

## تحلیل عددی جایگزینی مشعل‌های متخلخل بجای مشعل‌های اتمسفریک در گرمکن‌های ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز

سید عبدالمهدی هاشمی<sup>۱\*</sup>، رضا اشرفی<sup>۲</sup>، قنبرعلی شیخزاده<sup>۳</sup>، ناهید زمان<sup>۴</sup>

کاشان، کیلومتر ۶ بلوار قطب راوندی، دانشگاه کاشان

(سید عبدالمهدی هاشمی: \*Hashemi@kashanu.ac.ir)

### چکیده

یکی از مشکلات ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز، مسدود شدن روزنه عبور گاز بر اثر کاهش دما در رگلاتور است. به منظور پیشگیری از این مشکل، گاز را قبل از کاهش فشار بوسیله گرمکن گرم می‌کنند. در این گرمکن‌ها، لوله‌های عبور گاز طبیعی، سیال واسطه و لوله‌آتش برای عبور سیال داغ وجود دارند. سیال داغ که حاوی انرژی گرمایی بالا است، محصولات احتراق بوده که حاصل از واکنش مخلوط سوخت و هوا در مشعل اتمسفریک می‌باشد. از آنجا که تکنولوژی استفاده از مشعل متخلخل مزیت‌های زیادی را در سیستم‌های احتراقی ایفا می‌کند، ایده بکارگیری اینگونه مشعل‌ها به جای مشعل اتمسفریک در گرمکن مطرح شده است. در مشعل‌های متخلخل به طور عمده از خاصیت تابشی بالای محیط متخلخل استفاده شده که منجر به صرفه‌جویی در مصرف سوخت و دستیابی به راندمان حرارتی بالاتر نسبت به مشعل‌های معمولی می‌شود. در این مطالعه با استفاده از شبیه‌سازی عددی، جایگزینی مشعل‌های متخلخل در گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار، بجای مشعل‌های اتمسفریک مورد بحث قرار گرفته است. در ابتدا با مدل کردن مشعل اتمسفریک در لوله‌آتش گرمکن، میزان شار حرارتی تولید شده در نسبت تعادل‌های مختلف به طور عددی مورد بررسی قرار گرفته است. در ادامه با مدل‌سازی مشعل متخلخل در ابعاد و نسبت تعادل‌های مختلف در لوله‌آتش، مقایسه‌ای از نظر میزان شار حرارت تولیدی با مشعل اتمسفریک انجام شده است. با توجه به نتایج بدست آمده، استفاده از مشعل متخلخل بجای مشعل اتمسفریک موجب افزایش راندمان حرارتی در گرمکن می‌شود. این افزایش راندمان حرارتی در نسبت هم‌ارزی‌های کمتر از ۰/۸ مشهودتر می‌باشد.

**واژه‌های کلیدی:** شبیه‌سازی عددی - مشعل متخلخل - مشعل اتمسفریک - راندمان حرارتی - ایستگاه تقلیل فشار

### ۱- مقدمه

گرمکن‌های موجود در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز که به منظور بالا بردن درجه حرارت گاز قبل از کاهش فشار در رگلاتور بکار برده می‌شوند، بصورت یک مبدل حرارتی سه سیالی عمل می‌کنند. ابعاد این گرمکن‌ها با توجه به دبی بالای گاز سرد، نسبتاً بزرگ است.

تاکنون بررسی‌های قابل توجهی در مورد گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار گاز انجام نشده است. شکوهمند [۱] در یک تحقیق پژوهشی، موضوع جایگزینی هیترهای گازسوز با هیترهای خطی و برقی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی بررسی کرده است. در تحقیق فوق تحلیل زیادی در مورد ویژگی‌های حرارتی و سیالاتی گرمکن انجام نشده است. در مطالعه اشرفی و همکاران [۲]، ابتدا با شبیه‌سازی عددی، مشعل اتمسفریک در لوله‌آتش گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار شبیه‌سازی شده و

۱- استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان

۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان

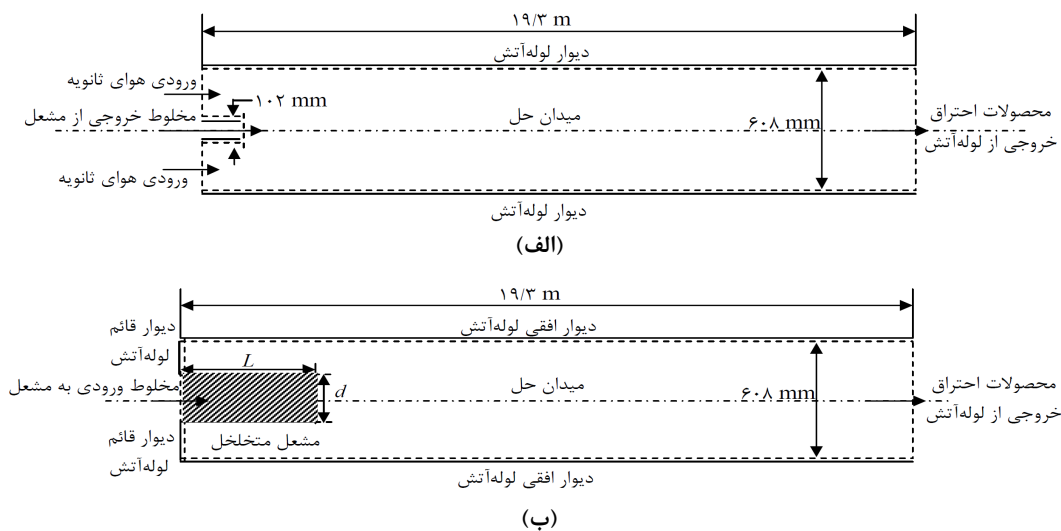
۳- استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان

۴- کارشناس مهندسی شیمی، پژوهشگر شرکت گاز قم

میزان شار حرارتی مشعل در نسبت تعادل‌های مختلف به طور عددی مورد بررسی قرار گرفته است. سپس با مدل‌سازی مشعل متخلخل در ابعاد و نسبت تعادل‌های مختلف در گرمکن، مقایسه‌ای از نظر میزان شار حرارت تولیدی با مشعل اتمسفریک انجام شده است.

