

# تحلیل حرارتی هیتر ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز شهری و محاسبه راندمان و میزان مصرف سوخت و ارائه مدل هندسی بهینه

داود شفیعی<sup>۱</sup>، سید علیرضا مصطفوی<sup>۲\*</sup>، سعید جعفری مهرآبادی<sup>۱\*</sup>  
 ۱- گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اراک، ایران  
 ۲- گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه اراک، ایران

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۶/۴ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۷/۳

## چکیده

ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز شهری جزء مهم‌ترین قسمت‌های صنعت انتقال گاز می‌باشند که وظیفه آن تنظیم فشار گاز در محدوده استاندارد جهت مصارف مختلف می‌باشد. با عنایت به اینکه انتقال حرارت از منبع تولید انرژی، به وسیله سیال واسط به گاز عبوری از هیتر منتقل می‌گردد، به آن‌ها هیتر حمام آب غیر مستقیم گفته می‌شود. هیتر حمام غیرمستقیم آب به منظور گرم کردن گاز قبل از افت فشار مورد استفاده قرار گرفته تا دمای میعان‌ات موجود در گاز به نقطه تشکیل هیدرات‌ها در حین شکستن و کاهش فشار گاز نرسد. با عنایت به توسعه گازرسانی در کشور ایران و سهم ۷۰٪ گاز طبیعی از سبد انرژی کشور، تعداد ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز و به تبع هیترهای حمام آب غیر مستقیم در صنعت گاز بسیار چشمگیر می‌باشد. در این تحقیق با توجه به مشخصات گاز طبیعی و روابط انتقال حرارت و بقای جرم و معادلات انرژی، تحلیل قابل قبولی از رفتار حرارتی هیترها صورت پذیرفته‌است و مدل‌سازی هیتر با دقت مناسبی انجام شده و تاثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد حرارتی هیتر بررسی شده‌است. با تغییر هندسه هیتر از استوانه‌ای به هندسه مکعبی، نتایج قابل قبولی بدست آمد به گونه‌ای که راندمان از ۳۱٪ به ۵۶٪ افزایش و میزان مصرف سوخت از ۱/۴۸ kg/s تا ۰/۸۴ kg/s کاهش می‌یابد.

**کلمات کلیدی:** ایستگاه تقلیل فشار، هیترهای حمام آب غیرمستقیم، هندسه، راندمان، ترکیب گاز.

## مقدمه

به کارخانه‌ها، پالایشگاه‌ها و شهرها نیاز بیشتری به خطوط انتقال احساس گردید و عملاً خطوط انتقال نفت و گاز به شریان‌های اقتصادی و شاه‌رگ میانی مبدل گشتند. در حال حاضر خطوط انتقال روزانه میلیون‌ها متر مکعب گاز طبیعی و میلیون‌ها تن نفت خام تصفیه شده را از منابع زیرزمینی و پالایشگاه‌ها به نقاط مختلف کشور می‌رسانند و علاوه بر فروش این مواد که نقش تعیین‌کننده‌ای

با روند سریع رشد صنعت و احتیاج بیشتر به انرژی، گازهای موجود در منابع عظیم نفتی نیز اهمیت خود را نشان داده و در سرتاسر گیتی برای انتقال گاز، این ماده مفید و در عین حال خطرناک

\*مسئول مکاتبات  
 آدرس الکترونیکی  
 a-mo'stafari@araku.ac.ir  
 s-jafari@iau-arak.ac.ir  
 شناسه دیجیتال: (DOI:10.22078/PR.2021.4530.3043)

توسط ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز به ۲۵۰ Psi کاهش می‌یابد. از مهمترین تجهیزات موجود در ایستگاه‌های تقلیل فشار<sup>۲</sup> می‌توان به فیلترها<sup>۳</sup>، گرمکن گازی<sup>۴</sup>، شیرها<sup>۵</sup>، شیر قطع کننده<sup>۶</sup>، رگلاتور<sup>۷</sup>، شیر اطمینان<sup>۸</sup>، دستگاه بودار کننده گاز<sup>۹</sup> و دستگاه اندازه‌گیری<sup>۱۰</sup> اشاره نمود.

به منظور جلوگیری از رسیدن بخار مایعات اجزای گاز به نقطه شبنم و تشکیل هیدرات و یخ‌زدگی رگلاتور و قطع جریان گاز، در ایستگاه‌های تقلیل فشار (CGS) ابتدا گاز را تا میزان مشخصی گرم و سپس اقدام به کاهش فشار می‌نمایند. این کار توسط هیترهای حمام آب غیرمستقیم<sup>۱۱</sup> صورت می‌پذیرد. این هیترها از یک محفظه استوانه‌ای<sup>۱۲</sup> دو بخشی تشکیل می‌شود، در بخش زیرین بدنه لوله‌های آتش‌دان<sup>۱۳</sup> قرار دارد و توسط همین لوله آب مقطر موجود در مخزن هیتر گرم شده و گاز عبوری از لوله‌های ماریچ<sup>۱۴</sup> بالادستی گرم می‌شود. محصولات احتراق از انتهای آتش‌دان توسط دودکش<sup>۱۵</sup> خارج و هوای لازم جهت احتراق به درون هیتر مکش می‌شود. به منظور تنظیم میزان آب مقطر درون هیتر و جبران آب‌های تبخیرشده، مخزن کوچکی بالای هیتر به نام مخزن انبساط<sup>۱۶</sup> نصب شده‌است.

انتقال حرارت هیترهای حمام آب غیرمستقیم از نوع جابه‌جایی می‌باشد، بدین گونه که حرارت مورد نیاز توسط مشعل‌های گازسوز به درون آتش‌دان وارد و در یک مسیر رفت و برگشت، حرارت به آب مقطر منتقل می‌گردد، آب مقطر گرم هم حرارت

در اقتصاد مملکت دارد، چرخ حیات جامعه را نیز در ابعاد گوناگون به گردش درمی‌آورند. اکنون گاز طبیعی بزرگترین منبع انرژی بعد از نفت و زغال سنگ می‌باشد. فراوانی در طبیعت، سهولت هدایت، ارزش حرارتی خوب، پاکیزگی مصرف و نیز کمی آلودگی زیست محیطی، موجب گردیده‌است که این منبع انرژی بسیار مورد توجه قرار گیرد و علی‌رغم خطرات احتمالی آن در نقاط هدایت و مصرف از استقبال خوب مصرف‌کنندگان برخوردار باشد. یکی از مهم‌ترین عوامل توزیع و مصرف گاز، وجود سیستم‌های تنظیم فشار گاز می‌باشد، زیرا هدایت گاز از مکان‌های استخراج تا نقاط مصرف مستلزم حفظ و یا افزایش فشار آن می‌باشد. یکی از سیستم‌های تنظیم فشار، ایستگاه تقلیل فشار می‌باشد. با توجه به طراحی، نوع و کاربرد ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز می‌توان با محدوده متغیری از فشارها، ایستگاه‌ها را طراحی نمود. طبق قوانین گازها و رابطه ژول-تامسون، اگر فشار گازی در حجم ثابت از  $P_1$  به  $P_2$  کاهش یابد، در صورت مثبت بودن ضریب ژول-تامسون دمای آن نیز از  $T_1$  به  $T_2$  کاهش خواهد یافت، لذا در سیستم‌های تقلیل فشار گاز همواره با کاهش دمای گاز مواجه خواهیم شد و در نتیجه هنگامی که دمای گاز به نقطه شبنم گاز نزدیک شود، بخار مایعات همراه گاز اعم از آب و هیدروکربورهای سنگین‌تر به صورت مایع درآمده و در دمای پایین محیط، در تاسیسات ایجاد یخ زدگی می‌نماید. لذا تامین این شرایط در سیستم‌های تقلیل فشار و در نهایت در مبادی مصرف ضروری است.

