



# Investigation on Effects of Water Addition on Performance and Emissions of an n-heptane Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine

S. H. Samadi, E. Neshat\*

Faculty of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

**ABSTRACT:** The main purpose of current study is investigation on the effect of water addition on n-heptane homogenous charge compression ignition combustion. A multi zone model coupled to the semi-detailed chemical kinetics mechanism is used for simulation of n-heptane homogenous charge compression ignition combustion. First, the accuracy of the model was estimated for two different operating modes, and then seven different amounts of water were added to the fuel and its effects on n-heptane combustion were investigated. Thermal, chemical and dilution effects of water are studied using artificial inert species method. The results show that the start of combustion was retarded by water addition due to the thermal effect of water. Peak values of in-cylinder pressure and heat release rate decreases by water addition. Water addition has caused the maximum amount of radicals in the combustion chamber to be reduced and the time of their formation is delayed. Water addition increases the amount of unburned hydrocarbons at exhaust. Thermal effect of water on start of combustion and emissions formation is more significant than its dilution and chemical effects. Using small quantities of water will increase the thermal efficiency of the engine and reduce emissions from it.

## Review History:

Received: Jul. 03, 2019

Revised: Jan. 15, 2020

Accepted: Jan. 26, 2020

Available Online: Feb. 19, 2020

## Keywords:

Homogeneous combustion

N-heptane

Water addition

Engine emissions

Multi zone model

## 1. Introduction

The Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines have low exhaust NO<sub>x</sub> and fuel consumption and significant power. Of course, these engines also have disadvantages that have prevented their commercialization for dynamic applications. The main disadvantages of these engines is the lack of a means for direct control of them [1-3]. One of the ways to control combustion in HCCI engines is to use additives. Additives are combinations that combine fuel and air inside the combustion chamber, and control the combustion with a change in mass percentages [4,5]. There are several other add-ons that have been frequently studied in literature [6-8]. Water vapor is one of the additives that can be used by internal combustion engines. With the idea of HCCI engines, the idea of adding water to combustion components in these engines has also been considered.

## 2-Methodology

In this study, a multi-zone model is used to simulate the engine closed cycle. The combustion chamber is divided into four general types: the core zone, the middle zones, the boundary layer zone, and the crevice zone. The boundary layer zone is the nearest zone to the wall and is exchanging heat with the wall. The equations of the first law of thermodynamics and chemical kinetics are solved simultaneously for each zone at each time step. Eqs. (1) to (5) show the governing equations.

$$\frac{dU_i}{dt} = -\frac{dW_i}{dt} + \frac{dQ_i}{dt} \quad (1)$$

$$\frac{dU_i}{dt} = c_v^i m_i \frac{dT_i}{dt} + m_i \sum_{j=1}^{n_i} u_j \frac{dY_j}{dt} + \sum_{j=1}^{n_i} u_j Y_j \frac{dm_i}{dt} \quad (2)$$

$$\frac{dW_i}{dt} = P \frac{dV_i}{dt} \quad (3)$$

$$\frac{dQ_i}{dt} = \frac{dQ_{i,cond}}{dt} + \frac{dQ_{i,conv}}{dt} + \frac{dQ_{i,mtran}}{dt} \quad (4)$$

$$\frac{dY_{k,i}}{dt} = \frac{\dot{\omega}_{k,i} M w_k}{\rho_i} \quad (5)$$

Further details of the model and are available in previously published studies [9,10]. The combustion process of n-heptane is simulated utilizing a chemical kinetics mechanism containing 57 species and 290 reactions [11]. Seven different amounts of water are added to the fuel and effects of water on n-heptane HCCI combustion are focused.

## 3-Discussion and Results

Two different operating modes have been selected and the effects of water addition on them have been investigated. Table 1 shows the characteristics of the two cases.

For validation of the model, experimental data of the Cooperative Fuel Research (CFR) engine available at the University of Alberta has been used. Experimental and

\*Corresponding author's email: e\_neshat@sut.ac.ir

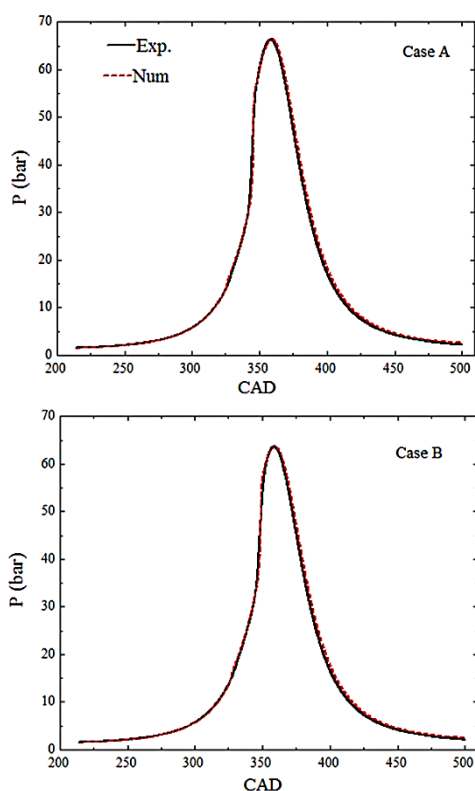


**Table 1. Engine operating conditions**

Case number	$R_c$	$\lambda$	Exhaust gas recirculation (%)	Engine speed (rpm)
1	12.7	3.87	0	700
2	12.7	2.46	40	700

**Table 2. Numerical (Num.) and Experimental (Exp.) values of engine exhaust emissions**

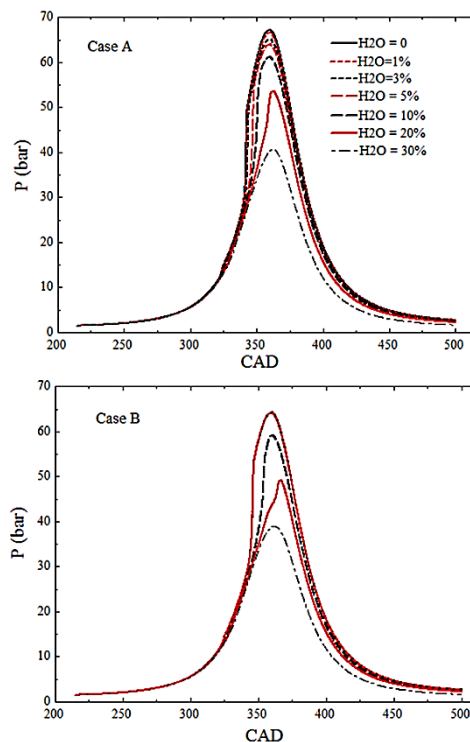
Case number	Exp. CO <sub>2</sub>	Num. CO <sub>2</sub>	Exp. CO	Num. CO	Exp. UHC	Num. UHC
A	3.71	3.71	0.073	0.073	995	867
B	6.33	6.32	0.149	0.148	1705	1573



**Fig. 1. Experimental and numerical curves for the in-cylinder pressure**

numerical in-cylinder pressure curves are indicated in Fig. 1. Table 2 also shows the data on engine emissions for both of the cases. As the figure and table show, the model has a good accuracy in prediction of the in-cylinder pressure and exhaust emissions.

After verifying the model, seven different amounts of water are added to the in-cylinder mixture and its effects on n-heptane combustion are studied. Fig. 2 shows the effects of the water addition on the in-cylinder pressure. As shown in this figure, with the addition of water, the peak pressure decreases and its position is delayed. This is because water is a tri-atom molecule with a high specific heat capacity, so it absorbs the heat of the combustion chamber and reduces the in-cylinder temperature and causes delayed chemical reactions. With the delay in the initiation of reactions, the



**Fig. 2. Effect of water on in-cylinder pressure and temperature of core zone**

main stage of heat release is transferred to the expansion process, which prevents significant pressure increase and reduces the peak pressure.

**4-Conclusion**

In the present study, water has been added to the HCCI engine –n-cylinder mixture and its effects on the performance and pollutants of engine have been investigated. HCCI engine is simulated utilizing a thermodynamic multi zone model. A semi-detailed chemical kinetics mechanism is applied for combustion process modelling. Seven different values of water are added to in-cylinder mixture and its various effects are studied. The most important results are:

- Use of water delays the start of combustion.
- Water addition reduces in-cylinder pressure and temperature.
- Using small quantities of water will increase the thermal efficiency of the engine and reduce exhaust emissions.

## References

- [1] F. Agrell, H.-E. Ångström, B. Eriksson, J. Wikander, J. Linderyd, Control of HCCI During Engine Transients by Aid of Variable Valve Timings Through the Use of Model Based Non-Linear Compensation, in, SAE International, 2005.
- [2] F. Zhao, D.N. Assanis, T.N. Asmus, J.E. Dec, J.A. Eng, P.M. Najt, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines, SAE, USA, 2003.
- [3] A.K. Amjad, R.K. Saray, S.M.S. Mahmoudi, A. Rahimi, Availability analysis of nheptane and natural gas blends combustion in HCCI engines, *Energy*, 36(12) (2011) 6900-6909.
- [4] H. Guo, W.S. Neill, The effect of hydrogen addition on combustion and emission characteristics of an n-heptane fuelled HCCI engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 38 (2013) 11429-11437.
- [5] M.T. García, Francisco José Jiménez-Espadafor Aguilar, T.S. Lencero, Experimental study of the performances of a modified diesel engine operating in homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode versus the original diesel combustion mode, *Energy*, 34(2) (2009) 159-171.
- [6] S. Voshtani, M. Reyhanian, M. Ehteram, V. Hosseini, Investigating various effects of reformer gas enrichment on a natural gas-fueled HCCI combustion engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 39 (2014) 19799-19809.
- [7] P. Das, P. Subbarao, J. Subrahmanyam, Control of combustion process in an HCCI-DI combustion engine using dual injection strategy with EGR, *Fuel*, 159 (2015) 580-589.
- [8] K. Leea, S. Chob, N. Kimb, K. Minb, A study on combustion control and operating range expansion of gasoline HCCI, *Energy*, 91 (2015) 1038-1048.
- [9] E. Neshat, R.K. Saray, Development of a new multi zone model for prediction of HCCI (homogenous charge compression ignition) engine combustion, performance and emission characteristics, *Energy*, 73 (2014) 325-339.
- [10] E. Neshat, R.K. Saray, Effect of different heat transfer models on HCCI engine simulation, *Energy Conversion and Management*, 88 (2014) 1-14.
- [11] V.I. Golovitchev, K. Atarashiya, K. Tanaka, S. Yamada, Towards universal EDC-based combustion model for compression ignited engine simulation, in: SAE, 2003.

