

## برآورد تجربی و عددی دبی هیتر ایستگاه دروازه شهری با مشعل اتمسفریک معمولی (بدون دمنده و دمنده‌دار

محمد داربوندپور<sup>۱\*</sup>، مازیار چنگیزیان<sup>۲</sup>، مرتضی بهبهانی‌نژاد<sup>۳</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، mohammaddarivand@yahoo.com

۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، m.changizian@scu.ac.ir

۳- استاد، دانشگاه شهید چمران اهواز، bnmorteza@scu.ac.ir

۴- مرکز پژوهشی شبکه‌های گازرسانی، دانشگاه شهید چمران اهواز، gnrc.eng@scu.ac.ir

\* نویسنده مخاطب

### چکیده

ایستگاه‌های تقلیل فشار دروازه شهری<sup>۱</sup> از مهم‌ترین قسمت‌های صنایع گاز طبیعی در بخش توزیع به شمار می‌آیند. در این ایستگاه‌ها به منظور جلوگیری از تشکیل هیدرات‌های گازی و یخ‌زدگی رطوبت، دمای گاز ابتدا در هیترهای پیشگرم افزایش یافته و سپس وارد رگلاتورها می‌شود. سوخت مصرفی هیتر از گاز تصفیه شده ایستگاه تامین می‌گردد و به همین جهت کنترل مصرف سوخت هیترها که از جمله مصارف محاسبه نشده می‌باشد، از اهمیت بسزایی برخوردار است. در این پژوهش ابتدا با ثبت مقادیر تجربی دبی گاز مصرفی مشعل اتمسفریک معمولی در فشارهای متفاوت، جریان گاز مشعل در نرم‌افزار آنسیس فلونتت ابتدا با فرض جریان تک‌سایالی برای هیترهای اتمسفریک معمولی و سپس به صورت دوفازی (دوجوئی) هوا-متان برای مشعل اتمسفریک دمنده‌دار در شرایط پایا برای مقادیر فشار مشابه، با هندسه دو بعدی شبیه‌سازی شده و سپس با استخراج مقادیر عددی دبی حجمی و جرمی گاز مشعل و مقایسه آنها با نتایج تجربی، دقت و صحت نتایج به دست آمده مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. در نهایت مشاهده گردید که این شبیه‌سازی با دقت بسیار بالا مقدار دبی گاز را تخمین می‌زند و همچنین مقدار دبی سوخت مصرفی هیتر برای هر دو نوع مشعل تاثیر چندانی از دبی هوای ورودی به محفظه احتراق نمی‌پذیرد.

**کلمات کلیدی:** هیتر پیشگرم گاز، گاز طبیعی، ایستگاه تقلیل فشار، مشعل اتمسفریک، دبی گاز.

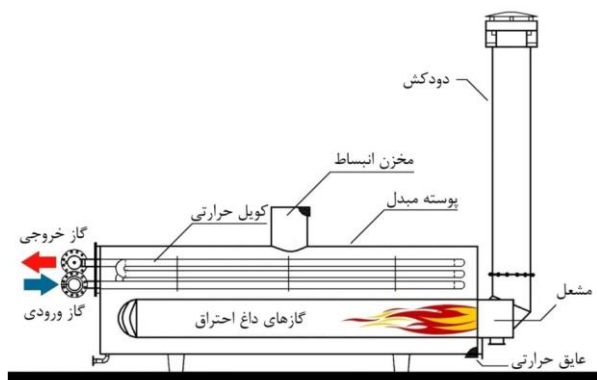
### مقدمه

گاز طبیعی، سوخت فسیلی نسبتاً پاک است که امروزه بطور گسترده در مقیاس جهانی مورد استفاده قرار می‌گیرد. به منظور انتقال گاز طبیعی در فواصل طولانی، لازم است که فشار گاز در مبدا به کمک کمپرسوهای افزایش یافته و در نهایت پس از طی مسیر مورد نظر، برای مصارف عمومی کاهش یابد. اولین و مهمترین مرحله کاهش فشار گاز در ایستگاه دروازه شهری صورت می‌پذیرد که در آن فشار گاز از حدود ۷۰ بار به ۱۷ بار (معادل ۱۰۰۰ به ۲۵۰ پوند بر اینچ مربع) کاهش می‌یابد. با توجه به اثر ژول-تامسون (رابطه ۱)، افت فشار گاز در شرایط آدیاباتیک (انتالپی ثابت)، منجر به کاهش دمای آن می‌شود که به دلیل حضور همزمان متان و بخار آب در جریان گاز، احتمال تشکیل هیدرات متان درون رگلاتور و پس از آن زیاد است. از این رو پیش از ورود گاز به رگلاتور، گاز از یک هیتر پیشگرم با انتقال حرارت غیر مستقیم مشابه شکل ۱ عبور کرده و دمای آن افزایش می‌یابد [۱].

$$\mu_j = \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_H = \frac{T \left( \frac{\partial V}{\partial T} \right)_P - V}{C_P} \quad (1)$$

در حالتی که ضریب ژول-تامسون ( $\mu_j$ ) بزرگتر از صفر باشد، دما در این تحول افت می‌کند. تحول ترمودینامیکی که در شیرهای انبساط (رگلاتورها)