### ایستگاه‌های دروازه شهری تقلیل فشار گاز

گاز طبیعی معمولاً با فشاری معادل ۷۰۰ Psi-<sup>۱۰۰۰</sup> به ورودی شهرها و یا صنایع بزرگ می‌رسد و لازم است جهت تحویل به مصرف‌کنندگان نهایی این فشار کاهش یابد. فرایند افت فشار در ایستگاه‌های تقلیل فشاری با نام ایستگاه‌های دروازه شهری (CGS)<sup>۱</sup> صورت می‌پذیرد. فشار گاز

1. City Gate Station (CGS)
2. Reduction Pressure Station
3. Filter
4. Heater
5. Valve
6. Shut off Valve
7. Regulator
8. Safety Valve
9. Odorizer
10. Meter instrument
11. Water Bath Indirect Heater
12. Shell
13. Fire Tube
14. Gas Tube
15. Exhaust
16. Expansion Tank

سعدت و همکاران [۱] به مدل‌سازی ترمودینامیکی و بهینه‌سازی چند هدفه یک ایستگاه تقلیل فشار با چرخه آلی رانکین پرداختند. بررسی پارامترهای اگزرژی نشان داد که ۹۱/۸۷٪ از میزان تخریب نسبی در هیتر و مشعل انجام می‌شود. همچنین مقایسه سیستم یکپارچه غیر بهینه و بهینه آن‌ها نشان داد که بهینه‌سازی منجر به افزایش ۸/۵۷٪ در راندمان حرارتی سیستم و کاهش ۳۳۷/۶۲ کیلووات در میزان تخریب کلی اگزرژی می‌شود. رحمتی و همکاران [۲] مطالعه تجربی در مورد تأثیرات استفاده از نانولوله‌های کربنی چند جداره در گاز اتیلن گلیکول / پایه آب با هیترهای غیر مستقیم ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز انجام دادند. نتایج نشان داد لزجت با افزایش کسر حجمی زیاد شده و با افزایش دما کاهش می‌یابد. افزایش راندمان تا ۴۸٪ در دمای ۷۰ °C از یافته‌های این پژوهش بود. رستگار و همکاران [۳] راه حلی برای تأمین آب مقطر مورد استفاده در هیترهای غیر مستقیم حمام آب در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز بدست آوردند. میزان تولید آب مقطر در سه عمق مختلف آب مورد آزمایش قرار گرفت که نتایج نشان داد که برای عمق کمتر آب، میزان تولید آب مقطر بهتر می‌باشد. گونز و همکاران [۴] با اضافه کردن سیم پیچ به سیستم انتقال حرارت هیتر، آنرا یک روش دیگر جهت کاهش مصرف انرژی هیتر معرفی کردند. نتایج تجربی نشان داد که میزان نوسلت و عامل اصطکاک با کاهش نسبت گام و فاصله افزایش می‌یابد. عاشوری و همکاران [۵] با مطالعه ایستگاه CGS بیستون و تعیین ضریب ژول- تامسون گاز طبیعی، گرمایش گاز تا حداقل دمای ممکن گاز ورودی به رگلاتورهای این ایستگاه را موجب صرفه جویی در مصرف انرژی گرمکن‌ها دانستند. عزیز و همکاران [۶] با مطالعه گرمکن ایستگاه CGS ماهشهر روی اتلاف حرارتی از دودکش این گرمکن تمرکز نموده و استفاده از یک مبدل حرارتی پوسته-لوله برای پیش گرمایش گاز طبیعی ورودی به گرمکن توسط گاز خروجی از دودکش آن

خود را به کویل‌های گاز انتقال داده و نهایتاً این حرارت جذب جریان گاز عبوری از کویل‌ها می‌گردد. سیستم‌های اندازه‌گیری دما و فشار جهت کنترل‌های لازم در ورودی و خروجی هیتر نصب می‌شوند. میزان گرمایش مشعل‌های هیتر وابسته به دمای محیط و میزان گاز عبوری از ایستگاه و هیتر بوده و فرمان مشعل از دمای خروجی کویل گاز صورت می‌پذیرد. راندمان هیترهای حمام آب غیرمستقیم بسیار پایین بوده و باتوجه به تعداد زیاد این هیترها، علاوه بر اتلاف انرژی، صدمات جبران‌ناپذیری بر محیط زیست تحمیل می‌نماید.

استفاده نامطلوب از انرژی و مصرف بی‌رویه آن در بخش خانگی و صنعتی علاوه بر آلودگی محیط زیست و به هدر دادن سرمایه‌های ملی، روند توسعه کشور را در زمینه‌های مختلف به مخاطره می‌اندازد. استفاده غیر بهینه از تجهیزات مصرف کننده انرژی، همه ساله خسارت عظیم و جبران‌ناپذیری را بر بودجه کشور تحمیل می‌نماید. لذا لازم است همگام با توسعه صنعتی و افزایش روند مصرف انرژی، با بهبود عملکرد این تجهیزات به سمت کاهش مصرف انرژی و توسعه مطلوب و منطبق با محیط زیست دست یابیم. سوختی که جهت تأمین شعله و حرارت مورد نیاز این گرمکن‌ها به کار می‌رود، گاز پالاییده با کیفیت بالا است و برگرفته از خط لوله ورودی به ایستگاه می‌باشد. با در نظر گرفتن قیمت رو به افزایش سوخت و قوانین مربوط به حفظ محیط زیست، نیاز اساسی به عملیات تحلیل، طراحی و تعمیرات اساسی مربوط به افزایش بازدهی گرمکن‌ها کاملاً احساس می‌شود.

راهکارهای متعددی جهت افزایش راندمان هیترهای ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز در حوزه‌هایی نظیر پیش گرمایش و یا جلوگیری از اتلاف انرژی در دودکش هیترها و یا عایق کاری مسیر و همچنین نصب تجهیزات جانبی و یا استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر توسط محققین صورت پذیرفته‌است.

هیدروژن پرداختند.

