



Study of the Effective Parameters on the Performance of a Micro Thermophotovoltaic System with Micro Porous Combustion Chamber

M. Khosravi, S. A. Hashemi*

Department of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran

ABSTRACT: The advantage of micro thermophotovoltaic systems is the direct conversion of heat energy into electrical energy without any moving parts. For an adequate performance of thermophotovoltaic systems, uniform and high temperature along the micro-chamber wall is required. In the present study, a laminar premixed combustion of hydrogen-air in a micro porous chamber is studied. Non-equilibrium thermal condition between gas and solid phases and radiative transport equation in solid phase is considered. Using numerical simulation, the effect of several parameters on the radiation efficiency of thermophotovoltaic system including equivalence ratio, porosity, porous thermal conductivity and inlet mixture velocity have been studied. The results show that increasing the equivalence ratio up to 1 increases the wall temperature and increasing the thermal conductivity of the porous medium, results in a more uniform temperature distribution. Also decreasing the inlet velocity, porosity and thermal conductivity of the porous medium increases the system's radiation efficiency. The convection heat transfer between the gas and solid phases inside the porous and the radiation and conduction heat transfer in the porous for the porosity of 0.4 and 0.8 were compared and it was shown that the role of radiation heat transfer inside the porous is negligible.

Review History:

Received: Feb.09, 2020

Revised: May. 10, 2020

Accepted: Jun. 20, 2020

Available Online: Jun. 26, 2020

Keywords:

Microcombustor

Porous media

Numerical simulation

Non-equilibrium thermal

Radiation efficiency

1. Introduction

Nowadays, due to the improvement of the technology of manufacturing and machining of small scale components, Micro Electro Mechanical Systems (MEMS) has grown significantly, so the research on supplying suitable energy for these small equipment has been increased [1]. One of micro-scale power generation equipment is Micro ThermoPhotoVoltaic (MTPV) devices [2]. The general rule of MTPV systems is the direct conversion of heat energy into electrical energy without any moving parts. The system consists of four general components, including a heat source, a micro-chamber (the micro-chamber wall is an emitter), a simple dielectric filter and a photovoltaic cell arrangement. For proper MTPV application, uniform and high temperatures along the micro-chamber wall are required [2].

For years, the idea of flame propagation in dimensions smaller than one millimeter seemed impossible until Masel and Shannon succeeded in investigating the propagation of methane-air flame in dimensions less than one millimeter in 2001 [3]. With research on micro-combustion chambers, scientists have found that because of their high conductivity and heat capacity and high emissivity of solids, adding porous material is a good suggestion to increase the burning rate and so power and to decrease emission in porous media combustion compared to free combustion [4]. Yang et al. compared micro-combustion chamber with and without a SiC porous material for use in a TPV system. Using porous material improved heat transfer between the hot gas and the

wall and eventually led to increase in wall temperature. This increase in temperature improves the radiation efficiency that is useful for TPV application [5]. Chua et al. investigated the effect of insertion porous medium in micro-combustion chambers numerically for use in MTPV and expressed the effect of equivalence ratio, thermal conductivity of porous material and flow rate on MTPV system performance. In their results, they stated that a high equivalence ratio leads to a high average wall temperature and a flame maximum temperature shift toward the inlet [6].

Considering the literature, it can be concluded that the effects of porous medium porous matrix parameters on the wall temperature distribution and radiation efficiency have not been comprehensively investigated with respect to the thermal non-equilibrium condition between the gas phase and the porous matrix.

2. Modeling

The geometrical model along with the boundary conditions, according to Fig. 1, is a channel with two parallel plates with a distance of 1 mm, a length of 15 mm and a wall thickness of 0.5 mm. The walls are made of 316L stainless steel. The hydrogen-air mixture enters the chamber at a rate of 0.8 equivalence at 300 K and 101.3 kPa, and the chamber is filled with stainless steel as the porous media. The equations of continuity, momentum, energy and species transport were simulated using a finite volume method and flow was

*Corresponding author's email: hashemi@kashanu.ac.ir



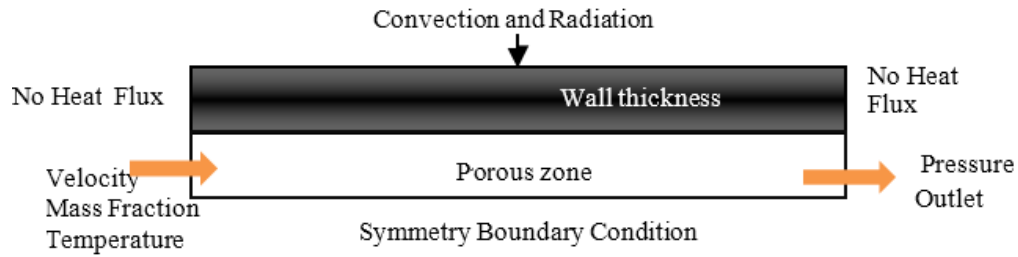


Fig. 1. The model with boundary conditions

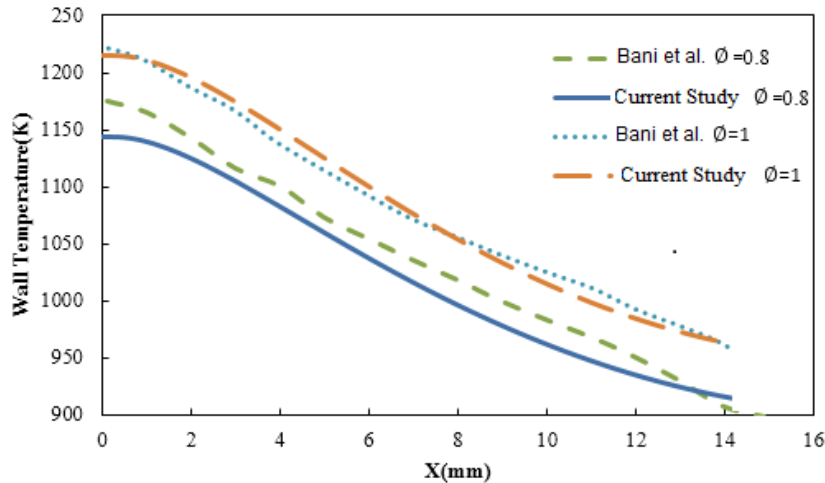


Fig. 2. A Comparison of wall temperature results in the present study with [9]

considered as a steady and laminar flow of a Newtonian fluid. The thermal non-equilibrium condition is also applied as a UDF code. For modeling the combustion chemistry, a detailed mechanism is used with 19-step reversible kinetics [7].

The following assumptions are used in numerical modeling: (1) The porous medium is considered as a gray homogeneous medium. (2) The reactants and products of combustion are considered as ideal gases. (3) The porous medium has not catalytic effect. (4) The buoyancy effects of gases and the Dufour and Soret effects are neglected. (5) Radiative gray and no-slip conditions are considered for the walls. (6) Due to the high dispersion of the porous medium in the combustion compared to the gas, the radiation in the gas has been neglected. (7) The assumption of thermal non-equilibrium between the gas phase and the porous material is considered by the UDF. (8) Reynolds number of the porous medium flow is less than 150 and therefore the flow inside the chamber is laminar.

Also, the radiation efficiency, which represents the ratio of the radiated energy emitted by the wall to the input fuel energy, is defined in [8].

3. Results and Discussion

The results of the present modeling are validated using the results presented in [9]. Fig. 2 shows the temperature distribution along the chamber wall for the present work and the results of Bani et al. in the equivalence ratio of 0.8 and 1, inlet velocity of 1 m/s, porosity ratio of 0.9 and thermal

conductivity of 16.27 W/(m.K). As can be seen, there is a good agreement between the present work and the results.

According to the dependence of the reaction on the fuel concentration, the equivalence ratio of the hydrogen and air mixture is considered an important parameter. The highest wall temperature occurs in the equivalence ratio 1, and the wall temperature decreases as the equivalence ratio decreases and with increasing the equivalence ratio, the radiation efficiency also increases (Fig. 3).

Temperature distribution has become more uniform with increasing thermal conductivity and the radiation efficiency decreases slightly (Fig. 4).

Part of the combustion reaction heat is transferred by convection heat transfer to the porous medium, which increases the solid temperature in the flame region and this heat, transfers through the solid network from the high-temperature zone to the low-temperature zone. The heat transfer mechanisms inside the porous medium are conduction and radiation. In the region before the flame, heat transfer between the high temperature solid and the inlet gas mixture is via convection, which preheats the inlet gas mixture. This mechanism is called heat recirculation and plays an important role in flame stability. A comparison between the maximum value of radiation and conduction heat transfer shows that the role of radiation heat transfer inside of the porous medium in a micro combustor is negligible. Fig. 5 shows that the radiation efficiency is higher at the lower porosity coefficient.

Fig. 6 shows a comparison of radiation efficiency for different inlet velocities. As the input velocity increases, the

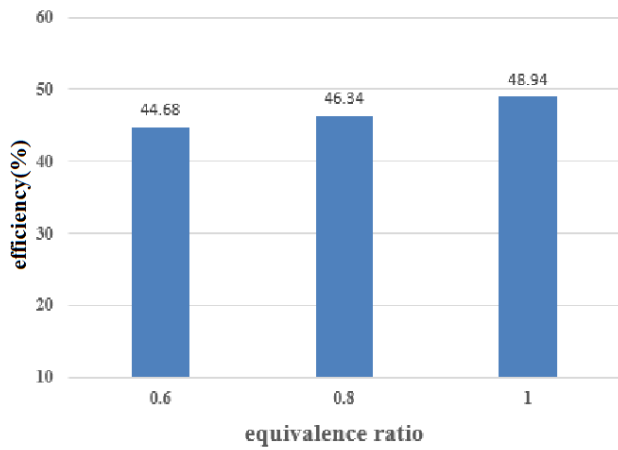


Fig. 3. Comparison of radiation efficiency for different equivalence ratio

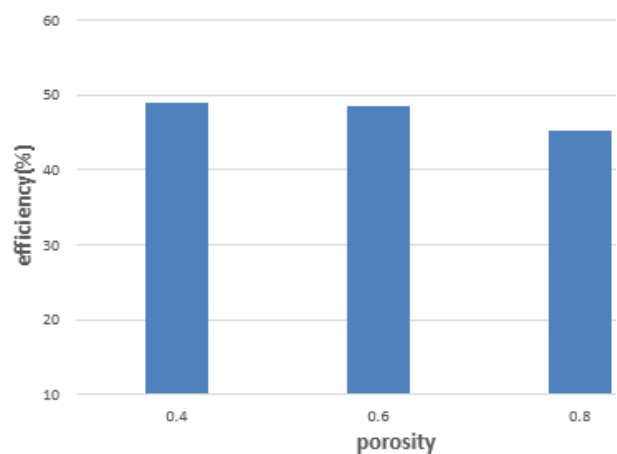


Fig. 5. Comparison of radiation efficiency for different porosity

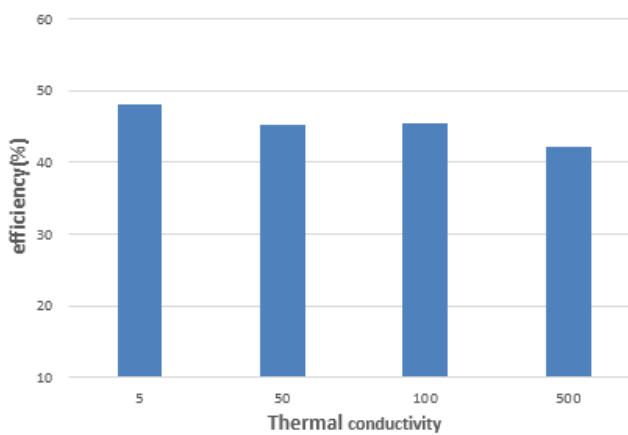


Fig. 4. Comparison of radiation efficiency for different thermal conductivity of porous