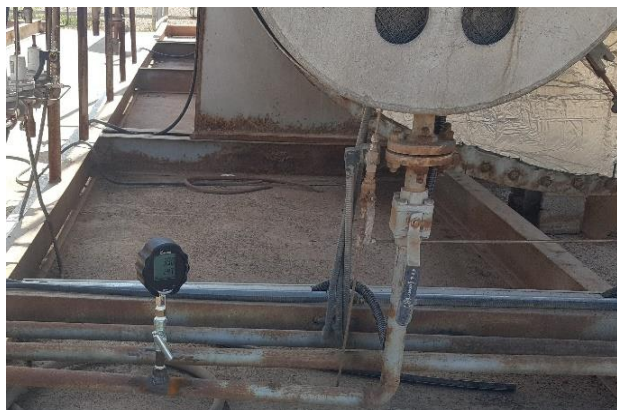
اتفاق می‌افتد در زمره فرآیندهای  $\mu_j > 0$  قرار دارد؛ بنابراین جریان پس از رگلاتور دچار افت دما می‌شود. تا کنون معادلات حالت مختلفی جهت به دست آوردن خواص ترمودینامیکی گازها معرفی شده است. اما از آنجا که گاز طبیعی ترکیبی از گازهای مختلف با خواص ترمودینامیکی متفاوت می‌باشد، نیاز به وجود معادله حالتی که خواص گاز را با استفاده از آنالیز دقیق اجزای تشکیل دهنده آن بیان نماید، وجود داشت. در حال حاضر یکی از متداول‌ترین معادلات حالت مورد استفاده در صنایع گاز طبیعی، معادله AGA-8 [۲] است. این معادله از نوع معادلات حالتی است که با در نظر گرفتن درصد کسر مولی اجزا تشکیل دهنده گاز و خواص هر کدام، به محاسبه ضریب تراکم‌پذیری و نهایتاً ضریب ژول-تامسون می‌پردازد [۳].



شکل ۱: مکانیزم هیتر پیشگرم گاز با انتقال حرارت غیر مستقیم در ایستگاه CGS

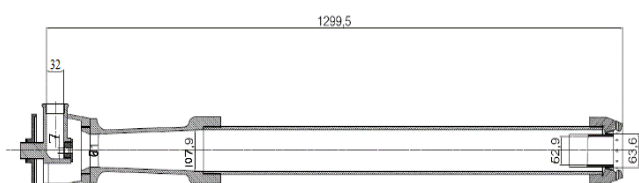
همانطور که اشاره شد، در سیستم‌های تقلیل فشار گاز، همواره با کاهش دما مواجه خواهیم شد که در نتیجه هنگامی که دمای گاز به نقطه شبنم نزدیک شود، بخار مایعات همراه با مخلوط گاز اعم از آب و هیدروکربن‌های سنگین‌تر به صورت مایع درآمده و در دمای پایین محیط، در تاسیسات ایجاد یخ‌زدگی و رسوب می‌نماید که این پدیده سبب بروز آسیب در تجهیزات و خطوط لوله می‌شود. همچنین از آنجایی که دمای گاز در شرایط استاندارد حدود ۱۵ درجه سانتیگراد است، تأمین این شرایط در سیستم‌های تقلیل فشار و نهایتاً در مبادی مصرف توسط نصب هیتر در ایستگاه‌های دروازه شهری ضروری می‌باشد [۴].

ویسی و همکاران در پژوهشی با استفاده از معادلات حالت گاز طبیعی توانستند رابطه‌ای بین فشار ورودی گاز و میزان کاهش دمای آن به دست آورند. در این پژوهش که بر روی یک ایستگاه تقلیل فشار در شهر بیستون استان کرمانشاه و به ظرفیت نامی ۱۵۰۰ SCMh انجام شد، با استفاده از معادله حالت AGA-8 و محاسبه ضریب ژول-تامسون، حداقل دمای و



شکل ۲: محدوده هندسه مورد بررسی

همچنین در شکل ۳ نمایی شماتیک از مشعل با ابعاد آن قابل مشاهده است.



شکل ۳: هندسه مشعل مد نظر

### اندازه‌گیری‌های میدانی و ثبت داده‌های تجربی

در آغاز کار، یک فشارسنج دیجیتال (استفاده از این نوع فشارسنج جهت افزایش دقت اندازه‌گیری)، متناسب با محدوده فشار کاری هیتر انتخاب و در مسیر لوله ورودی به مشعل اتمسفریک معمولی (مکش هوا به صورت آزاد) هیتر نصب شده که مقدار فشار گاز را با دقت بالا نشان می‌دهد.

سپس در لحظه شروع اندازه‌گیری، عدد درج شده برای حجم مصرفی گاز را از نمایشگر کنتور نصب شده در کنار هیتر قرائت و به عنوان رقم آغاز اندازه‌گیری ثبت نموده، پس از آن در بازه‌های زمانی ۳ تا ۴ دقیقه‌ای و با کمک کرنومتر، رقم کنتور هر ۶۰ ثانیه پس از لحظه شروع قرائت و ثبت می‌گردد و در پایان این فرآیند، با تقسیم مقدار کل مصرف حاصل از اختلاف رقم شروع و پایان اندازه‌گیری بر روی نمایشگر کنتور در کل مدت زمان اندازه‌گیری هر مرحله بر زمان اندازه‌گیری، نرخ دبی عبوری میانگین محاسبه می‌گردد. این فرآیند در چند مرحله و هر بار برای مقادیر فشار متفاوت صورت می‌پذیرد. نمونه‌ای از نتایج این اندازه‌گیری برای سه مقدار فشار مختلف به صورت نمایش داده شده در جداول ۱ تا ۳ قابل مشاهده است.

جدول ۱: مقادیر پارامترهای اندازه‌گیری برای فشار ۲۹۲۰۰ پاسکال

ردیف	زمان (S)	رقم کنتور (m <sup>3</sup> )	دبی حجمی میانگین (m <sup>3</sup> /s)
۱	۰	۲۸.۹۰	۰.۰۰۸
۲	۶۰	۲۹.۳۸	
۳	۱۲۰	۲۹.۸۶	
۴	۱۸۰	۳۰.۳۴	

دمای بهینه ورودی مناسب به رگلاتور بدون ایجاد یخ‌زدگی در فشارهای مختلف محاسبه شد [۲].

