حالت عملکردی ۶ مدل وشنی بالاترین بیشینه شار حرارتی را به خود اختصاص داده است. کمترین مقدار شار حرارتی برای این ۴ حالت عملکردی مربوط به مدل آسانیس است. در ۴ حالت ذکر شده مدل هنسل مقدار شار حرارتی را کمتر از مقدار تعیین شده توسط مدل سه‌بعدی تخمین زده است. در ۳ حالت عملکردی ۵، ۷ و ۸، همه مدل‌های انتقال حرارت به‌جز مدل وشنی، انتقال حرارت را به گونه‌ای تعیین می‌کنند که مخلوط داخل سیلندر به شرایط احتراق می‌رسد. در شکل ۱۲، مدل هوهنبرگ شار حرارتی را بیشتر از مدل سه‌بعدی ولی مدل‌های آناند، وشنی، آسانیس و هنسل کمتر از مقدار ارائه شده توسط مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی پیش‌بینی کرده‌اند.



شکل ۱۲) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۵)



شکل ۱۳) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۶)



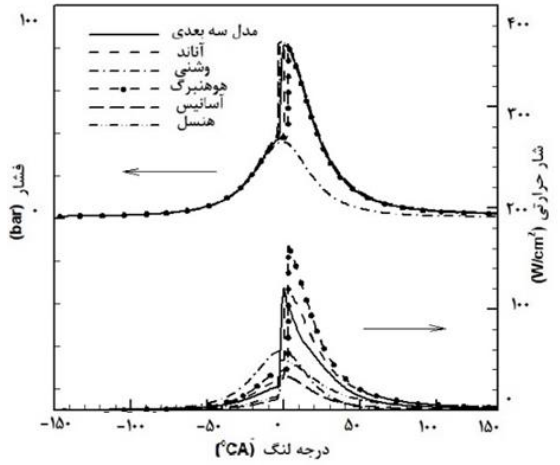
شکل ۱۴) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۷)

برای حالت عملکردی ۶ که مربوط به شکل ۱۳ است، همه مدل‌ها شار حرارتی را به گونه‌ای تعیین می‌کنند که مخلوط داخل سیلندر به شرایط احتراق می‌رسد. شار حرارتی پیش‌بینی شده توسط مدل‌های آناند، وشنی و هوهنبرگ بیشتر از مدل سه‌بعدی ولی مدل‌های آسانیس و هنسل کمتر از مدل سه‌بعدی برای شرایط تست شده شکل ۱۳ است.

در شکل ۱۴، شار حرارتی مدل هوهنبرگ بیشتر ولی شار حرارتی دیگر مدل‌ها کمتر از شار حرارتی ارائه شده توسط نرم افزار ای‌وی‌ال فایر است. همه مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت شار حرارتی را کمتر از مقدار مدل سه‌بعدی پیش‌بینی کرده‌اند. مقدار شار حرارتی توسط مدل‌های آناند و هوهنبرگ بیشتر ولی توسط مدل‌های وشنی، آسانیس و هنسل کمتر از مقدار به دست آمده توسط مدل سه‌بعدی است.

در شکل ۱۵ بیشترین شار حرارتی مربوط به مدل هوهنبرگ و کمترین مقدار مربوط به آسانیس است.

در کار حاضر که برای سوخت گاز طبیعی انجام شده است مدل آناند بهترین جواب را برای شار حرارتی ارائه کرده است در حالیکه در مرجع[19] که مطالعه بر روی بنزین است مدل آناند مقادیر شار حرارتی را بیشتر از مقدار واقعی پیش‌بینی کرده است. در مراجع ارزیابی شده، همه مدل‌ها شار حرارتی برای بنزین را در فاز انبساط بیشتر از مقدار تجربی پیش‌بینی کرده‌اند در حالیکه برای سوخت گاز طبیعی (مطالعه حاضر) اکثر مدل‌ها در فاز انبساط شار حرارتی را کمتر از مقدار واقعی پیش‌بینی کرده‌اند. مدل وشنی برای سوخت گاز طبیعی (کار حاضر) و برای بنزین در مراجع بررسی شده، توانایی پیش‌بینی شار حرارتی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن را ندارد.



