

Numerical Investigation of the Effects of Material, Wall Thickness, One and Two Zones Porosity in a Thermo-Photovoltaic Combustion Chamber

M.S. Abedinejad^{*1}S. Daliri²A.R. Teymoori¹

Alzahra University, Tehran, Iran.

Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

(Received: 2024/03/26, Revised: 2024/06/16, Accepted: 2024/07/06, Published: 2024/07/22)

DOR: <https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.23223278.1402.12.2.7.8>

ABSTRACT

In the present research, the performance of the combustion chamber for use in thermo-photovoltaic systems depending on some factors such as the material of chamber, wall thickness, and the presence of porous medium, has been numerically investigated. In the numerical simulation, the realizable $k-\epsilon$ and the finite rate-eddy dissipation models have been used to model flow turbulence and hydrogen gas combustion, respectively. Three different wall thicknesses at constant equivalence ratio of 0.8 and velocities of 2 m/s and 3 m/s have been studied. The results show that decreasing the wall thickness increases the temperature of the outer wall and the radiation efficiency of the chamber. The maximum temperature increases by 111 and 141 °C at the velocity of 2 m/s and at the thickness of 0.2 mm as compared to the thicknesses of 0.5 mm and 0.8 mm and by 79 and 107 °C at the velocity of 3 m/s. Also, the combustion chamber has been simulated with three different materials of walls, Al_2O_3 , SiC and Stainless Steel (SS316). The results show that when the wall is made of Al_2O_3 , the efficiency is higher. In another part of this research, the presence of two porous zones in the chamber has led to a change in the place of flame formation. The radiation efficiency in the combustion chamber with the presence of two porous zones increases by 24%, 27%, and 28%, respectively, in the equivalence ratios of 0.6, 0.8, and 1.

Keywords: Thermo-Photovoltaic Combustion Chamber, Porous, Hydrogen, Wall Material, Numerical Simulation, Two Porous Zones

بررسی عددی تأثیرات جنس، ضخامت دیواره، تخلخل یک و دو ناحیه‌ای در یک محفظه احتراق برای کاربرد در سیستم‌های ترمو فتوولتائیک

علیرضا تیموری¹سمانه دلیری²محمدصادق عابدی نژاد^{*1}

دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران.

دانشگاه الزهراء، تهران، ایران.

(دریافت: ۱۴۰۳/۰۱/۰۷، بازنگری: ۱۴۰۳/۰۳/۲۷، پذیرش: ۱۴۰۳/۰۴/۱۶، انتشار: ۱۴۰۳/۰۵/۰۱)

چکیده

عملکرد محفظه‌های احتراق در سیستم‌های ترمو فتوولتائیک به عواملی نظیر جنس محفظه، ضخامت دیواره و حضور محیط متخلخل در محفظه وابسته است که در این پژوهش مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور شبیه‌سازی عددی محفظه از مدل‌های $k-\epsilon$ قابل‌تعمیر و $realizable k-\epsilon$ و اضمحلال گردابه- نرخ واکنش محدود به ترتیب برای مدل‌سازی آشفستگی جریان و احتراق گاز هیدروژن استفاده شده است. سه ضخامت دیواره مختلف در سرعت‌های ۲ m/s و ۳ m/s مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد کاهش ضخامت دیواره سبب افزایش دمای دیواره خارجی و بازده تابشی محفظه می‌گردد. بیشینه دما در سرعت ۲ m/s و در ضخامت ۰/۲ mm نسبت به ضخامت‌های ۰/۵ mm و ۰/۸ mm به میزان ۱۱۱ °C و ۱۴۱ °C و در سرعت ۳ m/s به میزان ۷۹ °C و ۱۰۷ °C افزایش می‌یابد. همچنین محفظه احتراق با سه جنس مختلف دیواره Al_2O_3 ، SiC و Stainless Steel (SS316) شبیه‌سازی گردیده است. در حالتی که دیواره از جنس Al_2O_3 باشد، بازده بیشتری حاصل می‌گردد. در بخشی دیگر حضور دو ناحیه متخلخل در محفظه منجر به تغییر محل تشکیل شعله گردیده است. بازده تابشی در محفظه با حضور دو ناحیه متخلخل نسبت به محفظه تک‌ناحیه متخلخل در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۶، ۰/۸ و ۱ به ترتیب به میزان ۲۴٪، ۲۷٪ و ۲۸٪ افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: محفظه احتراق ترمو فتوولتائیک، متخلخل، هیدروژن، جنس دیواره، ضخامت دیواره، شبیه‌سازی عددی، تخلخل دو ناحیه‌ای

۱- استادیار (نویسنده پاسخگو): m.abedinejad@alzahra.ac.ir

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد: samaneh.8daliri.72@gmail.com

۳- کارشناس ارشد: A_teymoori@alumni.iust.ac.ir

فهرست علائم و اختصارات

نسبت هم‌ارزی	\emptyset		
نرخ تولید مولی گونه i	ω_i	ضریب پیش‌نمایی	A_i
زیرنویس		ظرفیت گرمایی مخلوط گازی	C_g
واکنش‌دهنده‌ها	R	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت	C_p
محصولات	P	عرض محفظه	d
گونه	i	انرژی فعال‌سازی واکنش	E_i
گاز	g	ارزش حرارتی هیدروژن	H_c
		آنتالپی گونه i	h_i
		ضریب انتقال حرارت حجمی محیط گازی و متخلخل	h_v
		اندازه مسیر ذرات نور	I
		ضریب هدایت گرمایی	k
		ضریب انتقال حرارت هدایتی مخلوط گازی	k_g
		رسانایی گرمایی	k_{rad}
		هدایت حرارتی مؤثر محیط متخلخل	$k_{s,eff}$
		گرمای حرارتی ناحیه متخلخل	k_s
		ضریب انتقال حرارت هدایتی دیواره	k_w
		نرخ آرنیوس	$K_{f,k}$
		جرم مولکولی	M
		تعداد گونه	N
		ثابت عمومی گازها	R_c
		دمای مخلوط گازی	T_g
		دمای شبکه متخلخل	T_s
		دمای دیواره	T_w
		بردار سرعت	\vec{V}
		جرم مولکولی گونه i	W_i
		نماد شیمیایی گونه	X_i
		کسر جرمی	Y
		علائم یونانی	
		نماگر دما واکنش k ام	β_k
		نسبت تخلخل	ϵ
		ضریب تابش دیواره	ϵ_s
		ویسکوزیته دینامیکی	μ
		ضریب استوکیومتری واکنش‌دهنده i در واکنش Γ	$\nu_{i,r}'$
		ضریب استوکیومتری محصول i در واکنش Γ	$\nu_{i,r}''$
		ضریب استوکیومتری محصول j در واکنش Γ	$\nu_{j,r}''$
		چگالی مخلوط گازی	ρ_g
		ثابت استفان - بولتزمن	σ

۱- مقدمه

امروزه طراحی وسایل احتراقی با بازده بالا توجه بسیاری از طراحان سیستم‌های احتراقی را به خود جلب کرده است. با توجه به پژوهش‌های گذشته استفاده از محیط متخلخل در محفظه‌های احتراق تأثیر قابل توجهی در افزایش بازده تابشی محفظه برای کاربرد سیستم‌های ترموفتولتائیک داشته است [۱]. از طرف دیگر از آنجایی که امروزه نیاز فوری به انتقال منابع انرژی پاک بسیار حائز اهمیت است، جهان با یک فوریت در توسعه سوخت‌های جایگزین مواجه است. در میان جایگزین‌های مختلف، هیدروژن مزایای بالقوه‌ای از نظر عرضه متنوع، کاهش انتشار آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای ارائه می‌دهد؛ لذا توجه پژوهشگران و طراحان سیستم‌های احتراقی بیش از قبل به احتراق سوخت هیدروژن معطوف گردیده است.

مشخصه‌های احتراق و راندمان در سیستم‌های ترموفتولتائیک به عواملی نظیر هندسه محفظه، جنس محفظه، ضخامت دیواره، نوع احتراق (پیش‌آمیخته یا غیر پیش‌آمیخته)، حضور محیط متخلخل در محفظه، نوع سوخت ورودی (هیدروژن خالص یا همراه با سوخت‌های دیگر مانند متان)، نسبت هم‌ارزی سوخت، شرایط مرزی سوخت و هوای ورودی (چرخشی یا غیر چرخشی) و غیره وابسته است. وو و همکاران [۲] به شبیه‌سازی عددی احتراق هیدروژن- هوا در یک میکرو محفظه احتراق پرداختند. شبیه‌سازی تحت نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۵، ۰/۶ و ۰/۷ صورت گرفته است. نتایج ایشان نشان داده در سرعت جریان ورودی ثابت هنگامی که نسبت هم‌ارزی مخلوط افزایش یابد، جبهه شعله تمایل به انتشار چرخشی دارد. بهترین نسبت هم‌ارزی در محدوده ۰/۵ تا ۰/۶ و بیشترین دمای دیواره ۱۱۱۰ کلوین گزارش شده است.