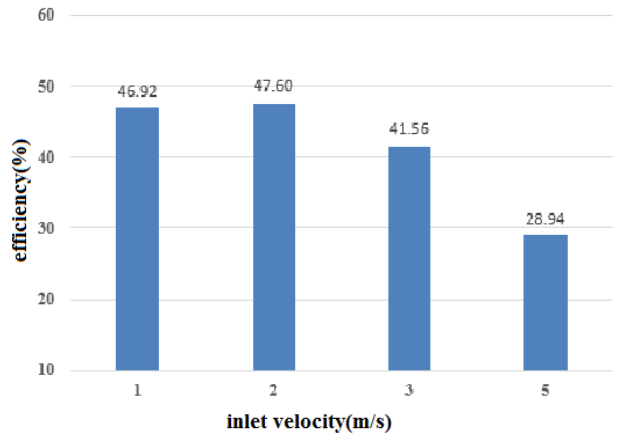


Fig. 6. Comparison of radiation efficiency for different inlet velocity

amount of input energy also increases and despite the increase in wall temperature, the radiation efficiency decreases for velocities higher than 2 m/s.

4. Conclusions

In the present work, the following results are obtained.

1. The higher thermal conductivity of the porous material results in a more uniform wall temperature distribution and reduces radiation efficiency.

2. Different mechanisms of heat transfer inside the porous media were presented and the effect of each in the different porosity coefficients was determined and it was found that the convection heat transfer between the gas and the porous solid has a significant effect on the preheating of the incoming gas mixture.

3. The effect of radiation heat transfer inside the porous material is very low.

4. Lower porosity coefficient improves heat transfer and increases radiation efficiency.

References

- [1] L.C. Chia, B. Feng, The development of a micropower (micro-thermophotovoltaic) device, *Journal of Power Sources*, 165(1) (2007) 455-480.
- [2] H. Xue, W. Yang, S. Chou, C. Shu, Z. Li, Microthermophotovoltaics power system for portable MEMS devices, *Microscale thermophysical engineering*, 9(1) (2005) 85-97.
- [3] R.I. Masei, M.A. Shannon, Microcombustor having submillimeter critical dimensions, in, *Google Patents*, 2001.
- [4] M.A. Mujeebu, M.Z. Abdullah, M.A. Bakar, A. Mohamad, M. Abdullah, Applications of porous media combustion technology—a review, *Applied energy*, 86(9) (2009) 1365-1375.
- [5] W. Yang, S. Chou, K. Chua, J. Li, X. Zhao, Research

- on modular micro combustor-radiator with and without porous media, *Chemical engineering journal*, 168(2) (2011) 799-802.
- [6] K. Chua, W. Yang, W. Ong, Fundamental experiment and numerical analysis of a modular microcombustor with silicon carbide porous medium, *Industrial & engineering chemistry research*, 51(18) (2012) 6327-6339.
- [7] V. Giovangigli, M. Smooke, Extinction of strained premixed laminar flames with complex chemistry, *Combustion science and technology*, 53(1) (1987) 23-49.
- [8] J. Pan, D. Wu, Y. Liu, H. Zhang, A. Tang, H. Xue, Hydrogen/oxygen premixed combustion characteristics in micro porous media combustor, *Applied Energy*, 160 (2015) 802-807.
- [9] S. Bani, J. Pan, A. Tang, Q. Lu, Y. Zhang, Numerical investigation of key parameters of the porous media combustion based Micro-Thermophotovoltaic system, *Energy*, 157 (2018) 969-978.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. Khosravi, S. A. Hashemi, Study of the Effective Parameters on the Performance of a Micro Thermophotovoltaic System with Micro Porous Combustion Chamber, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(5) (2021) 689-692.

DOI: [10.22060/mej.2020.17903.6686](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17903.6686)





بررسی عوامل مؤثر بر عملکرد یک سیستم میکروترموفتوولتائیک با میکرومحفظه احتراقی متخلخل

محمدصابر خسروی، سیدعبدالمهدی هاشمی*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۱۱/۲۱
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۲/۲۱
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۳/۳۱
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۴/۰۶

کلمات کلیدی:

میکرواحتراق
ماده متخلخل
شبیه‌سازی عددی
عدم تعادل حرارتی
بازده تابشی.

خلاصه: مزیت سیستم‌های میکروترموفتوولتائیک تبدیل مستقیم انرژی گرمایی به انرژی الکتریکی بدون بخش متحرک می‌باشد. برای عملکرد مناسب سیستم‌های ترموفتوولتائیک، دمای یکنواخت و بالا در امتداد دیوار میکرومحفظه لازم است. در تحقیق حاضر احتراق پیش مخلوط آرام هیدروژن هوا در یک میکرومحفظه با در نظر گرفتن شرط عدم تعادل حرارتی بین فاز گاز و جامد در محیط متخلخل مطالعه شده‌است. همچنین اثرات انتقال حرارت تابشی در ماده متخلخل در معادله انرژی ماده متخلخل نیز در نظر گرفته شده‌است. با استفاده از شبیه‌سازی عددی، اثر چند پارامتر مهم در بازده تابشی سیستم میکروترموفتوولتائیک که شامل نسبت هم‌ارزی هیدروژن به هوا، ضریب تخلخل و هدایت گرمایی ماده متخلخل و سرعت ورودی مخلوط هیدروژن-هوا می‌باشد، مورد مطالعه قرار گرفته‌است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش نسبت هم‌ارزی تا مقدار یک باعث افزایش دمای دیوار و افزایش ضریب هدایت گرمایی ماده متخلخل، باعث توزیع یکنواخت‌تر دمای دیوار میکرومحفظه می‌شود. همچنین کاهش سرعت جریان، ضریب تخلخل و هدایت گرمایی ماده متخلخل، باعث افزایش بازده تابشی سیستم می‌شود. مکانیزم انتقال حرارت جابجایی بین فازهای گاز و جامد داخل محیط متخلخل و انتقال حرارت تابشی و هدایتی در ماده متخلخل برای ضریب تخلخل‌های ۰/۴ و ۰/۸ مقایسه شده است و نشان داده شد که نقش انتقال حرارت تابشی داخل ماده متخلخل ناچیز می‌باشد.

فتوولتائیک است. برای یک کاربرد مناسب میکروترموفتوولتائیک، دمای یکنواخت و بالا در امتداد دیوار میکرومحفظه لازم می‌باشد [۶]. مطالعه‌ی احتراق در مقیاس کوچک، به دلیل این حقیقت که سوخت‌های هیدروکربنی می‌توانند ۵۰ الی ۱۰۰ برابر بیشتر از یک باتری با همان وزن، انرژی ذخیره کنند، اهمیت پیدا کرده‌است. این موضوع گرایش‌های زیادی را در پیدا کردن راه‌های مؤثر برای رها سازی این انرژی و تبدیل آن به انرژی الکتریکی در یک سیستم با ابعاد میکرو ایجاد کرده‌است [۷]. محفظه‌های احتراقی در ابعاد میکرو، تفاوت‌های اساسی در مقایسه با احتراق در مقیاس معمولی دارند. هر قدر ابعاد محفظه کاهش می‌یابد، نسبت سطح به حجم افزایش می‌یابد که این باعث افزایش نسبت تلفات حرارتی به تولید انرژی می‌شود. موتورهای احتراقی هر قدر کوچکتر شوند، ناکارآمدتر می‌شوند، چراکه بیشتر فرآیند اتلاف انرژی مثل اصطکاک، تبادل گرما و تابش با سطح متناسب بوده، در حالی که تولید انرژی متناسب با حجم بوده و کاهش ابعاد محفظه‌ی احتراق، نسبت سطح به حجم را افزایش می‌دهد و با کوچکتر شدن محفظه فرآیند پایدار سازی شعله

۱- مقدمه

امروزه با توجه به بهبود فناوری ساخت و ماشینکاری قطعات در ابعاد کوچک، تجهیزات میکروالکتریکی و مکانیکی^۱ رشد چشمگیری پیدا کرده‌اند، لذا تحقیق پیرامون تأمین انرژی مناسب در این تجهیزات کوچک افزایش یافته است [۱]. از جمله تجهیزات تولید انرژی در ابعاد میکرو، می‌توان به میکروتوربین‌های گازی [۲]، میکروموتورهای چرخشی [۳]، میکروموتورهای بدون پیستون [۴]، سیستم‌های میکروترموالکتریکی [۵] و دستگاه‌های میکروترموفتوولتائیک^۲ [۶] اشاره کرد. قاعده کلی سیستم‌های میکروترموفتوولتائیک تبدیل مستقیم انرژی گرمایی به انرژی الکتریکی بدون هیچ گونه بخش متحرکی می‌باشد. سیستم مذکور شامل ۴ قسمت کلی می‌باشد که شامل منبع گرما، یک میکرومحفظه (دیوار میکرومحفظه به عنوان منتشرکننده است)، یک فیلتر دی‌الکتریک ساده و آرایشی از سلول

- 1 Micro Electro Mechanical Systems (MEMS)
- 2 Micro thermophotovoltaic (MTPV)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: hashemi@kashanu.ac.ir



سخت تر می شود [۴].