در سیستم‌های حرارتی هندسه نقش بسزایی در هدرفت انرژی، جذب حرارت و در نهایت راندمان حرارتی دارا می‌باشد، لذا در کنار بسیاری از اقدامات در راستای افزایش راندمان، طراحی و یافتن مدل هندسی بهینه یکی از روش‌های افزایش راندمان خواهد بود. در کار حاضر علاوه بر بهره‌گیری از دستاوردهای پیشین محققین، مدلی جدید از هیت‌ر با راندمان بالاتر طراحی خواهد شد. هندسه‌های مکعبی فرصت‌های مناسبی جهت چیدمان جدید تجهیزات داخلی هیت‌ر برای طراحی میسر خواهند نمود. افزایش تعداد پاس کوپل‌های گاز و افزایش طول آن، سهم بسزایی در افزایش انتقال حرارت از آب گرم به سیال گاز دارد. علاوه بر این هندسه محفظه احتراق نیز در چگونگی دریافت حرارت و انتقال به سیال واسط موثر بوده و در توزیع دما در هیت‌ر بسیار تعیین کننده‌است که در کار حاضر به این مساله پرداخته می‌شود.

در این مقاله هیت‌رهای نصب شده در ایستگاه‌های تقلیل فشار با استفاده از معادلات ترمودینامیکی و سیالاتی حاکم از حیث حرارتی مدل‌سازی می‌گردد و با استفاده از کسر مولی اجزای مخلوط گاز طبیعی و دما و فشار آن و همچنین با به‌کارگیری مشخصات هندسه‌ی هیت‌ر، تأثیر جزئی‌ترین پارامترها اعم از هندسه و خواص ترمودینامیکی گاز بررسی می‌شود و میزان مصرف سوخت هیت‌ر و راندمان آن تعیین می‌گردد. سپس نتایج با اطلاعات موجود در ایستگاه شهر اراک اعتبارسنجی خواهد شد. در نهایت با بررسی تأثیر تغییر پارامترهای ترمودینامیکی و هندسه‌ی هیت‌ر در راندمان حرارتی و میزان مصرف سوخت، یک مدل هندسی بهینه پیشنهاد می‌گردد.

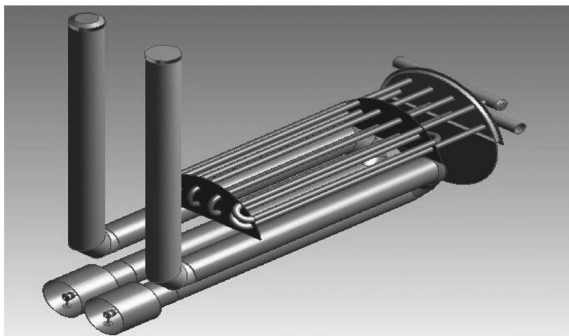
### مدل‌سازی

#### بررسی مدل حرارتی

از لحاظ ساختار حرارتی و غیرمستقیم بودن ساز و کار عملکردی،

را پیشنهاد کردند. خلیلی و همکاران [۷] بازده حرارتی و اتلاف گرمایی را در گرمکن تعبیه شده در ایستگاه CGS شهرکرد بررسی کردند و بهبود عملکرد مشعل‌ها، کاهش مقدار هوای اضافی و نیز افزایش سطح انتقال حرارت را به عنوان راهکارهای به حداقل رساندن میزان اتلاف انرژی در دودکش پیشنهاد دادند. صابرمقدم و همکاران [۸] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی به امکان‌سنجی مصرف بهینه انرژی در گرمکن واقع در یکی از ایستگاه‌های CGS مشهد پرداختند و تعبیه پمپ در محلی مناسب از گرمکن را در انتقال یکنواخت انرژی حرارتی به سطوح مختلف گرمکن و در نتیجه افزایش بازدهی آن موثر دانستند. حسین و همکاران [۹] مطالعات خود را بر روی میزان افزایش انتقال حرارت در حالتی که بطور همزمان از سیم پیچ و نوار تابیده شده‌استفاده می‌گردد، به انجام رساندند. وو و همکاران [۱۰] تأثیر نانو سیال آلومینا با پنج غلظت وزن متفاوت بر مشخصات انتقال حرارت به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. صدیقی دیزجی [۱۱] مطالعه‌ای در خصوص آگزرژی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله انجام داد. وی مشاهده کرد که افزایش نرخ جریان، دمای داخلی و قطر کوپل تخریب آگزرژی برای مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله را افزایش می‌دهد. فرزانه گرد و همکاران [۱۲] با تحلیل انرژی و آگزرژی ایستگاه تقلیل فشار گاز، استفاده از سیستم ذخیره‌ساز انرژی خورشیدی را یک راه جهت مصرف بهینه انرژی در هیت‌ر ایستگاه‌های گاز دانستند. رشیدمردانی و همکاران [۱۳] پیش گرمایش و همچنین استفاده از انرژی محصولات احتراق را روشی جهت افزایش بازافت گرما و راندمان هیت‌ر معرفی نمودند. گارسیا و همکاران [۱۴] و [۱۵] مطالعاتی تجربی برای بررسی اثر درج سیم مارپیچ بر انتقال حرارت لوله دایره‌ای به منظور افزایش میزان انتقال حرارت در جریان‌های آرام و گذرا و رژیم‌های آشفته با اعداد پراتل متفاوت انجام دادند. غائبی و همکاران [۱۶] با مطالعه‌ای تطبیقی به تحلیل انرژی، آگزرژی، اقتصادی و زیست محیطی مساله بازافت اتلاف حرارتی این گرمکن‌ها به منظور تولید همزمان برق و

فشار آن از ۲۵۰ Psi معمولاً به ۱۵ Psi به منظور استفاده در مشعل هیتر تقلیل می‌یابد. گاز گرم شده در هیتر جهت افت فشار به سمت شیر فشار شکن هدایت می‌شود و به همین دلیل امکان تشکیل هیدرات در محل شیر فشار شکن میسر نمی‌گردد. در شکل ۲ وضعیت چیدمان و قرارگیری کویل‌های گاز، لوله‌های آتش‌دان، دودکش و مشعل‌های هیتر حمام آب غیر مستقیم نشان داده شده‌است.