محفظه احتراق، محدودیت‌ها از نظر سرعت ورودی و خاموشی شعله افزایش می‌یابد. هم‌چنین دمای تابش و مساحت سطح نقش مهمی در کاربرد سیستم میکروترمو فتوولتائیک دارد.

تعداد زیادی از محققان به منظور دستیابی به راندمان احتراقی بالا به بررسی هندسه‌های متفاوت محفظه‌های احتراق سیستم‌های ترمو فتوولتائیک پرداخته‌اند.

یانگ و همکاران [۹] راندمان حرارتی یک محفظه احتراق دارای دنده چرخشی برای کاربرد در سیستم‌های ترمو فتوولتائیک در دو حالت احتراق پیش آمیخته و غیر پیش آمیخته را با یکدیگر مقایسه کردند. در حالت پیش آمیخته تشکیل شعله سریع‌تر اتفاق افتاده و در نرخ‌های جرمی بالاتر توزیع دمای دیواره بالاتر بوده است. با این حال در حالت غیر پیش آمیخته توزیع دمای دیواره در نرخ‌های جرمی پایین‌تر یکنواخت‌تر بوده است. گیان و همکاران [۱۰] یک محفظه احتراق واگرا با حضور محیط متخلخل را شبیه‌سازی کردند. حداکثر راندمان تابشی در این نوع محفظه نسبت به محفظه غیرواگرا به میزان ۷۰٪ افزایش داشته است.

لی و همکاران [۱۱] اثرات دنده مستطیلی بر بازده میکرومحفظه احتراق گاز هیدروژن را به صورت عددی بررسی کردند. تحت نرخ‌های مختلف جریان جرمی و نسبت‌های هم‌ارزی متفاوت، بازده محفظه با حضور مقطع مستطیلی به‌طور قابل توجهی بیشتر از محفظه احتراق بدون مقطع بوده است. هم‌چنین اگر دنده مستطیلی بسیار نزدیک به شعله پیش مخلوط هیدروژن- هوا باشد، تثبیت و انتشار شعله سخت خواهد بود. نی و همکاران [۱۲] به بررسی احتراق هیدروژن در یک محفظه احتراق T شکل در حضور محیط متخلخل پرداختند. محفظه احتراق T شکل نسبت به محفظه‌های معمولی عملکرد بسیار بهتر و راندمان انرژی بالاتر برای استفاده در سیستم‌های ترمو فتوولتائیک داشته است. هم‌چنین محیط متخلخل منجر به توزیع دمای یکنواخت‌تر دیواره خارجی گردیده است. دمای میانگین دیواره هنگامی که تخلخل از ۰/۵ به ۰/۸ افزایش پیدا کرده ۷/۵۴K افزایش یافته است. هم‌چنین تخلخل ۰/۷ بهینه‌ترین نسبت تخلخل از نظر میانگین دمای دیواره خارجی معرفی شده است. هی و همکاران [۱۳] به مقایسه‌ی ویژگی‌های حرارتی محفظه احتراق با حضور یک پره‌ی

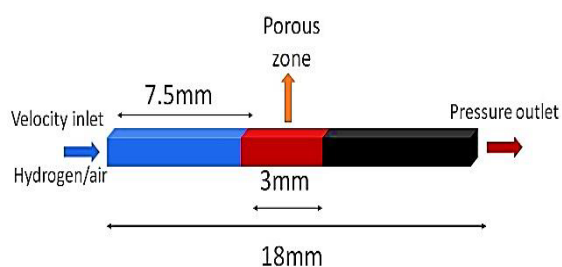
چو و همکاران [۳] تحقیقات خود را بر روی احتراق محیط متخلخل در سیستم‌های ترمو فتوولتائیک انجام دادند. نتایج ایشان نشان داده در سیستم‌های ترمو فتوولتائیک دستیابی به توزیع دمای بالا و یکنواخت در امتداد دیواره حائز اهمیت است. تخلخل محیط تأثیر قابل توجهی بر عملکرد سیستم داشته است؛ هنگامی که نرخ جریان مخلوط هیدروژن- اکسیژن 0.08 g/s و نسبت هم‌ارزی ۰/۹ باشد، انرژی تابشی مفید ۸۱/۲٪ بیشتر از انرژی تابشی نسبت به حالتی است که محیط متخلخل نیست. سو و همکاران [۴] به بررسی احتراق هیدروژن در یک میکرو محفظه متخلخل پرداختند. ویژگی‌های شعله هیدروژن در محیط متخلخل با احتراق معمولی متفاوت بوده و در یک محفظه متخلخل، گرمای واکنش احتراق منجر به پیش گرمایش گازهای نسوخته ورودی گردیده، بنابراین شعله تحت نسبت‌های هم‌ارزی پایین، پایدارتر بوده است. پن و همکاران [۵] به بررسی اثر تخلخل پیش مخلوط هیدروژن- اکسیژن پرداختند. طبق بررسی ایشان تخلخل خیلی زیاد یا خیلی کم باعث تضعیف فرآیند احتراق شده است. لی و همکاران [۶] یک مطالعه عددی بر روی چرخش گرما در یک میکرومحفظه متخلخل انجام دادند. نتایج حاصل از این مقاله نشان داده چرخش مجدد گرما برای حفظ و پایداری شعله بسیار مهم است و محفظه متخلخل دمای شعله بالاتری نسبت به شعله آزاد به دست داده است.

پنگ و همکاران [۷] تأثیر ضخامت دیواره و محیط متخلخل بر عملکرد حرارتی یک میکرو احتراق استوانه‌ای غیر پیش آمیخته با سوخت هیدروژن را بررسی کرده‌اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که ایجاد محیط متخلخل یا افزایش ضخامت جداره خارجی می‌تواند انتقال حرارت را در میکرو محفظه افزایش داده و بر پایداری شعله تأثیر بگذارد. بهترین کارایی انرژی و توزیع دمای بیرونی دیوار زمانی حاصل شده است که ضخامت دیوار 0.6 mm و کل محفظه متخلخل گردیده است.

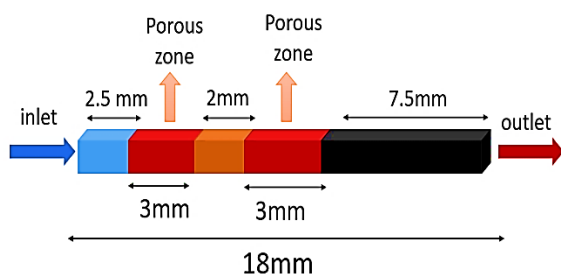
پنگ و همکاران [۸] یک بررسی تجربی و عددی بر روی احتراق پیش آمیخته سوخت هیدروژن در محفظه احتراق استوانه‌ای شکل در حضور محیط متخلخل انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که حضور محیط متخلخل به‌طور بسیار موثری پایداری شعله، انتقال حرارت و انرژی تابشی در محفظه را افزایش داده است. با افزایش قطر

۲- تعریف مسئله و شرایط مرزی

مدل فیزیکی سه بعدی محفظه احتراق مطابق شکل ۱ در نظر گرفته شده است. محفظه به طول ۱۸mm، عرض ۱۰mm، ارتفاع ۱mm و ضخامت دیواره ۰/۵mm و از جنس Stainless steel (SS316) در نظر گرفته شده است. فاصله ورودی تا ابتدای ناحیه متخلخل ۷/۵mm و طول ناحیه متخلخل ۳mm است. دمای ورودی پیش مخلوط سوخت و هوا ۳۰۰K، ضریب انتقال حرارت جابه جایی $15\text{W/m}^2\text{K}$ ، ضریب تابش محیط ۰/۷۵ و تخلخل محیط ۰/۸۸ می باشد [۱۷]. شرایط مرزی در ورودی و خروجی محفظه احتراق به ترتیب سرعت ورودی (۲ m/s و ۳ m/s) و فشار خروجی (۱ atm) در نظر گرفته شده اند. مخلوط پیش آمیخته سوخت و هوا نیز در سه نسبت هم‌ارزی (۰/۶، ۰/۸ و ۱) وارد محفظه احتراق می گردند. همچنین شرط مرزی در نظر گرفته شده بین جامد و سیال، شرط مرزی دیواره‌ی بدون لغزش لحاظ شده است.