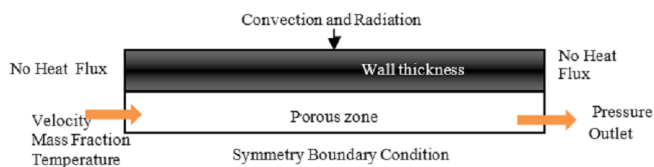
ماکاوا^۱ در مطالعات خود بیان کرد، آزمایش‌هایی که در قرن ۱۹ میلادی توسط داوی^۲ و در ادامه‌ی آن توسط گروه‌های دیگر، انجام شده‌است، انتشار شعله در مقیاس زیر میلیمتری را غیرممکن دانسته‌اند [۸]. شعله‌ها در این ابعاد کم به دلیل دو مکانیسم اولیه که خاموشی گرمایی و شعاعی نامیده می‌شوند، خاموش می‌گردند [۹]. خاموشی گرمایی زمانی رخ می‌دهد که گرمای زیادی از دیوار دفع می‌گردد و با سرد شدن شعله احتراق نمی‌تواند خودبه‌خود پایدار باشد. خاموشی شعاعی نتیجه‌ی کاهش رادیکال‌های فعال (محصولات میانی فرایند احتراق) از ناحیه واکنش در سطح تماس گاز-جامد بوسیله‌ی واکنش‌های سطحی است. این واکنش‌ها شامل جذب رادیکال‌ها در سطح، ترکیب مجدد و تولید گونه‌های پایدار است. به دلیل ابعاد کوچک این گونه از سیستم‌ها، احتمال خاموشی آن‌ها با هر دو مکانیزم خاموشی، به دلیل نسبت سطح به حجم بالا، بیشتر است. به‌عنوان مثال، افزایش انتقال حرارت از شعله به دیوار و افزایش شعاعی انتقال رادیکال‌ها از ناحیه احتراق به دیوار در این گونه سیستم‌ها مشاهده می‌شود. خاموشی وزشی^۳ و خفگی، دو نوع خاموشی گرمایی می‌باشند. خفگی هنگامی اتفاق می‌افتد که گرمای تولید شده به سبب واکنش، نتواند بر گرمای از دست‌رفته به محیط غلبه کند و خاموشی وزشی، زمانی که سرعت خروجی مشعل از سرعت شعله بیشتر شود، رخ می‌دهد [۱۰].

تا سال‌ها تصور انتشار شعله در ابعاد کوچکتر از یک میلیمتر، ناممکن به نظر می‌رسید تا اینکه ماسل^۴ و شاتون^۵ در سال ۲۰۰۱ موفق به بررسی انتشار شعله متان-هوا در ابعاد کمتر از یک میلیمتر شدند [۱۱]. از تفاوت‌های احتراق در ابعاد میکرو با ابعاد ماکرو می‌توان به نقش موثر دیوار میکرومحفظه اشاره کرد. زروندی و همکاران به مطالعه عددی احتراق پیش مخلوط متان هوا در یک میکرومحفظه پرداختند و نشان دادند که پایداری شعله داخل یک میکرومحفظه احتراق به ضخامت دیوار و ضریب هدایت گرمایی آن نیز بستگی دارد و نتایج آنها نشان می‌داد که افزایش ضخامت دیوار باعث یکنواختی بیشتر توزیع دمای دیوار و کاهش دمای متوسط

دیوار می‌گردد [۱۲]. صابری مقدم و همکاران به بررسی تاثیر حضور جسم مانع در میکرومحفظه‌های احتراقی بر دمای دیوار و بازدهی تابشی پرداختند. آنها نشان دادند که بازدهی تابشی برای مانع مربعی بیشتر از مانع مثلثی است و با افزایش تعداد مانع در محفظه، دمای دیوار خارجی افزایش می‌یابد [۱۳]. با تحقیقات انجام‌شده بر روی میکرومحفظه‌های احتراقی، دانشمندان متوجه شدند که به دلیل قابلیت هدایتی و ظرفیت گرمایی بالا و صدور بالای ماده جامد، اضافه کردن ماده متخلخل پیشنهاد خوبی جهت بالا بردن نرخ سوختن، انتشار کمتر آلودگی، افزایش قدرت و توسعه احتراق‌های رقیق در مقایسه با احتراق‌های آزاد می‌باشد [۱۴-۱۶]. به همین دلیل افزودن ماده متخلخل مورد توجه محققان قرار گرفت. ادویک^۶ یک سیستم احتراقی در ابعاد کوچک برای تولید گرما همراه با تحلیل گازهای خروجی ایجاد کرد. او به این نتیجه رسید که افزودن ماده متخلخل سبب کاهش انتشار آلاینده‌های ناکس و منواکسیدکربن از ۶۰ میلیگرم در کیلووات به ۵۰ میلیگرم در کیلووات می‌شود که با توجه به استانداردهای آلمان کاملاً مؤثر می‌باشد [۱۷]. چو^۷ و همکاران از پیشگامان تحقیق در زمینه‌ی میکرومحفظه‌های متخلخل جهت کاربرد در سیستم‌های ترموفتولتائیک بودند. آن‌ها نشان دادند که با استفاده از ماده متخلخل انرژی تابشی مفید خروجی حدود ۸۱ درصد افزایش می‌یابد [۱۸]. یانگ^۸ و همکاران نیز نشان دادند که در سیستم‌های ترموفتولتائیک با اعمال ماده متخلخل بازدهی کلی در مقایسه با بدون ماده متخلخل حدود ۲۰ درصد افزایش می‌یابد و دمای بیشینه دیوار نیز حدود ۹۵ الی ۱۲۰ کلوین افزایش می‌یابد [۱۹]. چو و همکاران به بررسی اثر اعمال ماده متخلخل در میکرومحفظه‌های احتراقی به‌صورت عددی جهت استفاده در میکروترموفتولتائیک پرداختند و اثر نسبت هم‌ارزی، هدایت گرمایی ماده متخلخل و نرخ جریان را بر عملکرد سیستم میکروترموفتولتائیک بیان کردند. آن‌ها در نتایج خود بیان داشتند که بالا بودن نسبت هم‌ارزی، منجر به بالا بودن دمای میانگین دیوار و حرکت دمای ماکزیمم شعله به سمت ورودی می‌شود [۲۰]. پن^۹ و همکاران بازده تابش سیستم میکروفوتولتائیک با سوخت هیدروژن را برای سه ماده مختلف متخلخل (سیلیسیم

- 1 Maekawa
- 2 Davy
- 3 Blow out
- 4 Masel
- 5 Shannon

- 6 Avdic
- 7 Chou
- 8 Yang
- 9 Pan



شکل ۱. هندسه مسئله به همراه شرایط مرزی

Fig.1. Model with boundary conditions

معادلات بقای جرم، تکانه، انرژی و گونه‌ها با استفاده از روش حجم محدود و توسط نرم‌افزار فلونت و به صورت دوبعدی و پایا شبیه‌سازی شده‌است. همچنین شرط عدم تعادل گرمایی به صورت کد یودی‌اف اعمال شده‌است. در این مطالعه، برای حل عددی دینامیک جریان واکنش‌پذیر از روش کوپل با حل ضمنی و روش گسسته‌سازی مرتبه اول بالادستی استفاده شده است. همچنین برای مدل‌سازی شیمی احتراق روش جریان آرام نرخ محدود و برای محاسبه چگالی سیال، مدل گاز کامل به کار برده شده است. مکانیزم استفاده شده، شامل ۱۹ مرحله واکنش رفت و برگشتی و ۹ گونه می‌باشد [۲۵].

برای بررسی آرام یا آشفتگی بودن جریان در ماده متخلخل، عدد رینولدز جریان متخلخل به صورت رابطه (۱) تعریف می‌شود.

$$Re = \frac{\rho u_p d_p}{\mu} \quad (1)$$

در این رابطه d_p قطر میانگین سوراخ‌های ماده متخلخل و u_p سرعت میانگین عبوری از سوراخ‌ها می‌باشد که به صورت $u_p = u / \varepsilon$ تعریف می‌شود. که u سرعت ورودی مخلوط گاز است. ε ضریب تخلخل می‌باشد که به صورت نسبت حجم فضای خالی به حجم کل در محفظه تعریف می‌شود. چهار ناحیه مجزا برای اینگونه جریان‌ها به صورت زیر تعریف شده‌است [۲۶]:

۱. ناحیه جریان داری یا خزنده که رینولدز کمتر از ۱ است.
 ۲. ناحیه جریان اینرسی که رینولدز بین ۱۰ تا ۱۵۰ است.
 ۳. ناحیه جریان آرام ناپایا که رینولدز بین ۱۵۰ تا ۳۰۰ است.
 ۴. ناحیه جریان مغشوش ناپایا که رینولدز بالاتر از ۳۰۰ است.
- فرضیات لحاظ شده در مدل عددی به شرح زیر است [۲۷]:

- ۱- ماده متخلخل به صورت یک ماده همگن خاکستری در نظر گرفته می‌شود.
- ۲- واکنش‌کننده‌ها و محصولات به صورت گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده‌است.

- ۳- ماده متخلخل اثر کاتالیستی ندارد.

کاربید، سیلیکون نیتريد و اکسید آلومینوم) بررسی کردند و اذعان داشتند که بالاترین بازدهی در نسبت هم‌ارزی ۰/۸ رخ می‌دهد [۲۱]. بانی^۱ و همکاران به مطالعه اثر پارامتر دبی جریان و فاصله بین دیوار خروجی و سلول‌های فتوولتائیک با شرط تعادل گرمایی در معادله انرژی در میکرومحفظة متخلخل پرداختند، ایشان انواع بازدهی تابشی و عملکردی را تعریف کرده و تاثیر پارامترهای مذکور را روی آنها بررسی نمودند [۲۲]. پنگ^۲ و همکاران به مطالعه تجربی و آزمایشگاهی احتراق پیش مخلوط سوخت هیدروژن پرداختند. ایشان اثر اعمال ماده متخلخل در قطرها و طول‌های مختلف محفظه را بر عملکرد گرمایی سیستم مورد بررسی قرار دادند و بیان داشتند که اعمال ماده متخلخل در محفظه‌های بزرگتر، باعث بهبود بیشتر قدرت تابشی می‌شود [۲۳]. همچنین ایشان در مطالعه‌ای دیگر در هندسه میکرومحفظة پله‌دار، به بررسی نقش ضخامت دیوار و طول پله بر دمای دیوار خارجی و بازدهی و پایداری سیستم پرداخت [۲۴].

با مطالعه مقالات می‌توان نتیجه گرفت که اثرات پارامترهای مختلف تأثیرگذار به‌ویژه ضریب تخلخل بر توزیع دمای دیوار و بازده تابش به صورت جامع و با در نظر گرفتن شرط عدم تعادل حرارتی بین فاز گاز و ماده متخلخل و همچنین اثرات انتقال حرارت تابشی داخل محیط متخلخل، بررسی نشده است، لذا در این مقاله سعی می‌شود به صورت همزمان اثر پارامترهای مختلف و مهم در فرایند احتراق در میکرومحفظة‌های متخلخل بر روی دمای دیوار و بازده تابش سیستم میکروترموفتوولتائیک، به همراه بررسی مکانیزم‌های انتقال حرارتی در ماده متخلخل مورد بررسی قرار گیرد.