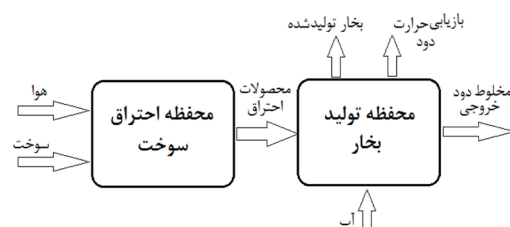
شکل ۲ چیدمان اجزای داخلی هیتر

#### تولید انرژی توسط هیتر

به طور کلی مبدل ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز از چند بخش اصلی شامل پوسته استوانه‌ای شکل مبدل به عنوان محفظه مبدل، لوله‌های مارپیچ عبوردهنده گاز به داخل مبدل یا همان کویل‌های گاز، منبع انبساط آب، مشعل، دودکش، لوله آتش‌دان و سیستم کنترل و هدایت سوخت به مشعل تشکیل شده‌است. جهت محاسبه دقیق راندمان و میزان مصرف سوخت هیتر، نیازمند آگاهی دقیق از مشخصات ترمودینامیکی بارز مخلوط گاز طبیعی و مشخصات هندسه هیتر می‌باشیم. با استفاده از روابط مباحث ترمودینامیک، انتقال حرارت و سیالات به مدل‌سازی حرارتی هیتر موجود در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی پرداخته می‌شود. مبدل‌های موجود در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز به صورت یک مبدل حرارتی سه سیالی عمل می‌کنند. ابعاد این نوع مبدل‌ها با توجه به دبی بالای گاز سرد، نسبتاً بزرگ است. رابطه ۱ کل انرژی تولیدی حاصل از احتراق مخلوط گاز طبیعی در محفظه آتش‌دان را با استفاده از معادلات بقای جرم و انرژی، محاسبه

هیترها به بویلرها و دیگ‌های مولد بخار شباهت زیادی دارند. بویلر یک سیستم تولیدکننده بخار است ولی از آنجا که یکی از اصلی‌ترین بخش‌های این سیستم می‌باشد به مولدهای بخار، دیگ بخار نیز اطلاق می‌شود. در شکل ۱ مکانیزم حرارتی یک بویلر مشاهده می‌گردد.

طبق مکانیزم طرح شده در شکل ۱، ابتدا هوا و سوخت وارد محفظه احتراق می‌شود و پس از اختلاط، احتراق صورت می‌گیرد و محصولات احتراق با دمای بسیار بالا وارد محفظه تولید بخار می‌گردد. همان‌طور که ذکر شد با تماس غیرمستقیم محصولات احتراق دما بالا با سیال عامل یعنی آب سرد بخار تولید می‌شود. آب در داخل تیوب‌های تعبیه شده در محفظه تولید بخار بویلر تزریق می‌شود و با تماس محصولات احتراق به بدنه تیوب‌ها آب به بخار تبدیل می‌گردد. این غیرمستقیم بودن انتقال حرارت در بویلر و هیترهای حمام آب یکی از وجه‌های مشترک به حساب می‌آید. چرا که در هیترها نیز ابتدا مخلوط هوا و سوخت در آتش‌دان می‌سوزد و حرارت آن به سیال واسط انتقال پیدا می‌نماید و در نهایت حرارت به سیال گازطبیعی در کویل‌های گاز انتقال پیدا می‌کند و سیال جاری در کویل‌ها را گرم می‌کند. بدین ترتیب معادله‌های انتقال حرارت صورت گرفته نیز در این دو تجهیز شبیه هم می‌باشد.



شکل ۱ مراحل تولید بخار در بویلر و مکانیزم حرارتی سیستم

منبع تامین انرژی مورد نیاز هیتر، گاز عبوری از ایستگاه تقلیل فشار می‌باشد که توسط یک خط لوله از قسمت خروجی ایستگاه به هیتر منتقل گردیده و با تعبیه یک سیستم تقلیل فشار کوچک،

### اتلاف حرارت از سطوح

مجاورت هوا با لایه‌های هر تجهیز موجب تبادل حرارتی می‌شود. سطح هیتر نیز به صورت گسترده در معرض جریان هوا قرار دارد و قسمتی از انرژی هیتر از این طریق هدر می‌رود. بدنه هیتر مطابق با شکل ۳ از سه لایه فولاد، پشم شیشه و آلومینیوم تشکیل شده است. حرارت تولید شده توسط مشعل هیتر به سیال واسط منتقل می‌گردد و قسمتی از آن جذب گاز عبوری از کویل‌های گازی می‌شود و بخشی نیز از طریق سطح هیتر هدر می‌رود.

مقدار هدررفت حرارت از سطوح جانبی تحت نماد  $Q_{lost}$  محاسبه می‌شود. در شکل ۴ مقاومت حرارتی بین محصولات احتراق تا محیط پیرامون هیتر نشان داده شده است.

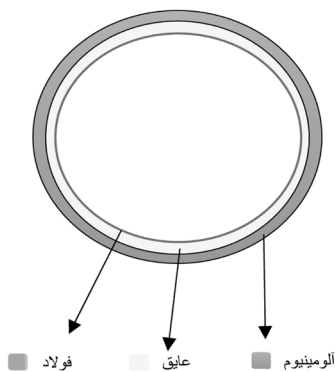
در رابطه ۴ مقدار اتلاف حرارت از سطوح جانبی با توجه به شکل ۴ محاسبه شده است:

$$Q_{exhaust} = m_{exhaust} (h_{inexhaust} - h_{outexhaust}) = \quad (4)$$

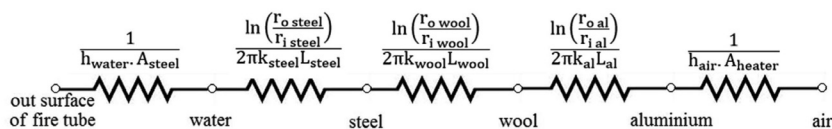
$$m_{exhaust} (C_{pexhaust,i} T_{exhaust,i} - C_{pexhaust,o} T_{am}) \quad (5)$$

$$A_{steel} = 2\pi r_{steel} L_{steel} + 2\pi r_{steel}^2 \quad (6)$$

$$A_{al} = 2\pi r_{al} L_{al} + 2\pi r_{al}^2 \quad (7)$$



شکل ۳ نمای جانبی سطح هیتر



شکل ۴ مقاومت حرارتی بین محصولات احتراق تا محیط پیرامون هیتر

خواهد کرد.

$$Q_{fuel} = Q_{loss} + Q_{Gas} = Q_{Gas} + Q_{lost} + Q_{smoke} \quad (1)$$

در این رابطه  $Q_{lost}$  اتلاف حرارت از سطح هیتر برحسب  $kJ/s$  و  $Q_{smoke}$  اتلاف انتقال حرارت از دودکش خارجی هیتر است و با توجه به پارامترهای به کار رفته برای محاسبه، واحد آن  $kJ/s$  خواهد بود و همچنین مقدار حرارت انتقال داده شده به مخلوط گاز طبیعی عبوری از کویل‌ها گاز طبیعی می‌باشد و این پارامتر نیز بر حسب  $kJ/s$  محاسبه خواهد شد.