شکل (۱): طرح‌واره هندسه محفظه احتراق مورد شبیه‌سازی در شکل ۲ نیز طرح‌واره هندسه محفظه احتراق با حضور دو ناحیه متخلخل ارائه گردیده است. در این هندسه، فاصله ورودی تا اولین و دومین ناحیه متخلخل به ترتیب ۲/۵mm و ۷/۵mm است. سایر شرایط مرزی لحاظ شده در این هندسه هم‌چون محفظه با یک ناحیه متخلخل در نظر گرفته شده است.



شکل (۲): طرح‌واره هندسه محفظه احتراق (با حضور دو ناحیه متخلخل)

داخلی مستقیم و مارپیچی برای کاربرد در سیستم‌های ترمو فتوولتائیک پرداختند. حضور پره‌های مارپیچی به طور بسیار موثری منجر به بهبود عملکرد محفظه احتراق گردیده است. زو و همکاران [۱۴] حضور حفره در محفظه احتراق ترمو فتوولتائیک را بررسی کردند. میانگین دمای دیواره با تغییر سرعت از 8m/s به 12m/s به میزان ۲۶K و با کاهش نسبت هم‌ارزی از ۰/۹ به ۰/۵ به میزان ۳۰K افزایش یافته است.

برخی پژوهشگران نیز حضور هیدروژن در کنار سوخت‌های دیگر نظیر متان یا پروپان در محفظه‌های احتراقی را مورد بررسی قرار داده‌اند. پور علی و همکاران [۱۵] به بررسی اثرات افزودن سوخت هیدروژن بر انتقال حرارت ترکیبی در یک میکرو محفظه‌ی صفحه‌ای با مکانیزم‌های واکنشی دقیق سوخت متان پرداختند. در نهایت ضمن بدست آوردن یک رابطه تجربی برای توزیع دمای دیواره محفظه، نشان دادند که برای مواردی با نسبت نفوذ حرارتی جامد به سیال بیشتر از ۵۰، خواص حرارتی می‌تواند اثر افزودن هیدروژن بر توزیع دمای دیواره را خنثی کند. پنگ و همکاران [۱۶] بر روی احتراق هیدروژن-هوا با اضافه شدن نسبت‌های مختلف مخلوط پروپان در محفظه احتراق پله‌ای با محیط متخلخل بررسی و تحقیق انجام دادند. افزودن ۰/۵٪ پروپان به تغییر محل شعله، مشخصات احتراق و توزیع دمای دیواره خارجی کمک کرده است.

بررسی مقالات فوق و ادبیات موضوع در پژوهش‌های پیشین بیانگر آن است که در اکثر تحقیقات، متخلخل بودن یا نبودن محفظه یا تغییر هندسی محفظه هدف اصلی بوده است و به تأثیر عوامل دیگر بر مشخصه‌های احتراق هیدروژن پیش‌آمیخته و راندمان تابشی محفظه‌های احتراق ترمو فتوولتائیک توجه کمتری شده است؛ لذا مطالعه حاضر قصد دارد پارامترهایی نظیر جنس و ضخامت دیواره را بررسی کرده و درصد تأثیرگذاری آن بر راندمان تابشی را در شرایط مختلف سوخت و هوای ورودی با یکدیگر مقایسه کند. همچنین بررسی‌های میدانی حاکی از آن بود که در هیچ یک از پژوهش‌های مرتبط با محفظه احتراق متخلخل، تأثیر حضور دو ناحیه متخلخل مورد بحث و بررسی قرار نگرفته است؛ لذا در این پژوهش یک محفظه احتراق با حضور دو ناحیه متخلخل تحت نسبت‌های هم‌ارزی متفاوت طراحی و شبیه‌سازی شده و نتایج آن با محفظه در حضور یک ناحیه متخلخل مقایسه گردیده است.

۳- معادلات حاکم

$k_{s,eff}$ نشان دهنده هدایت حرارتی مؤثر محیط متخلخل است که به صورت معادلات ۶ قابل محاسبه است.

$$K_{s,eff} = (1 - \varepsilon)K_s + K_{rad} \quad (6)$$

$$K_{rad} = 16\sigma\varepsilon_s I \frac{T_s^3}{3}$$

ε_s نشان دهنده ضریب تابش دیواره متخلخل است.

معادلات حاکم در مسئله شامل معادلات پیوستگی، مومنتوم و معادلات انرژی در فاز جامد، گازی و فاز شبکه محیط متخلخل است [۱۸].

۳-۱- معادله پیوستگی

$$\nabla \cdot (\varepsilon \rho_g \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

در این معادله ε بیانگر نسبت تخلخل محیط متخلخل، \vec{V} بردار سرعت و ρ_g چگالی مخلوط گازی است.

۳-۶- معادلات انتقال گونه

$$\nabla \cdot (\varepsilon \rho_g \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot (\varepsilon \rho_g \nabla Y_i \vec{V}_i) + \varepsilon \omega_i W_i \quad (7)$$

$$\sum_{i=1}^N v'_{i,r} X_i \Leftrightarrow \sum_{i=1}^N v''_{i,r} X_i \quad (8)$$

معادله (۷) نشان دهنده معادله انتقال گونه‌ها و معادله (۸) بیانگر معادله کلی واکنش است [۱۸]. در این روابط v'_i و v''_i به ترتیب بیانگر ضریب استوکیومتری واکنش دهنده i و محصول i در واکنش r است.

۳-۲- معادله مومنتوم

$$(\vec{V} \cdot \nabla)(\varepsilon \rho_g \vec{V}) = -\varepsilon \nabla P + \mu \nabla^2 (\varepsilon \vec{V}) \quad (2)$$

μ بیانگر ویسکوزیته و P فشار مخلوط گازی در نظر گرفته می‌شود.

۳-۷- معادلات مدل احتراقی

در این مقاله از مدل اضمحلال گردابه - نرخ واکنش محدود (FR-EDM) استفاده شده است [۱۹]. در این مدل نرخ واکنش آرنیوس (۹) [۲۰] و نرخ واکنش از مدل اضمحلال گردابه (۱۰) محاسبه می‌شود [۱۸، ۱۹] و کمترین آن در نظر گرفته می‌شود. در عمل نرخ آرنیوس مانند یک سوئیچ عمل می‌کند و مانع انجام واکنش قبل از تشکیل شعله می‌شود و به محض تشکیل شعله نرخ اضمحلال گردابه از آرنیوس کوچکتر بوده و واکنش‌ها از نوع اختلاط محدود خواهد بود.

$$k_{fk} = A_i T_g^{\beta_k} \exp\left(-\frac{E_i}{R_c T_g}\right) \quad (9)$$

$$R_i = \min \left\{ \left. \begin{aligned} & v'_{i,r} M_i A_i \rho \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} M_R} \right) \\ & v'_{i,r} M_i A_i B_i \rho \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\sum_P Y_P}{\sum_j v'_{j,r} M_j} \right) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

۳-۳- معادله انرژی فاز جامد

$$\nabla \cdot (K_w \nabla T_w) = 0 \quad (3)$$

T_w و K_w به ترتیب ضریب انتقال حرارت هدایتی و دمای دیواره است.

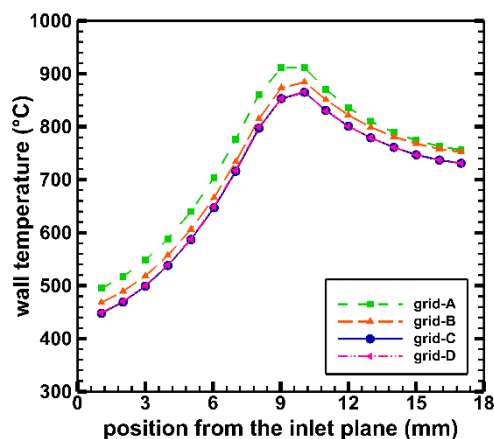
۳-۴- معادله انرژی فاز گازی

$$\nabla \cdot (c_g \rho_g \vec{V} T_g) + \sum_i \rho_g \varepsilon Y_i v_i c_g \nabla T_g = \varepsilon \nabla \cdot ((K_g + c_g \rho_g D) \nabla T_g) - \varepsilon \sum_i \omega_i h_i W_i + h_v (T_s - T_g) \quad (4)$$

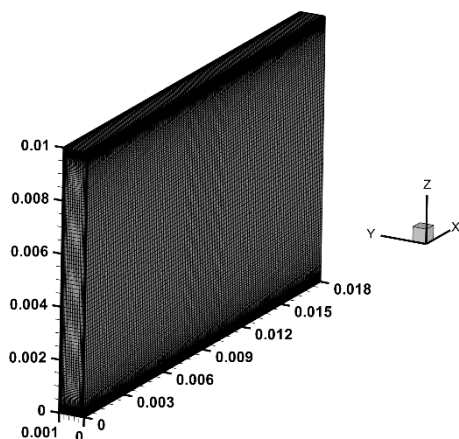
c_g و k_g ظرفیت گرمایی مخلوط گازی و ضریب انتقال حرارت هدایتی مخلوط گازی هستند.