### HOW TO CITE THIS ARTICLE

S. H. Samadi, E. Neshat, *Investigation on Effects of Water Addition on Performance and Emissions of an n-heptane Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(3) (2021) 391-394.

DOI: [10.22060/mej.2020.16686.6420](https://doi.org/10.22060/mej.2020.16686.6420)







## بررسی تاثیر افزودن آب بر عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی تغذیه شده با سوخت هپتان نرمال

شیوا صمدی، الهه نشاط\*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران.

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۴/۱۲  
بازنگری: ۱۳۹۸/۱۰/۲۵  
پذیرش: ۱۳۹۸/۱۱/۰۶  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۱۱/۳۰

### کلمات کلیدی:

احتراق همگن  
هپتان نرمال  
افزودن آب  
آلاینده‌گی  
مدل چند منطقه‌ای

**خلاصه:** هدف از مطالعه حاضر بررسی تاثیر افزودن آب بر احتراق همگن سوخت هپتان نرمال است. جهت نیل به هدف مذکور یک موتور بارهمگن اشتعال تراکمی با استفاده از یک مدل ترمودینامیکی چند منطقه‌ای شبیه‌سازی شده است. سوخت موتور مورد نظر هپتان نرمال بوده که فرایند احتراقی آن با استفاده از یک مکانیزم سینتیک شیمیایی شبه توسعه یافته شبیه‌سازی شده است. در ابتدا دقت مدل در پیش بینی عملکرد و آلاینده‌های احتراق همگن سوخت هپتان نرمال با استفاده از داده‌های تجربی ارزیابی شده و سپس مقادیر مختلف آب به مخلوط سوخت و هوای داخل محفظه افزوده شده و اثرات آن بر عملکرد و آلاینده‌گی موتور بررسی شده‌اند. نتایج به دست آمده نشان می‌دهند که افزودن آب، بیشینه دما و فشار داخل محفظه احتراق را کاهش داده و سبب به تاخیر افتادن آغاز احتراق می‌شود. افزودن مقادیر بالای آب، سبب بدسوزی شده، بازده حرارتی موتور را به طور محسوسی کاهش داده و آلاینده‌های خروجی از موتور را افزایش می‌دهد. بیشترین اثر آب بر عملکرد و آلاینده‌گی موتور، اثر حرارتی آن بوده و اثر شیمیایی آن بر موارد ذکر شده قابل صرف نظر است.

### ۱- مقدمه

مهمترین آن‌ها می‌توان به عدم کنترل پذیری فرایند احتراق به سبب فقدان یک وسیله کنترلی مستقیم مانند شمعک جرقه زن و تولید قابل توجه آلاینده‌های کربن مونوکسید و هیدروکربن‌های نسوخته اشاره نمود [۱-۳].

راهکارهای متعددی توسط محققان، جهت کنترل فرایند احتراق در موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی ارائه شده است. استفاده از سوخت‌های ترکیبی [۴]، استفاده از افزایشده‌ها [۵] و استفاده از گازهای حاصل از احتراق چرخه قبلی<sup>۲</sup> از جمله روش‌های کنترل فرایند احتراق در موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی می‌باشند [۶]. افزایشده‌ها موادی غیر از سوخت اصلی می‌باشند که به مخلوط سوخت و هوا در داخل محفظه احتراق افزوده شده و فرایندهای شیمیایی موجود در محفظه را تحت تاثیر قرار می‌دهند. هیدروژن [۷]، گاز سنتز [۸] و آب [۵] از جمله مهمترین افزایشده‌های مورد استفاده جهت کنترل احتراق در موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی می‌باشند. در این میان آب به دلیل ارزان بودن، عدم نیاز به تجهیزات خاص و

امروزه به دلیل کاهش منابع سوخت‌های فسیلی و اهمیت حفظ محیط زیست، بهبود استراتژی‌های احتراقی در موتورهای احتراق داخلی مورد توجه محققان بسیاری قرار گرفته است. از جمله استراتژی‌های جدید در موتورهای احتراقی، استفاده از احتراق دما پایین می‌باشد. موتورهای احتراقی بارهمگن اشتعال تراکمی<sup>۱</sup> نسل جدیدی از موتورهای احتراق داخلی می‌باشند که بر مبنای احتراق دما پایین توسعه داده شده‌اند. در این موتورها مخلوط فقیر سوخت و هوا به صورت همگن فرایند تراکم را طی کرده و در انتهای فرایند تراکم به سبب افزایش دمای داخل محفظه احتراق، دچار خود اشتعالی می‌شود. این موتورها به سبب فقیر سوز بودن، مصرف سوخت پایینی داشته و به دلیل داشتن احتراق دما پایین، اکسیدهای نیتروژن اندکی تولید می‌کنند. البته این موتورها معایبی را نیز دارا می‌باشند که از

### 1 Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)

### 2 Exhaust Gas Recirculation (EGR)

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: E\_neshat@sut.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لایسنس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لایسنس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمائید.



داشتن ظرفیت گرمایی ویژه بالا و از همه مهم‌تر عدم تولید آلاینده کربنی دارای اهمیت ویژه‌ای است.

ایواشیرو و همکاران [۹] نشان دادند که افزودن آب سبب توسعه بازه عملکردی موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی شده و آلاینده‌های خروجی از موتور را کاهش می‌دهد. کریستنسن و جوهانسون [۱۰] نشان دادند که استفاده از آب می‌تواند احتراق موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی را کنترل نموده و آلاینده‌های تولیدی را نیز کاهش دهد. در مطالعه مذکور از سه سوخت گاز طبیعی، ایزواکتان و اتانول استفاده شده و نشان داده شد که آب اثرات مشابهی بر احتراق هر سه سوخت دارد. مک و همکاران [۱۱] نشان دادند که وجود آب به مقدار ۴۰٪ و یا کمتر در اتانول سبب بهبود بازه عملکردی موتور بارهمگن اشتعال تراکمی شده و احتمال بروز کوبش در این موتورها را کاهش می‌دهد، اما وجود مقادیر بیشتر آب سبب بروز احتراق ناقص و یا بدسوزی می‌گردد. مگاریتز و همکاران [۵ و ۱۲] برای اولین بار به بررسی تاثیر افزودن آب بر احتراق بار همگن اشتعال تراکمی بیواتانول پرداختند. نتایج به دست آمده نشان دادند که استفاده از آب بیشینه نرخ افزایش فشار را کاهش داده و زمان شروع و طول مدت احتراق را کنترل می‌کند. از دیگر نتایج مهم مطالعه مذکور می‌توان بر اثر کاهش آب بر اکسیدهای نیتروژن و اثر افزایشی آن بر آلاینده‌های هیدروکربنی و کربن مونوکسید اشاره نمود. استین‌هیلبر و ستلمایر [۱۳] به بررسی تاثیر افزودن آب بر نرخ افزایش فشار در داخل محفظه احتراق موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی پرداخته و نشان دادند که افزودن آب به مخلوط داخل محفظه احتراق، نرخ افزایش فشار را کنترل کرده و از بروز احتراق کوبشی جلوگیری می‌نماید. از دیگر نتایج مهم این مطالعه تاثیر مثبت آب بر کاهش اکسیدهای نیتروژن تولیدی در حین فرایند احتراق بود. فلاورز و همکاران [۱۴] نشان دادند که افزودن آب به اتانول در طی احتراق بارهمگن اشتعال تراکمی، بازه حرارتی موتور را افزایش داده و آلاینده اکسیدهای نیتروژن را کاهش می‌دهد. ساکسنا و همکاران [۱۵] نشان دادند که استفاده از اتانول مرطوب به عنوان سوخت برای موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی نه تنها سبب افت توان تولیدی نشده بلکه میزان هدررفت انرژی را کاهش داده و سبب بهبود بازه عملکردی این موتورها می‌گردد. وینایاگام و ناگاراگان [۱۶] نشان دادند که افزودن اتانول دارای ۲۰٪ آب به دی‌اتیل‌تر و استفاده از ترکیب به دست آمده به عنوان سوخت در

موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی سبب بهبود بازه حرارتی موتور شده و بازه عملکردی آن را نیز بهبود می‌بخشد. کوارت و همکاران [۱۷] در طی مطالعه‌ای نشان دادند که استفاده از آب می‌تواند بازه عملکردی موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی را توسعه دهد. نتایج مشابهی نیز توسط والرومارکو و همکاران [۱۸] گزارش شده است. از دیگر نتایج مهم گزارش شده توسط والرومارکو همکاران [۱۸] می‌توان به تاثیر کاهش آب بر احتمال بروز احتراق کوبشی اشاره نمود. ویک و همکاران [۱۹] نیز تاثیر آب بر کنترل احتراق در موتورهای بار همگن اشتعال تراکمی را مثبت ارزیابی نموده و نشان دادند استفاده از آب سبب کاهش احتمال بروز احتراق کوبشی در این موتورها می‌شود. آهاری و نشاط [۲۰] به بررسی تاثیر افزودن آب بر احتراق گاز طبیعی در یک موتور بار همگن اشتعال تراکمی پرداخته و نشان دادند که استفاده از آب احتراق را به تاخیر انداخته و بیشینه دما و فشار داخل محفظه احتراق را کاهش می‌دهد. از دیگر نتایج مهم مطالعه مذکور افزایش بازه حرارتی موتور در اثر استفاده از مقادیر اندک آب بود.

با توجه به مطالب ذکر شده مشخص می‌گردد که افزودن آب می‌تواند اثرات مثبتی بر کنترل احتراق در موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی داشته، بازه عملکردی موتور را توسعه داده و احتمال احتراق کوبشی را کاهش دهد. اگر چه مطالعات درخوری در زمینه بررسی تاثیر آب بر احتراق بار همگن اشتعال تراکمی صورت پذیرفته است اما تمامی مطالعات منتشر شده با استفاده از سوخت‌هایی با عدد اکتانی بالا بوده و مطالعه درخوری بر روی تاثیر آب بر احتراق همگن سوخت‌های دارای عدد اکتانی پایین صورت نگرفته است.