۲- هندسه، معادلات حاکم و شرایط مرزی

محفظة احتراقی مورد مطالعه، مطابق شکل ۱، یک کانال با دو صفحه موازی به فاصله ۱ میلی‌متر و طول ۱۵ میلی‌متر و ضخامت دیواره ۰/۵ میلی‌متر می‌باشد. جنس دیوارها از فولاد ضدزنگ L۳۱۶ به دلیل مقاومت در برابر دماهای بالا و عدم تغییر شکل انتخاب شده‌است. لازم به ذکر است که دیوار به‌عنوان سطح تابش‌کننده سیستم می‌باشد. مخلوط هیدروژن-هوا با نسبت هم‌ارزی ۰/۸، با دمای ۳۰۰ درجه کلوین و فشار ۱۰۱۳۲۵ پاسکال وارد محفظه می‌شود و محفظه از ماده متخلخل فولاد ضدزنگ پر شده‌است.

1 Bani

2 Peng

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \varepsilon uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \varepsilon v^2) = \quad (5)$$

$$-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y}[\mu(\frac{\partial v}{\partial y})] + \frac{\partial}{\partial x}[\mu(\frac{\partial u}{\partial y})] - R_p$$

$$R_p = 150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu u_i}{d_p^2} + 3.5 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \frac{\rho_g u_i |V|}{d_p} \quad (6)$$

معادله انرژی فاز گاز با صرف نظر کردن از انتقال حرارت به دلیل اثر دوفور و با در نظر گرفتن شرط عدم تعادل گرمایی به صورت رابطه (۷) بیان می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \varepsilon ucT) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \varepsilon vcT) =$$

$$\varepsilon \frac{\partial(k_g \frac{\partial T}{\partial x})}{\partial x} + \varepsilon \frac{\partial(k_g \frac{\partial T}{\partial y})}{\partial y} +$$

$$h_v(T_s - T_g) - \varepsilon \sum_{i=1}^n [(\frac{\partial(\rho h_i D_{i,mix} \frac{\partial Y_i}{\partial x})}{\partial x} + (\frac{\partial(\rho h_i D_{i,mix} \frac{\partial Y_i}{\partial y})}{\partial y})]$$

$$+ \varepsilon \sum_{i=1}^n \dot{\omega}_i h_i W_i \quad (7)$$

معادله انرژی فاز جامد ماده متخلخل با در نظر گرفتن انتقال حرارت تابشی در ماده متخلخل به صورت رابطه (۸) نشان داده می‌شود. h_v ضریب انتقال حرارت جابجایی حجمی می‌باشد که معادلات انرژی فاز گاز و جامد ماده متخلخل را به هم کوپل می‌کند.

$$\frac{\partial((1-\varepsilon)k_s \frac{\partial T_s}{\partial x})}{\partial x} + \frac{\partial((1-\varepsilon)k_s \frac{\partial T_s}{\partial y})}{\partial y} + h_v(T_g - T_s) - \nabla \cdot q_r = 0 \quad (8)$$

در رابطه (۹) نیز معادله انرژی دیوار محفظه ارائه شده است:

$$\frac{\partial(k_w \frac{\partial T_w}{\partial x})}{\partial x} + \frac{\partial(k_w \frac{\partial T_w}{\partial y})}{\partial y} = 0 \quad (9)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی حجمی و معادله انتقال تابشی در ماده متخلخل به صورت زیر محاسبه شده‌اند [۲۸ و ۲۹]:

$$h_v = \frac{k_g}{d_p^2} Nu, Nu = 0.14 Re^{0.96} \quad (10)$$

$$\nabla \cdot q_r = -(1-\omega)(G - 4\sigma T_s^4) \quad (11)$$

$$\nabla^2 G = 3\beta^2(1-\omega)(1-g\omega)(G - 4\sigma T_s^4) \quad (12)$$

شرایط مرزی در ورودی به شرح زیر است:

در معادله پیوستگی:

$$u = u_{inlet}, v = 0 \quad (13)$$

۴- از اثر شناوری گازها صرف نظر می‌شود.

۵- اثر دوفور و سورت در نظر گرفته نمی‌شود.

۶- تابش خاکستری و شرط عدم لغزش برای دیوارها در نظر گرفته شده است.

۷- به دلیل انتشار بالای ماده متخلخل در احتراق در مقایسه با گاز، تابش در گاز نادیده گرفته شده است.

۸- فرض عدم تعادل گرمایی بین فاز گاز و ماده متخلخل توسط یودی اف در نظر گرفته شده است. بدین صورت که معادله انرژی برای ماده متخلخل و گاز اعمال شده و این دو معادله به وسیله ضریب انتقال حرارت جابجایی که دلالت بر انتقال حرارت جابجایی بین گاز و ماده متخلخل دارد، به هم مرتبط می‌شوند.

۹- با توجه به کم بودن قطر میانگین سوراخ‌های ماده متخلخل و محدوده سرعت مخلوط ورودی، عدد رینولدز جریان متخلخل کمتر از ۱۵۰ بوده و لذا جریان داخل محفظه آرام می‌باشد.

در پژوهش حاضر به منظور شبیه سازی احتراق در ابعاد میکرو با حضور ماده متخلخل، معادلات حاکم به صورت روابط (۲) الی (۹)، به طور هم زمان توسط نرم افزار فلوئنت حل شده است. معادله بقای جرم مطابق با رابطه (۲) می‌باشد:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \varepsilon u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \varepsilon v) = 0 \quad (2)$$

معادله بقای گونه‌ها با صرف نظر کردن از نفوذ ناشی از گرادیان دما به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \varepsilon u Y_i) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \varepsilon v Y_i) + \frac{\partial}{\partial x}[-\rho \varepsilon D_{i,mix} \frac{\partial Y_i}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y}[-\rho \varepsilon D_{i,mix} \frac{\partial Y_i}{\partial y}] = \varepsilon \dot{\omega}_i W_i \quad (3)$$

معادله بقای مومنتوم در راستای x و y در روابط (۴) و (۵) ارائه شده است. در این روابط R_p نشان دهنده افت فشار ایجاد شده به دلیل حضور ماده متخلخل است که توسط رابطه (۶) تعیین می‌شود که دارای دو ترم است. ترم اول که در آن اثرات لزجت سیال لحاظ شده است و به عنوان افت ناشی از لزجت سیال شناخته می‌شود و ترم دوم افت اینرسی ناشی از شبکه متخلخل است.

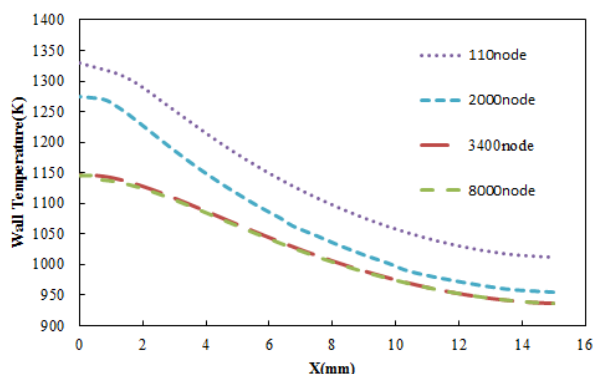
$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \varepsilon uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \varepsilon uv) = \quad (4)$$

$$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}[\mu(\frac{\partial u}{\partial x})] + \frac{\partial}{\partial y}[\mu(\frac{\partial u}{\partial y})] - R_p$$

همچنین بازده تابش که نشان‌دهنده‌ی نسبت انرژی تابشی ساطع شده از دیوار به انرژی سوخت ورودی می‌باشد، به صورت رابطه (۲۳) تعریف می‌شود [۲۱].

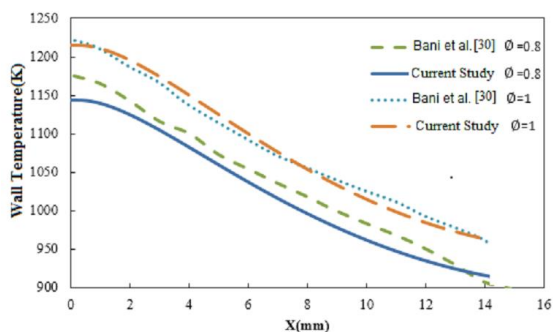
۳- نتایج و بحث ۳-۱- اعتبارسنجی

در این مدل به منظور مطالعه وابستگی حل به شبکه، مدل با تعداد گره‌های ۱۱۰، ۲۰۰۰، ۳۴۰۰ و ۸۰۰۰ مطابق با شکل ۲ مورد بررسی قرار گرفت و شبکه با ۳۴۰۰ گره، برای پژوهش حاضر انتخاب گردید. همچنین لازم به ذکر است که مدت زمان اجرای برنامه با ۳۴۰۰ گره در حدود ۹ ساعت به طول می‌انجامد درحالی‌که در شبکه‌ی با ۸۰۰۰ گره، مدت زمان فوق به حدود ۱۳ ساعت خواهد رسید. نتایج به دست آمده از مدلسازی حاضر با استفاده از نتایج ارائه شده در مرجع [۳۰] اعتبارسنجی شده‌اند. در شکل ۳ نمودار توزیع دما در امتداد دیوار محفظه، برای کار حاضر و نتایج مقاله مرجع در شرایط نسبت هم‌ارزی ۰/۸، سرعت ورودی ۱ m/s، نسبت تخلخل ۰/۹ و ضریب



شکل ۲. مقایسه دمای دیوار در شبکه بندی‌های مختلف

Fig.2. wall temperature profile for different mesh patterns



شکل ۳. مقایسه نتایج دمای دیوار در مطالعه حاضر با مرجع [۳۰] در دو نسبت هم‌ارزی ۱ و ۰/۸

Fig. 3. A Comparison of wall temperature results in the present study with [30] in the equivalence ratio of 0.8 and 1

در معادله انرژی فاز گاز:

$$T_g = T_{g,inlet} = 330K \quad (14)$$

در معادله انرژی فاز جامد:

$$(1-\varepsilon)k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = -\alpha\sigma(T_s^4 - T_0^4) \quad (15)$$

برای معادله انتقال گونه‌ها:

$$Y_i = Y_{i,inlet}, i = 1, 2, \dots, N_s \quad (16)$$

شرایط مرزی در خروج نیز به شرح زیر است:

در معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (17)$$

در معادله انرژی فاز گاز:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (18)$$

در معادله انرژی فاز جامد:

$$(1-\varepsilon)k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = -\alpha\sigma(T_s^4 - T_0^4) \quad (19)$$

برای معادله انتقال گونه‌ها:

$$\frac{\partial Y_i}{\partial x} = 0, i = 1, 2, \dots, N_s \quad (20)$$

در محور متقارن نیز شرط زیر برقرار است:

$$v = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial T_g}{\partial x} = \frac{\partial T_s}{\partial x} = \frac{\partial Y_i}{\partial x} = 0 \quad (21)$$