### انتقال حرارت به جریان مخلوط گاز طبیعی

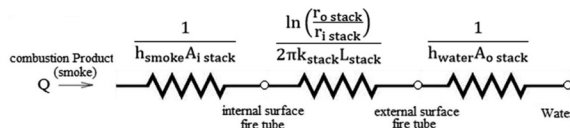
باتوجه به حرکت سیال گاز از درون سیال گرم درون مخزن هیتر، حرارت هیتر بصورت غیرمستقیم از منبع تولید انرژی به گاز منتقل می‌گردد.  $Q_{Gas}$  حرارت منتقل شده به گاز طبیعی عبوری از کویل گاز هیتر می‌باشد. این مقدار از رابطه ۲ استخراج گردیده است:

$$Q_{Gas} = m_{Gas} (h_{out} - h_{in}) = m_{Gas} \int_{T_{Gasi}}^{T_{Gaso}} C_{p(Gas)} dT \quad (2)$$

رابطه ۲ به صورت رابطه ۳ بازنویسی می‌شود:

$$Q_{Gas} = m_{Gas} (h_{out} - h_{in}) = m_{Gas} (C_{p,mix,out} T_{Gaso} - C_{p,mix,in} T_{Gasi}) \quad (3)$$

$$R_{tot, exhaust} = \frac{1}{h_{exhaust} A_{istack}} + \frac{t_{stack}}{k_{stack} A_{istack}} + \frac{1}{h_{water} A_{ostack}} \quad (11)$$



شکل ۶ مقاومت حرارتی کل بین دو سیال آب و دود

و در نهایت میزان مصرف سوخت و راندمان هیتر از روابط ۱۲ و ۱۳ به دست خواهد آمد:

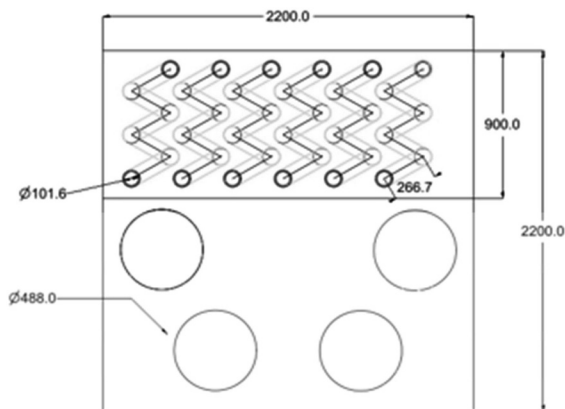
$$m_{fuel} = \frac{Q_{lost} + Q_{gas}}{\eta_{combustion} LHV - Q_{smoke}} \quad (12)$$

$$\eta_{heater} = \frac{Q_{gas}}{m_{fuel} LHV} \quad (13)$$

معادلات به دست آمده فوق به منظور بررسی دقیق تر با استفاده از یک کد کامپیوتری و با یک الگوریتم منطقی تنظیم می شوند. نهایتاً متناسب با مدل ارائه شده برای هیتر حمام آب غیر مستقیم ایستگاه تقلیل فشار و مشخصات گاز ورودی، کد نرم افزاری قادر به محاسبه راندمان هیتر و مصرف سوخت خواهد بود.

**بهینه سازی هندسه هیتر**

هیترهای موجود در صنعت گاز از نوع استوانه ای می باشند که در شکل ۷ نمای جانبی آن مشاهده می شود. چیدمان کوپل های گاز و لوله آتش دان به گونه ای است که امکان افزایش پاس برای کوپل های گاز ممکن نبوده و بدین ترتیب بخشی از فضای داخلی هیتر بدون استفاده باقی می ماند.



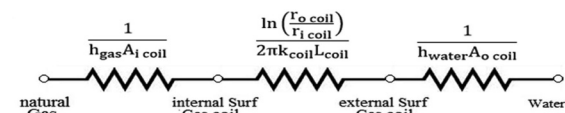
شکل ۷ جانمایی کوپل های گاز در هیتر استوانه ای

دمای آب در محاسبه اتلاف حرارت سطوح جانبی هیتر، موثر می باشد، لذا با استفاده از دمای جریان ورودی و خروجی کوپل های گاز داخلی هیتر، می توان دمای آب موجود در هیتر حین فرآیند انتقال حرارت به جریان مخلوط گاز طبیعی و مقدار آن را از رابطه ۷ محاسبه نمود:

$$T_w = \frac{T_{(Gas, o)} - T_{(Gas, i)}}{1 - \exp\left(-\frac{1}{m_{Gas} C_{pGas} R_{tot, Gas}}\right)} \quad (7)$$

مقاومت انتقال حرارت بین آب و جریان گاز داخل کوپل از رابطه ۸ و مطابق با شکل ۵ تعریف می شود:

$$R_{tot, Gas} = \frac{1}{A_{Gas} A_{icoil}} + \frac{\ln(ro_{coil} / ri_{coil})}{2\pi K_{coil} L_{coil}} + \frac{1}{A_{water} A_{ocoil}} \quad (8)$$



شکل ۵ مقاومت حرارتی کل بین آب و گاز طبیعی

**هدررفت حرارت از دودکش**

بخشی از میزان حرارت تولیدی توسط سوخت ورودی به هیتر ایستگاه های تقلیل فشار گاز طبیعی پس از گرمایش جریان گاز طبیعی  $Q_{Gas}$  و مقداری حرارت که از سطوح جانبی  $Q_{lost}$  به اتلاف رسیده است، از طریق دودکش تحت عنوان  $Q_{smoke}$  به اتلاف می رسد که از رابطه ۹ محاسبه می شود.

$$Q_{exhaust} = m_{exhaust} (h_{inexhaust} - h_{outexhaust}) = m_{exhaust} (C_{pexhaust, i} T_{exhaust, i} - C_{pexhaust, o} T_{am}) \quad (9)$$

گرمای ویژه جرمی را برای مخلوط دود حاوی پنج جزء گازی،  $C_{p, smoke, o}$  در دمای ورودی  $T_{smoke, i}$  و  $C_{p, smoke, i}$  خروجی  $T_{am}$  مطابق روابط قبل محاسبه می شود. دبی مخلوط دود نیز از رابطه ۱۰ قابل محاسبه است:

$$m_{exhaust} = m_{air} + m_{fuel} = m_{fuel} \left(1 + \frac{m_{fuel}}{m_{air}}\right) \quad (10)$$

نسبت هوا به سوخت  $m_{air} / m_{fuel}$  نیز از موازنه جرم و با در نظر گرفتن ترکیب سوخت محاسبه می شود.  $R_{tot, smoke}$  مقاومت کل انتقال حرارت بین دود و آب است و مطابق با شکل ۱۱ از رابطه ۱۱ برآورد می شود:

## نتایج

پس از مدل سازی دقیق هیتر موجود در ایستگاه و وارد کردن پارامترها و مشخصات مورد نیاز، لازم است کد موجود با داده های واقعی اعتبارسنجی شود. هیتر مدل سازی شده مربوط به شهر اراک با ظرفیت SCMH ۶۰۰۰۰ می باشد که تمام ابعاد و اندازه ها و مشخصات فنی مطابق با نقشه های موجود در شرکت ملی گاز در نظر گرفته شده است. هیتر مورد نظر علاوه بر وسایل اندازه گیری دما و فشار، مجهز به کنتور اندازه گیری جریان گاز می باشد. کل جریان گاز عبوری از هیتر نیز توسط یک کنتور در خروجی ایستگاه تقلیل فشار اندازه گیری می شود. کلیه مشخصات و پارامترهای ترمودینامیکی و محیطی و آنالیز ترکیبی گاز طبیعی در لحظه اعتبارسنجی ثبت و در کدنویسی اعمال شده است. با اجرای برنامه دو هدف خروجی کدنویسی یعنی راندمان و میزان مصرف سوخت هیتر استخراج گردید و مطابق با جدول ۱ با نتایج واقعی مقایسه شده است. میزان خطای محاسباتی کدنویسی در مقایسه با نتایج واقعی ۶/۱ درصد می باشد که این میزان خطا در کدنویسی منطقی و قابل پذیرش می باشد. با بررسی نتایج کدنویسی و داده های واقعی قرائت شده از دستگاه های اندازه گیری نصب شده بر روی هیتر، معتبر بودن مدل سازی و کدنویسی اثبات می گردد.