سوخت هپتان نرمال از مهمترین سوخت‌های اکتان پایین بوده و از اجزای مهم و اصلی سوخت‌های اولیه پایه<sup>۱</sup> می‌باشد. این سوخت یک هیدروکربن با زنجیره کربنی طولانی بوده و ارزش سوختی مطلوبی را داراست [۲۱]. مطالعات انجام یافته نشان می‌دهند که این سوخت دارای احتراق دو مرحله‌ای بوده و شامل واکنش‌های دما بالا و دما پایین می‌باشد [۲۲]. احتراق دما پایین این سوخت در دماهایی کمتر از ۱۰۰۰ کلوین آغاز شده و منجر به تولید کربن مونوکسید و رادیکال‌های هیدروکسیل، هیدروپروکسیل و هیدروژن پراکساید می‌گردد [۲۳ و ۲۴]. پس از مرحله احتراق دما پایین، نرخ واکنش‌های شیمیایی برای یک بازه دمایی محدود به طور محسوسی

1 Primary Reference Fuels (PRF)

ورودی در هنگام نیاز افزایش داده شود. موتور دارای دو انژکتور برای پاشش سوخت‌های مختلف می‌باشد. در اینصورت در هنگام استفاده از سوخت‌های ترکیبی امکان پاشش همزمان دو سوخت فراهم شده و شرایط انجام اختلاط مطلوب‌تر دو سوخت فراهم می‌گردد.

دمای روغن روانکار با استفاده از یک گرم کننده ثابت نگه داشته شده می‌شود. سرعت دورانی موتور و فشار داخل محفظه احتراق در هر ۰/۱ درجه زاویه میل لنگ اندازه‌گیری و ثبت می‌گردد. برای سنجش فشار داخل محفظه احتراق از یک فشار سنج کیسلر<sup>۲</sup> استفاده شده است. اگرچه تغییرات سیکلی در موتورهای بار همگن اشتعال تراکمی غالباً اندک است ولی جهت افزایش دقت مطالعات برای هر حالت عملکردی از داده‌های مربوط به ۱۰۰ سیکل استفاده شده است. داده‌های مورد استفاده در مطالعه حاضر، میانگین داده‌های سیکل‌هایی می‌باشند که فشار بیشینه آن‌ها دارای مقدار مد در بین داده‌های مربوط به ۱۰۰ سیکل است. جدول ۲ عدم دقت داده‌های به دست آمده برای متغیرهای مختلف را نشان می‌دهد. شرح جامعی از تجهیزات آزمایشگاهی مورد بحث در مطالعات چاپ شده پیشین ارائه شده است [۲۸ و ۲۹].

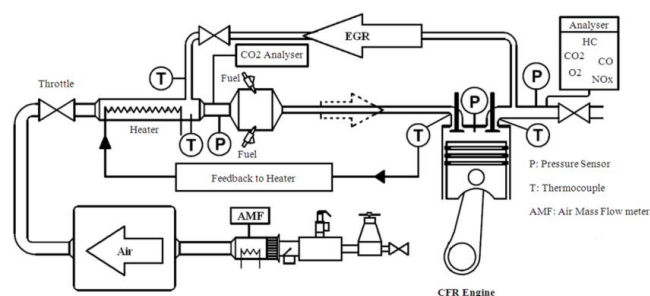


Fig. 1. Experimental set up

شکل ۱. تجهیزات آزمایشگاهی مورد استفاده [۳۰]

کاهش یافته و سپس با افزایش دما به میزان مناسب، احتراق دما بالا شروع شده و منجر به تولید محصولات واقعی احتراق می‌گردد [۲۵ و ۲۶]. به دلیل داشتن احتراق دما پایین در مطالعات بسیاری هپتان نرمال به عنوان سوخت اصلی موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار گرفته است [۷ و ۲۷].

با توجه به اهمیت کاربرد سوخت هپتان در موتورهای مبتنی بر احتراق دما پایین و کارایی مطلوب آب در کنترل احتراق موتورهای اشتعال تراکمی بارهمگن و نیز عدم وجود مطالعات عمیق و مناسب در این زمینه، انجام مطالعات توسعه‌ای در این مبحث ضروری به نظر می‌رسد. هدف از مطالعه حاضر بررسی تاثیر افزودن آب بر احتراق بار همگن اشتعال تراکمی سوخت هپتان نرمال می‌باشد. جهت نیل به هدف مذکور از یک مدل چند منطقه‌ای استفاده شده و پس از اعتبارسنجی مدل مورد استفاده در مقایسه با داده‌های تجربی، تاثیر افزودن آب به ترکیب داخل محفظه احتراق، مورد مطالعه قرار گرفته است.

## ۲- هندسه موتور مورد مطالعه و شرایط فیزیکی آن

داده‌های تجربی مورد استفاده در مطالعه حاضر از فعالیت‌های آزمایشگاهی انجام یافته در دانشگاه آلبرتای کانادا حاصل شده است. موتور مورد استفاده در دانشگاه مزبور یک موتور تک سیلندر تحقیقاتی<sup>۱</sup> می‌باشد که به یک دینامومتر الکتریکی متصل است. تصویر شماتیکی از تجهیزات مورد استفاده در شکل ۱ نشان داده شده است. به اهم ویژگی‌های موتور مورد استفاده نیز در جدول ۱ اشاره شده است. موتور مورد استفاده می‌تواند با دو سرعت مختلف ۷۰۰ و ۸۰۰ دور بر دقیقه مورد استفاده قرار بگیرد. سیستم ورودی دارای یک گرم کننده و یک کنترل کننده دما است تا بتواند دمای هوای

جدول ۱: ویژگی‌های موتور مورد استفاده در آزمایش‌ها [۳۰]

Table 1. Engine operating conditions for selected cases

مقدار	متغیر
۶۱۲	حجم جابجایی (سانتی‌مترمکعب)
۸/۲۵	قطر سیلندر (سانتی‌متر)
۱۱/۴	کورس پیستون (سانتی‌متر)
۲۴	طول شاتون (سانتی‌متر)
۱۰	زمان باز شدن دریچه ورودی
۲۱۴	زمان بسته شدن دریچه ورودی
۵۰۰	زمان باز شدن دریچه خروجی
۱۵	زمان بسته شدن دریچه خروجی

2 Kistler 6043A

1 Cooperative Fuel Research (CFR)

هدایتی و انتقال حرارت ناشی از انتقال جرم می‌باشد. انتقال حرارت جابجایی برای تمامی مناطق به غیر از منطقه لایه مرزی برابر با صفر می‌باشد.

$$\frac{dU_i}{dt} = -\frac{dW_i}{dt} + \frac{dQ_i}{dt} \quad (1)$$

$$\frac{dU_i}{dt} = c_v^i m_i \frac{dT_i}{dt} + m_i \sum_{j=1}^{n_s} u_j \frac{dY_j}{dt} + \sum_{j=1}^{n_s} u_j Y_j \frac{dm_i}{dt} \quad (2)$$

$$\frac{dW_i}{dt} = P \frac{dV_i}{dt} \quad (3)$$

$$\frac{dQ_i}{dt} = \frac{dQ_{i,cond}}{dt} + \frac{dQ_{i,conv}}{dt} + \frac{dQ_{i,mtran}}{dt} \quad (4)$$

$$\frac{dQ_{i,cond}}{dt} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (5)$$

$$\frac{dQ_{i,conv}}{dt} = -kA \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=\frac{D}{2}, \frac{L}{2}} \quad (6)$$

$$\frac{dQ_{i,mtran}}{dt} = \frac{dm_{in,i}}{dt} h_{in} - \frac{dm_{out,i}}{dt} h_t \quad (7)$$

$$\frac{dY_{k,i}}{dt} = \frac{\dot{w}_{k,i} M w_k}{\rho_i} \quad (8)$$

پس از حل معادلات حاکم، فشار متوسط محفظه احتراق در هر گام زمانی با استفاده از معادلات زیر محاسبه می‌شود:

جدول ۲: عدم دقت در اندازه‌گیری متغیرهای مختلف [۳۰]  
Table 2. Experimental and numerical engine exhaust emissions

متغیر	عدم دقت
دما	> ۰/۱
زاویه میل لنگ	> ۰/۱
سرعت موتور	> ۰/۲
دبی سوخت و هوا	> ۰/۱
فشار	> ۰/۲

### ۳- روش شناسی

#### ۳-۱: مدل چند منطقه‌ای

همانگونه که بیان شد در مطالعه حاضر از یک مدل چند منطقه‌ای جهت شبیه‌سازی موتور استفاده شده است. در مدل مورد استفاده محفظه احتراق به چهار نوع منطقه شامل منطقه هسته، مناطق میانی، منطقه لایه مرزی و منطقه درزها تقسیم شده است. شکل ۲، نوع منطقه‌بندی را در مدل مورد استفاده نشان می‌دهد. قانون اول ترمودینامیک و معادلات سینتیک شیمیایی برای تمامی مناطق به‌طور مستقل حل شده و انتقال جرم و حرارت بین مناطق مختلف در نظر گرفته شده است. انتقال حرارت جابجایی بین مخلوط گازی موجود در منطقه لایه مرزی و دیواره در نظر گرفته شده است. رابطه‌های (۱) تا (۸) معادلات حاکم بر مناطق مختلف را نشان می‌دهد. اطلاعات بیشتر درباره مدل چند منطقه‌ای در مراجع [۳۱ و ۳۲] بیان شده است. رابطه (۱) نشانگر قانون اول ترمودینامیک برای یک سیستم بسته به‌صورت عمومی می‌باشد. همانگونه که در رابطه (۲) نشان داده شده است تغییرات انرژی درونی به دلیل تغییرات دمایی مخلوط و یا تغییرات نسبت جرمی هر گونه در داخل هر منطقه (که به دلیل انجام واکنش‌های شیمیایی اتفاق می‌افتد) و یا به دلیل تغییرات کل جرم منطقه (که به دلیل انتقال جرم بین مناطق اتفاق می‌افتد) ایجاد می‌گردد. کار انجام یافته با استفاده از رابطه (۳) محاسبه می‌گردد. با توجه به معادله انرژی کار انجام یافته در حین فرایند تراکم سبب افزایش انرژی داخلی سیستم و به تبع آن افزایش دما شده و در حین فرایند انبساط سبب کاهش انرژی داخلی می‌گردد. حرارت تبادل یافته برای هر منطقه نیز شامل انتقال حرارت جابجایی، انتقال حرارت



جهت شبیه‌سازی فرایندهای شیمیایی احتراق هپتان نرمال از مکانیزم سینتیک شیمیایی شبه توسعه یافته، ارائه شده در دانشگاه چالمرز استفاده شده است [۳۴]. مکانیزم مورد استفاده شامل ۵۷ گونه و ۲۹۰ واکنش می‌باشد. هفت مقدار مختلف از آب به نمونه‌های مورد بررسی افزوده شده و اثرات آن بر عملکرد و آلاینده‌گی موتور بررسی شده‌اند.