۳-۵- معادله انرژی در شبکه محیط متخلخل

$$\frac{\partial}{\partial x} (K_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (K_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (K_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial z}) + h_v (T_g - T_s) = 0 \quad (5)$$



شکل (۳): بررسی عدم وابستگی حل به تعداد سلول‌های محاسباتی با نسبت هم‌ارزی ۰/۸ و سرعت ورودی ۲m/s



شکل (۴): شبکه‌بندی نهایی استفاده شده شبیه‌سازی حاضر (اندازه‌ها بر حسب متر)

پس از بررسی استقلال حل از اندازه شبکه نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی اعتبارسنجی شده است. شکل‌های ۵ و ۶ توزیع دما بر روی دیواره محفظه احتراق در سه نسبت هم‌ارزی (۰/۶، ۰/۸ و ۱) و دو سرعت ورودی (۲m/s و ۳m/s) مختلف نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود با افزایش نسبت هم‌ارزی و سرعت ورودی (بالتبع ورود بیشتر سوخت به محفظه)، بیشینه دمای دیواره افزایش می‌یابد. همچنین بیشینه دما تقریباً در میانه محفظه احتراق و ناحیه متخلخل شکل می‌گیرد. مشاهده می‌گردد توافق رضایت‌بخشی میان مقایسه نتایج عددی و داده‌های تجربی [۱۷] حاصل شده است. بیشترین خطا (۱۴٪) در حالت سرعت ورودی ۲m/s و نسبت هم‌ارزی ۱ مشاهده می‌شود که می‌تواند ناشی از ثابت در نظر گرفتن ضریب صدور تشعشعی دیواره در دماهای مختلف باشد.

در این روابط نیز Y_P و Y_R مشخص کننده کسر جرمی واکنش دهنده و محصول است. A و B نیز به ترتیب دارای مقادیر ثابت ۴ و ۰/۵ هستند.

نسبت هم‌ارزی مطابق رابطه (۱۱) نسبت نظری هوا-سوخت به نسبت واقعی هوا-سوخت و یا نسبت واقعی سوخت-هوا به نسبت نظری آن تعریف می‌گردد [۲۱].

$$\phi = \frac{(A/F)_{stoic}}{(A/F)_{real}} = \frac{(F/A)_{real}}{(F/A)_{stoic}} \quad (11)$$

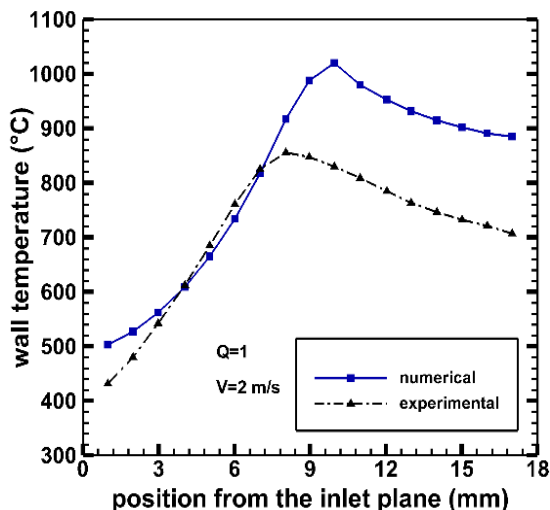
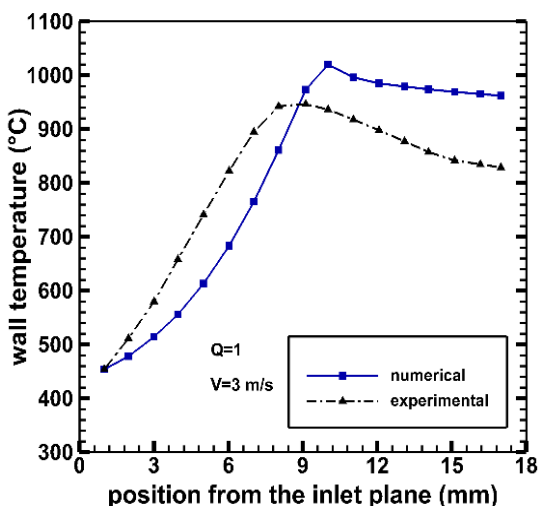
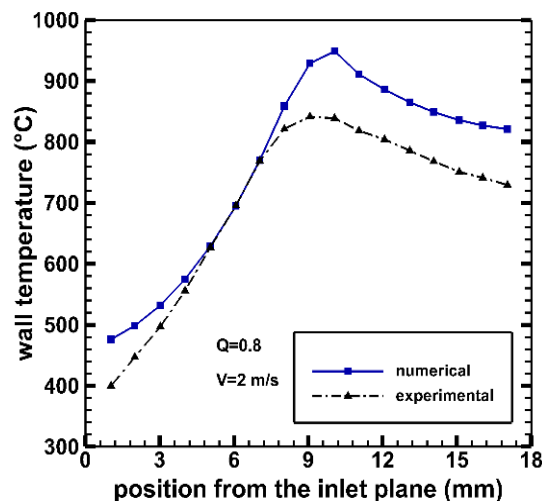
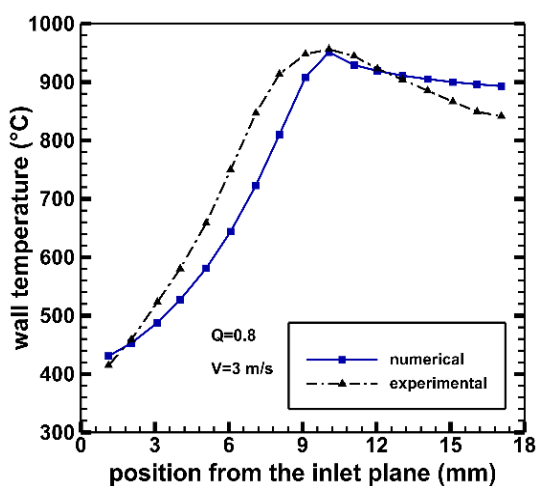
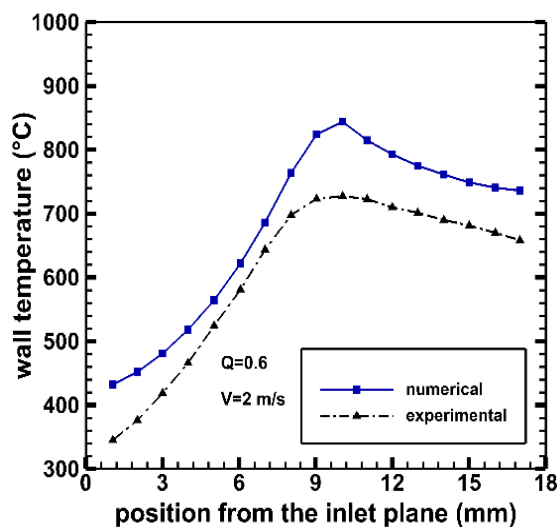
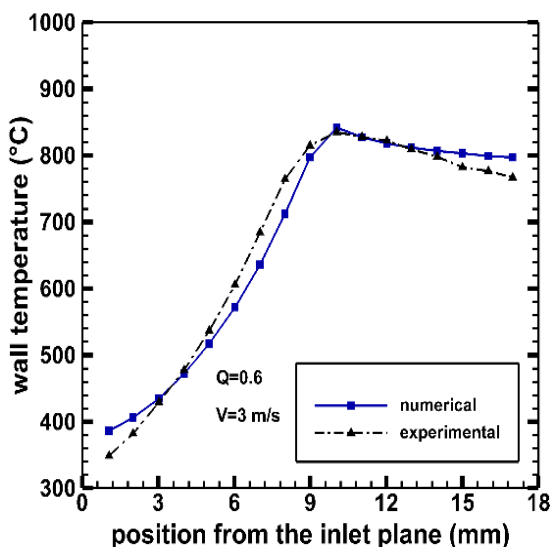
بر اساس تحقیقات پیشین [۲۲-۲۶]، در این پژوهش از مدل اغتشاشی $k-\epsilon$ Realizable [۲۷] و مدل تابشی P1 [۲۸] نیز جهت در نظر گرفتن تأثیر تابش در محفظه استفاده شده است. راندمان تابشی طبق رابطه ۱۲ محاسبه می‌گردد که در آن σ ثابت استفان-بولتزمن، ϵ_s ضریب انتقال حرارت تابشی، $L_i = 1mm$ ، d عرض محفظه، H_c ارزش حرارتی هیدروژن در نظر گرفته شده است [۲۹].

$$\eta = \frac{2 \times \epsilon_s \sigma \times d \sum_{i=1}^N T_{w,i}^4 L_i}{\dot{m}_{h_2} H_c} \quad (12)$$

از الگوریتم coupled به منظور اتصال عبارات فشار و سرعت استفاده شده است. حل مسئله با رسیدن به مقدار باقی‌مانده 10^{-6} و همگرایی مقدار جرم در خروجی در محفظه ادامه یافته است.