بیات و عباسپور در مقاله‌ای با بررسی یک ایستگاه به ظرفیت  $5000 \text{ m}^3/\text{hr}$  واقع در شهرستان زنجان، میزان افت دمای گاز در عبور از شیر اختناق را محاسبه و با استفاده از داده‌های هواشناسی این شهر، میزان انرژی بهینه مورد نیاز برای جلوگیری از هیدراته شدن گاز در این ایستگاه را بین  $2829 \text{ MJ}$  تا  $8672 \text{ MJ}$  در بهمن‌ماه به دست آوردند [۵].

صنایع بالادستی نفت و گاز، صناعی پر انرژی هستند که ملزم به استفاده از انرژی زیادی جهت فرآوری گاز و مایعات خام، LPG، قطران نفت و سولفور است. یکی از موارد خاصی که مورد توجه این صنایع است، مصرف انرژی در هیترهای مورد نیاز در مسیر خطوط لوله گاز می‌باشد. سوختی که جهت تأمین شعله این گرمکن‌ها به کار می‌رود، گاز پالایش شده با کیفیت بالا است. با در نظر گرفتن قیمت رو به افزایش سوخت و قوانین مربوط به حفاظت از محیط زیست، نیاز اساسی به عملیات تحلیلی، طراحی و تعمیراتی مربوط به افزایش بازدهی گرمکن‌های غوطه‌ور کاملاً احساس می‌شود. در سال ۱۳۸۶ با مطالعه‌ای که توسط شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت صورت گرفت، فرصت‌های صرفه‌جویی قابل توجهی در مصرف انرژی در ایستگاه‌های تقلیل و تقویت فشار پیش‌بینی شد [۶].

بر اساس استاندارد ساخت هیتر شرکت ملی گاز ایران، گاز طبیعی را می‌توان حداکثر تا ۳۸ درجه سانتی‌گراد گرم کرد؛ بر همین اساس کلیه هیترهای ایستگاه‌های تقلیل فشار دارای یک سیستم کنترلی هستند که پس از رسیدن دمای گاز خروجی از هیتر به ۳۸ درجه سانتی‌گراد، مشعل هیتر را خاموش می‌کند. تا سال ۱۳۹۶ در هیترهای ایستگاه‌های تقلیل فشار، فقط استفاده از مشعل‌های اتمسفریک [بدون دمنده] مجاز بود. استاندارد استفاده از مشعل‌های دمنده‌دار با راندمان بالاتر در سال ۱۳۹۶ تدوین و استفاده از این نوع مشعل‌ها در هیترهای ایستگاه‌های تقلیل فشار مجاز شد [۷].

در پژوهش حاضر، به منظور کنترل میزان این مصارف در شبکه گاز رسانی، دبی گاز مصرفی یک هیتر به صورت تجربی و عددی مورد مطالعه و بررسی قرار خواهد گرفت که بررسی عددی آن با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلونت و ابتدا برای مشعل معمولی انجام گرفت و در نهایت پس از مقایسه با مقادیر تجربی دبی و ارزیابی صحت نتایج بدست آمده از آن، شبیه‌سازی مشابهی برای مشعل‌های دمنده‌دار نیز صورت پذیرفت که در ادامه به تشریح نتایج حاصل از آنها پرداخته و مقدار دبی‌های حجمی و جرمی برای فشارهای اندازه‌گیری شده استخراج خواهند شد. همچنین از آنجایی که متان ۸۵ تا ۹۵ درصد از ترکیب گاز طبیعی را متان تشکیل می‌دهد، مشخصات متان برای فاز گاز در شبیه‌سازی در نظر گرفته می‌شود.

### هندسه مشعل مورد مطالعه

هندسه مشعلی که در این پژوهش مورد بررسی قرار گرفته، در محدوده محل نصب فشارسنج تا محل تخلیه سوخت در آتشدان در نظر گرفته شده است که نمایی از آن در شکل ۲ دیده می‌شود و شامل ۱.۵ متر لوله به قطر ۳۱.۷۵ میلی‌متر، دو عدد زانویی شعاع بلند و یک عدد گلاب ولو در مسیر لوله می‌باشد.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + P)) = \nabla \cdot (K_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau} \vec{v})) \quad (4)$$

همچنین معادله گاز ایده‌آل برای به دست آوردن مقدار چگالی به صورت رابطه ۵ می‌باشد.

$$\rho = \frac{P_{operate} + P}{\frac{R}{M_w} T} \quad (5)$$

همچنین برای جریان دوفازی، نسبت‌های جزئی درصد جرمی و فشار جزئی برای هریک از اجزا (هوا و متان) به صورت روابط ۶ و ۷ می‌باشند.

$$\alpha_m = \frac{m_x}{m_{total}} \quad (6)$$

$$P_i = \alpha_i \cdot P_{total} \quad (7)$$

در رابطه ۷، فشار کل برابر با مجموع فشارهای تمامی اجزاء مخلوط گاز می‌باشد و  $\alpha_i$  کسر مولی جزء مورد نظر است.