## ۲- هندسه حل، ابعاد و شرایط مرزی مدل

گرمکن مورد نظر دارای دو لوله‌آتش مشابه می‌باشد، که در این مطالعه یکی از آنها شبیه‌سازی شده است. از آنجا که مدل مشعل و لوله‌آتش دارای تقارن محوری است، بنابراین می‌توان از مدل دوبعدی استفاده نمود. شکل ۱ نمایی از هندسه حل و شرایط مرزی مدل‌ها را نشان می‌دهد. در مدل مشعل اتمسفریک، بعد از خارج شدن مخلوط سوخت و هوا از مشعل، میدان حل آغاز شده و هوای ثانویه از اطراف مشعل وارد میدان حل می‌شود. اما در مدل مشعل متخلخل، میدان حل خود مشعل را نیز شامل می‌شود.



شکل ۱- نمایی از شرایط مرزی و میدان حل مدل لوله‌آتش و مشعل الف) اتمسفریک ب) متخلخل

جدول ۱ ابعاد مختلف مشعل متخلخل که در این مطالعه بررسی شده است را نشان می‌دهد. در این جدول  $d$  و  $L$  به ترتیب نشان دهنده قطر و طول مشعل متخلخل است.

جدول ۱- ابعاد مختلف محیط متخلخل مورد مطالعه

L (cm)	d (cm)
۵۰	۲۰
۷۵	۳۰
۱۰۰	۴۰

### ۳- سرعت خروجی مخلوط از مشعل‌ها و سرعت هوای ثانویه به لوله‌آتش با استفاده از نسبت‌های تعادل

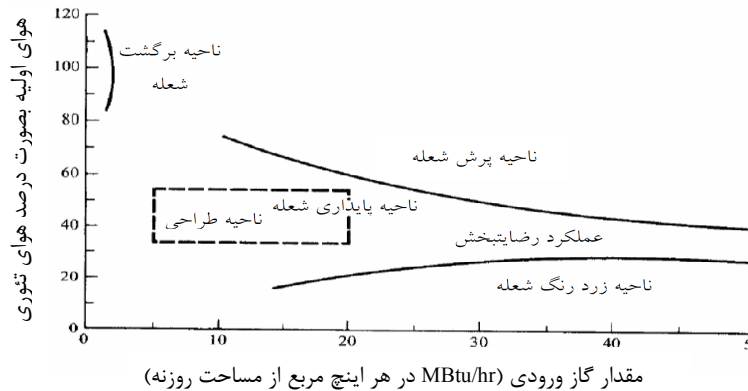
در ایستگاه تقلیل فشار گاز استان قم، حداکثر ظرفیت حرارتی گرمکن‌ها  $W$  ۲۰۳۵۲۵۰ است. در این ظرفیت حرارتی، مشعل‌ها با توجه به راندمان احتراق در گرمکن (LHV/۶۵٪)، باید به میزان  $W$  ۳۱۳۱۱۵۰ حرارت تولید کنند. گرمکن مورد بررسی دارای دو لوله‌آتش با سطح حرارتی  $m^2$  ۷۳/۶ است [۴ و ۳]. بنابراین در حداکثر ظرفیت حرارتی گرمکن، به میزان  $W/m^2$  ۲۷۶۰۰ شار حرارتی از لوله‌آتش جذب می‌شود.

از آنجا که در مدل‌سازی مشعل متخلخل و لوله‌آتش، هوای ثانویه به داخل لوله وارد نمی‌شود، فقط یک نسبت تعادل در این مدل‌سازی وجود دارد ( $\phi_p$ ). اما در مدل‌سازی مشعل اتمسفریک و لوله‌آتش، بدلیل ورود هوای ثانویه به داخل لوله، علاوه بر اندازه سرعت مخلوط خروجی از مشعل، اندازه سرعت هوای ثانویه نیز مورد نیاز است. بنابراین در مدل‌سازی مشعل اتمسفریک، علاوه بر نسبت تعادل اولیه در مشعل ( $\phi_p$ )، نسبت تعادل نهایی نیز وجود دارد ( $\phi_f$ ). سرعت مخلوط سوخت و هوای ورودی به مشعل متخلخل در ابعاد و نسبت تعادل‌های اولیه مختلف در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲- سرعت مخلوط ورودی به مشعل متخلخل در شرایط مختلف

$\phi_p$	d (cm)	V (m/s)	$\phi_p$	d (cm)	V (m/s)
۱	۲۰	۱۶	۰/۸	۴۰	۴/۹
	۳۰	۷/۱		۲۰	۲۲/۲
	۴۰	۴		۳۰	۹/۹
۰/۹	۲۰	۱۷/۶	۰/۷	۴۰	۵/۵
	۳۰	۷/۸		۲۰	۲۵/۶
	۴۰	۴/۴		۳۰	۱۱/۴
۰/۸	۲۰	۱۹/۶	۰/۶	۴۰	۶/۴
	۳۰	۸/۷			

شکل ۲، نمودار نواحی پایداری شعله، پرش شعله، برگشت شعله و ناحیه زرد رنگ شعله برای احتراق گاز طبیعی در یک مشعل معمولی را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، برای داشتن شعله پایدار در مشعل‌های معمولی، هوای مورد نیاز مشعل باید در ناحیه ۵۰ تا ۶۰ درصد هوای تئوری قرار گیرد. به عبارت دیگر، نسبت تعادل مشعل‌های معمولی (نسبت تعادل اولیه) باید بین ۱/۶۷ تا ۲ قرار گیرد. در این مطالعه نیز برای مدل‌سازی مشعل اتمسفریک و لوله‌آتش، از نسبت تعادل‌های اولیه ۱/۶۷، ۱/۸ و ۲ استفاده شده است.