### ۳-۲: روش گونه‌های بی‌اثر مصنوعی

هر ماده‌ای که افزون بر سوخت و هوا به ترکیب داخل محفظه احتراق افزوده می‌شود دارای سه نوع اثر مختلف بر فرایند احتراق است که عبارتند از: اثر گرمایی، اثر رقیق‌کنندگی و اثر شیمیایی. هدف اصلی در مطالعه حاضر تفکیک اثرات مختلف آب بر احتراق همگن هپتان نرمال و بحث بر روی آن‌ها است. جهت نیل به هدف مذکور دو گونه که یکی از آن‌ها دارای خواص ترمودینامیکی مشابه با آب بوده ولی در واکنش‌های شیمیایی شرکت نمی‌کند و دیگری که دارای خواص ترمودینامیکی مخلوط سوخت و هوا بوده و در واکنش‌های شیمیایی نیز شرکت نمی‌کند تعریف شده و مدل توسعه داده شده با استفاده از هر یک از گونه‌ها اجرا شده است. اختلاف بین نتایج به دست آمده نشانگر اثرات شیمیایی و ترمودینامیکی آب خواهد بود. اختلاف بین نتایج نمونه دارای آب فاقد اثرات ترمودینامیکی و شیمیایی و نمونه بدون آب نشان دهنده اثر رقیق‌سازی آب خواهد بود. در مطالعات مختلفی از روش گونه‌های مصنوعی بی‌اثر جهت بررسی اثرهای مختلف افزاینده‌های متعدد بر پدیده احتراق استفاده شده است [۳۵-۳۸].

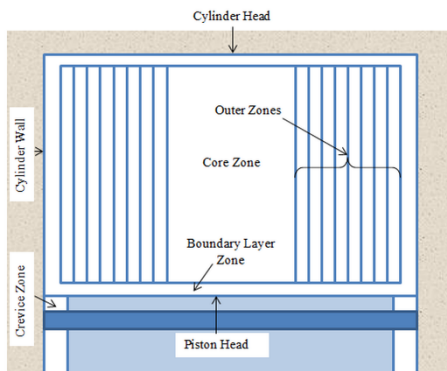


Fig. 2. Zone configuration

شکل ۲. منطقه بندی به‌کار رفته در مدل چند منطقه‌ای

$$PV_i = R_u \left( \frac{m_i}{Mw_i} \right) T_i \quad i = 1, \dots, n_z \quad (9)$$

$$P \frac{V_i}{T_i} = R_u \left( \frac{m_i}{Mw_i} \right) \quad i = 1, \dots, n_z \quad (10)$$

$$P \sum_{i=1}^{n_z} \frac{V_i}{T_i} = R_u \sum_{i=1}^{n_z} \frac{m_i}{Mw_i} \quad (11)$$

$$P = \frac{R_u \sum_{i=1}^{n_z} \frac{m_i}{Mw_i}}{\sum_{i=1}^{n_z} \frac{V_i}{T_i}} \quad (12)$$

مدل چند منطقه‌ای مذکور فقط برای شبیه‌سازی چرخه بسته موتور مورد استفاده قرار گرفته و برای شبیه‌سازی فرایند تبادل گاز از یک مدل تک منطقه‌ای استفاده شده است. شرایط موتور در لحظه بسته شدن دریچه ورودی توسط مدل تک منطقه‌ای محاسبه شده است. جهت محاسبه نرخ جرم ورودی به موتور و خروجی از آن از روابط زیر استفاده شده است [۳۳]:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{C_D A_R P_u}{(R_u T_u)^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{2\gamma \left[ 1 - \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (13)$$

$$\text{if} \left( \frac{P_d}{P_u} \right) > \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{C_D A_R P_u}{(R_u T_u)^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (14)$$

$$\text{if} \left( \frac{P_d}{P_u} \right) \leq \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

بازده قانون اول ترمودینامیک برای موتور مورد مطالعه می‌تواند از رابطه (۱۵) محاسبه گردد. این رابطه نشان دهنده مقدار کار خالص تولیدی توسط موتور در یک چرخه عملکردی کامل بر انرژی شیمیایی سوخت مصرف شده در همان چرخه است.

$$\eta = \frac{W}{m_{fuel} LHV} \quad (15)$$

### ۳-۴: الگوریتم حل مسئله

شکل ۳ الگوریتم حل مسئله را نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل مشخص است، در هر گام زمانی، اگر زمان کوچکتر از زمان باز شدن دریچه خروجی باشد مدل چند منطقه‌ای به کار می‌افتد. در اولین بار اجرا برای تخمین شرایط اولیه از داده‌های تجربی استفاده می‌گردد. با در دست داشتن مقادیر تجربی جرم ورودی و فشار داخل محفظه احتراق، دمای ترکیب داخل سیلندر نیز تعیین شده و ویژگی‌های تمامی مناطق برابر با مقادیر محاسبه شده در نظر گرفته می‌شوند. در مدل چند منطقه‌ای ابتدا قانون اول ترمودینامیک و معادلات سینتیک برای هر منطقه حل شده و دما و ترکیب هر منطقه تعیین می‌گردد. پس از تعیین دما و ترکیب هر منطقه، فشار داخل محفظه احتراق، و سپس مقدار حرارت و جرم انتقالی برای هر منطقه محاسبه می‌شود. این عمل تا جایی ادامه می‌یابد که دریچه خروجی باز شود. با باز شدن دریچه خروجی، مدل تک منطقه‌ای تبادل گاز فعال شده و دما، جرم، فشار و ترکیب داخل سیلندر را محاسبه می‌کند. مدل تبادل گاز تا زمان بسته شدن دریچه ورودی اجرا شده و در گام

زمانی انتهایی پس از محاسبه دما، فشار و جرم گونه‌ها، مقادیر آن‌ها را با مقدار محاسبه شده در دوره قبلی مقایسه می‌کند. اگر خطای محاسبه شده کمتر از مقدار تعیین شده برای همگرایی باشد (در مطالعه حاضر خطای نسبی تعیین شده برای همگرایی  $10^{-6}$  تعیین شده است) اجرای برنامه خاتمه می‌پذیرد و در غیر اینصورت برنامه تا زمان ارضای شرط همگرایی اجرا خواهد شد.

### ۴- نتایج و بحث

#### ۴-۱: صحت‌سنجی مدل

در ابتدا باید صحت مدل چند منطقه‌ای توسعه داده شده، ارزیابی گردد. جهت نیل به این هدف دو حالت عملکردی مختلف انتخاب شده و اثرات افزودن آب بر احتراق هر یک از حالت‌های مذکور بررسی شده است. جدول ۳ ویژگی‌های دو حالت عملکردی انتخاب شده را نشان می‌دهد. همانگونه که در این جدول نشان داده شده است نسبت هم‌ارزی و مقدار گازهای بازخورانی شده از چرخه قبلی در نمونه‌های مورد استفاده، دارای مقادیر مختلف می‌باشند. شکل ۴ منحنی‌های فشار تجربی و عددی دو نمونه مورد نظر را نشان می‌دهد. همانگونه که

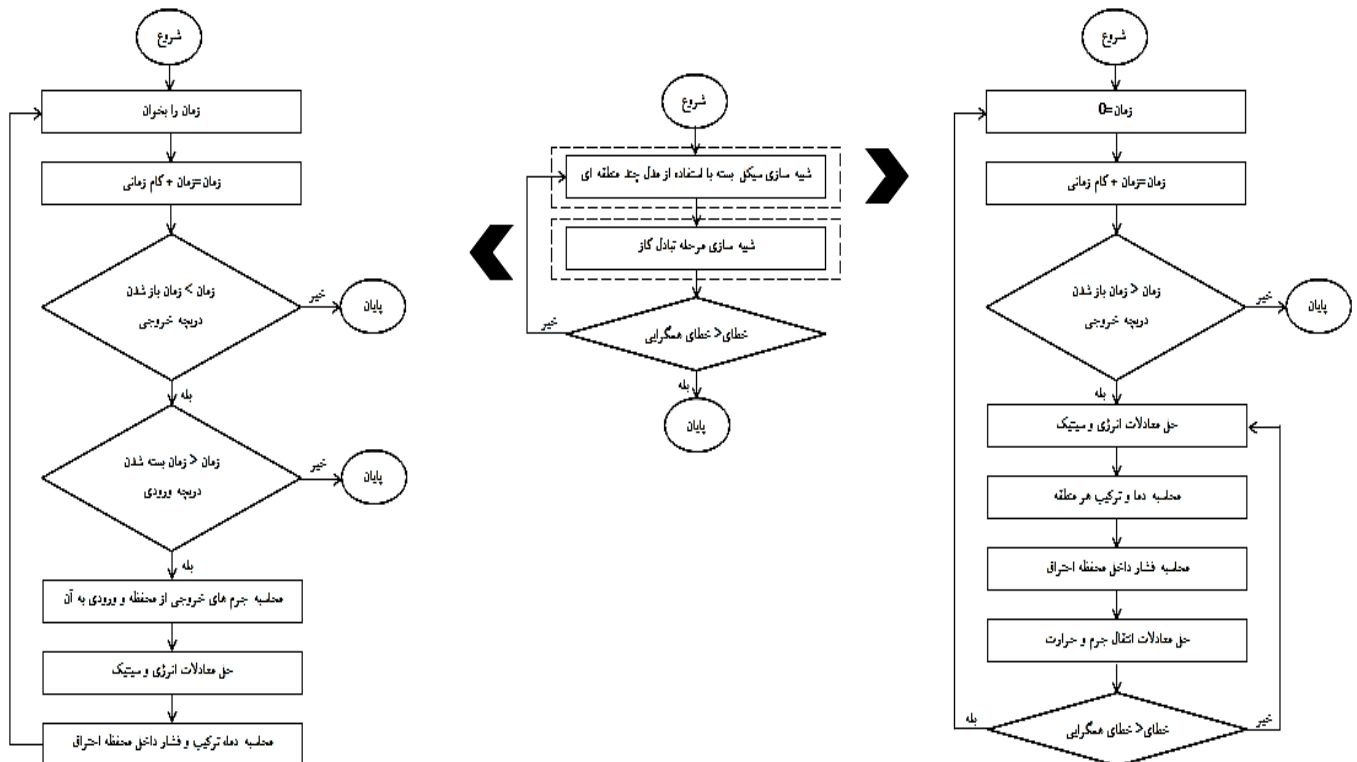


Fig. 3. Program solving algorithm

شکل ۳: الگوریتم حل مسئله

جدول ۳: شرایط عملکردی نمونه‌های مورد استفاده

Table 3. Engine operating conditions

نمونه	دور موتور	گازهای بازخورانی شده	نسبت هوا به سوخت	نسبت تراکم
الف	۷۰۰	۰	۳/۸۷	۱۲/۷
ب	۷۰۰	۴۰	۲/۴۶	۱۲/۷

% و ۱۲/۸ می‌باشد. بیشترین مقدار خطا برای محاسبه اکسیدهای نیتروژن ۳۵/۹% است که با توجه به اینکه مقدار اکسیدهای نیتروژن تجربی و عددی در موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی نزدیک به صفر (کمتر از ۱مول در هر یک میلیون مول) است می‌توان از اختلاف مقادیر صرف‌نظر نمود.