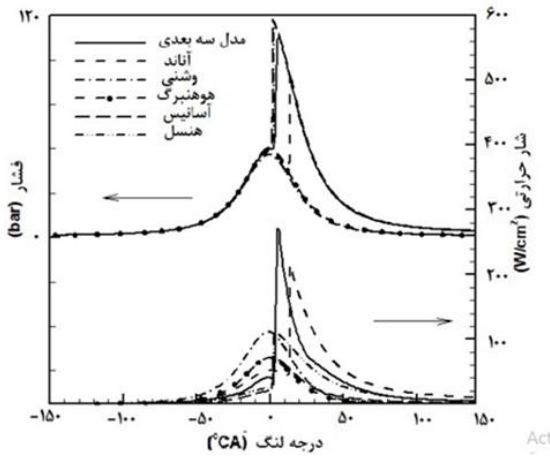
شکل ۱۵) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ(حالت ۸)

نتایج برای حالت‌های عملکردی ۹ تا ۱۳ به‌ترتیب در شکل‌های ۱۶ تا ۲۰ به‌صورت نمودارهای فشار درون سیلندر و شار حرارتی بر حسب درجه لنگ ارائه شده است. در این حالات عملکردی، نتایج مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی به‌عنوان معیار و پایه مقایسه برای تحلیل نتایج حاصل از مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت آناند، وشنی، هوهنبرگ، آسانیس و هنسل در نظر گرفته شده است. در هر ۲ مدل سه‌بعدی و صفربعدی از سینتیک مفصل شیمیایی استفاده شده است.

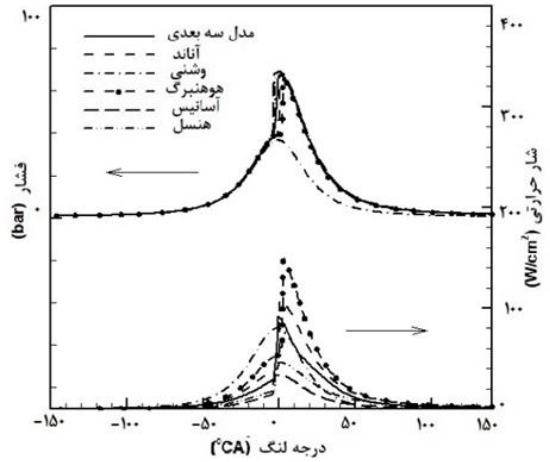
از میان مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت بررسی شده در این ۵ حالت عملکردی، مدل آناند بهترین نتیجه را برای شار حرارتی پیش‌بینی کرده است. در ۴ حالت از ۵ حالت بررسی شده، مدل وشنی و در ۱ حالت نیز مدل هوهنبرگ انتقال حرارت را به‌گونه‌ای تعیین می‌کنند که مخلوط داخل سیلندر به شرایط احتراق نمی‌رسد و این موضوع از روی نمودار فشار درون سیلندر قابل مشاهده است. مقدار شار حرارتی پیش‌بینی شده در شکل ۱۶ توسط همه مدل‌ها کمتر از مقدار به‌دست آمده از روش سه‌بعدی است.