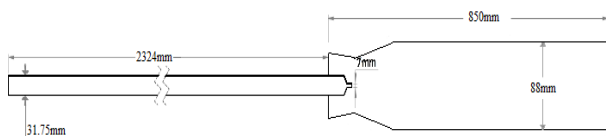
#### شبیه‌سازی مدل تک فاز برای مشعل اتمسفریک بدون دمنده

به منظور ساده‌سازی حل عددی، با استفاده از روابط ۶ و ۷، افت هد در زانویی‌ها و گلاب ولو با افت هد و در نهایت طول لوله معادل به کمک مقدار ضریب افت فشار نشان داده شده در شکل ۴ جایگزین شده که در نهایت، هندسه ساده و دوبعدی به دست آمده با استفاده از حالت متقارن محوری<sup>۱</sup> در نرم‌افزار شبیه‌سازی می‌شود.

$$H_l = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (8)$$

$$H_l = K \frac{u^2}{2g} \quad (9)$$

رابطه ۸ مربوط به افت هد در لوله با مقطع دایروی و رابطه ۹ مربوط به افت هد در اتصالات می‌باشد و از برابر قرار دادن این دو رابطه، طول لوله‌ای که افت هد برابر با اتصال مربوطه را ایجاد می‌کند، بدست خواهد آمد. پس از محاسبه لوله معادل، هندسه ساده شده‌ای مانند آنچه در شکل ۴ دیده می‌شود بدست می‌آید.



شکل ۴: هندسه ساده شده نهایی برای انجام شبیه‌سازی عددی

شرایط مرزی اعمال شده بر سیستم در جدول ۴ مشاهده می‌شود. با توجه به اینکه در زمان اندازه‌گیری دمای هوا تغییرات چشمگیری نداشت، دمای محیط برای دیواره‌ها ثابت و برابر با ۳۰۰ کلوین در نظر گرفته شده است.

جدول ۲: مقادیر پارامترهای اندازه‌گیری برای فشار ۱۳۱۲۰ پاسکال

ردیف	زمان (s)	رقم کنتور (m <sup>3</sup> )	دبی حجمی میانگین (m <sup>3</sup> /s)
۱	۰	۵۲.۹۴	۰.۰۰۵۳
۲	۶۰	۵۳.۲۶	
۳	۱۲۰	۵۳.۵۸	
۴	۱۸۰	۵۳.۸۹۰	

جدول ۳: مقادیر پارامترهای اندازه‌گیری برای فشار ۵۲۴۰ پاسکال

ردیف	زمان (s)	رقم کنتور (m <sup>3</sup> )	دبی حجمی میانگین (m <sup>3</sup> /s)
۱	۰	۶۲.۷۱	۰.۰۰۳۶
۲	۶۰	۶۲.۹۳	
۳	۱۲۰	۶۳.۱۵	
۴	۱۸۰	۶۳.۳۵	

#### فرضیات حل عددی

- دمای محیط ثابت و برابر با ۲۷ درجه سانتیگراد
- ارتفاع محل انجام بررسی ۱۶ متر
- فشار محل نصب هیتر تقریباً ۱ اتمسفر
- از تاثیر گرانش صرف نظر گردد.
- از اثرات احتراق صرف نظر گردد.
- فشار نسبی محل تخلیه برابر با صفر

#### معادلات حاکم بر جریان تکفاز و دوفاز

معادلات حاکم بر این جریان در حالت تکفاز و دوفاز (تک جزئی و دوجزئی) از معادلات جریان‌های تراکم پذیر تبعیت می‌کند. معادلات پیوستگی و مومنوم برای این رژیم جریان و جریان تراکم ناپذیر مشابه هم بوده، با این تفاوت که در جریان تراکم پذیر چگالی متغیر است. روابط ۲ و ۳ به ترتیب بیانگر معادلات پیوستگی و مومنوم در جریان تراکم پذیر می‌باشند.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \nabla(\rho v \vec{v}) = -\nabla P + \nabla(\bar{\tau})\rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3)$$

با توجه به اثر تراکم پذیری، معادله انرژی به صورت رابطه ۴ است.

<sup>1</sup> Axisymmetric

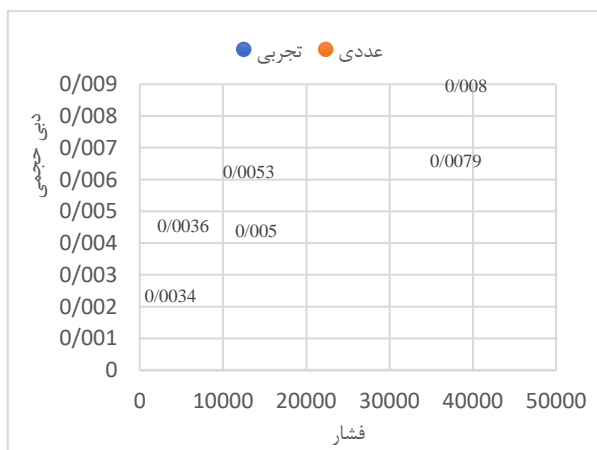
جداول ۱ تا ۳ انجام می‌شود که نتایج بدست آمده برای دبی حجمی در شکل ۶ قابل مشاهده است.



شکل ۶: مقایسه مقادیر تجربی و عددی برای مشعل بدون دمنده

۲- نتایج شبیه‌سازی مشعل اتمسفریک دمنده‌دار مشابه آنچه در قسمت قبل دیده شد، شبیه‌سازی انجام شده برای جریان دوفازی متان-هوا با استفاده از مدل دوفازی مختلط<sup>۲</sup> و در نظر گرفتن چگالی هر دو سیال مطابق با شرط گازه ایده‌آل، نتایج به صورت نشان داده شده در شکل ۷ هستند.

دبی جرمی برای جریان با هر سه مقدار فشار و برای مشعل بدون دمنده و دمنده‌دار نیز با استفاده از روش حل عددی استخراج می‌گردد که مطابق در جدول ۵، قابل مشاهده و مقایسه هستند.