شکل ۲- نمودار پایذاری، پرش و برگشت و همچنین ناحیه زرد رنگ شعله برای احتراق گاز طبیعی در یک مشعل معمولی [۵]

جدول ۳ سرعت مخلوط سوخت- هوای خروجی از مشعل اتمسفریک و سرعت هوای ثانویه را در نسبت تعادل‌های مختلف نشان می‌دهد.

جدول ۳: حالات مورد بررسی در مدل مشعل اتمسفریک در گرمکن

$\phi_p$	$\phi_f$	سرعت هوای ثانویه (m/s)	سرعت مخلوط خروجی از مشعل (m/s)	$\phi_p$	$\phi_f$	سرعت هوای ثانویه (m/s)	سرعت مخلوط خروجی از مشعل (m/s)
۲	۰/۷	۱/۵۰	۳۵/۶	۱/۸	۰/۹	۰/۹۰	۳۸/۹
	۰/۸	۱/۲۱			۱	۰/۷۲	
	۰/۹	۰/۹۹		۱/۶۷	۰/۷	۱/۳۴	۴۱/۴
	۱	۰/۸۱			۰/۸	۱/۰۵	
۱/۸	۰/۷	۱/۴۱	۳۸/۹	۰/۹	۰/۸۳	۴۱/۴	
	۰/۸	۱/۱۲		۱	۰/۶۵		

#### ۴- مدل سازی احتراق

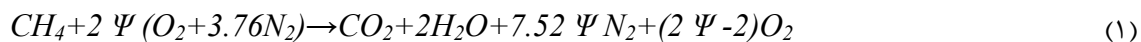
مدل سازی احتراق اعم از یک‌بعدی یا چندبعدی، برحسب اینکه نرخ تغییرات اجزاء شیمیایی چگونه محاسبه شوند، به دو دسته زیر تقسیم می‌شوند:

۱- استفاده از واکنش عمومی تک قدمی برگشت‌ناپذیر.

۲- استفاده از واکنش‌های مقدماتی (سنیتیک دقیق).

در واکنش‌های عمومی تک قدمی برگشت‌ناپذیر، برای واکنش شیمیایی از یک واکنش کلی تک قدمی استفاده می‌شود. مثلاً

مطابق رابطه ۱ برای سوختن متان داریم (در این رابطه،  $\Psi$  نسبت هوای اضافی است):



روش واکنش عمومی تک قدمی برگشت‌ناپذیر، روشی ساده و از نظر محاسباتی، ارزان قیمت است. اما عیب عمده این روش، عدم محاسبه میزان آلاینده‌ها می‌باشد. چرا که دربرگیرنده واکنش‌های غیرکامل برای تشکیل  $CO$ ،  $NO$ ،  $H$ ،  $H_2$  و غیره نمی‌باشد. برای دستیابی به میزان انتشار آلاینده‌ها، نتایج دقیق پروفیل درجه حرارت، نرخ حرارت ایجاد شده، کل انرژی ایجاد شده و محل دقیق جبهه شعله، یک مدل سینتیک چندمرحله‌ای مورد نیاز است.

هسو و همکارش [۶] نشان دادند که برای بدست آوردن پروفیل دقیق اجزاء شیمیایی، استفاده از سینتیک دقیق برای مدل سازی احتراق ضروری است. البته آنها بیان کردند که این مطلب به این معنا نیست که نتایج بدست آمده از واکنش های عمومی تک قدمی بی اعتبار است. زیرا وقتی مخلوط رقیق باشد، واکنش های عمومی تک قدمی جواب های قابل قبولی ارائه می دهد و حتی برای نسبت تعادلی  $0.7 < \Phi < 1$ ، مدل واکنش عمومی تک قدمی سرعت سوختن را بهتر از سینتیک چندمرحله ای محاسبه می کند. آنها بیان کردند که واکنش عمومی کاملاً مطرود نمی باشد، لکن در بعضی از موارد بهتر است از مدل سینتیک چندمرحله ای استفاده شود.

در مطالعه حاضر به منظور بدست آوردن نتایج بهتر، از مدل واکنش دو مرحله ای استفاده شده است. در واکنش دو مرحله ای، علاوه بر واکنش هوا و متان، یکی از واکنش های زنجیره ای دیگر یعنی واکنش میان اکسیژن و مونوکسید کربن نیز انجام شده است.

## ۵- انتخاب شبکه مناسب

برای انجام مدل سازی از شبکه باسازمان استفاده شده است. مهمترین مزیت شبکه باسازمان، تولید آسان، استفاده سریع و آسان از سازمان اطلاعات است که باعث می شود سرعت انجام محاسبات بیشتر شود و به حافظه کمتری نیاز باشد. در صورتی که شبکه بی سازمان باعث پیچیده شدن سازمان اطلاعات شده و نیاز بیشتری به حافظه و محاسبات دارد [۷]. برای مدل سازی احتراق در لوله آتش و مشعل از شبکه های متنوعی برای بدست آوردن شبیه سازی مناسب استفاده شده است. در میان این شبکه ها، شبکه ای قابل قبول است که منجر به نتایج قابل قبول (نزدیک بودن نتایج به جواب های تجربی) و نتایج مستقل از شبکه شود (نتایج حاصل از آن با یک شبکه ریزتر از خود مطابقت داشته باشد) و همچنین دارای زمان حل کم باشد. جدول ۴ مشخصات انواع شبکه هایی که برای مدل سازی احتراق در لوله آتش و مشعل اتمسفریک مورد بررسی قرار گرفته است را به همراه زمان حل هر مدل نشان می دهد.