۴- بررسی استقلال نتایج از اندازه شبکه و اعتبارسنجی

به جهت دستیابی به نتایج مستقل از شبکه، از چهار سایز شبکه‌بندی به منظور شبیه‌سازی جریان در محفظه احتراق استفاده گردیده است. شبکه‌های «الف»، «ب»، «ج» و «د» به ترتیب دارای ۲۸۰ هزار، ۴۰۰ هزار، ۸۰۰ هزار و یک میلیون و ۲۰۰ هزار سلول محاسباتی هستند. شکل ۳ وابستگی نتایج به تعداد سلول‌های محاسباتی را نشان می‌دهد. مشاهده می‌گردد با افزایش تعداد شبکه از ۸۰۰ هزار به یک میلیون و ۲۰۰ هزار سلول، نتایج تغییر محسوسی نداشته است. لذا از شبکه ۸۰۰ هزارتایی برای شبیه‌سازی جریان درون محفظه استفاده شده است. در شکل ۴ هندسه شبکه‌بندی شده محفظه احتراق مشاهده می‌شود. هندسه به صورت سازمان‌یافته و با سلول‌های متراکم در نزدیکی دیواره و مقدار تقریبی Y^+ برابر با ۳۰ شبکه‌بندی شده است.



شکل (۶): اعتبارسنجی دمای دیواره شبیه‌سازی شده حاضر با داده‌های تجربی در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف و سرعت ورودی 3 m/s

شکل (۵): اعتبارسنجی دمای دیواره شبیه‌سازی شده حاضر با داده‌های تجربی در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف و سرعت ورودی 2 m/s

۵- ارائه نتایج و بحث

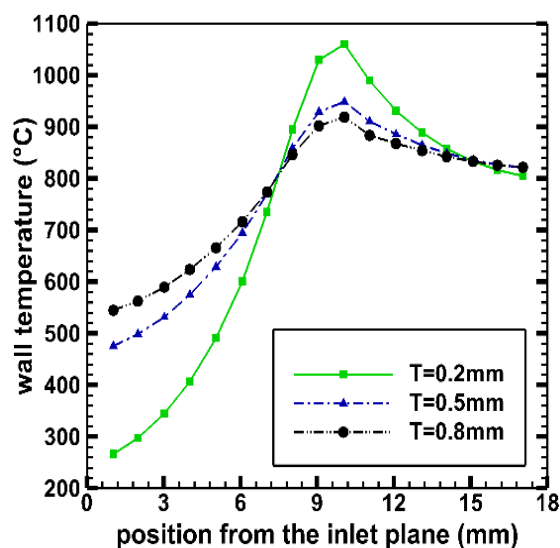
در این بخش نتایج مربوط به شبیه‌سازی محفظه‌هایی با جنس و ضخامت‌های دیواره مختلف ارائه می‌گردد.

۵-۱- تأثیر ضخامت دیواره محفظه احتراق

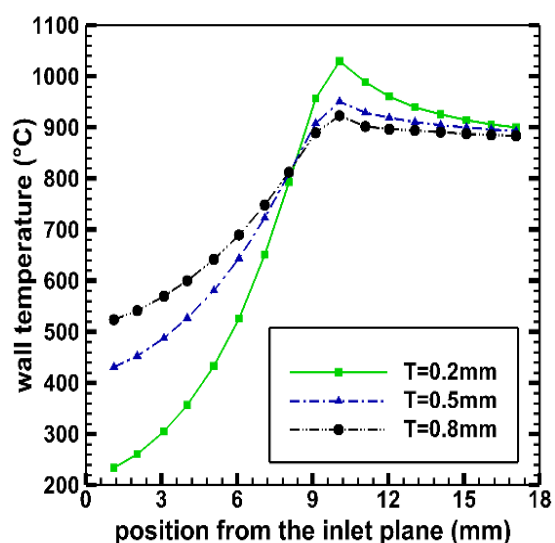
ضخامت دیواره به‌عنوان یک پارامتر مهم و تأثیرگذار بر دمای دیواره خارجی شناخته می‌شود. در این بخش تأثیر ضخامت بر دمای دیواره خارجی محفظه مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور، در نسبت هم‌ارزی ۰/۸ و سرعت‌های ورودی ۲m/s و ۳m/s محفظه‌های احتراق با ضخامت‌های دیواره (۰/۲، ۰/۵، ۰/۸mm) شبیه‌سازی شده و دمای دیواره در این سه ضخامت مختلف مقایسه شده است. همان‌طور که در شکل‌های ۷ و ۸ مشاهده می‌شود، کاهش ضخامت دیواره باعث افزایش بیشینه دمای دیواره خارجی محفظه گردیده است. به‌طوری‌که در سرعت ۲m/s و ضخامت دیواره ۰/۲mm بیشینه دما نسبت به ضخامت‌های ۰/۵mm و ۰/۸mm به میزان ۱۱۱ °C و ۱۴۱ °C و در سرعت ۳m/s به میزان ۷۹ °C و ۱۰۷ °C افزایش داشته است. همچنین مشاهده می‌شود با کاهش ضخامت، دمای دیواره خارجی در ناحیه پیش‌گرمایش (ورودی تا تشکیل شعله) کاهش می‌یابد. از آنجایی‌که رسانایی گرمایی به‌عنوان یک عامل با تأثیرگذاری دوگانه در پایداری احتراق نقش به‌سزایی دارد [۳۰] و در راستای طولی محفظه منجر به نفوذ حرارتی و پیش‌گرمایش سوخت و هوای ورودی می‌شود و در راستای عرضی محفظه منجر به افت حرارتی می‌گردد؛ لذا هنگامی‌که ضخامت کاهش پیدا می‌کند میزان انتقال حرارت رسانشی بین مخلوط و دیواره در راستای عرضی افزایش می‌یابد. از طرفی شکل‌گیری شعله تقریباً در نزدیکی ناحیه متخلخل رخ می‌دهد. بنابراین نفوذ حرارتی و میزان حرارتی که توسط مخلوط ورودی در ناحیه پیش‌گرمایش جذب می‌شود، کاهش یافته و این امر باعث شده دمای دیواره خارجی در ناحیه پیش‌گرمایش با کاهش ضخامت، کم شود.

شکل ۹ تأثیر ضخامت دیواره بر راندمان تابشی محفظه احتراق در سرعت‌های ورودی ۳m/s و ۲m/s نشان می‌دهد. بالاترین راندمان تابشی در ضخامت دیواره ۰/۲mm و در

سرعت ۲m/s حاصل شده است. با افزایش ضخامت، راندمان تابشی نیز کاهش یافته است. همچنین با افزایش سرعت از ۲m/s به ۳m/s راندمان کاهش می‌یابد. زیرا بر اساس معادله ۱۲ دبی جرمی سوخت با راندمان تابشی رابطه عکس دارد. لذا هرچند با افزایش سرعت دمای دیواره خارجی افزایش یافته است؛ اما این افزایش دما آن قدر نبوده که بتواند تأثیر دبی جرمی بر راندمان تابشی را پوشش دهد. لذا با افزایش سرعت نیز راندمان تابشی کاهش یافته است.