شکل ۷: مقایسه نتایج تجربی و عددی برای مشعل دمنده‌دار

جدول ۵: مقایسه مقدار دبی جرمی برای مشعل‌های بدون دمنده و دمنده‌دار

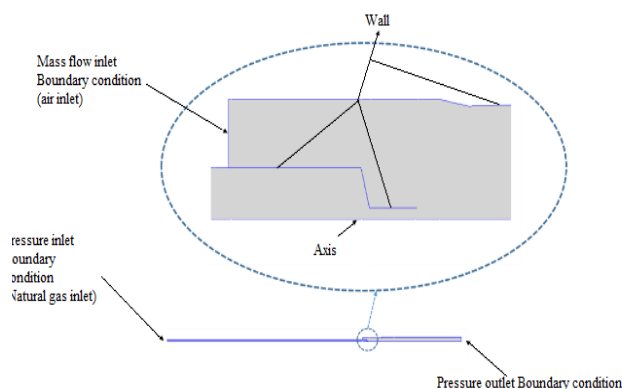
فشار (پاسکال)	دبی جرمی مشعل بدون دمنده	دبی جرمی مشعل دمنده‌دار
۳۹۲۰۰	۰.۰۰۶۷	۰.۰۰۶۴
۱۳۱۲۰	۰.۰۰۳۹	۰.۰۰۳۸
۵۲۴۰	۰.۰۰۲۵	۰.۰۰۲۴

همچنین جرم هوای ورودی برای شبیه‌سازی جریان تکفاز مشعل بدون دمنده برابر با صفر می‌باشد.

جدول ۴: شرایط مرزی و مشخصات ابعادی و موقعیت

ردیف	شرط مرزی	موقعیت و ابعاد
۱	Pressure inlet (fuel)	لوله ورودی به قطر ۳۱.۷۵ میلی‌متر
۲	Mass-flow inlet (air)	ورودی هوا به قطر خارجی ۸۸ میلی‌متر
۳	Wall	دیواره‌های لوله گاز و محفظه آتش‌دان
۴	Pressure outlet (mixture)	انتهای محفظه آتش‌دان

لازم به ذکر است جرم هوای ورودی برای حالت تک فاز برابر با صفر است. به منظور درک بهتر از شرایط مرزی و موقعیت اعمال آنها، شکل ۵ به صورت شماتیک از این شرایط نشان داده می‌شود.



شکل ۵: شرایط مرزی اعمال شده روی مدل برای حل مسئله

### شبیه‌سازی مدل دوفازی برای مشعل اتمسفریک دمنده‌دار

کاربرد دمنده برای مشعل هیتر مشابه با آنچه در سیستم توربو شارژ خودروها بکار گرفته می‌شود است و با در اختیار قرار دادن هوای اضافی برای سوخت، باعث افزایش کیفیت احتراق و آزاد شدن مقدار بیشتری انرژی برای میزان سوخت یکسان نسبت به مشعل بدون دمنده می‌گردد. شبیه‌سازی برای مقادیر ذکر شده فشار در جداول ۱ تا ۳ انجام می‌گردد. با استفاده از مشخصات ارائه شده در کاتالوگ مشعل مدل 100MGH/S ساخت شرکت تولیدی و مهندسی شعله صنعت، جرم ورودی اجباری هوا برای تمامی فشارهای ورودی سوخت، برابر با ۰.۰۷ کیلوگرم بر ثانیه به شرایط مرزی شبیه‌سازی مرحله قبل اضافه می‌گردد.

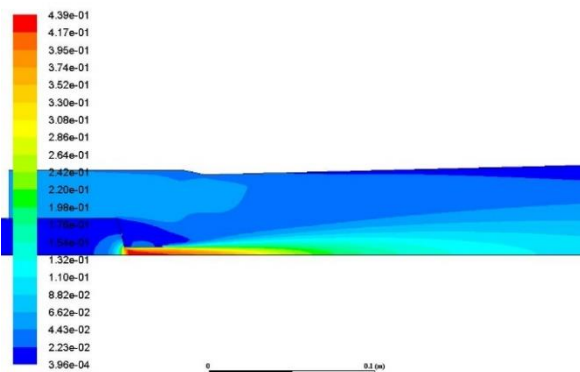
### نتایج

۱- نتایج شبیه‌سازی مشعل اتمسفریک بدون دمنده؛

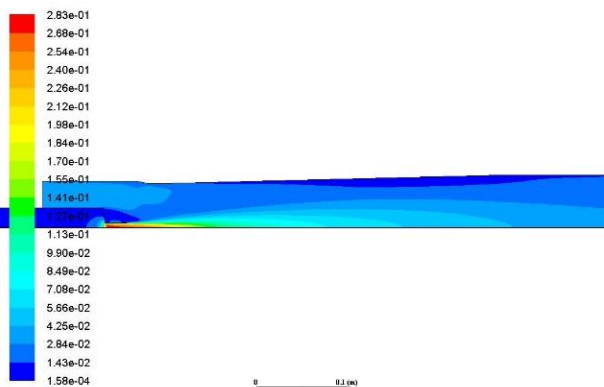
با اعمال شرایط مرزی و اولیه ذکر شده در قسمت قبل، حل عددی برای شرایط دوبعدی و متقارن در حالت پایا<sup>۱</sup> و برای فشارهای ذکر شده در