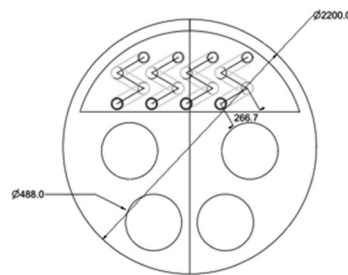
جدول ۱ مقایسه نتایج واقعی و نتایج محاسبه شده در کدنویسی

مورد	مقدار محاسبه شده	مقدار واقعی	واحد
راندمان	۳۱/۹۲	۲۹/۹۷	%
مصرف سوخت	۱/۴۸۶۶	۱/۵۸۳۲	[[kg]/s]

## بررسی مدل موجود و مدل بهینه شده

حال برای بررسی دقیق تر تاثیر هندسه بر راندمان هیتر و میزان مصرف سوخت، باتوجه به امکان پذیر بودن انجام تغییرات، هر دو مدل هیتر بررسی می شود: مدل (۱): این مدل، هندسه موجود و مورد استفاده در شرکت ملی گاز می باشد. یک هیتر با ظرفیت SCMH ۶۰۰۰۰ که مشخصات و ابعاد هندسی آن از

هندسه های مکعبی به دلیل ساختار منظم، امکان چیدمان بهتر کویل های گازی و افزایش سطوح تبادل حرارتی بین سیال واسط و جریان گاز عبوری را مقدور می سازند. شکل ۸ نحوه چیدمان کویل های گاز و لوله های آتش دان را داخل یک هیتر مکعبی نشان می دهد. قرار گرفتن منظم تر کویل های گاز و افزایش تعداد پاس آن ها موجب افزایش سطح انتقال حرارت بین سیال واسط و گاز عبوری و افزایش زمان حضور جریان گاز طبیعی داخل سیال گرم واسط می گردد. باتوجه به تغییرات بوجود آمده در هندسه هیتر، برخی از روابط و محاسبات انتقال حرارت هیتر تغییر می نماید باتوجه به تغییر سطح مقطع و مساحت لایه های بدنه هیتر در هندسه مکعبی، روابط ۴، ۵ و ۶ به ترتیب تبدیل به روابط ۱۴، ۱۵ و ۱۶ خواهند شد.



شکل ۸ جانمایی کویل های گاز در هیتر مکعبی

$$Q_{lost} = \frac{T_w - T_{am}}{(t_{steel}/k_{steel}A_{steel}) + (t_{wool}/k_{wool}A_{wool}) + (t_{al}/k_{al}A_{al}) + (1/h_{ar}A_{heater}) + (1/h_{water}A_{stack})} \quad (14)$$

$$A_{heater} = 2(a_{al} + b_{al})l_{al} + 2a_{al}b_{al} \quad (15)$$

$$A_{stack} = 2(a_{al} + b_{al})l_{al} + 2a_{al}b_{al} \quad (16)$$

و در صورتی که جهت انتقال حرارت بهتر آتش دان هیتر هم مکعبی گردد، رابطه ۱۱ به رابطه ۱۷ تبدیل می گردد.

$$R_{tot.exhaust} = \frac{1}{h_{exhaust}A_{istack}} + \frac{t_{stack}}{k_{stack}A_{istack}} + \frac{1}{h_{water}A_{ostack}} \quad (17)$$

با استفاده از معادلات به دست آمده یک الگوریتم جهت تهیه کد کامپیوتری تنظیم می گردد و خروجی آن محاسبه راندمان و میزان مصرف سوخت هیتر می باشد.



بررسی اثر پارامترهای هندسی بر مدل‌های مختلف هیتر پس از بررسی مدل‌ها در شرایط یکسان و مقایسه راندمان آن‌ها با یکدیگر، در مرحله بعد با تغییر پارامترهای مهم هندسی، اثر آن‌ها بر راندمان و میزان مصرف سوخت هیترها را در شرایط ترمودینامیکی پایه به صورت مجزا بررسی می‌کنیم.

**اثر قطر آتش‌دان**

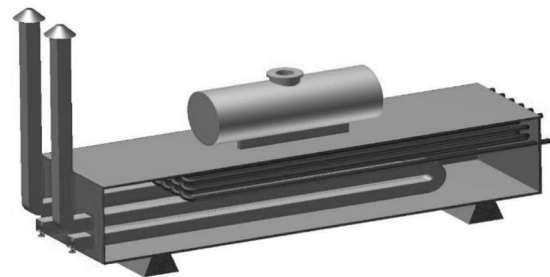
در ابتدا تاثیر تغییر قطر آتش‌دان را بر راندمان و میزان مصرف سوخت هیتر نشان می‌دهیم. با توجه به ثابت فرض شدن نسبت هوا به سوخت  $m_{air}/m_{fuel}$  بنابراین افزایش قطر لوله آتش‌دان باعث کاهش مقدار رینولدز می‌گردد. کاهش مقدار رینولدز دود موجب کاهش عدد ناسلت دود میشود و در نهایت افزایش شعاع لوله آتش‌دان موجب کاهش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی مخلوط دود حاصل از احتراق خواهد شد. با کاهش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی مخلوط دود انتقال حرارت از دود به آب هیتر کاهش می‌یابد و دمای آب نسبت به حالت قبل کمتر می‌شود و چون دود حرارت کمتری از دست می‌دهد دمای بیشتری داشته و اتلاف حرارت دودکش  $Q_{smoke}$  افزایش می‌یابد. به عبارتی افزایش قطر آتش‌دان موجب افزایش تلفات حرارتی در هیتر می‌گردد. بنابراین مصرف سوخت افزایش و راندمان کاهش می‌یابد. در هر دو مدل راندمان روند کاهشی و مصرف سوخت روند افزایشی دارد. این موضوع در نمودارهای **شکل ۱۰** و **شکل ۱۱** نشان داده شده است. از سوی دیگر با مقایسه مدل‌ها با یکدیگر مشخص می‌گردد که با افزایش قطر آتش‌دان، اتلاف حرارت از طریق دودکش در مدل (۲) کمتر بوده و کمترین کاهش راندمان را در پی دارد و همچنین با افزایش قطر آتش‌دان این مدل کمترین افزایش میزان مصرف سوخت را دارا می‌باشد. با این شرایط این مدل در این پارامتر، حالت مطلوب‌تر می‌باشد.