جدول ۴: مشخصات مدل های مختلف بررسی شده برای احتراق در لوله آتش و مشعل اتمسفریک و زمان حل آنها

مدل های بررسی شده	تعداد نقاط در طول دیوار لوله آتش	تعداد نقاط در ورودی هوای ثانویه	تعداد نقاط در خروجی مخلوط از مشعل	زمان تقریبی لازم برای حل (دقیقه)
مدل شماره ۱	۱۱۵۰	۵	۱۵	۳۰
مدل شماره ۲	۱۵۰۰	۵	۲۵	۶۰
مدل شماره ۳	۲۰۰۰	۸	۵۰	۲۱۰
مدل شماره ۴	۲۰۰۰	۱۵	۵۰	۲۴۰
مدل شماره ۵	۲۳۰۰	۱۵	۷۵	۳۶۰

در جدول ۴ می توان تأثیر زیاد شدن تعداد سلول های شبکه را در زمان حل مدل ها مشاهده کرد. جدول ۵، درصد خطای شار حرارتی هر کدام از مدل های جدول ۴ را با حالت حداکثر شار حرارتی واقعی در گرمکن نشان می دهد.

جدول ۵: درصد خطای شار حرارتی هر مدل نسبت به حالت واقعی گرمکن در شرایط حداکثر بار حرارتی

مدل‌های بررسی شده	$q_m$ = شار حرارتی جذب شده در لوله‌آتش در مدل ( $W/m^2$ )	$q_a$ = شار حرارتی لوله‌آتش در حداکثر بار حرارتی گرمکن ( $W/m^2$ )	درصد خطا: $\frac{q_a - q_m}{q_a} \times 100$
مدل شماره ۱	۲۲۱۸۰	۲۷۶۰۰	۱۹/۶
مدل شماره ۲	۲۲۷۰۰	۲۷۶۰۰	۱۷/۷
مدل شماره ۳	۲۴۵۰۰	۲۷۶۰۰	۱۱/۲
مدل شماره ۴	۲۷۸۰۰	۲۷۶۰۰	$\approx 0$
مدل شماره ۵	۲۵۹۰۰	۲۷۶۰۰	۶

با توجه به توضیحات ارائه شده در این بخش و بیان ویژگی‌های شبکه قابل قبول مشاهده می‌شود که با شبکه‌بندی مدل شماره ۴ نتایج مناسب‌تری حاصل می‌شود، گرچه زمان حل آن طولانی باشد. جدول ۶ مشخصات انواع شبکه‌هایی که برای مدل‌سازی احتراق در لوله‌آتش و مشعل متخلخل مورد بررسی قرار گرفته‌اند را نشان می‌دهد.

جدول ۶: مشخصات مدل‌های مختلف بررسی شده برای احتراق در لوله‌آتش و مشعل متخلخل و زمان حل آنها

مدل‌های بررسی شده	تعداد نقاط در طول دیوار افقی لوله‌آتش	تعداد نقاط در ورودی مخلوط به مشعل	تعداد نقاط در طول دیوار قائم لوله‌آتش	زمان تقریبی لازم برای حل (دقیقه)
مدل شماره ۱	۱۹۳۰	۲۰	۴۰	۱۴۰
مدل شماره ۲	۲۵۰۰	۲۵	۵۰	۲۴۰
مدل شماره ۳	۱۹۳۰	۳۰	۶۰	۳۶۰
مدل شماره ۴	۱۹۳۰	۴۰	۸۰	۷۲۰
مدل شماره ۵	۳۸۵۰	۳۰	۶۰	۲۱۶۰

مشاهده می‌شود که با افزایش تعداد سلول‌های شبکه، زمان حل مدل‌ها افزایش می‌یابد. جدول ۷، درصد خطای شار حرارتی هر کدام از مدل‌های جدول ۶ را با حالت حداکثر شار حرارتی واقعی در گرمکن نشان می‌دهد.

جدول ۷: درصد خطای شار حرارتی هر مدل نسبت به حالت واقعی گرمکن در شرایط حداکثر بار حرارتی

مدل‌های بررسی شده	$q_m$ = شار حرارتی جذب شده در لوله‌آتش در مدل ( $W/m^2$ )	$q_a$ = شار حرارتی در لوله‌آتش در حداکثر بار حرارتی گرمکن ( $W/m^2$ )	درصد خطا: $\frac{q_a - q_m}{q_a} \times 100$
مدل شماره ۱	۲۴۵۳۰	۲۷۶۰۰	۱۱/۱
مدل شماره ۲	۲۵۴۵۰	۲۷۶۰۰	۷/۸
مدل شماره ۳	۲۶۴۰۰	۲۷۶۰۰	۴/۳
مدل شماره ۴	۲۷۸۵۰	۲۷۶۰۰	$\approx 0$
مدل شماره ۵	۲۶۴۳۰	۲۷۶۰۰	۴/۳

بنابراین با توجه به بیان ویژگی‌های شبکه قابل قبول در مدل‌ها، مشاهده می‌شود که نتایج حاصل از شبکه‌بندی مدل شماره ۴ مناسب باشد.

## ۶- شرایط مرزی

برای مدل سازی مشعل و لوله آتش، ۳ شرط مرزی وجود دارد:

الف) مرز ورودی: در شبیه سازی مدل مشعل متخلخل و لوله آتش، یک شرط مرزی ورودی وجود دارد که مختصات آن در جدول ۲ ارائه شده است. اما برای مدل مشعل اتمسفریک و لوله آتش، دو شرط مرزی ورودی وجود دارد که یکی از آن مربوط به مخلوط خروجی از مشعل و دیگری ورودی هوای ثانویه به داخل لوله آتش است. سرعت مخلوط خروجی از مشعل و سرعت هوای ورودی براساس نسبت های تعادل بیان می شود که در جدول ۳ ارائه شده است.