<sup>2</sup> Mixture

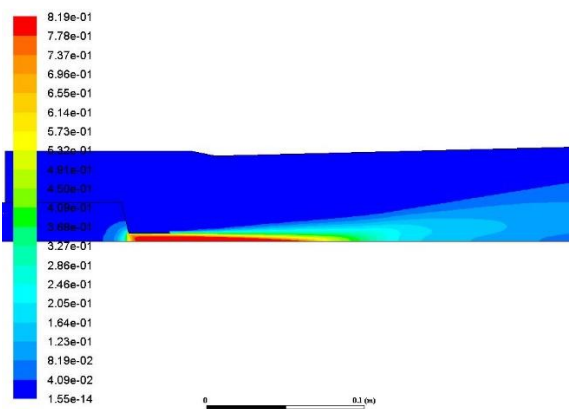
<sup>1</sup> Steady



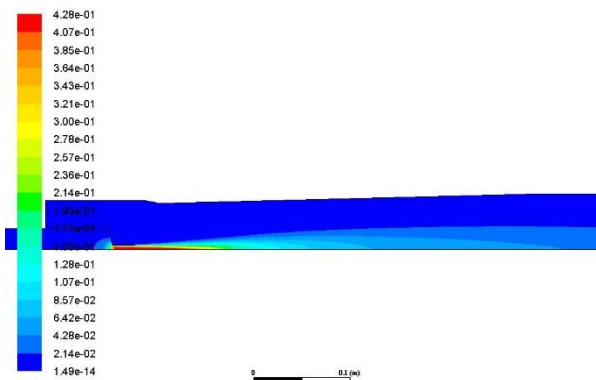
شکل ۹: کانتور عدد ماخ برای جریان تکفاز متان با فشار ۱۳۱۲۰ پاسکال



شکل ۱۰: کانتور عدد ماخ برای جریان تکفاز متان با فشار ۵۲۴۰ پاسکال



شکل ۱۱: کانتور عدد ماخ برای جریان دوفازی هوا-متان با فشار ۳۹۲۰۰ پاسکال



شکل ۱۲: کانتور عدد ماخ برای جریان دوفازی هوا-متان با فشار ۱۳۱۲۰ پاسکال

با استفاده از نتایج به دست آمده برای دبی حجمی و جرمی، با استفاده از معادلات ۱۰ و ۱۱ می‌توان در هر میزان فشار و با استفاده از اعداد به دست آمده برای دبی‌های جرمی و حجمی با استفاده از شبیه‌سازی فوق، به ترتیب نرخ تولید حرارت هیتز و میزان حرارت تولید مورد نیاز برای افزایش دمای گاز از مقدار  $T_1$  به  $T_2$  را محاسبه نمود.

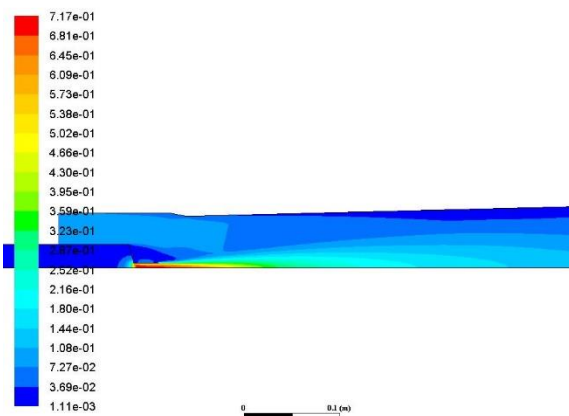
$$\dot{Q} = \dot{V} \times LHV \quad (10)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \times \Delta h = \dot{m} \times c_p(T_2 - T_1) \quad (11)$$

### جمع بندی

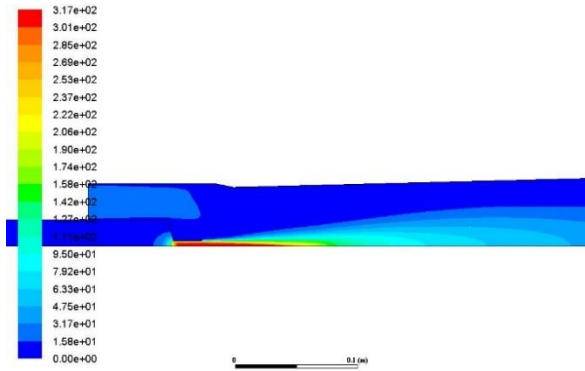
آنگونه که مشاهده شد، با استفاده از شرایط محیط عملیاتی، ساده سازی مسئله و هندسه آن و بکارگیری شرایط مرزی مناسب، می‌توان شبیه‌سازی درست برای حل مسئله به صورت عددی داشت. نزدیکی اعداد حاصل شده از این شبیه‌سازی با نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی، صحت این امر را تایید می‌کند. همچنین در ادامه با توجه به شکل‌های ۸ تا ۱۰ و شکل‌های ۱۱ تا ۱۳ که به ترتیب که نشان دهنده کانتور ماخ برای جریان‌های تکفاز و دوفاز برای هر سه مقدار فشار قید شده می‌باشند، قابل مشاهده است در محل ژیکور تخلیه سوخت که نقطه بحرانی در این مجموعه است، عدد ماخ همواره کمتر از ۱ بوده و هیچگونه شوک در طول مسیر اتفاق نمی‌افتد.

همچنین به منظور مقایسه توزیع سرعت و نیز بررسی شرایط حرکت جریان سیالات ورودی به مشعل و آتشدان در دو حالت تکفاز و دوفاز، کانتور سرعت برای هر دو حالت و برای سه مقدار فشار قبلی در شکل‌های ۱۴ تا ۱۹ که شکل‌های ۱۴ تا ۱۶ کانتور مقدار سرعت برای جریان تکفاز متان و شکل‌های ۱۷ تا ۱۹ کانتور مقدار سرعت برای جریان دوفازی هوا-متان نشان داده شده است.