در شکل ۱۷ مقادیر شار حرارتی توسط مدل‌های آناند و هوهنبرگ بیشتر، مدل وشنی برابر و مدل‌های آسانیس و هنسل کمتر پیش‌بینی شده است. اگرچه در حالت ۱۰ مدل وشنی بیشینه شار حرارتی را برابر با شار حرارتی مدل سه‌بعدی پیش‌بینی می‌کند ولی به دلیل اینکه شار حرارتی در مرحله تراکم را آنقدر زیاد پیش‌بینی می‌کند که در نتیجه آن، مخلوط درون سیلندر به احتراق نمی‌رسد و تغییرات فشار درون سیلندر فقط حالت موتورگردانی را نشان می‌دهد. برای شکل ۱۸، مدل‌های انتقال حرارتی آناند و هوهنبرگ شار حرارتی را بیشتر از مدل سه‌بعدی پیش‌بینی کرده‌اند در حالیکه مدل‌های وشنی، آسانیس و هنسل کمتر پیش‌بینی نموده‌اند. مقدار شار حرارتی پیش‌بینی شده در شکل ۱۹ توسط مدل‌های آناند، وشنی و هوهنبرگ بیشتر ولی توسط مدل‌های هنسل و آسانیس کمتر تشخیص داده شده است.

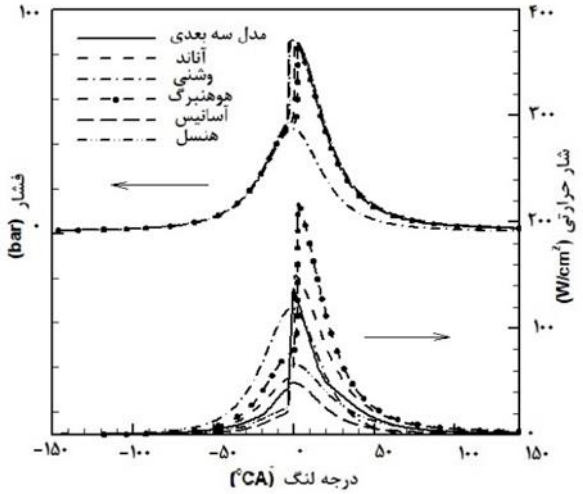
در شرایط مورد آزمون قرار گرفته برای شکل ۲۰ مدل هوهنبرگ تنها مدلی است که مقدار شار حرارتی را بیشتر از مقدار محاسبه شده توسط مدل سه‌بعدی پیش‌بینی کرده است.



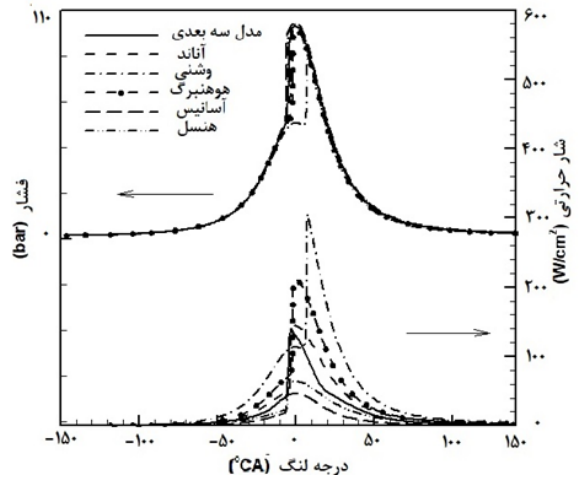
شکل ۱۶) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۹)



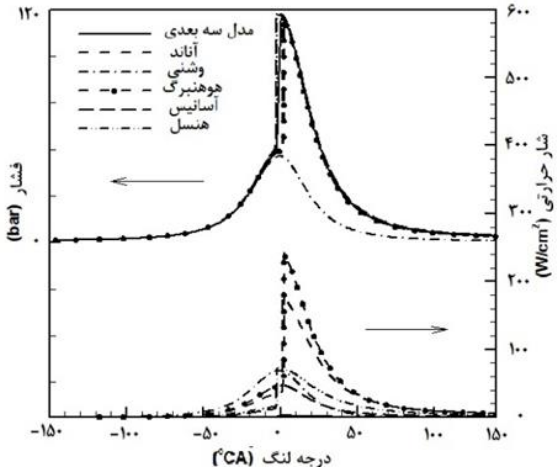
شکل ۱۷) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۱۰)