ب) دیوار: برای شرط مرزی حرارتی در دیواره لوله آتش، از شرط دما ثابت استفاده شده است. از آنجا که اطراف لوله آتش توسط سیال واسطه (آب) احاطه شده است، می توان دمای سطح خارجی لوله آتش را بدست آورد. با توجه به نمودار منحنی جوشش آب در فشار ۱atm، برای شار حرارتی  $(W/m^2)$  ۲۷۶۰۰، دمای مازاد تقریباً برابر  $6^\circ C$  است [۸]. بنابراین در حداکثر بار حرارتی گرمکن، سیال واسطه در اطراف لوله آتش بصورت هسته ای با حباب های مجزا در حال جوشش خواهد بود. بنابراین با استفاده از روش مقاومت گرمایی برای لوله آتش می توان دمای سطح داخلی آن را بدست آورد. با توجه به ضریب هدایت حرارتی  $(W/m.K)$  ۱۶/۲۷ و ضخامت ۹mm برای لوله آتش [۴ و ۳]، مقدار دمای سطح داخلی آن تقریباً  $400 K$  بدست می آید [۲].

ج) مرز خروجی: در دو مدل بررسی شده، مقدار فشار در مرز خروجی از لوله آتش، برابر فشار محیط در نظر گرفته شده است.

## ۷- بررسی جایگزینی مشعل های متخلخل بجای مشعل های اتمسفریک در گرمکن

در این بخش مقایسه جایگزینی مشعل متخلخل بجای مشعل اتمسفریک در گرمکن های ایستگاه های تقلیل فشار مورد بررسی قرار گرفته است. جدول ۸ نتایج حالت های مختلف بررسی شده برای استفاده از مشعل متخلخل و اتمسفریک را نشان می دهد. با استفاده از این جدول می توان مقایسه ای میان حالت های مختلف از مشعل اتمسفریک و مشعل متخلخل از نظر شار حرارتی تولید شده، انجام داد.

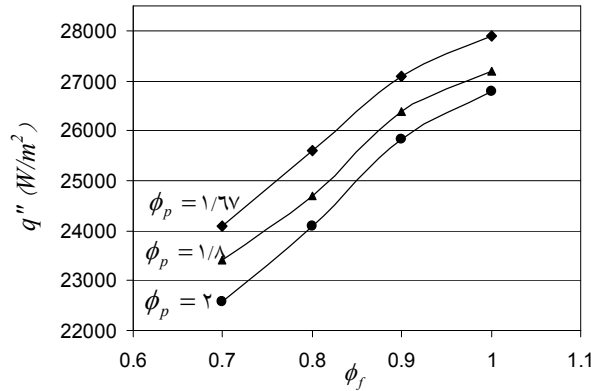
جدول ۸: مقایسه عملکرد مدل های مشعل متخلخل و اتمسفریک در لوله آتش گرمکن

مشعل اتمسفریک						مشعل متخلخل							
$\phi_p$	$\phi_f$	$Q_{total}(W/m^2)$	$\phi_p$	$\phi_f$	$Q_{total}(W/m^2)$	$\phi_p$	L(cm)	d(cm)	$Q_{total}(W/m^2)$	$\phi_p$	L(cm)	d(cm)	$Q_{total}(W/m^2)$
۱/۶۷	۰/۷	۲۴۱۰۰	۱/۸	۰/۹	۲۶۳۹۰	۰/۷	۵۰	۲۰	۲۵۳۰۰	۰/۹	۷۵	۳۰	۲۶۳۰۰
	۰/۸	۲۵۶۰۰		۱	۲۷۲۰۰	۰/۸			۲۶۶۳۰	۱			۲۶۹۹۰
	۰/۹	۲۷۱۰۰	۲	۰/۷	۲۲۵۸۰	۰/۹			۲۷۳۰۰	۰/۷			۲۴۴۶۰
	۱	۲۷۸۹۰		۰/۸	۲۴۱۰۰	۱			۲۷۸۵۰	۰/۸			۲۵۶۶۰
۱/۸	۰/۷	۲۳۴۰۰	۲	۰/۹	۲۵۸۴۰	۰/۷	۷۵	۳۰	۲۴۲۵۰	۰/۹	۱۰۰	۴۰	۲۶۴۵۰
	۰/۸	۲۴۷۰۰		۱	۲۶۷۹۰	۰/۸			۲۵۵۰۰	۱			۲۷۲۲۰

مشاهده می شود که استفاده از مشعل متخلخل در گرمکن های ایستگاه تقلیل فشار، تقریباً در تمامی حالت ها شار حرارتی بیشتری را نسبت به مشعل اتمسفریک تولید می کند. این میزان تفاوت در شار حرارتی در نسبت تعادل های کمتر از ۰/۸، مشهودتر است.

شکل ۳ نمودار شار حرارتی جذب شده از مشعل اتمسفریک به لوله آتش گرمکن را بصورت تابعی از نسبت تعادل نهایی نشان می دهد. مشاهده می شود که با افزایش  $\phi_f$  تا مقدار ۱، شار حرارتی جذب شده در گرمکن افزایش می یابد. کم بودن نسبت تعادل نهایی به معنای زیاده تر بودن تعداد مول های عناصر در محصولات احتراق است که این موجب کم شدن دمای محصولات احتراق

می شود. از طرف دیگر مشاهده می شود که با کاهش  $\phi_p$ ، شار حرارتی جذب شده در لوله آتش افزایش می یابد. وجود هوای بیشتر در مخلوط خروجی از مشعل بمنظور انجام احتراق کامل و بهتر را می توان دلیل آن دانست.