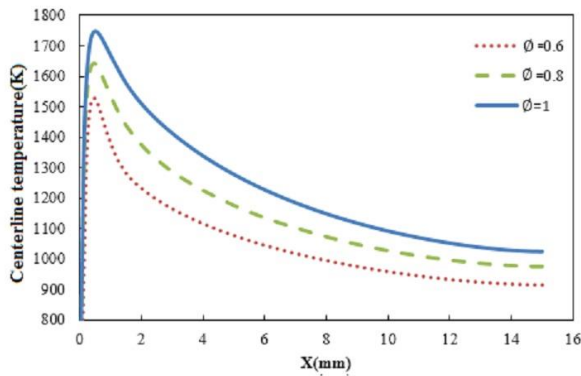
شرط مرزی دیوار خارجی، انتقال حرارت جابجایی و تشعشع فرض شده‌است:

$$k_w \frac{\partial T_w}{\partial y} = h_c(T_w - T_0) + \alpha_{wall}\sigma(T_w^4 - T_0^4) \quad (22)$$

در رابطه (۲۲) ضریب صدور ۰/۹ و ضریب اتلاف حرارت

جابجایی ۱۰ W/m².K در نظر گرفته شده‌است [۳۰].

$$\eta = \frac{P_{rad}}{\dot{m}H_{fuel}} = \frac{2\alpha_{wall}\sigma \sum_{i=1}^N T_{w,i}^4 L_i}{\dot{m}H_{fuel}} \quad (23)$$

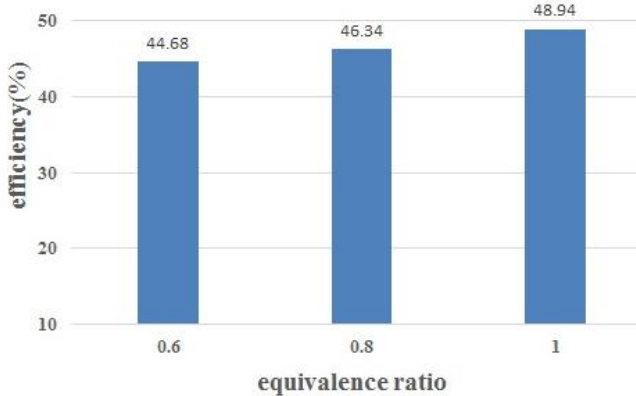


شکل ۵. توزیع دما در خط مرکزی محفظه برای نسبت هم‌ارزی‌های مختلف

Fig.5. Temperature distributions along the centerline for different equivalence ratios

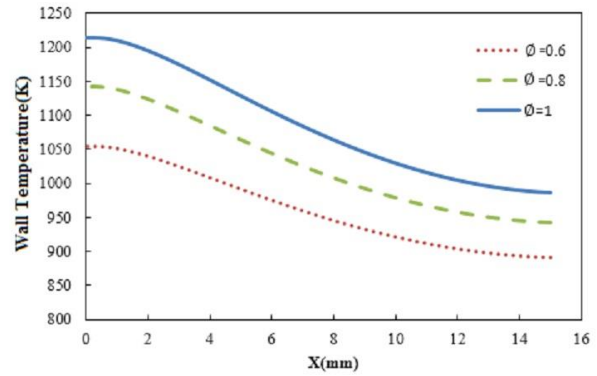
۳-۳- اثر هدایت گرمایی ماده متخلخل

شکل ۷ توزیع دمای دیوار میکرومحفظه را برای ضریب هدایت‌های متفاوت ماده متخلخل در نسبت هم‌ارزی ۰/۸ و با سرعت جریان مخلوط ۱ متر بر ثانیه و ضریب تخلخل ۰/۸ نشان می‌دهد. از شکل ۷ مشخص است که با افزایش ضریب هدایت گرمایی ماده متخلخل، توزیع دما یکنواخت‌تر شده‌است. هر چه ضریب هدایت گرمایی کمتر باشد، دمای دیوار در ورودی بالاتر است، اما در قسمت پایین دست محفظه به صورت محسوس کاهش می‌یابد. دلیل این رفتار، بهبود انتقال حرارت در جهت محوری در محیط متخلخل با افزایش ضریب هدایت گرمایی ماده متخلخل می‌باشد، در حالیکه با کاهش ضریب هدایت گرمایی ماده متخلخل، انتقال حرارت از دیوار افزایش و لذا افت دما بیشتر می‌گردد. لازم به ذکر است که توزیع دمای به دست آمده برای ضریب هدایت‌های مختلف در مقاله مرجع [۳۰]،



شکل ۶. مقایسه بازده تابش برای نسبت هم‌ارزی‌های مختلف

Fig.6. Comparison of radiation efficiency for different equivalence ratio



شکل ۴. توزیع دما در دیواره‌ی محفظه برای نسبت هم‌ارزی‌های مختلف

Fig.4. Temperature distributions along the external wall for different equivalence ratios

هدایت گرمایی ۲۷ W / m.K آورده شده‌است. همان‌گونه که دیده می‌شود، انطباق مناسبی بین کار حاضر و نتایج [۳۰] می‌باشد و ماکزیمم اختلاف ۴ درصد است که صحت کار عددی پژوهش حاضر را نشان می‌دهد.

۳-۲- اثر نسبت هم‌ارزی هیدروژن به اکسیژن

با توجه به وقوع واکنش شیمیایی در محفظه و وابستگی واکنش به غلظت سوخت، نسبت هم‌ارزی مخلوط هیدروژن و هوا به عنوان یک پارامتر مهم بررسی می‌گردد. شکل ۴ توزیع دمای دیوار در امتداد دیوار را برای مخلوط رقیق تا استوکیومتری، در سه نسبت هم‌ارزی ۰/۶، ۰/۸ و ۱ و شرایط سرعت ورودی ۱ متر بر ثانیه و ضریب تخلخل ۰/۸، نشان می‌دهد.

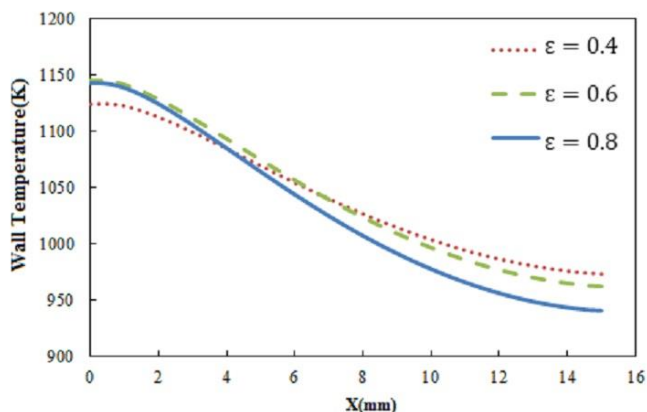
همان‌گونه که انتظار می‌رود در شکل ۴ بالاترین دمای دیوار در نسبت هم‌ارزی یک رخ می‌دهد و دمای دیوار با کاهش نسبت هم‌ارزی کاهش می‌یابد. با افزایش نسبت هم‌ارزی، دمای احتراق بالاتر می‌رود و موجب می‌شود دمای دیوار نیز افزایش یابد [۲۱]. شکل ۵ توزیع دما در امتداد خط مرکزی محفظه را برای نسبت‌های هم‌ارزی مختلف نشان می‌دهد. موقعیت شعله که موقعیت ماکزیمم دمای شعله در خط مرکزی است، در سرعت یک متر بر ثانیه تقریباً برای هر سه نسبت هم‌ارزی در نزدیکی ورودی محفظه می‌باشد و با افزایش نسبت هم‌ارزی، دمای ماکزیمم نیز افزایش می‌یابد. مقایسه بازده تابش سیستم در نسبت هم‌ارزی‌های مختلف در شکل ۶ آورده شده‌است که نشان می‌دهد با افزایش نسبت هم‌ارزی بازده تابش نیز افزایش می‌یابد که این موضوع با توزیع دمای دیوار در شکل ۴ هماهنگی دارد.

هدایت گرمایی $W/m.K$ ۵ نسبت به دمای میانگین ($K1032$) در ضریب هدایت گرمایی $W/m.K$ ۵۰۰ می‌باشد.

۳-۴- اثر تخلخل ماده متخلخل

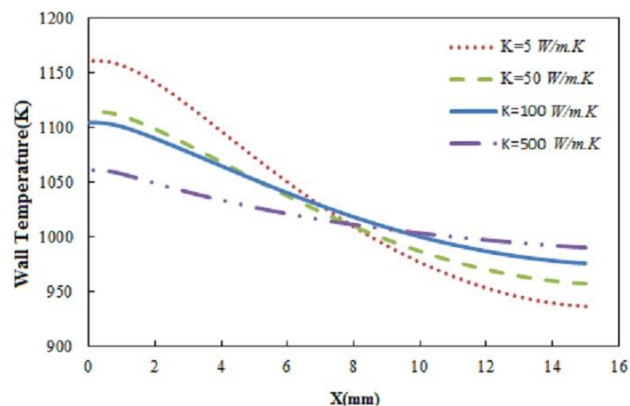
شکل ۹ توزیع دمای دیوار خارجی را برای ضریب تخلخل‌های 0.4 ، 0.6 و 0.8 با نرخ جریان مخلوط یک متر بر ثانیه نشان می‌دهد. از شکل ۹ مشخص است که با کاهش ضریب تخلخل، توزیع دما یکنواخت‌تر می‌شود. در احتراق محیط متخلخل با افزایش ضریب تخلخل، مقاومت لزجت کمتر و نفوذ بیشتر شده که برای حرکت جریان مطلوب‌تر و فضای بیشتری برای احتراق گازی باقی می‌گذارد اما با توجه به کم شدن حجم ماده متخلخل، انتقال حرارت هدایتی در ماده متخلخل کمتر می‌شود که باعث تضعیف ناحیه پیش‌گرمایش و کاهش دمای میانگین دیوار می‌شود. همچنین لازم به ذکر است که با توجه به کم بودن ضریب هدایت گرمایی مخلوط گازی در مقایسه با ماده جامد متخلخل، با کاهش ضریب تخلخل ضریب هدایت گرمایی موثر $(k_{s,eff} = \epsilon k_g + k_s(1-\epsilon))$ در محیط متخلخل افزایش می‌یابد و موجب یکنواختی توزیع دما مطابق با شکل ۹ می‌شود.

در شکل ۱۰ نمودار توزیع دما و در شکل ۱۱ گرمای واکنش در خط مرکزی برای ضریب تخلخل‌های متفاوت آورده شده‌است. همان‌گونه که دیده می‌شود هر چه ضریب تخلخل بالاتر رود، موقعیت شعله به ورودی نزدیک‌تر می‌شود که این موضوع با مشاهده‌ی شکل ۱۱ نیز قابل استنباط است. بعد از عبور از منطقه واکنش به دلیل



شکل ۹. مقایسه توزیع دما در دیواره‌ی محفظه برای ضریب تخلخل‌های مختلف

Fig.9. Comparison of temperature distributions along the external wall for different porosity

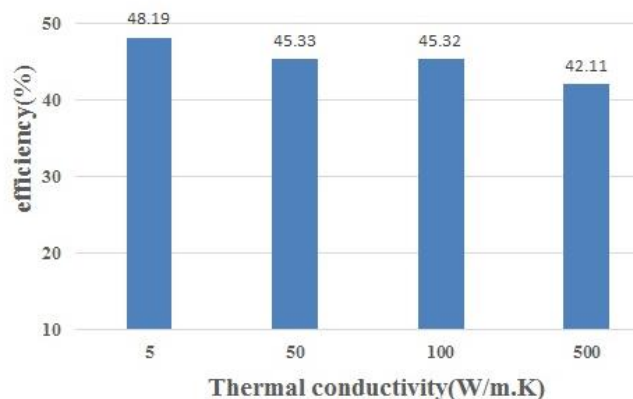


شکل ۷. مقایسه توزیع دما در دیواره‌ی محفظه برای ضریب هدایت‌های مختلف ماده متخلخل

Fig.7. Comparison of temperature distributions along the external wall for different thermal conductivity of porous medium for different equivalence ratios

به دلیل نادیده گرفتن شرط عدم تعادل حرارتی، تفاوت بسیار کمی باهم دارند که این امر نشان دهنده ضرورت استفاده از شرط عدم تعادل حرارتی است.