شکل ۱۸) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۱۱)



شکل ۱۹) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۱۲)



شکل ۲۰) تغییرات فشار درون سیلندر و شار حرارتی با درجه لنگ (حالت ۱۳)

تفاوت در نتایج مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت ارزیابی شده، به ضریب مدل‌ها و توان شاخصه‌های موجود در رابطه، سرعت و طول مشخصه و اینکه هر کدام از این روابط مختص استفاده در چه موتوری بوده است، مربوط است. طول و سرعت مشخصه به‌کار گرفته شده در مدل‌ها متفاوت است. مدل‌های آناند و وشنی قطر سیلندر را به‌عنوان طول مشخصه در نظر گرفتند. هوهنبرگ و هنسل قطر کره‌ای با حجم برابر حجم لحظه‌ای سیلندر و آسانیس ارتفاع لحظه‌ای سیلندر را به‌عنوان طول مشخصه در نظر گرفتند. سرعت مشخصه استفاده شده در مدل‌ها نیز متفاوت است. آناند سرعت متوسط پیستون و هوهنبرگ سرعت متوسط پیستون به‌علاوه ضریب ثابتی را جهت سرعت مشخصه تعریف کردند. وشنی و آسانیس سرعت گاز محترق نشده که ضریبی از سرعت متوسط پیستون بوده به‌علاوه سرعت گاز احتراق وابسته به زمان که تابعی از اختلاف بین فشار موتورگردانی و فشار احتراق است را به عنوان سرعت مشخصه برگزیدند.

جمله اول در سرعت مشخصه مدل هنسل بیان کننده دور موتور و جمله دوم سرعت سوخت را نشان می‌دهد. لازم به توضیح است که در سرعت مشخصه مدل وشنی اثر احتراق بر انتقال حرارت با استفاده از اختلاف فشار حالت موتورگردانی و حالت همراه با احتراق (P-P0) اعمال شده است.

در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن انتشار شعله وجود ندارد و این اثر که در مدل وشنی اعمال شده است منجر به جواب‌های متفاوت نسبت به دیگر مدل‌ها و معمولا احتراق ناقص در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن می‌شود. در مدل آسانیس که مختص موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن ارائه شده است و برگرفته از مدل وشنی می‌باشد اثر احتراق بر انتقال حرارت با تقسیم ضریب C2 بر عدد ۶ کاهش یافته است که منجر به جواب‌های متفاوت نسبت به مدل وشنی شده است و دیگر مشکل پیش‌بینی احتراق به‌صورت ناقص را ندارد. مدل‌های انتقال حرارت آناند، وشنی و هوهنبرگ برای تعیین انتقال حرارت در موتورهای احتراق داخلی سنتی ولی مدل‌های انتقال حرارتی آسانیس و هنسل مختص موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن ارائه شده‌اند؛ با این وجود از مدل‌های آناند، وشنی و هوهنبرگ نیز برای محاسبه شار حرارتی در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن استفاده می‌شود. ساختار کلی هر مدل تشکیل شده از ضریب‌های مدل، طول و سرعت مشخصه است که در مدل‌ها متفاوت می‌باشند؛ سرعت و طول مشخصه هر مدل رفتار متفاوتی در شرایط مختلف دارند و رفتار هر مدل ناشی از اثر ترکیبی همه موارد تشکیل دهنده ساختاری مدل است.

خلاصه نتایج به‌دست آمده از رفتار مدل‌ها در شرایط عملکردی بررسی شده برای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی در جدول ۷ آورده شده است.

۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله، ابتدا مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی کوپل با سینتیک مفصل شیمیایی با نتایج تجربی صحت‌سنجی شد و مدل سه‌بعدی به‌عنوان مرجع و پایه مقایسه برای ارزیابی مدل صفربعدی قرار گرفت. از مدل صفربعدی تک‌ناحیه‌ای کوپل با سینتیک مفصل شیمیایی جهت بررسی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت آناند، وشنی، هوهنبرگ، آسانیس و هنسل برای تشخیص شار حرارتی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی استفاده شد. با استفاده از طراحی آزمایش‌ها و از روش سطح پاسخ به منظور بررسی اثر شاخصه‌های ورودی موتور شامل فشار اولیه (۱/۵، ۱/۲۵، ۱، بار، نسبت هم‌ارزی (۰/۷، ۰/۵، ۰/۳) و دور موتور (۱۴۰۰، ۱۱۰۰، ۸۰۰، دور بر دقیقه بر پارامترهای خروجی فشار دورن سیلندر و شار حرارتی ۱۳ حالت عملکردی تعیین گردید. برای ۱۳ حالت عملکردی تعیین شده، نتایج فشار درون سیلندر و شار حرارتی ارائه شد. مهم‌ترین نتایج حاصل از

جدول ۷) جمع‌بندی نتایج مدل‌ها

مدل‌های مورد مقایسه	سوخت	خلاصه نتایج
آناند، وشنی، هوهنبرگ، آسانیس و هنسل	گاز طبیعی	- بهترین جواب برای شار حرارتی توسط مدل آناند ارائه می‌شود. - مدل وشنی به دلیل زیاد برآورد کردن شار حرارتی در مرحله تراکم، قادر به پیش‌بینی احتراق نیست و برای مدل‌کردن شار حرارتی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن مناسب نیست. - مدل هوهنبرگ شار حرارتی را بیشتر از مقدار محاسبه شده توسط مدل سه‌بعدی پیش‌بینی می‌کند. - مدل آسانیس و هنسل شار حرارتی را کمتر از مقدار ارائه شده توسط مدل سه‌بعدی تخمین می‌زنند. - در همه شرایط ارزیابی شده، مدل آسانیس کمترین مقدار شار حرارتی را در بین مدل‌ها به خود اختصاص داده است.

پژوهش حاضر در خصوص توانایی مدل‌های نیمه‌تجربی انتقال حرارت برای یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی را می‌توان به‌صورت زیر دسته‌بندی نمود:

• مدل آناند بهترین جواب برای شار حرارتی را ارائه می‌دهد.

• مدل هوهنبرگ شار حرارتی را بیشتر از مقدار محاسبه شده توسط مدل سه‌بعدی پیش‌بینی می‌کند در حالیکه مدل‌های آسانیس و هنسل شار حرارتی را کمتر از مقدار ارائه شده توسط مدل سه‌بعدی تخمین می‌زنند.

• در همه شرایط ارزیابی شده، مدل آسانیس کمترین مقدار شار حرارتی را در بین مدل‌ها به خود اختصاص داده است.

• مدل وشنی نمی‌تواند برای مدل‌کردن شار حرارتی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن استفاده شود.

تشکر و قدردانی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

تاییدیه اخلاقی: محتویات علمی حاصل پژوهش نویسندگان مقاله و صحت نتایج برعهده نویسندگان است.

تعارض منافع: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

سهم نویسندگان: مسعود رابطی (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی (۲۵٪)؛ امید جهانیان (نویسنده دوم)، پژوهشگر فرعی (استاد راهنما) (۲۵٪)؛ علی اکبر رنجبر (نویسنده سوم)، پژوهشگر فرعی (استاد راهنما) (۲۵٪)؛ سید محمد صفی الدین اردبیلی (نویسنده چهارم)، پژوهشگر فرعی (استاد مشاور) (۲۵٪).

منابع مالی: از منابع مالی پژوهشی دانشجویان دکتری و هزینه‌های شخصی تامین شده است.