شکل ۳- نمودار شار حرارتی جذب شده از مشعل اتمسفریک به لوله آتش بصورت تابعی از نسبت تعادل نهایی

جدول ۹، درصد اختلاف شارهای حرارتی از مشعل اتمسفریک به لوله آتش در  $\phi_p$  برابر ۱/۶۷ و در  $\phi_f$  های مختلف را نشان می دهد. در این جدول، درصد اختلاف شارهای حرارتی در هر  $\phi_f$ ، نسبت به  $\phi_f$  برابر واحد سنجیده شده است. مشاهده می شود که درصد اختلاف شارهای حرارتی در  $\phi_f$  های ۰/۹ و ۰/۷، ۳ به ۱۴ می باشد. بنابراین وجود هوای اضافه در واکنش احتراق سبب کاهش دمای محصولات احتراق شده و شار حرارتی کمتری در لوله آتش گرمکن جذب خواهد شد.

جدول ۹: درصد اختلاف شارهای حرارتی از مشعل اتمسفریک به لوله آتش در  $\phi_p$  برابر ۱/۶۷ و در  $\phi_f$  های مختلف

$\phi_f$	$q'' =$ شار حرارتی جذب شده در لوله آتش ( $W/m^2$ )	درصد اختلاف شارهای حرارتی: $\left(\frac{27890 - q''}{27890} \times 100\right)$
۰/۷	۲۴۱۰۰	۱۴
۰/۸	۲۵۶۰۰	۸
۰/۹	۲۷۱۰۰	۳
۱	۲۷۸۹۰	۰

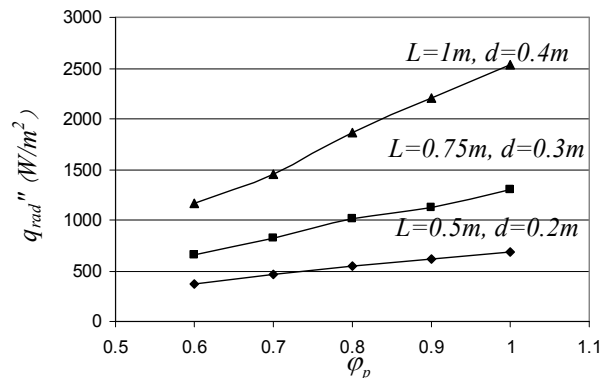
جدول ۱۰ عملکرد مدل مشعل متخلخل را در لوله آتش نشان می دهد. در این جدول،  $\phi_p$  نسبت تعادل مخلوط ورودی به مشعل،  $L$  طول مشعل،  $d$  قطر مشعل،  $Q_{total}$  کل شار حرارتی جذب شده توسط لوله آتش،  $Q_{rad}$  شار حرارتی تابش شده از مشعل به لوله آتش و  $Q_{con}$  شار حرارتی حاصل از انتقال حرارت جابجایی محصولات احتراق به لوله آتش است. توجه شود که مجموع  $Q_{con}$  و  $Q_{rad}$  برابر با  $Q_{total}$  است. مشاهده می شود که حداکثر شار حرارتی به لوله آتش در نسبت تعادل ۱ و در  $L=0.5m$  از مشعل متخلخل رخ می دهد.

جدول ۱۰: عملکرد مدل مشعل متخلخل در لوله آتش



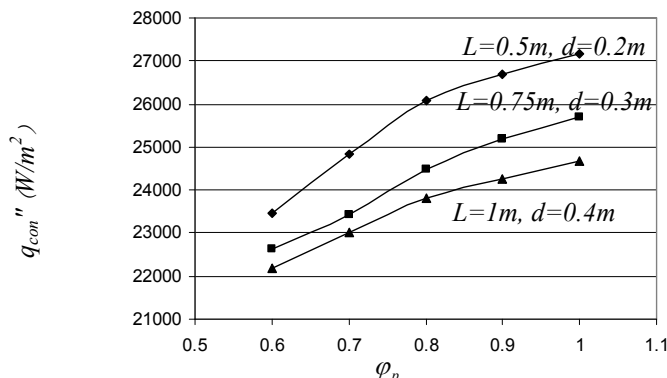
d(cm)	L(cm)	$\phi_p$	$Q_{con}(W/m^2)$	$Q_{rad}(W/m^2)$	$Q_{total}(W/m^2)$	d(cm)	L(cm)	$\phi_p$	$Q_{con}(W/m^2)$	$Q_{rad}(W/m^2)$	$Q_{total}(W/m^2)$
۲۰	۵۰	۱	۲۶۷۷۰	۶۸۰	۲۷۸۵۰	۳۰	۷۵	۰/۷	۲۳۴۳۰	۸۲۰	۲۴۲۵۰
		۰/۹	۲۶۵۰۰	۶۲۰	۲۷۳۰۰			۰/۶	۲۲۶۴۰	۶۶۰	۲۳۳۰۰
		۰/۸	۲۶۰۸۰	۵۵۰	۲۶۶۳۰			۱	۲۴۶۸۰	۲۵۴۰	۲۷۲۲۰
		۰/۷	۲۴۸۴۰	۴۶۶	۲۵۳۰۰			۰/۹	۲۴۲۵۰	۲۲۰۰	۲۶۴۵۰
		۰/۶	۲۳۴۵۰	۳۷۰	۲۳۸۲۰			۰/۸	۲۳۸۰۰	۱۸۶۰	۲۵۶۶۰
۳۰	۷۵	۱	۲۵۶۹۰	۱۳۰۰	۲۶۹۹۰	۴۰	۱۰۰	۰/۷	۲۳۰۱۰	۱۴۵۰	۲۴۴۶۰
		۰/۹	۲۵۱۸۰	۱۱۲۰	۲۶۳۰۰			۰/۶	۲۲۱۹۰	۱۱۶۰	۲۳۳۵۰
		۰/۸	۲۴۴۹۰	۱۰۱۰	۲۵۵۰۰						

شکل ۴ نمودار شار حرارتی تابش شده از سطح مشعل متخلخل به لوله آتش را در ابعاد مختلف نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با بزرگ شدن ابعاد مشعل متخلخل، میزان شار تابش شده از مشعل به لوله آتش افزایش می‌یابد. در شبیه‌سازی‌های انجام شده، حداکثر دمای سطح مشعل متخلخل تقریباً  $1300\text{ K}$  است [۲].