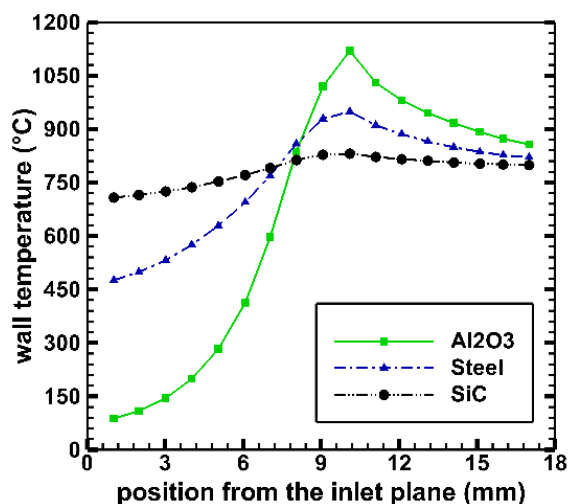


شکل (۷): مقایسه تأثیر ضخامت‌های مختلف دیواره محفظه احتراق بر دمای دیواره خارجی در نسبت هم‌ارزی ۰/۸ و سرعت ۲m/s



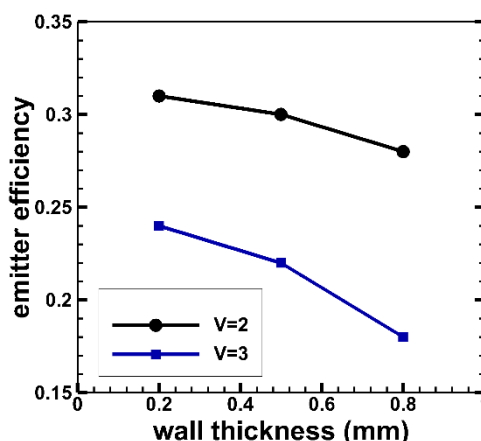
شکل (۸): مقایسه تأثیر ضخامت‌های مختلف دیواره محفظه احتراق بر دمای دیواره خارجی در نسبت هم‌ارزی ۰/۸ و سرعت ۳m/s

شبهه‌سازی در نسبت هم‌ارزی ۰/۸ و سرعت ۲m/s انجام شده است. شکل ۱۰ تأثیر جنس دیواره بر توزیع دمای دیواره محفظه را نشان می‌دهد. با توجه به جدول ۱ بیشترین ضریب انتقال حرارت رسانی و تابشی مربوط به SiC است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش ضریب انتقال حرارت رسانی، توزیع دمای دیواره خارجی حالت یکنواخت‌تری پیدا کرده است. در حالت به‌کارگیری از Al_2O_3 ، به دلیل ضریب رانش کم، انتقال حرارت هدایت کمتری در طول دیواره محفظه احتراق (به سمت ورودی محفظه) انجام می‌شود. لذا بیشینه دمای دیواره خارجی (°C) ۱۱۲۰ در جنس محفظه Al_2O_3 حاصل شده است. این عدد برای جنس Steel برابر با ۹۴۹ °C بوده است.



شکل (۱۰): بررسی تأثیر جنس دیواره محفظه احتراق بر دمای دیواره خارجی

شکل ۱۱ تأثیر جنس دیواره محفظه بر راندمان تابشی را نشان می‌دهد. در میان این سه جنس دیواره، بالاترین راندمان تابشی مربوط به جنس دیواره Al_2O_3 به دست آمده است و پایین‌ترین راندمان مربوط به جنس دیواره SiC بوده است. راندمان تابشی در حالت استفاده از جنس محفظه Al_2O_3 نسبت به جنس محفظه Steel به مقدار ۳/۳٪ افزایش و در حالت استفاده از جنس محفظه SiC نسبت به Steel به میزان ۶٪ کاهش یافته است. این رخداد مطابق است با توزیع دما بر روی دیواره خارجی محفظه (شکل ۱۰) که مجموع توان ۴ دمای دیواره در حالت به‌کارگیری Al_2O_3 و Steel برای جنس دیواره بیشتر از زمانی است که از SiC استفاده شده است.



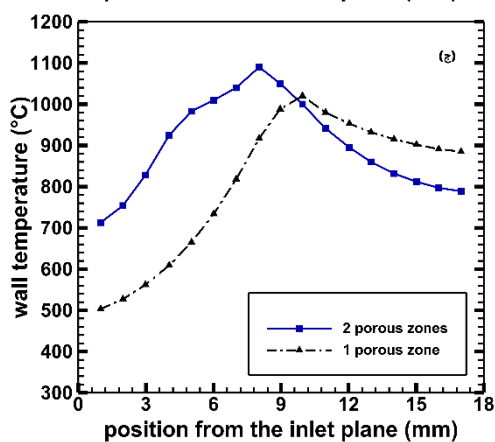
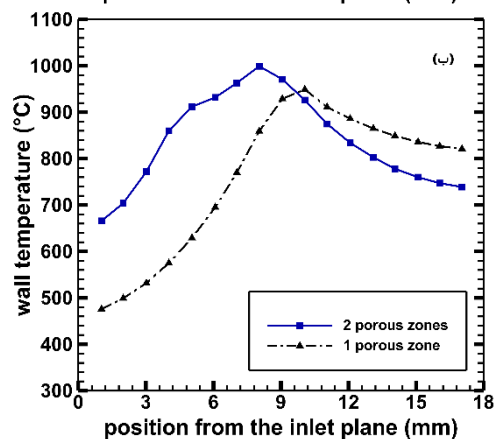
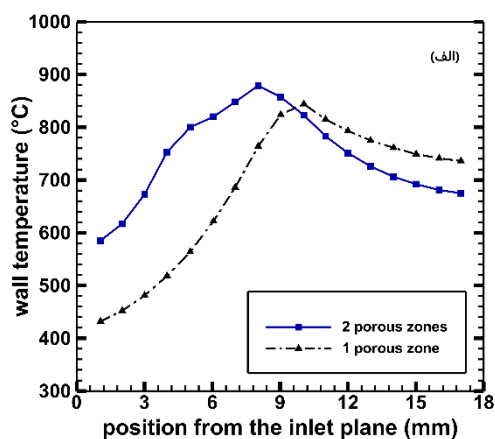
شکل (۹): مقایسه راندمان تابشی ضخامت‌های مختلف دیواره محفظه احتراق در نسبت هم‌ارزی ۰/۸ و سرعت‌های ۳m/s و ۲m/s

۲-۵- تأثیر جنس دیواره محفظه احتراق

در مطالعات گذشته Al_2O_3 و SiC به عنوان موادی مناسب برای جنس دیواره محفظه‌های احتراق شناسایی و معرفی شده‌اند [۳۱]. لذا در این بخش محفظه‌های احتراق ترمو فتوولتائیک با جنس Al_2O_3 و SiC شبهه‌سازی شده و به مقایسه راندمان تابشی آن‌ها با جنس محفظه Stainless Steel (SS316) پرداخته شده است. جدول ۱ مشخصات ترموفیزیکی سه جنس فوق را نشان می‌دهد.

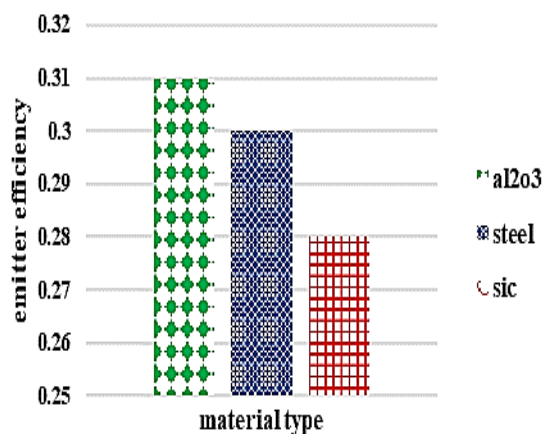
جدول (۱): خواص فیزیکی جنس‌های مختلف دیواره محفظه احتراق [۳۱]

جنس دیواره	Al_2O_3	SiC	SS316
چگالی (kg/m^3)	۳۹۷۰	۳۱۰۰	۷۹۸۰
گرمای ویژه در فشار ثابت ($J/kg.K$)	۱۰۰۰	۲۷۵	۵۰۰
ضریب انتقال حرارت هدایتی ($W/m.K$)	۲/۰۹	۹۲	۲۰/۹
ضریب انتقال حرارت تابشی	۰/۷	۰/۸	۰/۷۵



شکل (۱۲): مقایسه محفظه‌های احتراق با حضور دو ناحیه متخلخل و یک ناحیه متخلخل در سرعت ۲m/s و نسبت‌های هم‌ارزی الف) ۰/۶، ب) ۰/۸ و ج) ۱

در شکل ۱۳ راندمان تابشی محفظه احتراق در حالت حضور دو ناحیه متخلخل با حالت تک ناحیه متخلخل در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۶، ۰/۸ و ۱ مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. مشاهده می‌گردد راندمان تابشی در محفظه با حضور دو ناحیه متخلخل نسبت به محفظه تک‌ناحیه در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۶، ۰/۸ و ۱ به ترتیب به میزان ۲۴٪،