**اثر قطر کویل گاز**

در این بخش در هر دو مدل قطر کویل گاز را تغییر می‌دهیم و نتایج را اندازه‌گیری می‌نماییم.

نقشه‌های موجود در شرکت گاز استفاده شده است. در این مدل مطابق **شکل ۲** بدنه استوانه‌ای به طول هشت متر و کویل‌های گاز در چهار پاس رفت و برگشت گرمای خود را از دو مشعل با دو پاس آتش‌دان استوانه‌ای دریافت می‌کنند.

مدل (۲): در این مدل مطابق با **شکل ۹** هندسه استوانه‌ای هیتر تبدیل به مکعبی شده و با چیدمان منظم تر، تعداد بیشتری پاس کویل گاز در هیتر جانمایی می‌گردد، همچنین هندسه آتش‌دان‌ها هم مکعبی طراحی شده است، در کدنویسی، تغییرات مورد نیاز فرمول‌ها براساس هندسه مکعب فایرتیوب لحاظ شده است.



**شکل ۹** هیتر با بدنه و آتش‌دان مکعبی

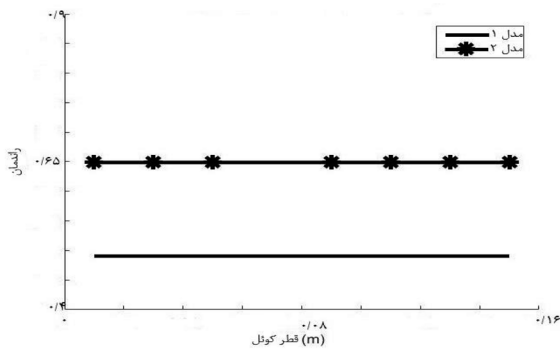
### نتایج مدل‌ها

در شرایط یکسان و با ثابت نگه داشتن پارامترها، راندمان و میزان مصرف سوخت هر دو مدل تحلیل و نتایج به شرح **جدول ۲** حاصل شد که نشان می‌دهد در صورت بهره‌گیری صحیح از ظرفیت‌های مدل مکعبی و چیدمان مناسب کویل‌های گاز و آتش‌دان، راندمان به صورت چشمگیری ارتقا می‌یابد. همچنین در هندسه مکعبی میزان مصرف سوخت نیز نسبت به هندسه استوانه‌ای موجود، کاهش می‌یابد.

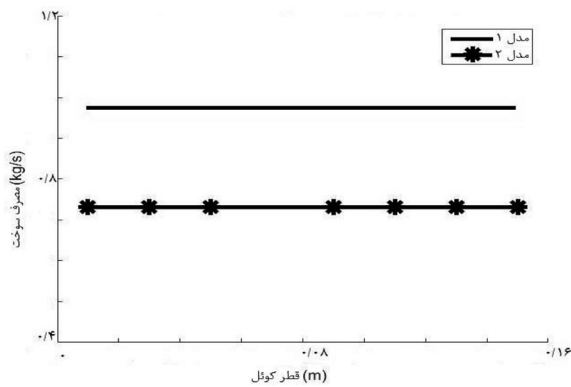
**جدول ۲** نتایج مدل‌ها

نتایج/مدل	راندمان	مصرف سوخت (kg/s)
مدل (۱)	۰/۳۱۹۲	۱/۴۸۶۶
مدل (۲)	۰/۵۶۵۰	۰/۸۳۹۸

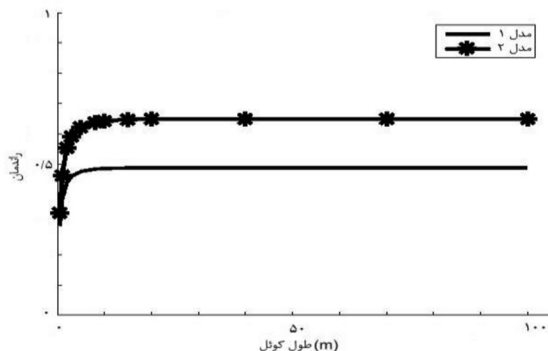
مقاومت حرارتی کویل‌های گاز و افزایش انتقال حرارت از سیال آب گرم به جریان گاز گردیده و باتوجه به اینکه این شرایط در میزان اتلاف حرارت از سطوح و دودکش تغییرات ملموسی بوجود نمی‌آورد، به تبع شاهد افزایش راندمان خواهیم بود. با بررسی نمودارها مشخص می‌شود که با افزایش طول کویل گاز شاهد بهبود راندمان در هر دو مدل می‌باشیم، همچنین افزایش طول کویل گاز موجب کاهش مصرف سوخت هیتز هم می‌شود. نمودارهای شکل ۱۴ و شکل ۱۵ این موضوع را نشان می‌دهند. این موضوع در هر دو مدل معتبر می‌باشد.



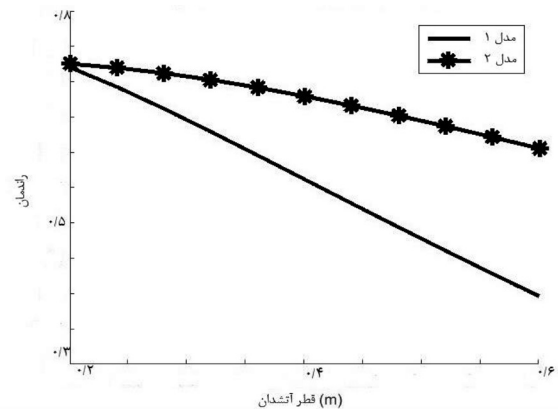
شکل ۱۲ تاثیر قطر کویل گاز بر راندمان هیتز شکل



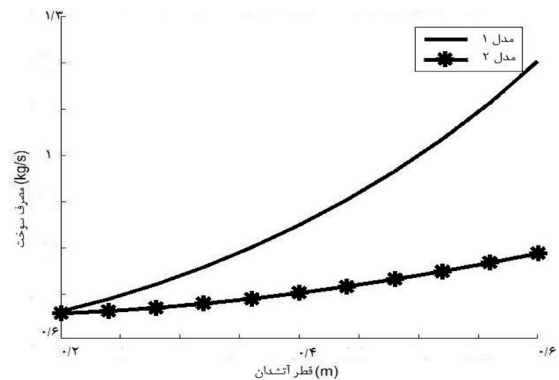
شکل ۱۳ تاثیر قطر کویل گاز بر مصرف هیتز



شکل ۱۴ تاثیر طول کویل گاز بر راندمان هیتز



شکل ۱۰ تاثیر قطر لوله آتشدان بر راندمان هیتز



شکل ۱۱ تاثیر قطر لوله آتشدان بر مصرف سوخت هیتز

تغییرات قطر کویل گاز، روند تغییرات انتقال حرارت از آب گرم به هیتز را دستخوش تغییرات محسوس نمی‌کند. از طرفی با بررسی ارتباط قطر کویل گاز با میزان اتلاف حرارت از سطوح هیتز و همچنین اتلاف حرارت دودکش، تغییرات محسوس نمی‌باشد، لذا افزایش قطر کویل گاز تاثیر چندانی بر اتلاف حرارت کلی هیتز نخواهد داشت و باتوجه به وزن بالای اثر اتلاف حرارت روی راندمان هیتز، شاهد روند یکنواخت راندمان خواهیم بود. با بررسی نمودارها مشخص گردید در هر دو مدل، میزان قطر کویل گازی تاثیر چندانی بر راندمان ندارد. همچنین تغییرات قطر کویل گاز بر میزان مصرف سوخت هم کم اثر می‌باشد. با مشاهده نمودارهای شکل ۱۲ و شکل ۱۳ این موضوع اثبات می‌گردد.