شکل ۴- نمودار شار حرارتی تابش شده از سطح مشعل متخلخل به لوله آتش بصورت تابعی از  $\phi_p$

شکل ۵ نمودار شار حرارتی ناشی از انتقال حرارت جابجایی محصولات احتراق به لوله آتش را نشان می‌دهد.



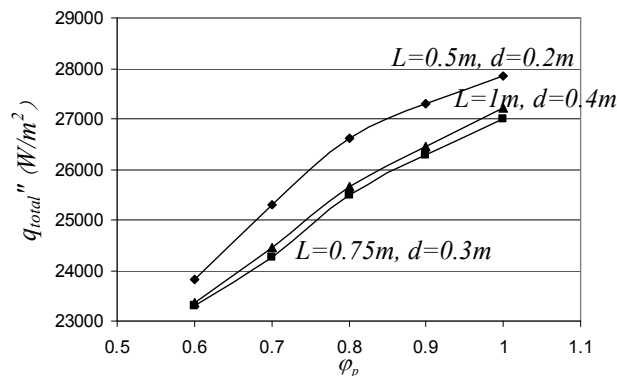
شکل ۵- نمودار شار حرارتی ناشی از انتقال حرارت جابجایی محصولات احتراق در مدل مشعل متخلخل به لوله آتش بصورت تابعی از  $\phi_p$

مشاهده می‌شود که میزان شار حرارتی ناشی از انتقال حرارت جابجایی از محصولات احتراق به لوله آتش، با بزرگ شدن ابعاد مشعل متخلخل کاهش می‌یابد. می‌توان دو دلیل اصلی را برای کاهش شار حرارتی ناشی از انتقال حرارت جابجایی با توجه

به بزرگ شدن ابعاد مشعل بیان کرد. در یک نسبت تعادل یکسان، با بزرگ شدن قطر مشعل متخلخل، سرعت مخلوط ورودی به آن کاهش می‌یابد. این در حالی است که با بزرگ شدن طول مشعل متخلخل نیز سرعت خروجی محصولات احتراق که بصورت شعاعی از مشعل خارج می‌شوند، کاهش می‌یابد. بنابراین با بزرگ شدن ابعاد مشعل متخلخل در یک نسبت تعادل یکسان، سرعت خروجی از آن کمتر خواهد شد. کاهش سرعت محصولات احتراق از مشعل و برخورد آنها به دیواره لوله‌آتش، موجب کاهش ضریب انتقال حرارت جابجایی میان محصولات احتراق و دیواره لوله‌آتش می‌شود.

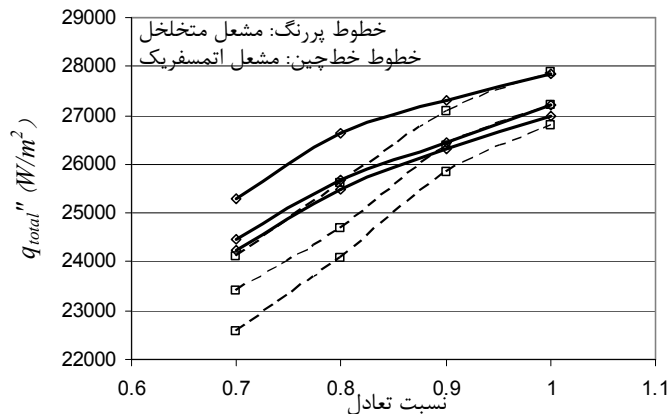
همچنین در شکل ۴ نشان داده شد که میزان انتقال حرارت تابش شده از مشعل متخلخل با ابعاد بزرگ‌تر، افزایش می‌یابد. با بزرگ شدن ابعاد مشعل، محصولات احتراق باید انرژی بیشتری را برای گرم کردن سطح مشعل متخلخل صرف نمایند. انتقال انرژی از محصولات احتراق به سطح مشعل موجب می‌شود تا دمای شعله کاهش یابد. با کاهش شدن دمای شعله، میزان انتقال حرارت محصولات احتراق به سطح لوله‌آتش کمتر می‌شود.

با ترسیم نمودار کل شار حرارتی در ابعاد مختلف مشعل متخلخل، نکته جالب توجهی بدست می‌آید. شکل ۶ نمودار کل شار حرارتی مشعل متخلخل را بصورت تابعی از نسبت تعادل نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که مقدار کل شار حرارتی از مشعل متخلخل در ابعاد  $L=1m, d=0.4m$  در مقایسه با ابعاد  $L=0.75m, d=0.3m$  بیشتر است. این حالت بخاطر افزایش تابش صادر شده از مشعل متخلخل با ابعاد بیشتر، رخ می‌دهد. بنابراین مشاهده می‌شود که کم بودن شار حرارتی در انتقال حرارت جابجایی در مشعل با ابعاد کوچک، توسط انتقال حرارت تابش شده از مشعل متخلخل جبران می‌شود، بگونه‌ای که موجب بالا رفتن کل شار حرارتی در آن می‌شود.



شکل ۶- نمودار کل شار حرارتی از محصولات احتراق در مدل مشعل متخلخل به لوله‌آتش بصورت تابعی از  $\phi_p$

شکل ۷ نمایی کلی از عملکرد مشعل متخلخل و اتمسفریک که در این مطالعه مورد بررسی قرار گرفته‌اند را نشان می‌دهد. در این شکل خطوط پررنگ مربوط به مشعل متخلخل و خطوط خط‌چین مربوط به مشعل اتمسفریک می‌باشد. مشاهده می‌شود که در نسبت تعادل‌های کمتر از ۰/۸، عملکرد حرارتی مشعل متخلخل بیشتر است.