فهرست علایم

A	سطح انتقال حرارت (m^2)
a، b، c، d، e	ضرائب مدل
B	قطر سیلندر (m)
C	سرعت پیستون (m/s)
h	ضریب جابجایی ($W/m^2 K$)
k	رسانندگی گرمایی (W/m K)
L	طول مشخصه (m)
Nu	عدد ناسلت
Pr	عدد پرانتل
P	فشار (Pa)
$Q_{convection}$	انتقال حرارت جابجایی (W)
q''	شار حرارتی (W/m^2)
Re	عدد رینولدز
r_c	نسبت تراکم
ROHR	نرخ آزادسازی انرژی ($J/^oCA$)
T	دما (K)
V	سرعت مشخصه (m/s)

علایم یونانی

μ	لزجت (kg/m s)
ρ	چگالی (kg/m^3)

بالانویس‌ها

γ	نسبت ظرفیت‌های حرارتی ویژه

زیرنویس‌ها

air	هوا
Cyl	سیلندر
c	لحظه‌ای
d	جابجایی موتور
gas	گاز
m	متوسط
r	مرجع
0	موتورگردانی
wall	دیوار

منابع

1- Krishnamoorthi M, Malayalamurthi R, He Z, Kandasamy S. A review on low temperature combustion engines: Performance, combustion and emission characteristics. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2019;116:109404.

2- Du G, Wang Z, Wang D, Wang X, Fu X. Study on the effect of water addition on combustion characteristics of a HCCI engine fueled with natural gas. Fuel. 2020; 270:117547.

3- Bhurat SS, Pandey S, Chintala V, Ranjit PS. Technical barriers and their solutions for deployment of HCCI engine technologies–a review. International Journal of Ambient Energy. 2019:1-4.

4- Yousefzadeh A, Jahanian O. Using detailed chemical kinetics 3D-CFD model to investigate combustion phase of a CNG-HCCI engine according to control strategy requirements. Energy Conversion and Management. 2017;133:524-34.

5- Ogink R, Golovitchev V. Gasoline HCCI modeling: Computer program combining detailed chemistry and gas exchange processes. SAE Transactions. 2001:2338-50.

6- Aleiferis PG, Charalambides AG, Hardalupas Y, Taylor AM, Urata Y. Modelling and experiments of HCCI engine combustion with charge stratification and internal EGR. SAE Technical Paper; 2005.

7- Rodriguez CF, Mantilla J. Modeling hcci engine combustion coupling cantera to kiva 4. SAE Technical Paper; 2015.

8- Ezoji H, Shafaghat R, Jahanian O. Numerical simulation of dimethyl ether/natural gas blend fuel HCCI combustion to investigate the effects of operational parameters on combustion and emissions. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. 2019;135(3):1775-85.