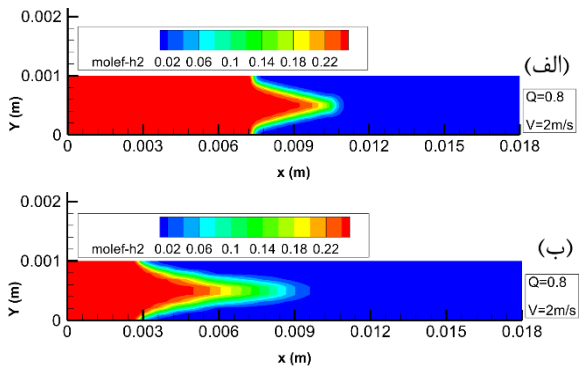


شکل (۱۱): مقایسه راندمان تابشی جنس‌های مختلف دیواره محفظه احتراق

۵-۳- بررسی تأثیر دو ناحیه متخلخل در محفظه احتراق

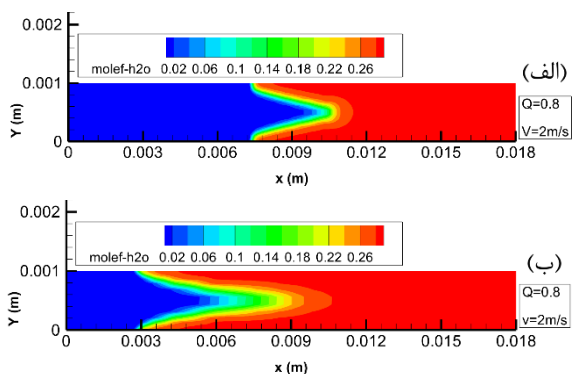
در پژوهش‌های گذشته [۶] تأثیر یک ناحیه متخلخل در محفظه احتراق بررسی شده است. در این بخش محفظه احتراق با حضور دو ناحیه متخلخل با ضخامت یکسان در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف شبیه‌سازی و نتایج با محفظه تک‌ناحیه متخلخل نیز مقایسه شده است. در شکل ۱۲ به مقایسه تأثیر حضور یک و دو ناحیه متخلخل بر دمای دیواره خارجی در نسبت هم‌ارزی‌های ۰/۶، ۰/۸ و ۱ پرداخته شده است. حضور دو ناحیه متخلخل در هر سه نسبت هم‌ارزی سبب افزایش دمای دیواره خارجی شده است؛ به طوری که بیشینه دما در محفظه احتراق با حضور دو ناحیه متخلخل نسبت به محفظه تک‌ناحیه متخلخل در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۶، ۰/۸ و ۱ به ترتیب به میزان ۴٪، ۵/۳٪ و ۶/۸٪ افزایش داشته است. این می‌تواند ناشی از افزایش هدایت حرارتی موثر در محیط متخلخل ($k_{s,eff}$) (مطابق معادله ۶) در حالت دو ناحیه متخلخل باشد که به موجب آن دمای دیواره خارجی نیز افزایش می‌یابد. با افزایش هدایت حرارتی موثر در طول ناحیه متخلخل (محل شکل‌گیری شعله)، انتقال حرارت با سرعت بیشتری در جهت پائین دست، عرضی و البته بالادست انجام می‌شود و سبب افزایش دمای مخلوط گازی در نزدیک دیواره می‌گردد.

ورودی 2 m/s و نسبت هم‌ارزی 0.8 نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود کاهش کسر مولی گونه h_2 که نشان از مصرف سوخت می‌باشد در محفظه با حضور دو ناحیه متخلخل نسبت به محفظه با حضور یک ناحیه متخلخل سریع‌تر اتفاق می‌افتد.



شکل (۱۵): توزیع کسر مولی گونه h_2 در محفظه با حضور (الف) یک ناحیه متخلخل و (ب) دو ناحیه متخلخل

شکل ۱۶ توزیع کسر مولی گونه h_2O در صفحه میانی برای دو حالت تک و دو ناحیه متخلخل با سرعت ورودی 2 m/s و نسبت هم‌ارزی 0.8 نشان می‌دهد. بر اساس کانتورهای توزیع کسر مولی گونه h_2O مشخص می‌گردد نرخ تشکیل گونه h_2O تا با h_2 افزایش می‌یابد؛ همچنین تشکیل شعله پایدار در محفظه احتراق با حضور دو ناحیه متخلخل سریع‌تر اتفاق می‌افتد.



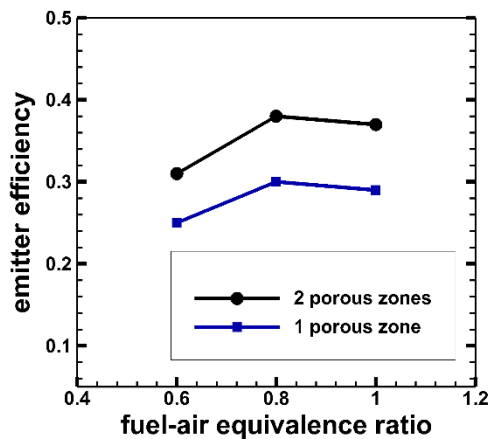
شکل (۱۶): توزیع کسر مولی گونه h_2O در محفظه با حضور (الف) یک ناحیه متخلخل و (ب) دو ناحیه متخلخل

۶- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر پس از اعتبارسنجی نتایج و انتخاب مدل احتراقی، مغشوش و تابشی مناسب، تأثیر جنس و ضخامت دیواره و همچنین حضور دو ناحیه متخلخل در محفظه مورد

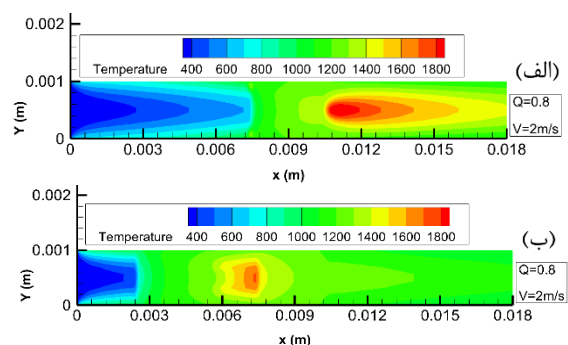
بررسی عددی تأثیرات جنس، ضخامت دیواره، تخلخل یک و دو ناحیه‌ای در...: محمدصادق عابدی نژاد و همکاران

۲۷٪ و ۲۸٪ افزایش داشته که برگرفته از افزایش دمای دیواره (شکل ۱۲) است.



شکل (۱۳): مقایسه راندمان تابشی محفظه‌های احتراق با حضور یک و دو ناحیه متخلخل

شکل ۱۴ توزیع دما بر روی صفحه میانی محفظه احتراق برای دو حالت تک و دو ناحیه متخلخل با سرعت ورودی 2 m/s و نسبت هم‌ارزی 0.8 نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود در حالت حضور دو ناحیه متخلخل نسبت به تک ناحیه متخلخل، شعله در فاصله نزدیک‌تری به بالادست جریان شکل گرفته است.



شکل (۱۴): توزیع دما در صفحه میانی محفظه احتراق با حضور (الف) یک ناحیه متخلخل و (ب) دو ناحیه متخلخل

در واقع حضور دو ناحیه متخلخل در محفظه باعث شده در ناحیه پیش‌گرمایش، دمای دیواره خارجی نسبت به محفظه تک ناحیه متخلخل بالاتر باشد. همین‌طور بیشینه دما در فاصله کوتاه‌تری تا ورودی محفظه حاصل گردد (مطابق شکل ۱۲).

شکل ۱۵ توزیع کسر مولی گونه h_2 در صفحه میانی برای دو حالت تک و دو ناحیه متخلخل با سرعت

[6] Li J, Li Q, Shi J, Liu X, Guo Z. Numerical study on heat recirculation in a porous micro-combustor. *Combust. Flame.* 2016;171:152-61. DOI: 10.1016/j.combustflame.2016.06.007

[7] Peng Q, Jiaqiang E, Chen J, Zuo W, Zhao X, Zhang Z. Investigation on the effects of wall thickness and porous media on the thermal performance of a non-premixed hydrogen fueled cylindrical micro combustor. *Energy Convers. Manage.* 2018;155:276-86. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.10.095

[8] Peng Q, Yang W, Jiaqiang E, Xu H, Li Z, Yu W, et al. Experimental investigation on premixed hydrogen/air combustion in varied size combustors inserted with porous medium for thermophotovoltaic system applications. *Energy Convers. Manage.* 2019; 200; 112086. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.112086

[9] Yang X, Zhao L, He Z, Dong S, Tan H. Comparative study of combustion and thermal performance in a swirling micro combustor under premixed and non-premixed modes. *Appl. Therm. Eng.* 2019;160:114110. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114110

[10] Qian P, Liu M, Li X, Xie F, Huang Z, Luo C, et al. Combustion characteristics and radiation performance of premixed hydrogen/air combustion in a mesoscale divergent porous media combustor. *Int. J. Hydrogen Energy.* 2020;45(7):5002-13. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2019.12.094