شکل ۷- مقایسه شار حرارتی کل در مشعل متخلخل و اتمسفریک بصورت تابعی از نسبت تعادل

با توجه به تحلیل‌های انجام شده، مشاهده می‌شود که مشعل متخلخل در مقایسه با مشعل اتمسفریک در نسبت تعادل‌های کمتر از ۰/۸ دارای راندمان حرارتی بیشتری در گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار می‌باشند. اما بطور کلی می‌توان گفت، گرچه مشعل متخلخل نسبت به مشعل اتمسفریک راندمان حرارتی بیشتری دارد، اما گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار برای مشعل متخلخل طراحی نشده است. لذا با تغییر در ساخت اینگونه گرمکن‌ها می‌توان به راندمان حرارتی بیشتر و در عین حال صرفه‌جویی در مواد اولیه جهت ساخت گرمکن‌ها دست یافت.

## ۸- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، بحث جایگزینی مشعل متخلخل بجای مشعل اتمسفریک در داخل یک لوله‌آتش گرمکن ایستگاه تقلیل فشار گاز با استفاده از تحلیل عددی مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به نتایج حاصل از شبیه‌سازی در این مطالعه، می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- ۱- با توجه به شار حرارتی تولید شده در مشعل اتمسفریک در نسبت تعادل‌های مختلف، عدم تنظیم درست و صحیح مشعل و دریچه دودکش، موجب کاهش ۱۴ درصدی راندمان احتراق در گرمکن می‌شود.
- ۲- با توجه به ناحیه طراحی در میزان هوای اولیه در مشعل‌های اتمسفریک، وجود ۶۰ درصد هوای تئوری در این مخلوط، بیشترین راندمان حرارتی مشعل را نسبت به دیگر درصد‌های هوای اولیه به همراه دارد.
- ۳- کاهش  $\phi_f$  از مقدار واحد در هر مقدار از  $\phi_p$  در مشعل اتمسفریک، سبب کاهش شدید شار حرارتی تولید شده در مشعل می‌شود.

- ۴- کاهش  $\phi_p$  از مقدار واحد در مشعل متخلخل، موجب کاهش شدید شار حرارتی تولید شده در مشعل می‌شود.
- ۵- با کوچک شدن ابعاد در مشعل متخلخل، سرعت شعاعی محصولات احتراق از مشعل بیشتر شده و این موجب افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی میان محصولات احتراق و دیواره لوله‌آتش می‌شود.

- ۶- با افزایش طول مشعل متخلخل، میزان شار تابش شده از مشعل به دیواره لوله‌آتش افزایش می‌یابد.
- ۷- به علت بزرگ بودن طول لوله‌آتش، شار تابش شده از مشعل متخلخل به بخش زیادی از لوله‌آتش تابیده نمی‌شود. با این وجود در مشعل متخلخل با ابعاد  $L=1m$ ,  $d=0.4m$  و در  $\phi_p = 1$ ، تقریباً ۱۰٪ از انتقال حرارت جذب شده در لوله‌آتش گرمکن، مربوط به شار حرارتی تابش شده از مشعل است.

- ۸- استفاده از مشعل متخلخل در گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار، تقریباً در تمامی حالت‌های بررسی شده، شار حرارتی بیشتری را نسبت به مشعل اتمسفریک تولید می‌کند. این امر در نسبت تعادل‌های کمتر از ۰/۸ مشهودتر است.

۹- با تغییر در ساختمان گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار و استفاده از مشعل‌های متخلخل می‌توان به نتایج بهتر در راندمان حرارتی گرمکن‌ها دست یافت. این امر موجب صرفه‌جویی در مواد اولیه جهت ساخت گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار نیز خواهد شد.

## تشکر و قدردانی

در پایان از کمک‌های علمی و مالی شرکت گاز استان قم که در انجام این تحقیق یاری رسانیده‌اند، تشکر و قدردانی می‌شود.

## مراجع

- ۱- طرح پژوهشی شرکت ملی گاز، "بررسی جایگزینی هیترهای گازسوز با هیترهای خطی و برقی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی"، واحد پژوهشی: دانشکده فنی دانشگاه تهران، مجری: حسین شکوهمند، آبان‌ماه ۱۳۷۸.
- ۲- اشرفی، ر. "تحلیل مبدل حرارتی بر پایه مشعل متخلخل و کاربرد آن در هیتر ایستگاه‌های تقلیل فشار"، پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک (تبدیل انرژی)، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان، ۱۳۸۸.
- 3- Certification Booklet for Atmospheric Gas Burner. Client: Omran Khat VA Shabakeh. Manufacturer: Takestan Industrial System Co. Manufacturer Serial no: 1387.
- ۴- شرکت ملی گاز ایران، مدیریت پژوهش و فناوری، امور تدوین استانداردها. IGS- PM- 104(1): 1990.
- 5- Weber, E.J., and Vandaveer, F.E., "*Gas Burner Design*", Gas Engineers Handbook, Industrial Press, New York, p.p. 12/193-12/210, 1965
- 6- Hsu, P.F., Matthews, R.D., "*The Necessity of Using Detailed Kinetics in Models for Premixed Combustion within Porous Media*", Combustion and Flame, Vol. 93, pp. 457-466, 1993.
- ۷- دهقانی سانچ، م.ا.، "شبیه‌سازی عددی با نرم‌افزار فلوئنت"، ناشر: شرکت ناقوس اندیشه، چاپ اول ۱۳۸۷.
- ۸- رستمی، ع. ا.، "مقدمه‌ای بر انتقال گرما"، تألیف: فرانک. پ. اینکروپرا- دیوید. پ. دویت، ناشر: مرکز انتشارات دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۷۵.