9- Jahanian O, Jazayeri SA. The Effects of Using Formaldehyde as an Additive on the Performance of an HCCI Engine Fueled with Natural Gas. InASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition 2010 (Vol. 44298, pp. 601-609).
10- Fathi M, Jahanian O, Ganji DD, Wang S, Somers B. Stand-alone single-and multi-zone modeling of direct injection homogeneous charge compression ignition (DI-HCCI) combustion engines. Applied Thermal Engineering. 2017;125:1181-90.
11- Namar MM, Jahanian O. Energy and exergy analysis of a hydrogen-fueled HCCI engine. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. 2019;137(1):205-15.
12- Torregrosa AJ, Olmeda PC, Romero CA, Térmicos M, Valencia UP, De Vera C. Revising engine heat transfer. Journal of Engineering Annals of Faculty of Engineering Hunedoara. 2008;6(3):245-65.
13- Thermodynamics and Fluid Mechanics Group, Annand WJ. Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1963;177(1):973-96.
14- Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. SAE Technical paper; 1967.
15- Hohenberg GF. Advanced approaches for heat transfer calculations. SAE Transactions. 1979:2788-806.
16- Chang J, Güralp O, Filipi Z, Assanis D, Kuo TW, Najt P, Rask R. New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux. SAE transactions. 2004:1576-93.
17- Hensel S, Sarikoc F, Schumann F, Kubach H, Spicher U. Investigations on the heat transfer in HCCI gasoline engines. SAE International Journal of Engines. 2009; 2(1):1601-16.
18- Soyhan HS, Yasar H, Walmsley H, Head B, Kalghatgi GT, Sorusbay C. Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modeling. Applied Thermal Engineering. 2009;29(2-3):541-9.
19- Broekaert S, De Cuyper T, Chana K, De Paepe M, Verhelst S. Assessment of empirical heat transfer models for a CFR engine operated in HCCI mode. SAE Technical Paper; 2015.
20- Broekaert S, De Cuyper T, De Paepe M, Verhelst S. Experimental Investigation and Modelling of the In-Cylinder Heat Transfer during Ringing Combustion in an HCCI Engine. SAE Technical Paper; 2017.
21-Broekaert S, De Cuyper T, De Paepe M, Verhelst S. Evaluation of empirical heat transfer models for HCCI combustion in a CFR engine. Applied Energy. 2017; 205:1141-50.
22- Broekaert S. A study of the heat transfer in low temperature combustion engines (Doctoral dissertation, Ghent University).
23- Nijeweme DO, Kok JB, Stone CR, Wyszynski L. Unsteady in-cylinder heat transfer in a spark ignition engine: experiments and modelling. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2001;215(6):747-60.
24- Rakopoulos CD, Kosmadakis GM, Pariotis EG. Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation. Applied Energy. 2010;87(5):1612-30.
25- Decan G, Broekaert S, Lucchini T, D'Errico G, Vierendeels J, Verhelst S. Evaluation of wall heat flux models for full cycle CFD simulation of internal combustion engines under motoring operation. SAE Technical Paper; 2017.
26- Berni F, Cicalese G, Fontanesi S. A modified thermal wall function for the estimation of gas-to-wall heat fluxes in CFD in-cylinder simulations of high performance spark-ignition engines. Applied Thermal Engineering. 2017;115:1045-62.
27- Decan G, Broekaert S, Lucchini T, D'Errico G, Vierendeels J, Verhelst S. Evaluation of wall heat flux calculation methods for CFD simulations of an internal combustion engine under both motored and HCCI operation. Applied Energy. 2018;232:451-61. 28- Komninos NP, Rakopoulos CD. Heat transfer in hcci phenomenological simulation models: A review. Applied Energy. 2016;181:179-209.
29-Smith GP, Golden DM, Frenklach M, Moriarty NW, Eiteneer B, Goldenberg M, Bowman CT, Hanson RK, Song S, Gardiner Jr WC, Lissianski VV. GRI 3.0 Mechanism. Gas Research Institute (http://www. me. berkeley. edu/gri_mech). 1999.
30- Jahanian O, Jazayeri SA. A comprehensive numerical study on effects of natural gas composition on the operation of an HCCI engine. Oil & Gas Science and Technology–Revue d'IFP Energies nouvelles. 2012; 67(3):503-15.
31- Hairuddin AA, Yusaf TF, Wandel AP. Predicting the combustion behaviour of a diesel hcci engine using a zero-dimensional single-zone model. InProceedings of the 11th Australian Combustion Symposium (ACS 2011) 2011 (Vol. 1, No. 1, pp. 130-133). Combustion Institute, Australian and New Zealand Section.
32- De Cuyper T, Demuynck J, Broekaert S, De Paepe M, Verhelst S. Heat transfer in premixed spark ignition engines part II: Systematic analysis of the heat transfer phenomena. Energy. 2016;116:851-60.
33- Poorghasemi K, Saray RK, Bahlouli K, Zehni A. 3D CFD simulation of a natural gas fueled HCCI engine with employing a reduced mechanism. Fuel. 2016; 182:816-30.