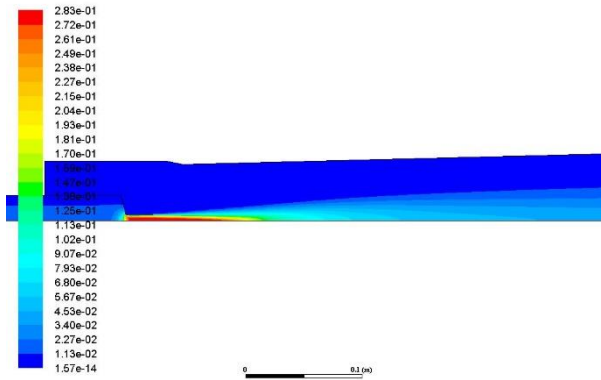


شکل ۸: کانتور عدد ماخ برای جریان تکفاز متان با فشار ۳۹۲۰۰ پاسکال

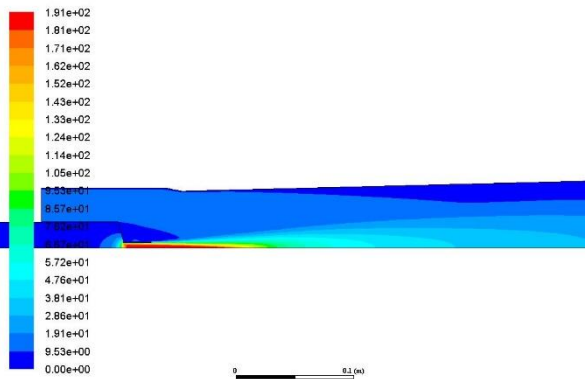




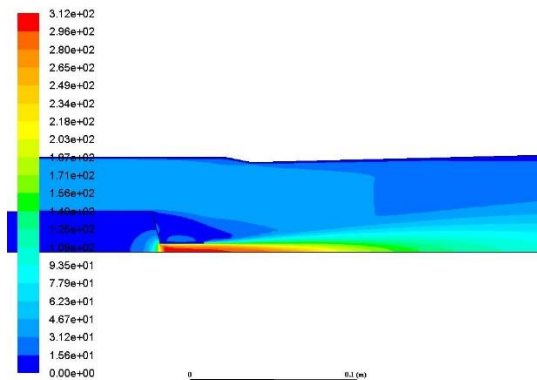
شکل ۱۷: کانتور سرعت برای جریان دوفاز هوا-متان با فشار ۳۹۲۰۰ پاسکال



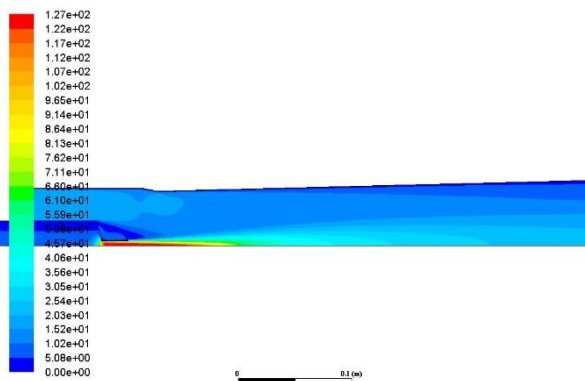
شکل ۱۳: کانتور عدد ماخ برای جریان دوفازی هوا-متان با فشار ۵۲۴۰ پاسکال



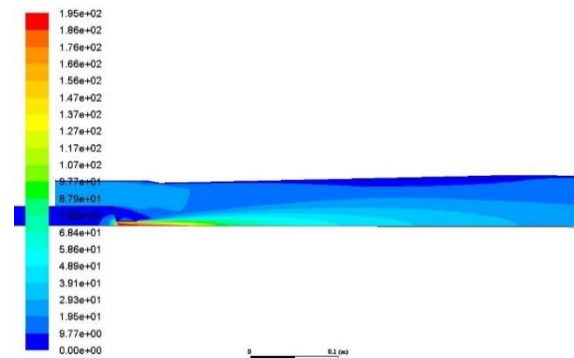
شکل ۱۸: کانتور سرعت برای جریان دوفاز هوا-متان با فشار ۱۳۱۲۰ پاسکال



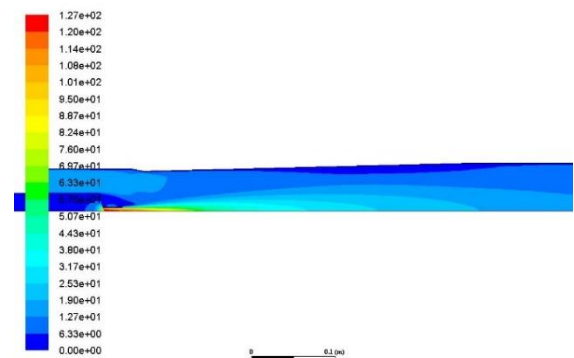
شکل ۱۴: کانتور سرعت برای جریان تکفاز متان با فشار ۳۹۲۰۰ پاسکال



شکل ۱۹: کانتور سرعت برای جریان دوفاز هوا-متان با فشار ۵۲۴۰ پاسکال



شکل ۱۵: کانتور سرعت برای جریان تکفاز متان با فشار ۱۳۱۲۰ پاسکال



شکل ۱۶: کانتور سرعت برای جریان تکفاز متان با فشار ۵۲۴۰ پاسکال

### نتیجه گیری

همانطور که گفته شد، هیتر ایستگاه‌های تقلیل فشار از مهم‌ترین اجزای یک ایستگاه دروازه شهری می‌باشد. با توجه به مصرف مستمر گاز شهری به عنوان یکی از منابع پرکاربرد تولید انرژی، چه برای مصارف خانگی و چه برای مصارف صنعتی، وجود جریان پایدار و با کیفیت گاز اهمیت بالایی دارد. به همین جهت جلوگیری از بروز مشکل امری ضروری است که هیتر ایستگاه تقلیل فشار به عنوان یکی از اولین موانع پیشگیری از ایجاد ایراد در سیستم توزیع گاز می‌باشد.