#### ۴-۲: تاثیر آب بر عملکرد موتور

پس از صحت‌سنجی مدل هفت مقدار مختلف از آب به سوخت افزوده شده و تاثیر آن بر احتراق هپتان نرمال سنجدیده می‌شود. روش افزودن آب به ترکیب داخل محفظه به گونه‌ای است که مقدار کلی جرم داخل محفظه و نیز نسبت کلی سوخت به هوا ثابت مانده و آب جایگزین سوخت و هوا به‌طور همزمان می‌شود. بنابراین وجود ۵% آب به این معنی است که ۵% کل جرم داخل سیلندر را آب تشکیل می‌دهد مابقی آن سوخت، هوا و گازهای بازخورانی شده چرخه قبل می‌باشد به‌گونه‌ای که نسبت جرمی سوخت به هوا و نیز نسبت گازهای بازخورانی شده چرخه قبلی به هوا در مقایسه با حالت پایه هیچ تغییری نکرده است. شکل ۵ اثرات افزودن آب بر فشار داخل محفظه احتراق را نشان می‌دهد همانگونه که در این شکل نشان داده شده است با افزودن آب، بیشینه منحنی فشار کاهش یافته و محل وقوع آن نیز به تاخیر افتاده است، این مطلب به این دلیل است که آب یک مولکول سه اتمی با ظرفیت گرمایی ویژه بالا بوده، بنابراین حرارت محفظه احتراق را جذب کرده و دمای محفظه را کاهش داده و سبب به تاخیر افتادن آغاز واکنش‌های شیمیایی می‌گردد. با تاخیر در آغاز واکنش‌ها، مرحله اصلی آزادسازی انرژی به فرایند انبساط و یا نزدیکی‌های آن منتقل شده و همین امر مانع از افزایش چشمگیر فشار شده و بیشینه منحنی فشار را کاهش می‌دهد. شکل ۶ دمای منطقه میانی را برای مقادیر مختلف آب برای هر دو نمونه نشان می‌دهد. کاهش بیشینه دما با افزایش آب، در این شکل مشهود است.

در شکل نشان داده شده است مدل دارای دقت مطلوبی در پیش بینی فشار داخل محفظه احتراق است. بررسی‌های بیشتر نشان می‌دهد که بیشینه خطای مدل در پیش بینی بیشینه فشار محفظه احتراق ۰/۸۴% و بیشینه خطا در پیش بینی محل فشار بیشینه ۰/۵۶% است. جدول ۲ نیز داده‌های مربوط به آلایندگی موتور را برای هر دو حالت مذکور نشان می‌دهد. داده‌های جدول مذکور نشان می‌دهد که علاوه بر فشار داخل محفظه احتراق، آلایندگی‌های خروجی از موتور نیز توسط مدل به خوبی پیش بینی می‌شوند. آنالیز داده‌های به دست آمده نشان می‌دهد که بیشترین خطا در محاسبه کربن دی‌اکسید، کربن مونوکسید و هیدروکربن‌های نسوخته به ترتیب برابر با ۰/۱۶%، ۰/۶۷%

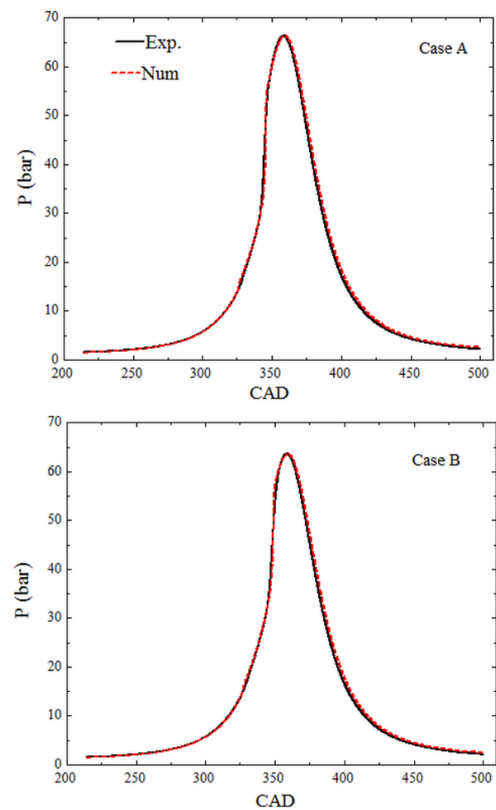


Fig. 4. Experimental and numerical curves for the in-cylinder pressure

شکل ۴: داده‌های فشار تجربی و عددی

جدول ۴: مقایسه‌های داده‌های تجربی و عددی آلاینده‌های خروجی از موتور

Table 4. Experimental and numerical emissions

نمونه	ناکس	ناکس	هیدروکربن‌های نسوخته	هیدروکربن‌های نسوخته	کربن مونوکسید	کربن مونوکسید
	عددی	تجربی	عددی	تجربی	عددی	تجربی
الف	۰/۱۴	۰/۱۱	۸۶۷	۹۹۵	۰/۰۷۳	۰/۰۷۳
ب	۰/۸۹	۰/۵۷	۱۵۷۳	۱۷۰۵	۰/۱۴۹	۰/۱۴۸

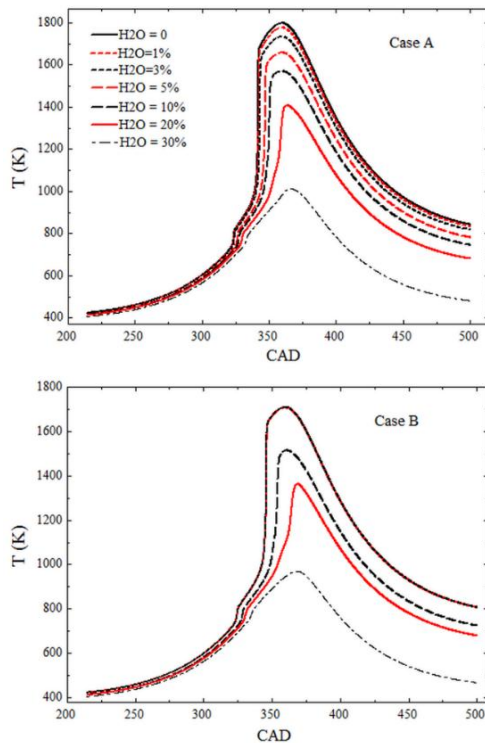


Fig. 6. Effect of water addition on temperature of core zone

شکل ۶: اثرات افزودن آب بر دمای منطقه میانی

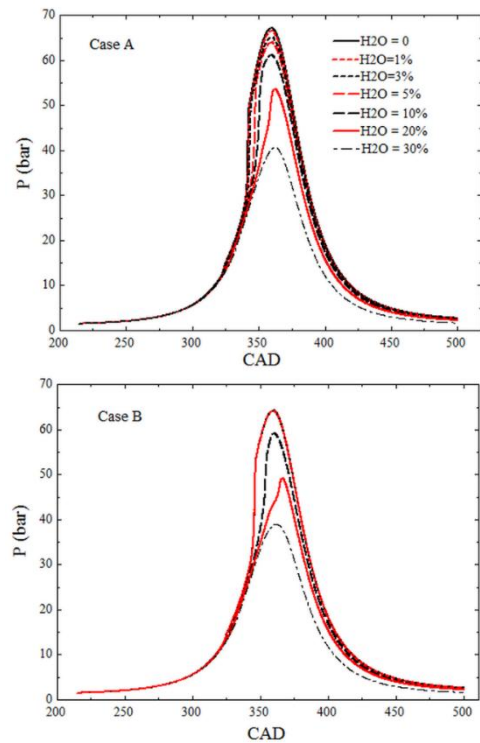


Fig. 5. Effect of water addition on in-cylinder pressure curve

شکل ۵: اثرات افزودن آب بر فشار داخل محفظه احتراق

شکل مربوط به منحنی‌های دمایی و جهش مربوطه مشخص می‌گردد که در حالت استفاده از ۳۰٪ آب نیز احتراق مشاهده شده است ولی آزادسازی انرژی شیمیایی سوخت به صورت ناقص صورت گرفته است. شکل ۷ زمان آغاز احتراق را در داخل محفظه احتراق نشان می‌دهد. برای محاسبه زمان آغاز احتراق، روش‌های متعددی در ادبیات فن ارائه شده است [۳۹]. استفاده از فشار داخل محفظه احتراق و یا مشتقات آن [۴۰ و ۴۱] و استفاده از نرخ آزادسازی آن و یا مقدار تجمعی آن [۴۲ و ۴۳] از متداول‌ترین روش‌های محاسبه زمان آغاز فرایند احتراق، در ادبیات فن می‌باشند. در مطالعه حاضر زمان آغاز احتراق به زمانی گفته می‌شود که ۱٪ مقدار کل حرارت

با توجه به شکل‌ها، مشخص می‌شود که منحنی‌های فشار و دما برای نمونه اول در حالت بدون آب و آب ۵٪ با یکدیگر تفاوت چشم‌گیر دارند در حالی که چنین تفاوتی برای نمونه دوم دیده نمی‌شود دلیل این امر این است که نمونه دوم حاوی مقدار قابل توجهی از گازهای بازخورانی شده چرخه قبلی است که خود شامل مولکول آب نیز می‌باشد بنابراین افزودن اندکی آب تغییر محسوسی در عملکرد آن ایجاد نمی‌کند ولی نمونه اول فقط دارای سوخت و هوا بوده و افزودن اندکی آب نیز عملکرد آن را تحت الشعاع قرار می‌دهد. در ابتدا با توجه به شکل مربوط به منحنی فشار چنین به نظر می‌رسد که افزودن ۳۰ درصدی آب سبب می‌شود تا فرایند احتراق روی ندهد اما با توجه به

که شامل احتراق دما پایین نیز شود. همانگونه که در این شکل نیز مشخص است با افزودن آب، زمان آغاز احتراق به دلیل کاهش دمای محفظه به تاخیر افتاده است.