[11] Li Q, Zuo W, Zhang Y, Li J, He Z. Effects of rectangular rib on exergy efficiency of a hydrogen-fueled micro combustor. *Int. J. Hydrogen Energy.* 2020;45(16):10155-63. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2020.01.221

[12] Ni S, Zhao D, Becker S, Tang A. Thermodynamics and entropy generation studies of a T-shaped micro-combustor: effects of porous medium and ring-shaped ribs. *Appl. Therm. Eng.* 2020;175:115374. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115374

[13] He Z, Yan Y, Li X, Shen K, Li J, Zhang Z. Comparative investigation of combustion and thermal characteristics of a conventional micro combustor and micro combustor with internal straight/spiral fins for thermophotovoltaic system. *Int. J. Hydrogen Energy.* 2021;46(42):22165-79. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2021.04.030

[14] Zuo W, Zhang Y, Li Q, Li J, He Z. Numerical investigations on hydrogen-fueled micro-cylindrical combustors with cavity for micro-thermophotovoltaic applications. *Energy.* 2021;223:120098. DOI: 10.1016/j.energy.2021.120098

[15] Pourali M, Esfahani JA, Fanaee SA, Bastiaans RJ, Kim KC. Effect of hydrogen addition on conjugate heat transfer in a planar micro-combustor with the detailed reaction mechanism: An analytical approach. *Int. J. Hydrogen Energy.* 2020;45(30):15425-40. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2020.03.236

[16] Peng Q, Yang W, Jiaqiang E, Li Z, Xu H, Fu G, et al. Investigation on H₂/air combustion with C₃H₈ addition in the combustor with part/full porous medium. *Energy*

بررسی قرار گرفت. سه ضخامت مختلف ۰/۲mm، ۰/۵mm و ۰/۸mm در نسبت هم‌ارزی ثابت ۰/۸ و سرعت‌های ۲m/s و ۳m/s شبیه‌سازی شد. نتایج نشان داد با کاهش ضخامت دیواره، بیشینه دمای دیواره خارجی افزایش یافته است. بیشینه دما در سرعت ۲m/s و در ضخامت ۰/۲mm نسبت به ضخامت‌های ۰/۵mm و ۰/۸mm به میزان ۱۱۱°C و ۱۴۱°C و در سرعت ۳m/s به میزان ۷۹°C و ۱۰۷°C افزایش داشته و این افزایش دمای دیواره خارجی به بهبود راندمان تابشی محفظه در ضخامت‌های پایین دیواره کمک کرده است. ضخامت دیواره همچنین در سرعت‌های پایین مخلوط ورودی تأثیرگذاری بالاتری بر راندمان تابشی محفظه داشته است.

حضور دو ناحیه متخلخل به دلیل افزایش هدایت حرارتی موثر منجر به افزایش بیشینه دمای دیواره خارجی در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۶، ۰/۸ و ۱ به میزان ۴٪، ۵/۳٪ و ۶/۸٪ گردیده است.

راندمان تابشی در محفظه با حضور دو ناحیه متخلخل نسبت به محفظه تک ناحیه در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۶، ۰/۸ و ۱ به ترتیب به میزان ۲۴٪، ۲۷٪ و ۲۸٪ افزایش داشته که برگرفته از افزایش دمای دیواره (شکل ۱۲) است.

بالاترین راندمان تابشی به ترتیب به مقدار ۰/۳۱، ۰/۳۰ و ۰/۲۸ در حالت به‌کارگیری Al₂O₃، Stainless Steel و SiC به عنوان جنس دیواره به دست آمده است.

۵- مراجع

[1] Wang Y, Zeng H, Shi Y, Cao T, Cai N, Ye X, et al. Power and heat co-generation by micro-tubular flame fuel cell on a porous media burner. *Energy.* 2016;109:117-23. DOI:10.1016/j.energy.2016.04.095

[2] Wu M, Hua J, Kumar K. An improved micro-combustor design for micro gas turbine engine and numerical analysis. *J. Micromech. Microeng.* 2005;15(10):1817. DOI:10.1088/0960-1317/15/10/005

[3] Chou S, Yang W, Li J, Li Z. Porous media combustion for micro thermophotovoltaic system applications. *Appl. Energy.* 2010;87(9):2862-7. DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.06.039

[4] Su S-S, Hwang S-J, Lai W-H. On a porous medium combustor for hydrogen flame stabilization and operation. *Int. J. Hydrogen Energy.* 2014;39(36):21307-16. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2014.10.059

[5] Pan J, Wu D, Liu Y, Zhang H, Tang A, Xue H. Hydrogen/oxygen premixed combustion characteristics in micro porous media combustor. *Appl. Energy.* 2015;160:802-7. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.11.1081

- [29] Li J, Chou S, Li Z, Yang W. Characterization of wall temperature and radiation power through cylindrical dump micro-combustors. *Combust. Flame.* 2009;156(8):1587-93. DOI :10.1016/j.combustflame.2009.05.003
- [30] Weinberg F. Combustion temperatures: the future?. *Nature.* 1971;233(5317):239-41. DOI :10.1038/233239a0
- [31] Wu Y, Peng Q, Yang M, Shan J, Yang W. Entropy generation analysis of premixed hydrogen-air combustion in a micro combustor with porous medium. *Chem. Eng. Process. Process Intensif.* 2021; 168:108566. DOI :10.1016/j.ccep.2021.108566
- Convers. Manage. 2021;228:113652. DOI:10.1016/j.enconman.2020.113652
- [17] Li J, Chou S, Li Z, Yang W. Experimental investigation of porous media combustion in a planar micro-combustor. *Fuel.* 2010;89(3):708-15. DOI: 10.1016/j.fuel.2009.06.026
- [18] Qian P, Liu M, Li X, Xie F, Huang Z, Luo C, et al. Effects of bluff-body on the thermal performance of micro thermophotovoltaic system based on porous media combustion. *Appl. Therm. Eng.* 2020;174:115281. DOI :10.1016/j.applthermaleng.2020.115281
- [19] Guessab A, Aris A, Bounif A. Simulation of turbulent piloted methane non-premixed flame based on combination of finite-rate/eddy-dissipation model. *Mechanics.* 2013;19(6):657-64. DOI :10.5755/j01.mech.19.6.6000
- [20] Fanaee SA, Abbaszadeh M. The thermal-fluid investigation of effects of different wall boundary conditions on platinum catalytic micro-channel combined with a thermoelectric system. *Alexandria Eng. J.* 2021;60(6):5675-85. DOI :10.1016/j.aej.2021.04.049
- [21] Bidabadi M, Abedinejad M, Fereidooni J. Modeling of the propagation of a reaction front in fixed bed combustion of wood particles. *J. Mech.* 2011;27(3):453-9. DOI :10.1017/jmech.2011.48
- [22] Bazdidi-Tehrani F, Sharifi-Sedeh E, Abedinejad MS. Effects of alumina nanoparticles on evaporation and combustion characteristics of diesel fuel droplets. *J. Taiwan Inst. Chem. Eng.* 2023;143:104713. DOI: 10.1016/j.jtice.2023.104713
- [23] Bazdidi-Tehrani F, Yazdani Ahmadabadi H, Abedinejad MS. Analysis of Influence of Variable Airflow Distribution on Reactive Flow in a Gas Turbine Model Combustion Chamber. *Fuel and Combustion.* 2015;8(2):13-32. (In Persian)
- [24] Bazdidi Tehrani F, Sharifi Sade E, Abedinejad MS. Analysis of Influence of Alumina Nanoparticles Addition on Diesel Fuel Droplets Evaporation in A Model Gas Turbine Combustion Chamber. *Fluid Mechanics & Aerodynamics Journal.* 2021;9(2):101-11. (In Persian) <https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.23223278.1399.9.2.8.8>
- [25] Mohammadi M, Abedinejad MS. Analysis of NO Formation and Entropy Generation in a Reactive Flow. *Aerospace.* 2022;9(11):666. DOI: 10.3390/aerospace9110666
- [26] Bazdidi-Tehrani F, Abedinejad MS, Yazdani-Ahmadabadi H. Influence of Variable Air Distribution on Pollutant Emissions in a Model Wall Jet Can Combustor. *Heat Transfer Res.* 2018;49(17). DOI: 10.1615/HeatTransRes.2018025102
- [27] Shih T-H, Liou WW, Shabbir A, Yang Z, Zhu J. A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. *Comput. Fluids.* 1995;24(3):227-38. DOI :10.1016/0045-7930(94)00032-T
- [28] Sazhin S, Sazhina E, Faltsi-Saravelou O, Wild P. The P-1 model for thermal radiation transfer: advantages and limitations. *Fuel.* 1996;75(3):289-94. DOI :10.1016/0016-2361(95)00269-3