شکل ۸ مقایسه‌ی بازده تابش برای مقادیر مختلف ضریب هدایت گرمایی ماده متخلخل را بیان می‌کند، همان‌گونه که در شکل ۸ دیده می‌شود، با افزایش ضریب هدایت گرمایی ماده متخلخل، بازده تابش به مقدار اندکی کاهش می‌یابد، به نحویکه بازده تابش در ضریب هدایت گرمایی $W/m.K$ ۵ حدود ۱۳ درصد نسبت به ضریب هدایت گرمایی $W/m.K$ ۵۰۰ بیشتر می‌باشد، که دلیل این امر (با توجه به شکل ۷) بالاتر بودن دمای میانگین ($K1068$) در ضریب

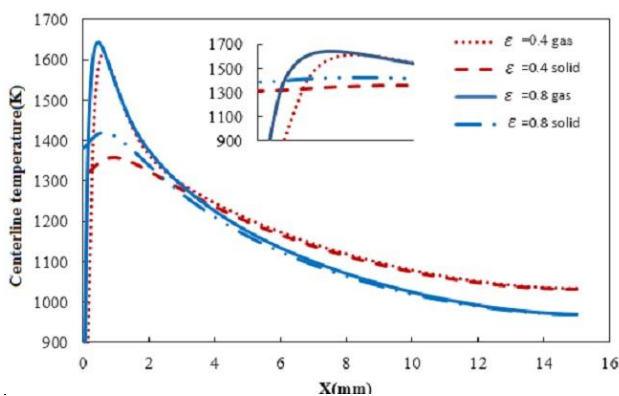


شکل ۸. مقایسه بازده تابش برای ضریب هدایت گرمایی مختلف ماده متخلخل

Fig.8. Comparison of radiation efficiency for different thermal conductivity of porous

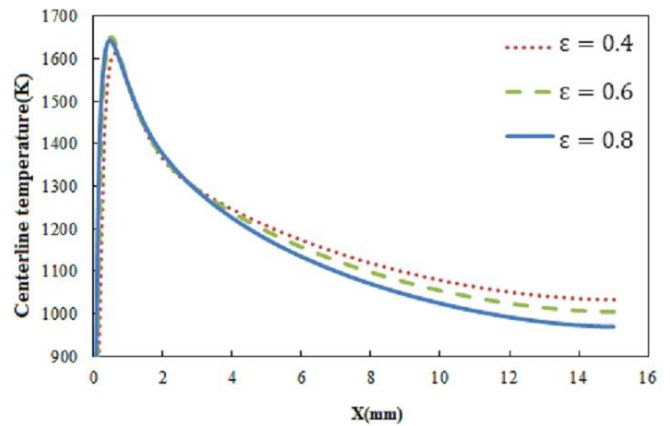
می‌شود. به این مکانیزم، بازگشت حرارتی [۳۱] گفته شده و نقش موثری در پایداری سیستم دارد. در شکل ۱۲ مقایسه دمای گاز و دمای ماده متخلخل بر روی خط مرکزی برای دو ضریب تخلخل متفاوت آورده شده است که نشان می‌دهد در ناحیه قبل از شعله دمای جامد بیشتر از دمای گاز است. این پدیده به دلیل بازگشت حرارت از ناحیه شعله به قبل از شعله توسط محیط جامد و از طریق انتقال حرارت هدایت و تشعشع در محیط متخلخل است. در ناحیه شعله نیز دمای گاز به دلیل انجام واکنش و آزاد شدن گرمای ناشی از آن بیشتر از دمای جامد است. در ضریب تخلخل ۰/۴ اختلاف دمای گاز و جامد بیشتر است که این امر نشان‌دهنده بهبود انتقال حرارت بین گاز و ماده متخلخل است و تأثیر آن در ادامه در بیان مکانیزم‌های مختلف دیده می‌شود.

مکانیزم انتقال حرارت هدایت و جابجایی و تابش در ماده متخلخل تنها برای دو ضریب تخلخل ۰/۴ و ۰/۸، جهت تمرکز مناسب‌تر روی نتایج، مقایسه می‌شود. در شکل ۱۳ مقایسه انتقال حرارت هدایتی آورده شده است و همان گونه که دیده می‌شود، ابتدا مقادیر انتقال حرارت هدایت مثبت بوده که نشان دهنده انتقال حرارت از ناحیه جامد نزدیک شعله به ناحیه جامد ورودی است و سپس بعد از دور شدن از مکان شعله، جهت انتقال حرارت هدایتی با توجه به تغییر شیب نمودار دمای ماده متخلخل (مطابق با شکل ۱۲) برعکس می‌شود. همچنین در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود که انتقال حرارت هدایتی در حالت با ضریب تخلخل کمتر، بیشتر می‌باشد.



شکل ۱۲. مقایسه دمای گاز و ماده متخلخل در خط مرکزی محفظه برای ضریب تخلخل‌های ۰/۴ و ۰/۸

Fig.12. Comparison of gas and solid matrix temperature distributions along the centerline for porosity 0.4 and 0.8

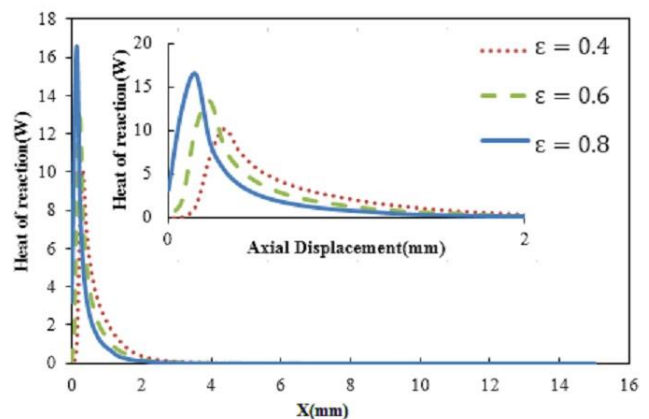


شکل ۱۰. مقایسه توزیع دما در خط مرکزی محفظه برای ضریب تخلخل‌های مختلف ماده متخلخل

Fig.10. Comparison of centerline temperature along the centerline for different porosity

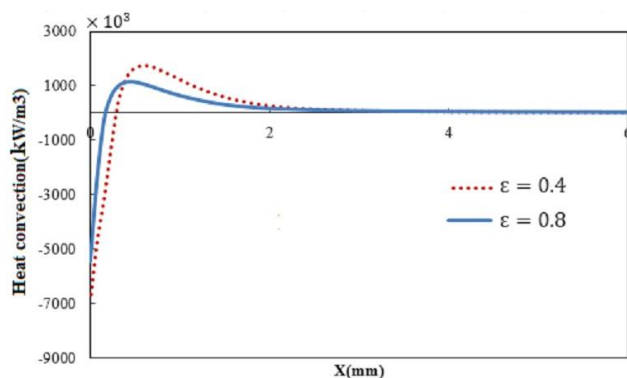
اینکه هر چه ضریب تخلخل کمتر شود، انتقال حرارت هدایت بهتری از منطقه واکنش به پایین دست جریان وجود دارد، دما در خط مرکزی بیشتر می‌شود.

بخشی از گرمای واکنش احتراق توسط انتقال حرارت جابجایی به محیط متخلخل انتقال می‌یابد که موجب افزایش دمای فاز جامد در ناحیه شعله می‌شود و شبکه جامد حرارت را از ناحیه دما بالا به ناحیه دما پایین منتقل می‌کند. مکانیزم‌های انتقال حرارت داخل محیط متخلخل، انتقال حرارت هدایتی و تابشی می‌باشند. در ناحیه قبل از شعله انتقال حرارت بین جامد دما بالا و مخلوط گاز ورودی از طریق جابجایی است که باعث پیش گرم شدن مخلوط گاز ورودی



شکل ۱۱. مقایسه گرمای واکنش در خط مرکزی محفظه برای ضریب تخلخل‌های مختلف ماده متخلخل

Fig.11. Comparison of heat of reaction along the centerline for different porosity

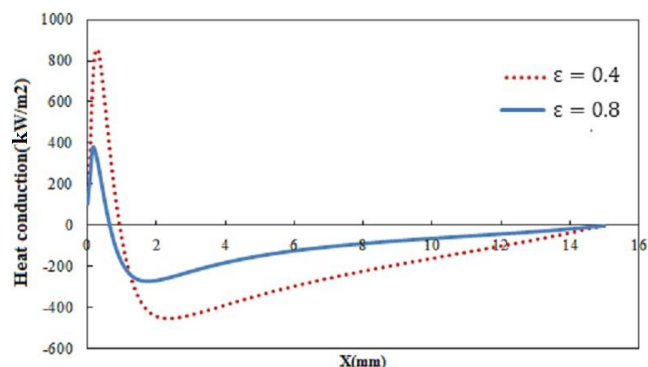


شکل ۱۴. مقایسه انتقال حرارت جابجایی در ماده متخلخل برای ضریب تخلخل های ۰/۴ و ۰/۸
Fig.14. Comparison of heat of convection in porous media for porosity 0.4 and 0.8

تخلخل بزرگتر می‌باشد که این موضوع به دلیل اختلاف دمای بیشتر جامد و گاز (همان گونه که در شکل ۱۲ بیان شد) است. همچنین با توجه به اختلاف بسیار کم دمای گاز و جامد بعد از ۴ میلی‌متر از ورودی، انتقال حرارت جابجایی کم می‌باشد.