نرخ آزادسازی انرژی برای مقادیر مختلف آب در شکل ۸ نشان داده شده است. همانگونه که در این شکل نشان داده شده است با افزایش آب زمان آزادسازی انرژی به تاخیر افتاده و بیشینه نرخ آزادسازی انرژی کاهش چشمگیر یافته است که این امر به دلیل کاهش دمای محفظه می‌باشد. وجود مقدار بیشینه اولیه در این منحنی‌ها به دلیل انجام واکنش‌های دما پایین است، به دلیل به تاخیر افتادن این واکنش‌ها زمان آغاز واکنش‌های دما بالا نیز به تاخیر افتاده و به سمت فرایند انبساط کشیده شده‌اند. در حالی که ۳۰٪ جرم داخل محفظه آب باشد احتراق دما بالا، به دلیل دمای کم ترکیب داخل محفظه صورت نگرفته و احتراق به صورت ناقص انجام می‌شود. شکل ۹ منحنی مربوط به حرارت آزاد شده تجمعی را نشان می‌دهد وجود احتراق ناقص برای نمونه آب ۳۰٪ در این شکل کاملا

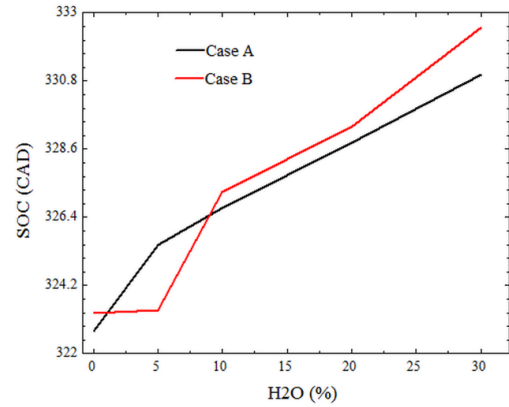


Fig. 7. Start Of Combustion (SOC) time for both of cases  
شکل ۷: اثرات افزودن آب بر زمان آغاز احتراق

شیمیایی آزاد شده، آزاد شده باشد. روش مذکور پیش از این در مطالعات بسیاری به عنوان روش محاسبه زمان آغاز احتراق به کار رفته است [۴۳-۴۵]. به دلیل اینکه احتراق هپتان نرمال شامل احتراق دما پایین نیز می‌باشد زمان آغاز احتراق بگونه‌ای در نظر گرفته شده است

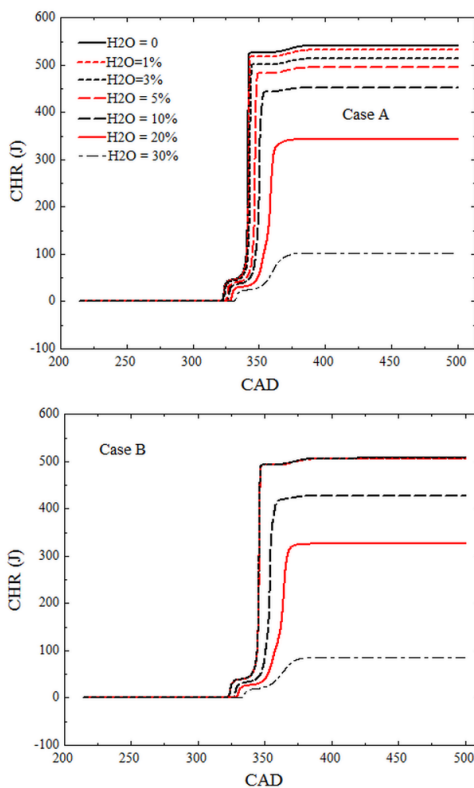


Fig. 9. Effect of water addition on Cumulative Heat Release CHR

شکل ۹: اثرات افزودن آب بر انرژی آزاد شده تجمعی

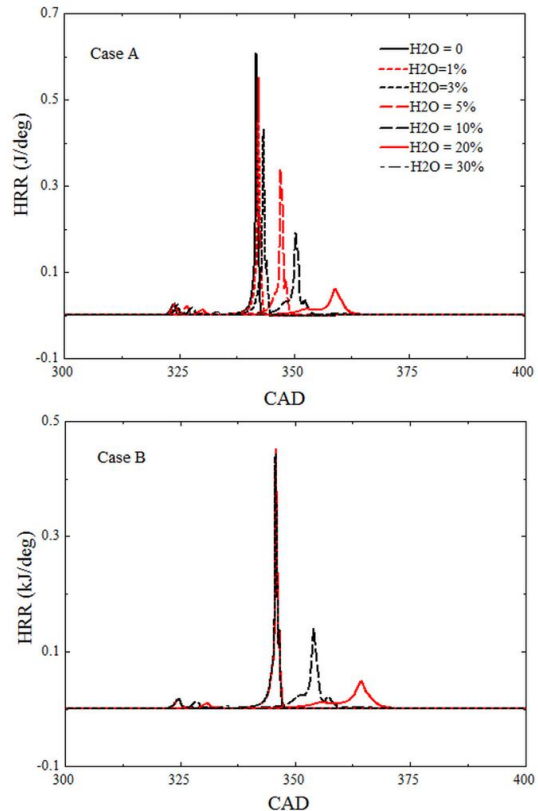
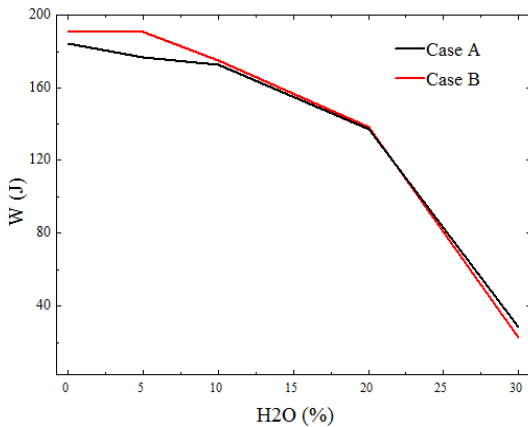
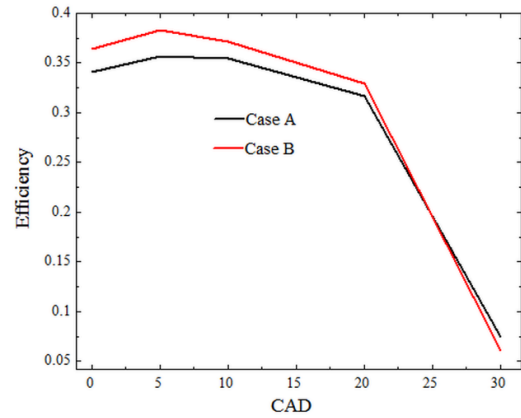


Fig. 8. Effect of water addition on Heat Release Rate HRR

شکل ۸: اثرات افزودن آب بر نرخ آزادسازی انرژی



**Fig. 11. Effect of water addition on engine output work**  
شکل ۱۱. اثرات افزودن آب بر کار تولیدی موتور



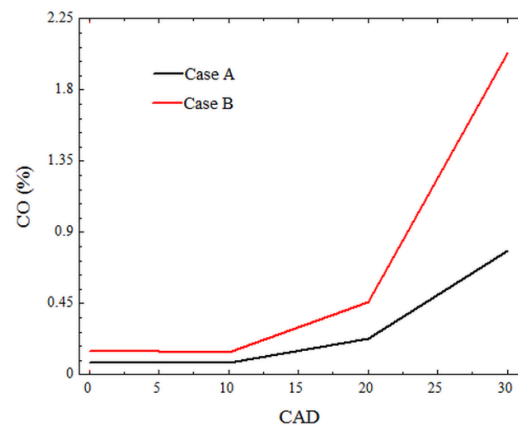
**Fig. 10. Effect of water addition on first law efficiency**  
شکل ۱۰: اثرات افزودن آب بر بازده قانون اول ترمودینامیک

بیشتر بایستی تاثیر آب بر کار تولیدی موتور نیز مورد ارزیابی قرار بگیرد. شکل ۱۱ تاثیر افزودن آب را بر کار خالص تولیدی توسط موتور نشان می‌دهد. با توجه به شکل مشخص می‌گردد که افزودن آب حتی به مقدار اندک، در هر دو نمونه، سبب کاهش کار تولیدی توسط موتور شده است. برای مقادیر اندک آب، کاهش مقدار کار تولیدی در مقایسه با نمونه پایه بسیار اندک می‌باشد بطوری که کاهش کار نه تنها سبب کاهش بازده قانون اول موتور نشده بلکه به دلیل کاهش همزمان سوخت ورودی، سبب افزایش بازده نیز شده است. با افزایش مقادیر بیشتر آب، به دلیل افت دما و فشار داخل محفظه احتراق، مقدار کار تولیدی بسیار بیشتر از سوخت ورودی کاهش یافته و به همین دلیل بازده نیز افت محسوس می‌یابد. افزایش آب به مقدار ۳۰٪ سبب بروز احتراق ناقص و عدم تولید کار به اندازه قابل قبول می‌گردد. بنابراین بازده در این حالت به کمتر از ۱۰٪ افت پیدا می‌کند.

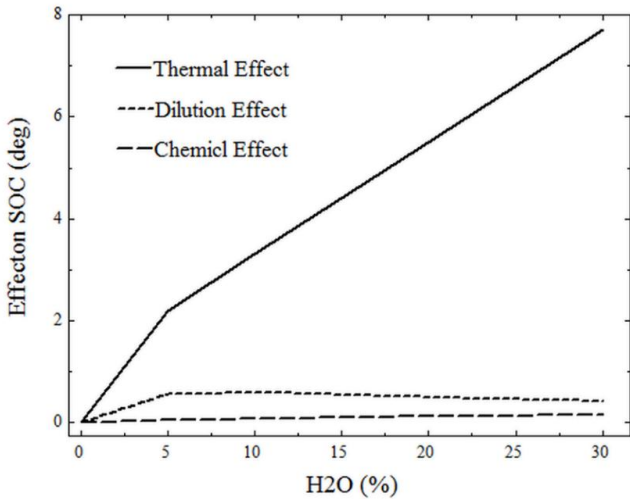
#### ۳-۴: تاثیر آب بر آلاینده‌های خروجی از موتور

همانگونه که قبلاً نیز مطرح شد آلاینده‌های کربن مونوکسید و هیدروکربن‌های نسوخته مهمترین آلاینده‌های موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی را تشکیل می‌دهند. شکل ۱۲ اثرات افزودن آب را بر کربن مونوکسید خروجی از موتور نشان می‌دهد. در ابتدا با افزایش مقادیر اندکی از آب و بهبود زمان آغاز احتراق، به دلیل انجام بهتر فرایند احتراق مقدار کربن مونوکسید تولیدی اندکی کاهش می‌یابد ولی با افزودن مقادیر بیشتر آب، احتراق به سمت احتراق ناقص تمایل یافته و مقدار کربن مونوکسید خروجی از موتور، افزایش می‌یابد. مقدار کمینه کربن مونوکسید خروجی از موتور برای نمونه شماره ۱ برابر با