همچنین اختلاف دمایی زیاد در ساعات مختلف شبانه روز و در فصول مختلف سال، موجب به وجود آمدن طیف گسترده‌ای از مصرف سوخت می‌گردد که به علت کمبود وسایل اندازه‌گیری مناسب و نیز وجود نواقص و محدودیت در عملکرد کنتورهای موجود در بازار (از جمله دیافراگمی و

## مراجع

[۱] کورش اسفندیاری، پریناز سلیمانی، احسان کریمی و ابوالفضل نرسی. "بررسی چالش‌های پیش روی توسعه فناوری نانو سیالات به عنوان سیال انتقال حرارتی در هیتر ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز (CGS)", کنفرانس بین‌المللی توسعه فناوری در مهندسی شیمی، ایران، تهران، ۲۴ اسفند، ۱۳۹۹

[2] ISO 12213-2, 2006. Natural gas-calculation of compression factor- Part 2: Calculation using molar-composition analysis. Ref. No. ISO 12213-2: 2006(E).

[۳] فرزاد ویسی، اسماعیل عاشوری، مصطفی یارمحمدی و پیمان اعظمی. "کنترل دمای ورودی به رگلاتورهای گاز در ایستگاه‌های تقلیل فشار"، نوزدهمین همایش سالانه مهندسی مکانیک ایران (ISME2011)، ایران، بیرجند، ۲۰ تا ۲۲ اردیبهشت، ۱۳۹۰

[۴] مصطفوی، سید علیرضا؛ محمودی، مجتبی. بررسی میزان مصرف انرژی در هیترهای ایستگاه تقلیل فشار گاز استان مرکزی، پیمان شماره ۱۲۰۴۸۲، شرکت ملی گاز، مرکزی، ۱۳۹۶

[۵] ابوالفضل بیات و کمال عباسپور ثانی. "آنالیز حرارتی هیتر گازی ایستگاه تقلیل فشار گاز (CGS) شهر زنجان"، دومین کنفرانس ملی انرژی و توسعه پایدار، ایران، تاکستان، ۲۹ و ۳۰ بهمن، ۱۳۹۴

[۶] میثم ریاحی، مهدی جمالی و مصطفی صفری. "استفاده از هیترهای کاتالیستی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز"، سومین کنفرانس لوله و خطوط انتقال نفت و گاز، تهران، ایران، ۳ و ۴ خرداد، ۱۳۹۰

[۷] محمد الفتی، مهدی بحیرایی و فرزاد ویسی. "مقایسه عملکرد ترمودینامیکی ایستگاه‌های کاهش فشار گاز طبیعی مجهز به گرمکن با مشعل اتمسفریک و دمنده‌دار". ایران، تهران، ۲۸ آذر، ۱۳۹۷

[8] Alan T. McDonald, Philip J. Pritchard, Robert W. Fox, 2015, INTRODUCTION OF FLUID MECHANICS, united states of America, JOHN WILEY & SONS, INC, 9<sup>th</sup> edition.

[9] Adrian Bejan, J. A. Distinguish, 2016, ADVANCED ENGINEERING THERMODYNAMICS, United State of America, 4<sup>th</sup> edition.

توربینی)، اندازه‌گیری‌ها معمولاً دارای خطا هستند. از این رو، بررسی روشی مناسب برای محاسبه و کنترل مصرف سوخت این هیترها به عنوان یکی از مصرف‌کننده‌های دائمی و با میزان مصرف متناوب امری ضروری است.

با توجه به مقادیر به دست آمده از شبیه‌سازی انجام شده برای دبی‌های حجمی و جرمی، مشاهده می‌گردد که این نتایج در مقایسه با نتایج تجربی از دقت بالای ۹۵ درصد بهره‌مند هستند و این روش می‌تواند به عنوان روشی برای کنترل مصرف سوخت هیتر پیشگرم گاز، مستقل از کنتورهای معمولی موجود و صرفاً با اطلاع از فشار ورودی به مشعل مورد استفاده قرار گیرد.

## تشکر و قدردانی

بدین وسیله از شرکت گاز مرکزی استان خوزستان بابت تمامی حمایت‌های علمی همکاری مداوم در انجام این پژوهش کمال تشکر را داریم. همچنین از شرکت محترم تولیدی و مهندسی شعله صنعت بابت در اختیار قرار دادن مشخصات فنی و راهنمایی‌های علمی قدردانی به عمل می‌آید.

## فهرست علائم

$C_p$	گرمای ویژه در فشار ثابت، J/kgK
$D$	قطر، m
$f$	ضریب اصطکاک، بدون بعد
$g$	شتاب گرانش، $m/s^2$
$H$	آنتالپی، J
$H_l$	افت هد، m
$K$	ضریب افت فشار اتصالات، بدون بعد
$P$	فشار، Pa
$T$	دما، K
$U$	سرعت، m/s
$V$	حجم، $m^3$
$F$	نیروی حجمی، N
$\mu_j$	ضریب ژول-تامسون، (K/MPa)
LHV	ظرفیت حرارت پایین، Cal/kg
$\alpha$	درصد جرمی، بدون بعد