در شکل ۱۵ مقایسه انتقال حرارت تابشی در ماده متخلخل برای دو ضریب تخلخل ۰/۴ و ۰/۸ آورده شده است. نتایج نشان می‌دهد که با کاهش ضریب تخلخل انتقال حرارت تابشی کم می‌شود. دلیل این موضوع را می‌توان با توجه به پارامتر ضریب خاموشی (β) بیان نمود. با کاهش ضریب تخلخل، ضریب خاموشی افزایش و عمق نفوذ حرارتی تابش کمتر می‌شود، در نتیجه با کاهش ضریب تخلخل، تابش کمتر می‌شود. ضریب خاموشی که برابر است با مجموع ضرایب جذب و پخش محیط متخلخل، مقدار حرارت بازگشتی از طریق تابش را کنترل می‌کند و تابعی از ضریب تخلخل و قطر متوسط سوراخ‌های محیط متخلخل است که به صورت رابطه (۲۴) تعریف می‌شود [۳۲]. به عبارت دیگر با کاهش ضریب تخلخل، فضای بیشتری از محفظه توسط ماده متخلخل پر می‌شود که این امر باعث کاهش انتقال حرارت تابشی می‌شود و مقایسه بین انتقال حرارت تابشی و هدایتی (شکل ۱۳) نشان می‌دهد که نقش انتقال حرارت تابشی داخل ماده متخلخل ناچیز است.

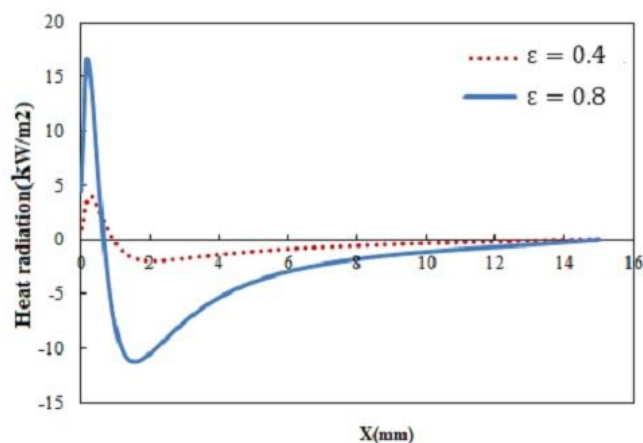
شکل ۱۶ مقایسه‌ی بازده تابش برای ضریب تخلخل‌های مختلف ماده متخلخل بیان می‌کند. همان گونه که از مطالب بالا هم انتظار می‌رفت، بازده تابش در ضریب تخلخل‌های کمتر، بیشتر می‌باشد. همان گونه که اشاره شد در بین مدهای مختلف انتقال حرارت، انتقال



شکل ۱۳. مقایسه انتقال حرارت هدایت در ماده متخلخل برای ضریب تخلخل های ۰/۴ و ۰/۸
Fig.13. Comparison of heat of conduction in porous media for porosity 0.4 and 0.8

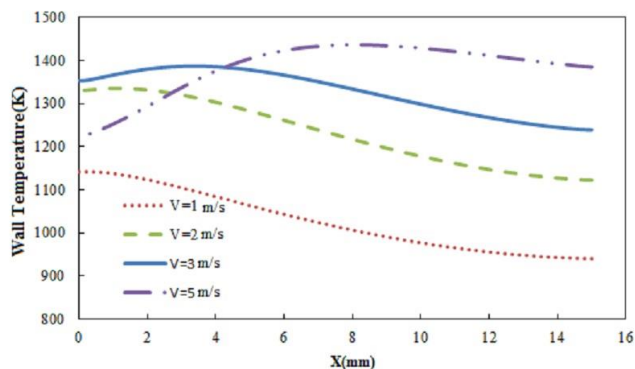
دلیل این موضوع هم بیشتر بودن ضریب هدایت گرمایی موثر ($k_{s,eff} = k_s (1 - \epsilon)$) در حالت با ضریب تخلخل ۰/۴ است.

در شکل ۱۴ مقایسه انتقال حرارت جابجایی بین گاز و جامد متخلخل، برای ضریب تخلخل ۰/۴ و ۰/۸ آورده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود در ناحیه قبل از شعله که به ناحیه پیش گرم نیز معروف است انتقال حرارت جابجایی منفی است که این موضوع به دلیل بالا بودن دمای جامد نسبت به دمای گاز می‌باشد. اندازه انتقال حرارت جابجایی در ناحیه قبل از شعله زیاد می‌باشد که این موضوع، باعث تاثیر برجسته‌ای در پیش گرم کردن جریان ورودی و فرایند دارد و این مطلب در مراجع دیگر [۳۱] نیز بیان شده است و همچنین انتقال حرارت جابجایی در ضریب تخلخل کمتر، بیشتر از ضریب



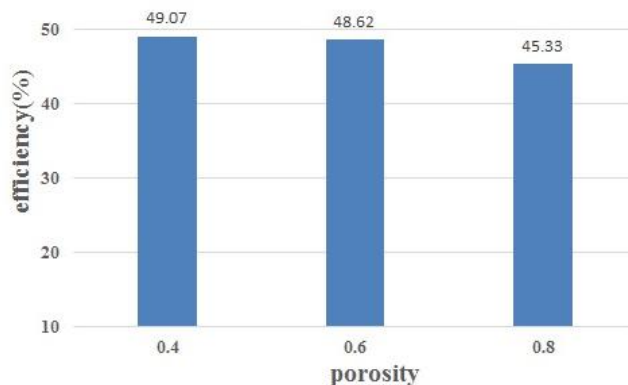
شکل ۱۵. مقایسه انتقال حرارت تابش در ماده متخلخل برای ضریب تخلخل های ۰/۴ و ۰/۸

Fig.15. Comparison of heat of radiation in porous media for porosity 0.4 and 0.8



شکل ۱۷. مقایسه توزیع دما در دیواره‌ی محفظه برای سرعت‌های ورودی مختلف

Fig.17. Comparison of temperature distributions along the external wall for different inlet velocity



شکل ۱۶. مقایسه بازده تابش برای ضریب تخلخل‌های مختلف ماده متخلخل

Fig.16. Comparison of radiation efficiency for different porosity

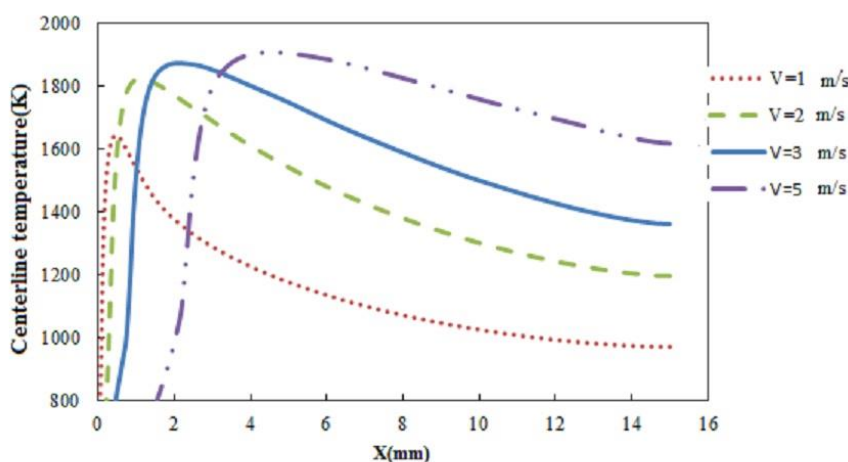
۱۶/۲۷ نشان می‌دهد. $W/m.K$ هدایت گرمایی ماده متخلخل هنگامیکه سرعت مخلوط ورودی ۱، ۲، ۳ و ۵ متر بر ثانیه باشد به ترتیب دمای میانگین دیوار ۱۰۶۰، ۱۲۶۴، ۱۳۴۵ و ۱۳۵۷ کلوین خواهد بود که نشان‌دهنده‌ی افزایش دمای دیوار با افزایش سرعت ورودی است. در نرخ جریان جرمی بالاتر، سوخت بیشتری برای احتراق وجود دارد که منجر به دمای میانگین بالاتر می‌شود. شکل ۱۸ توزیع دما در خط مرکزی را نشان می‌دهد که علاوه بر بالاتر بودن ماکزیمم دمای شعله در نرخ جریان‌های بالاتر، حرکت شعله به سمت جلو نیز در این شکل دیده می‌شود.

شکل ۱۹ مقایسه‌ی بازده تابش برای سرعت ورودی‌های مختلف را نشان می‌دهد. با افزایش سرعت ورودی میزان انرژی ورودی نیز

حرارت جابجایی بالاترین تاثیر را داشته و با توجه به بالاتر بودن انتقال حرارت جابجایی در ضریب تخلخل کمتر، تبادل بین فاز گاز و جامد بهتر و در نتیجه پیش‌گرم کردن مخلوط ورودی بیشتر شده و این موضوع روی بالا بودن دمای دیوار (مطابق شکل ۹) و بازدهی تابشی (شکل ۱۶) قابل مشاهده است.

۳-۵- اثر سرعت ورودی مخلوط

سرعت ورودی مخلوط یکی از شرایط جریان ورودی می‌باشد که پارامتر مبنا در کنترل انرژی ورودی به سیستم محسوب می‌شود. شکل ۱۷ دمای دیوار خارجی برای سرعت‌های مختلف مخلوط ورودی، برای ضریب تخلخل ۰/۸ و نسبت هم‌ارزی ۰/۸ و ضریب



شکل ۱۸. مقایسه توزیع دما در خط مرکزی محفظه برای سرعت‌های ورودی مختلف

Fig.18. Comparison of temperature distributions along the centerline for different inlet velocity

انتقال حرارت تابشی در محیط متخلخل نیز مدلسازی شده است و پس از اعتبارسنجی حل، نتایج زیر حاصل شد:

- ۱- با رسم نمودار دمای دیوار در نسبت‌های هم‌ارزی گوناگون مشاهده شد که با افزایش نسبت هم‌ارزی، دمای دیوار خارجی افزایش می‌یابد.
- ۲- در نسبت هم‌ارزی یک بالاترین بازده تابش به وجود می‌آید.
- ۳- ضریب هدایت گرمایی بالاتر ماده متخلخل باعث توزیع یکنواخت‌تر دما و کاهش بازده تابشی می‌گردد.

۴- مکانیسم‌های مختلف انتقال حرارت داخل ماده متخلخل بیان و اثر هریک در ضریب تخلخل‌های مختلف ارائه گردید و مشخص شد که انتقال حرارت جابجایی بین گاز و جامد ماده متخلخل، تاثیر برجسته‌ای در پیش‌گرم کردن گازهای نسوخته ورودی و فرایند دارد.

۵- تاثیر انتقال حرارت تابشی داخل ماده متخلخل، بسیار کم می‌باشد.

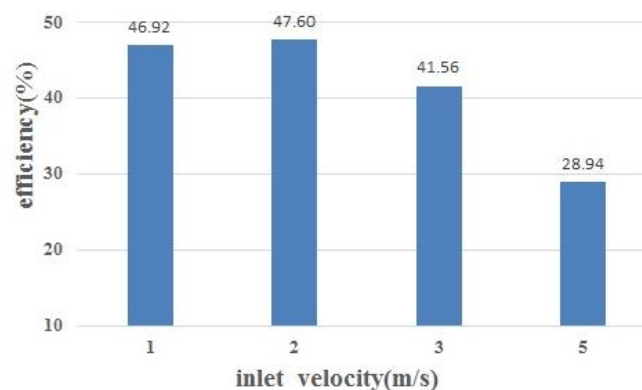
۶- ضریب تخلخل کمتر باعث بهبود انتقال حرارت و افزایش بازده تابش می‌شود.