مشخص است. همانگونه که بیان شد آب جایگزین سوخت و هوا می‌شود بنابراین با افزایش درصد آب از مقدار سوخت ورودی به محفظه احتراق کاسته شده و ارزش حرارتی ورودی به محفظه نیز کم می‌شود. بنابراین حتی اگر احتراق کامل هم صورت پذیرد حرارت جمعی آزاد شده بایستی کاهش یابد. این کاهش با افزودن ۳۰٪ آب بسیار چشمگیر می‌باشد که به دلیل احتراق ناقص سوخت می‌باشد در بحث مربوط به آلاینده‌ها بیشتر به این مطلب پرداخته خواهد شد. شکل ۱۰ اثرات افزودن آب را بر بازده قانون اول نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل نیز مشخص است افزودن مقادیر اندک آب سبب افزایش بازده قانون اول شده است. بنا به رابطه (۱۵) افزایش بازده می‌تواند به دلیل کاهش سوخت ورودی به محفظه احتراق، افزایش توان تولیدی موتور و یا بروز هر دو عامل صورت بگیرد. در مطالعه حاضر به دلیل جایگزینی سوخت و هوا با آب، افزایش آب سبب کاهش مقدار سوخت ورودی می‌گردد. بنابراین برای بررسی‌های



**Fig. 12. Effect of water addition on exhaust CO**  
شکل ۱۲. اثرات افزودن آب بر آلاینده کربن مونوکسید تولید شده



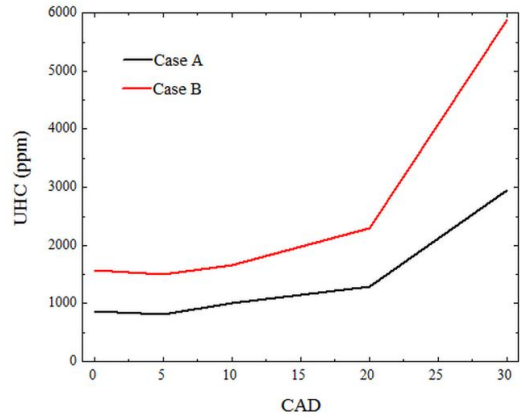
**Fig. 14. Different effects of water on SOCdroCarbons UHC**

شکل ۱۴: اثرات مختلف آب بر زمان آغاز احتراق

#### ۴-۴: اثرات مختلف آب

شکل ۱۴ اثرات مختلف آب را بر زمان آغاز احتراق نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل مشهود است بیشترین اثر آب، اثر حرارتی آن می‌باشد. آب به دلیل داشتن ظرفیت گرمایی ویژه بالا، حرارت موجود در محفظه احتراق را جذب کرده و سبب افت دمای محفظه شده و احتراق را به تاخیر می‌اندازد. دومین اثر مهم آب اثر رقیق سازی آن است. با توجه به شکل مشخص می‌شود که اثر رقیق سازی نیز همانند اثر حرارتی سبب به تاخیر انداختن زمان آغاز احتراق شده است. دلیل این امر این است که وجود آب در داخل محفظه احتراق، احتمال برخورد ذرات مستعد واکنش با یکدیگر را کاهش داده و به همین دلیل نرخ تصادم نیز کاهش یافته و احتراق به تاخیر می‌افتد. مطابق با شکل ۱۴ مشخص می‌شود که آب تقریباً فاقد اثر شیمیایی بر فرایند احتراق است.

شکل ۱۵ اثرات مختلف را بر آلاینده‌های خروجی از موتور نشان می‌دهد. با توجه به شکل مشخص می‌شود که اثرات حرارتی آب، سبب افزایش مقدار کربن مونوکسید و هیدروکربن‌های نسوخته خروجی از موتور می‌گردد. دلیل این امر جذب حرارت و پایین آوردن دمای متوسط محفظه توسط آب است که نرخ واکنش‌های اکسایشی را کاهش داده و سبب افزایش مقدار کربن مونوکسید و هیدروکربن‌های نسوخته به طور همزمان می‌گردد. اثر رقیق سازی آب اثر کاهش بر روی کربن مونوکسید و تاثیر افزایشی بر روی هیدروکربن‌های نسوخته



**Fig. 13. Effect of water addition on exhaust Unburned HydroCarbons UHC**

شکل ۱۳: اثرات افزودن آب بر هیدروکربن‌های نسوخته

۰/۰۷۲٪ می‌باشد که در هنگام افزودن ۵٪ آب حاصل می‌شود و کمترین مقدار کربن مونوکسید تولیدی برای نمونه شماره ۲، ۰/۱۳۹٪ می‌باشد که در هنگام افزایش ۱۰٪ آب به ترکیب داخل محفظه احتراق به دست می‌آید.

شکل ۱۳ اثرات افزودن آب را بر هیدروکربن‌های نسوخته خروجی از موتور نشان می‌دهد. اگر چه با افزودن آب به ترکیب داخل محفظه احتراق، از مقدار کلی هیدروکربن‌های موجود در محفظه کاسته می‌شود اما این امر نیز سبب کاهش هیدروکربن‌های نسوخته خروجی از موتور نمی‌شود. با توجه به شکل، مقدار هیدروکربن‌های نسوخته خروجی از موتور همواره با افزایش آب افزایش یافته است دلیل این امر علاوه بر اثر حرارتی آب که سبب افت دما می‌گردد، اثر رقیق سازی آب نیز می‌باشد که احتمال رویارویی ذرات سوخت و هوا را کاهش داده و منجر به تولید هیدروکربن‌های نسوخته بیشتر می‌گردد. کمترین مقدار هیدروکربن‌های نسوخته خروجی از موتور برای نمونه شماره ۱ برابر با ۸۱۱ مول در هر یک میلیون مول و برای نمونه شماره ۲ برابر با ۱۴۹۹ مول در هر یک میلیون مول می‌باشد که هر دو در زمان افزودن ۵٪ آب به داخل محفظه احتراق به دست آمده‌اند.

با توجه به نتایج به دست آمده برای بازده موتور و آلاینده‌های خروجی از آن مشخص می‌گردد که برای هر دو نمونه افزودن ۵٪ آب سبب کاهش آلاینده‌های کربن مونوکسید و هیدروکربن‌های نسوخته خروجی از موتور شده و بازده موتور را نیز نسبت به حالت پایه افزایش می‌دهد. بنابراین می‌توان مقدار ۵٪ را به عنوان مقدار بهینه برای آب افزوده شده به مخلوط داخل محفظه احتراق انتخاب نمود.

از مهم‌ترین معایب این دسته از موتورها می‌توان به عدم کنترل پذیری آن‌ها اشاره نمود. یکی از روش‌های کنترل فرایند احتراق در موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی استفاده از افزایشدهنده‌ها است. در مطالعه حاضر آب به عنوان یک افزایشدهنده به مخلوط داخل محفظه احتراق یک موتور بارهمگن اشتعال تراکمی افزوده شده و اثرات آن بر عملکرد و آلایندگی موتور با استفاده از یک مدل چند منطقه‌ای مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهند که افزودن آب سبب به تاخیر انداختن آغاز فرایند احتراق شده و فشار و دمای بیشینه موتور را کاهش می‌دهد. مقادیر اندک آب به‌صورت جزئی بازده قانون اول ترمودینامیک را افزایش داده و آلایندگی‌های کربن مونوکسید و هیدروکربن‌های نسوخته از موتور را کاهش می‌دهند. اثر حرارتی آب بسیار بیش از اثرات رقیق سازی آن بوده و اثر شیمیایی آن بر فرایند احتراق و تولید آلایندگی بسیار ناچیز است. با توجه به نتایج به‌دست آمده مشخص می‌شود که افزودن آب به میزان ۵٪ سبب می‌شود تا موتور از دیدگاه بازده قانون اول و آلایندگی بهترین عملکرد را از خود نشان بدهد.

### فهرست علائم

### علائم انگلیسی

$A$	مساحت، $m^2$
$CD$	ضریب تخلیه
$c_v$	ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت، $J/kg.K$
$h$	آنتالپی
$k$	ضریب هدایت حرارتی، $W/m.K$
$m$	جرم، $kg$
$P$	فشار، $Pa$
$Q$	حرارت، $J$
$Ru$	ثابت جهانی گازها، $J/mol.K$
$t$	زمان، $s$
$T$	دما، $K$
$V$	حجم، $m^3$
$W$	کار، $J$

### علائم یونانی

$\gamma$  ضریب اتمیسیته

### زیرنویس

$d$	پایین دست
$i$	شماره منطقه
$u$	بالا دست

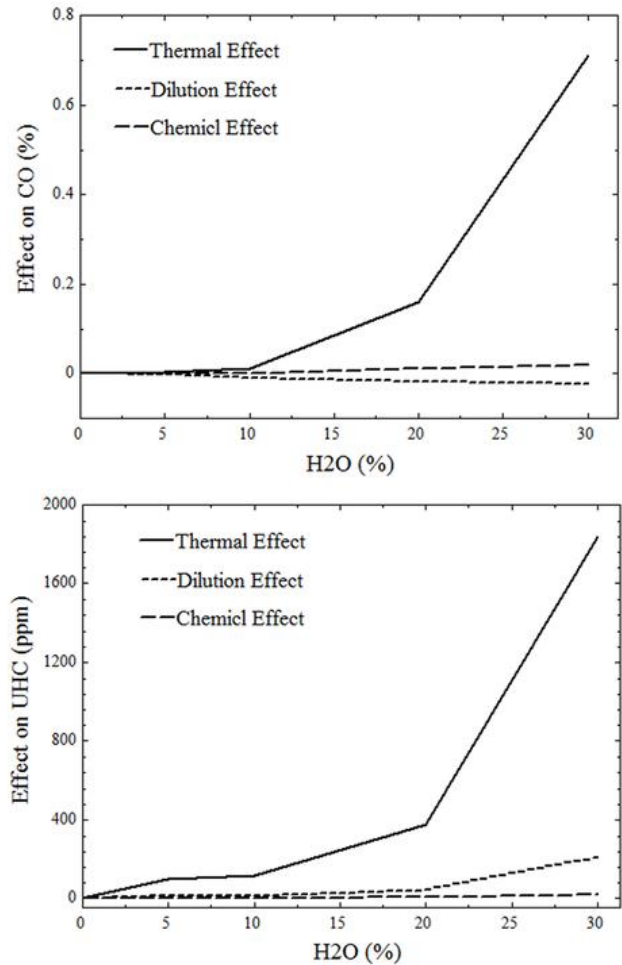


Fig. 15. Different effects of water on exhaust CO

شکل ۱۵: اثرات مختلف آب بر آلایندگی‌های خروجی از موتور

دارد. همانگونه که پیشتر ذکر شد احتمال تصادم‌های موفق منجر به واکنش را در بین ذرات مختلف موجود در محفظه احتراق کاهش می‌دهد. به همین دلیل کربن مونوکسید کمتری تولید می‌گردد زیرا تعداد تصادم‌های منجر به تولید کربن مونوکسید نیز کاهش می‌یابد. اما هیدروکربن‌های نسوخته در خروجی موتور افزایش می‌یابند، زیرا تعداد کمتری از هیدروکربن‌های موجود در محفظه احتراق واکنش داده و به همین دلیل مقدار هیدروکربن نسوخته در خروجی موتور افزایش می‌یابد. آب فاقد اثر شیمیایی محسوس بر روی هر دو آلایندگی است.

### ۵- نتیجه‌گیری

موتورهای بارهمگن اشتعال تراکمی نسل جدیدی از موتورهای احتراق داخلی هستند که دارای احتراق فقیر سوز دما پایین می‌باشند.



- Demonstrating direct use of wet ethanol in a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine, *Energy*, 34(6) (2009) 782-787.
- [12] A. Megaritis, D. Yap, M.L. Wyszynski, Effect of inlet valve timing and water blending on bioethanol HCCI combustion using forced induction and residual gas trapping, *Fuel*, 87(6) (2008) 732-739.
- [13] T. Steinhilber, T. Sattelmayer, The effect of water addition on HCCI diesel combustion, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2006.
- [14] D.L. Flowers, S.M. Aceves, J.M. Frias, Improving Ethanol Life Cycle Energy Efficiency by Direct Utilization of Wet Ethanol in HCCI Engines, in, SAE International, 2007.
- [15] S. Saxena, S. Schneider, S. Aceves, R. Dibble, Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels, *Applied energy*, 98 (2012) 448-457.
- [16] N. Vinayagam, G. Nagarajan, Experimental study of performance and emission characteristics of DEE-assisted minimally processed ethanol fuelled HCCI engine, *International Journal of Automotive Technology*, 15(4) (2014) 517-523.
- [17] J. Cowart, K. Bowes, M. Walker, L. Hamilton, D.L. Prak, Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Operation With Jet Fuel and Water Injection in a Single Cylinder Diesel CFR Engine, in: ASME 2017 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, American Society of Mechanical Engineers, 2017, pp. V001T003A016-V001T003A016.
- [18] J. Valero-Marco, B. Lehrheuer, J.J. López, S. Pischinger, Potential of water direct injection in a CAI/HCCI gasoline engine to extend the operating range towards higher loads, *Fuel*, 231 (2018) 317-327.
- [19] M. Wick, J. Bedei, D. Gordon, C. Wouters, B. Lehrheuer, E. Nuss, J. Andert, C.R. Koch, In-cycle control for stabilization of homogeneous charge compression ignition combustion using direct water injection, *Applied energy*, (2019).
- [20] M.F. Ahari, E. Neshat, Advanced analysis of various effects of water on natural gas HCCI combustion, emissions and chemical procedure using artificial inert species, *Energy*, 171 (2019) 842-852.
- [1] F. Agrell, H.-E. Ångström, B. Eriksson, J. Wikander, J. Linderyd, Control of HCCI During Engine Transients by Aid of Variable Valve Timings Through the Use of Model Based Non-Linear Compensation, in, SAE International, 2005.
- [2] F. Zhao, D.N. Assanis, T.N. Asmus, J.E. Dec, J.A. Eng, P.M. Najt, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines, SAE, USA, 2003.
- [3] E. Neshat, R.K. Saray, S. Parsa, Numerical analysis of the effects of reformer gas on supercharged n-heptane HCCI combustion, *Fuel*, 200 (2017) 488-498.
- [4] A. Amjad, R.K. Saray, S. Mahmoudi, A. Rahimi, Availability analysis of n-heptane and natural gas blends combustion in HCCI engines, *Energy*, 36(12) (2011) 6900-6909.
- [5] A. Megaritis, D. Yap, M.L. Wyszynski, Effect of water blending on bioethanol HCCI combustion with forced induction and residual gas trapping, *Energy*, 32(12) (2007) 2396-2400.
- [6] P. Das, P. Subbarao, J. Subrahmanyam, Control of combustion process in an HCCI-DI combustion engine using dual injection strategy with EGR, *Fuel*, 159 (2015) 580-589.
- [7] H. Guo, W.S. Neill, The effect of hydrogen addition on combustion and emission characteristics of an n-heptane fuelled HCCI engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 38 (2013) 11429-11437.
- [8] S. Voshtani, M. Reyhanian, M. Ehteram, V. Hosseini, Investigating various effects of reformer gas enrichment on a natural gas-fueled HCCI combustion engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 39 (2014) 19799-19809.
- [9] Y. Iwashiro, T. Tsurushima, Y. Nishijima, Y. Asami, Y. Aoyagi, Fuel consumption improvement and operation range expansion in HCCI by direct water injection, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2002.
- [10] M. Christensen, B. Johansson, Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection, in, SAE International, 1999.
- [11] J.H. Mack, S.M. Aceves, R.W. Dibble,

- characteristics, *Energy*, 73 (2014) 325-339.
- [32] E. Neshat, R.K. Saray, Effect of different heat transfer models on HCCI engine simulation, *Energy Conversion and Management*, 88 (2014) 1-14.
- [33] J.B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw Hill Inc, Singapore, 1998.
- [34] V. Golovitchev, Chalmers Univ of Tech, Gothenburg, Sweden, <http://www.tfd.chalmers.se/~valeri/MECH.html>.
- [35] E. Neshat, M. Nazemian, D. Honnery, Thermodynamic modeling and validation of in-cylinder flow in diesel engines, *Environmental Progress & Sustainable Energy*, (2019).
- [36] E. Neshat, A.V. Bajestani, D. Honnery, Advanced numerical analyses on thermal, chemical and dilution effects of water addition on diesel engine performance and emissions utilizing artificial inert species, *fuel*, 242 (2019) 596-606.
- [37] E. Neshat, R.K. Saray, V. Hosseini, Effect of reformer gas blending on homogeneous charge compression ignition combustion of primary reference fuels using multi zone model and semi detailed chemical-kinetic mechanism, *Applied Energy*, 179 (2016) 463-478.
- [38] M. Reyhanian, V. Hosseini, Various effects of reformer gas enrichment on natural-gas, iso-octane and normal-heptane HCCI combustion using artificial inert species method, *Energy Conversion and Management*, 159 (2018) 7-19.
- [39] C. Fang, M. Ouyang, F. Yang, Real-time start of combustion detection based on cylinder pressure signals for compression ignition engines, *Applied thermal engineering*, 114 (2017) 264-270.
- [40] D.A. Rothamer, L. Murphy, Systematic study of ignition delay for jet fuels and diesel fuel in a heavy-duty diesel engine, *Proceedings of the Combustion Institute*, 34(2) (2013) 3021-3029.
- [41] A. Hariyanto, K. Bagiasna, I. Asharimurti, A.O. Wijaya, I.K. Reksowardoyo, W. Arismunandar, Application of wavelet analysis to determine the start of combustion of diesel engines, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2007.
- [42] T. Kamimoto, T. Minagawa, S. Kobori, A two-zone model analysis of heat release rate
- [21] P. Hellier, N. Ladommatos, R. Allan, J. Rogerson, Combustion and emissions characteristics of toluene/n-heptane and 1-octene/n-octane binary mixtures in a direct injection compression ignition engine, *Combustion and Flame*, 160(10) (2013) 2141-2158.
- [22] V.R. Katta, S.K. Aggarwal, W.M. Roquemore, Evaluation of chemical-kinetics models for n-heptane combustion using a multidimensional CFD code, *fuel*, 93 (2012) 339-350.
- [23] R. Lindstedt, L. Maurice, Detailed kinetic modelling of n-heptane combustion, *Combustion Science and Technology*, 107(4-6) (1995) 317-353.
- [24] Z. Zheng, M. Yao, Numerical study on the chemical reaction kinetics of n-heptane for HCCI combustion process, *fuel*, 85(17-18) (2006) 2605-2615.
- [25] E.J. Silke, H.J. Curran, J.M. Simmie, The influence of fuel structure on combustion as demonstrated by the isomers of heptane: a rapid compression machine study, *Proceedings of the Combustion Institute*, 30(2) (2005) 2639-2647.
- [26] F. Maroteaux, L. Noel, Development of a reduced n-heptane oxidation mechanism for HCCI combustion modeling, *Combustion and Flame*, 146(1-2) (2006) 246-267.
- [27] M.M. Hasan, M.M. Rahman, K. Kadrigama, D. Ramasamy, Numerical study of engine parameters on combustion and performance characteristics in an n-heptane fueled HCCI engine, *Applied Thermal Engineering*, 128 (2018) 1464-1475.
- [28] V. Hosseini, M.D. Checkel, Reformer gas composition effect on HCCI combustion of n-heptane, iso-octane, and natural gas, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2008.
- [29] V. Hosseini, M.D. Checkel, Effect of reformer gas on HCCI combustion-Part I: High Octane Fuels, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2007.
- [30] V. Hosseini, *Reformer Gas Application in HCCI Combustion Engine*, University of Alberta, Edmonton, Alberta, 2008.
- [31] E. Neshat, R.K. Saray, Development of a new multi zone model for prediction of HCCI (homogenous charge compression ignition) engine combustion, performance and emission

- [44] H. Yun, M. Sellnau, N. Milovanovic, S. Zuelch, Development of premixed low-temperature diesel combustion in a HSDI diesel engine, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2008.
- [45] M. B. Young, Cyclic dispersion—some quantitative cause-and-effect relationships, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1980.
- in diesel engines, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1997.
- [43] B. Johansson, C. Wilhelmsson, P. Tunestål, R. Johansson, A. Widd, A Physical Two-Zone NOx Model Intended for Embedded Implementation, in: SAE World Congress, 2009, SAE, 2009.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

S. H. Samadi, E. Neshat, Investigation on Effects of Water Addition on Performance and Emissions of an n-heptane Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(3) (2021) 1637-1652.

DOI: [10.22060/mej.2020.16686.6420](https://doi.org/10.22060/mej.2020.16686.6420)