۷- سرعت جریان ورودی نیز یکی از پارامترهای مهم در عملکرد سیستم‌های میکروتروموفتوولتائیک است که افزایش آن باعث افزایش دمای دیوار می‌شود اما در نهایت منجر به کاهش بازده تابشی سیستم می‌گردد.

۸- با توجه به نتایج می‌توان برداشت نمود که برای یک بازدهی تابشی بیشتر در سیستم ترموفتوولتائیک، پیشنهاد می‌شود که سیستم مذکور در نسبت هم‌ارزی نزدیک یک، ضریب هدایت گرمایی و ضریب تخلخل ماده متخلخل کمتر و برای نرخ دبی جریان کم، طراحی شود.

۵- فهرست علائم

علائم انگلیسی	
C	ظرفیت گرمایی در فشار ثابت (J/kg.K)
D	ضریب نفوذ جرمی (m^2/s)
h	آنتالپی ویژه (J/Kg)
h_v	ضریب انتقال حرارت جابجایی حجمی ($W/m^3.K$)
h_c	ضریب اتلاف حرارت جابجایی ($W/m^2.K$)
k	ضریب انتقال گرمای هدایتی (W/m.K)
W	وزن مولکولی
n	تعداد کل اجزاء
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
ω	توان پخش محیط متخلخل
G	شدت تابشی برخوردی کلی
T	دما (K)
d	قطر (m)



شکل ۱۹. مقایسه بازده تابش برای سرعت‌های ورودی مختلف

Fig.19. Comparison of radiation efficiency for different inlet velocity

بیشتر می‌شود، به همین دلیل است که با افزایش سرعت، بازده تابشی علیرغم افزایش دمای دیوار، بعد از سرعت ۲ متر بر ثانیه کاهش می‌یابد. این امر با توجه به توزیع دمای دیواره خارجی در شکل ۱۷ قابل توجیه است. با افزایش سرعت تا ۲ متر بر ثانیه شکل توزیع دما تغییری نمی‌کند و فقط مقدار دما به دلیل افزایش سرعت ورودی افزایش می‌یابد که منجر به افزایش بازده تابشی می‌شود، اما با افزایش بیشتر سرعت ورودی به دلیل حرکت شعله داخل محیط متخلخل شکل توزیع دما نیز تغییر می‌کند و در بخش ورودی که ناحیه پیش‌گرم است افت دما رخ می‌دهد که موجب کاهش بازده تابشی می‌شود.

موارد مطرح شده در پژوهش می‌تواند به‌عنوان ابزار مفید جهت طراحی و کنترل سیستم میکروتروموفتوولتائیک مورد توجه قرار گیرد به عبارت دیگر همان گونه که در نتایج هم دیده شد می‌توان با در نظر گرفتن اثر هر یک از پارامترهای مذکور، شرایط حاکم بر سیستم را با خواسته‌های مورد نظر، تطبیق داد.

۴- نتیجه‌گیری

در کار حاضر، احتراق در ابعاد میکرو به‌صورت عددی و دو بعدی در مکانیزم احتراقی هیدروژن-هوا با حضور ماده متخلخل، مورد بررسی قرار گرفت. در این پژوهش با استفاده از شرط عدم تعادل حرارتی، معادلات انرژی مجزایی برای مخلوط گازی و ماده متخلخل توسط یودی‌اف نوشته شد. همچنین در معادله انرژی ماده متخلخل،

- 80(2) (1990) 111-125.
- [8] M. Maekawa, Flame quenching by rectangular channels as a function of channel length for methane-air mixture, *Combustion Science and technology*, 11(3-4) (1975) 141-145.
- [9] S. Raimondeau, D. Norton, D. Vlachos, R. Masel, Modeling of high-temperature microburners, *Proceedings of the Combustion Institute*, 29(1) (2002) 901-907.
- [10] A. Linan, F.A. Williams, *Fundamental aspects of combustion*, (1993).
- [11] R.I. Masel, M.A. Shannon, Microcombustor having submillimeter critical dimensions, in, *Google Patents*, 2001.
- [12] J. Zarvandi, S. Tabejamaat and M. R. Baig Mohammadi, Numerical Simulation of the Effective Parameters on the Stability of Stoichiometric CH₄/Air Premixed Combustion in a Micro-combustion Chamber, *Fuel and Combustion*, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, 2010. (in Persian)
- [13] M. H. Saberi Moghaddam, K. Mazaheri, A. Alipoor, Numerical study of bluff body effect in lean premix hydrogen/air combustion in a micro- scale combustor, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 13, pp. 86-94, 2015 (In Persian)
- [14] M.A. Mujeebu, M.Z. Abdullah, M.A. Bakar, A. Mohamad, M. Abdullah, Applications of porous media combustion technology—a review, *Applied energy*, 86(9) (2009) 1365-1375.
- [15] J.E. Sanmiguel, S. Mehta, R.G. Moore, An experimental study of controlled gas-phase combustion in porous media for enhanced recovery of oil and gas, *J. Energy Resour. Technol.*, 125(1) (2003) 64-71.
- [16] T. Marbach, A. Agrawal, A meso-scale combustor using annular porous inert media for heat recirculation, in: *43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, 2005, pp. 942.
- [17] F. Avdic, M. Adzic, F. Durst, Small scale porous medium combustion system for heat production in households, *Applied Energy*, 87(7) (2010) 2148-2155.
- [18] S. Chou, W. Yang, J. Li, Z. Li, Porous media combustion

سرعت در راستای محوری (ms^{-1})	u
سرعت در راستای عرض کانال (ms^{-1})	v
نرخ تولید مولی	$\dot{\omega}$
کسر جرمی	Y
علائم یونانی	
لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)	μ
چگالی (kgm^{-3})	ρ
طول مشخصه لنارد جونز	σ
نسبت هم‌ارزی	ϕ
ضریب تخلخل	ε
ضریب خاموشی	β
ضریب صدور	α
زیرنویس‌ها	
گاز	g
جزء i ام	i
جامد	s
دیوار	w
حفره ماده متخلخل	p

۶- مراجع

- [1] L.C. Chia, B. Feng, The development of a micropower (micro-thermophotovoltaic) device, *Journal of Power Sources*, 165(1) (2007) 455-480.
- [2] I.A. Waitz, G. Gauba, Y.-S. Tzeng, Combustors for micro-gas turbine engines, (1998).
- [3] K. Fu, A.J. Knobloch, F.C. Martinez, D.C. Walther, C. Fernandez-Pello, A.P. Pisano, D. Liepmann, K. Miyaska, K. Maruta, Design and experimental results of small-scale rotary engines, in: *Proceedings of the 2001 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE)*, 2001, pp. 11-16.
- [4] S. Zhang, J. Wang, A Novel Micro Free-Piston Swing Engine (MFPSE) and the Validation of Its Feasibility (Part 1), 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 2003.
- [5] G.J. Snyder, J.R. Lim, C.-K. Huang, J.-P. Fleurial, Thermoelectric microdevice fabricated by a MEMS-like electrochemical process, *Nature materials*, 2(8) (2003) 528-531.
- [6] H. Xue, W. Yang, S. Chou, C. Shu, Z. Li, Microthermophotovoltaics power system for portable MEMS devices, *Microscale thermophysical engineering*, 9(1) (2005) 85-97.
- [7] A. Bicen, D. Tse, J. Whitelaw, Combustion characteristics of a model can-type combustor, *Combustion and flame*,

- [25] V. Giovangigli, M. Smooke, Extinction of strained premixed laminar flames with complex chemistry, *Combustion science and technology*, 53(1) (1987) 23-49.
- [26] A. Dybbs, R. Edwards, A new look at porous media fluid mechanics—Darcy to turbulent, in: *Fundamentals of transport phenomena in porous media*, Springer, 1984, pp. 199-256.
- [27] P.-F. Hsu, W.D. EVANS, J.R. HOWELL, Experimental and numerical study of premixed combustion within nonhomogeneous porous ceramics, *Combustion Science and Technology*, 90(1-4) (1993) 149-172.
- [28] L. Younis, R. Viskanta, Experimental determination of the volumetric heat transfer coefficient between stream of air and ceramic foam, *International journal of heat and mass transfer*, 36(6) (1993) 1425-1434.
- [29] A. Mohamad, *Combustion in porous media: fundamentals and applications*, in: *Transport phenomena in porous media III*, Elsevier, 2005, pp. 287-304.
- [30] S. Bani, J. Pan, A. Tang, Q. Lu, Y. Zhang, Micro combustion in a porous media for thermophotovoltaic power generation, *Applied Thermal Engineering*, 129 (2018) 596-605.
- [31] J. Li, Q. Li, J. Shi, X. Liu, Z. Guo, Numerical study on heat recirculation in a porous micro-combustor, *Combustion and flame*, 171 (2016) 152-161.
- [32] A. Horsman, *Design Optimization of a Porous Radiant Burner*, University of Waterloo, 2010.
- for micro thermophotovoltaic system applications, *Applied Energy*, 87(9) (2010) 2862-2867.
- [19] W. Yang, S. Chou, K. Chua, J. Li, X. Zhao, Research on modular micro combustor-radiator with and without porous media, *Chemical engineering journal*, 168(2) (2011) 799-802.
- [20] K. Chua, W. Yang, W. Ong, Fundamental experiment and numerical analysis of a modular microcombustor with silicon carbide porous medium, *Industrial & engineering chemistry research*, 51(18) (2012) 6327-6339.
- [21] J. Pan, D. Wu, Y. Liu, H. Zhang, A. Tang, H. Xue, Hydrogen/oxygen premixed combustion characteristics in micro porous media combustor, *Applied Energy*, 160 (2015) 802-807.
- [22] S. Bani, J. Pan, A. Tang, Q. Lu, Y. Zhang, Numerical investigation of key parameters of the porous media combustion based Micro-Thermophotovoltaic system, *Energy*, 157 (2018) 969-978.
- [23] Q. Peng, W. Yang, E. Jiaqiang, H. Xu, Z. Li, W. Yu, Y. Tu, Y. Wu, Experimental investigation on premixed hydrogen/air combustion in varied size combustors inserted with porous medium for thermophotovoltaic system applications, *Energy Conversion and Management*, 200 (2019) 112086.
- [24] Q. Peng, E. Jiaqiang, W. Yang, H. Xu, J. Chen, F. Zhang, T. Meng, R. Qiu, Experimental and numerical investigation of a micro-thermophotovoltaic system with different backward-facing steps and wall thicknesses, *Energy*, 173 (2019) 540-547.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

M. Khosravi, S. A. Hashemi, *Study of the Effective Parameters on the Performance of a Micro Thermophotovoltaic System with Micro Porous Combustion Chamber*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(5) (2021) 2921-2934.

DOI: [10.22060/mej.2020.17903.6686](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17903.6686)