### اثر طول کویل گاز

در این بخش در هر دو مدل طول کویل گاز را تغییر داده و نتایج را بررسی می‌نماییم. افزایش طول کویل به معنای بالارفتن زمان ماندگاری جریان گاز طبیعی در داخل سیال گرم‌تر و به طور طبیعی موجب کاهش

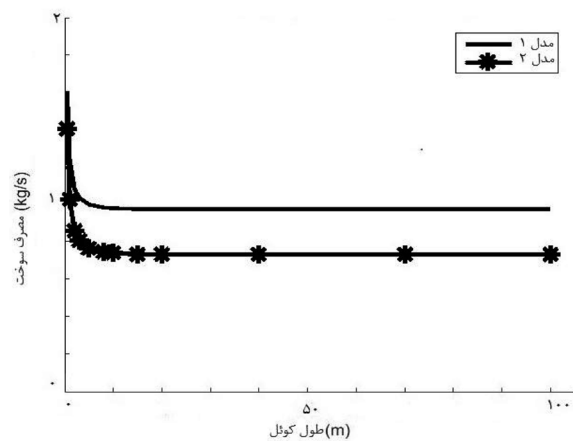
می‌باشند. همچنین با مقایسه هر دو مدل مشخص می‌شود که مدل (۲) در این پارامتر از مدل (۱) عملکرد مناسب تری داشته و دارای بیشترین راندمان و کمترین افزایش مصرف سوخت می‌باشد.

#### اثر طول آتش‌دان

در این بخش در هر دو مدل طول آتش‌دان را تغییر داده و نتایج را بررسی می‌کنیم. افزایش طول آتش‌دان به معنای ماندگاری بیشتر شعله گرم در سراسر هیتر و بالاتر رفتن دمای سیال واسط می‌گردد، افزایش طول آتش‌دان به معنای انتقال بیشتر حرارت به سیال و به طور طبیعی موجب کاهش اتلاف حرارت از دودکش می‌گردد. از طرفی تغییرات این پارامتر تاثیری بر میزان اتلاف حرارت از سطح هیتر ندارد که در نهایت این مساله منجر به افزایش راندمان هیتر می‌گردد. با بررسی نمودارها مشخص می‌شود که با افزایش طول آتش‌دان شاهد بهبود راندمان هر دو مدل می‌باشیم و همچنین شاهد کاهش میزان مصرف سوخت نیز خواهیم بود. نمودارهای **شکل ۱۸** و **شکل ۱۹** بیانگر این موضوع می‌باشند. البته افزایش طول آتش‌دان در یک محدوده موجب بهبود عملکرد هیتر می‌شود و خارج از آن محدوده تاثیر چندانی بر افزایش راندمان و کاهش مصرف سوخت نخواهد داشت.

#### اثر تعداد پاس آتش‌دان

در این بخش در هر دو مدل تعداد پاس آتش‌دان را تغییر و نتایج را بررسی می‌نماییم. افزایش پاس آتش‌دان باید همزمان با افزایش طول آتش‌دان صورت پذیرد، چنانچه با کوتاه کردن طول هر پاس، صرفاً تعداد پاس آتش‌دان افزایش یابد، هیچ تغییری در میزان انتقال حرارت از آتش‌دان به سیال واسط و در نهایت جریان گاز عبوری بوجود نمی‌آید و فقط مقدار اتلاف حرارت دودکش افزایش خواهد یافت و موجب کاهش راندمان و افزایش مصرف سوخت خواهد شد. این مساله در هر دو مدل صدق می‌نماید، نمودارهای **شکل ۲۰** و **شکل ۲۱** این موضوع را بیان می‌کنند.

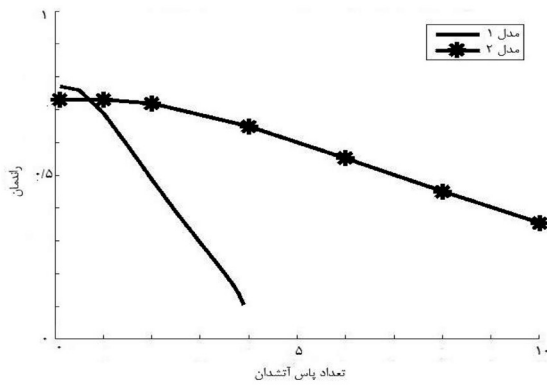


شکل ۱۵ تاثیر طول کویل گاز بر مصرف هیتر

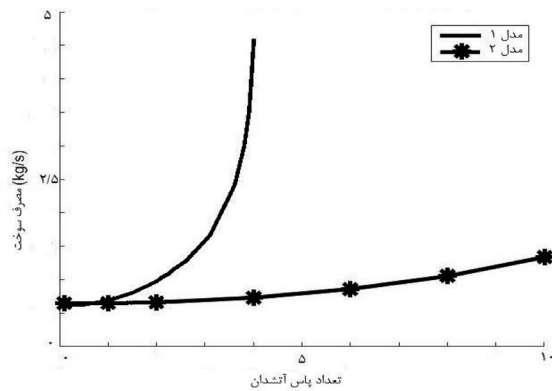
نتیجه دیگر این تحلیل این است که در هر دو مدل افزایش طول کویل در یک محدوده مشخص موجب بهبود عملکرد حرارتی هیتر خواهد شد و بیش از آن روند افزایشی میزان جذب حرارت از سیال گرم واسط به جریان گاز طبیعی متوقف شده و تاثیر چندانی بر افزایش راندمان و کاهش مصرف سوخت نخواهد داشت. از طرفی با مقایسه هر دو مدل مشخص گردید راندمان هیتر در این بخش در مدل (۲) نسبت به مدل (۱) بهتر می‌باشد و میزان مصرف سوخت، کمتر است.

#### اثر طول هیتر

در این بخش در هر دو مدل طول هیتر را تغییر داده و نتایج را اندازه‌گیری می‌کنیم. افزایش طول هیتر به معنای افزایش سطح تبادل حرارت بین هیتر گرم و محیط سرد بوده که موجب کاهش مقاومت حرارتی و افزایش اتلاف حرارت از سطح هیتر خواهد شد. همچنین به دلیل ثابت بودن طول کویل گاز در این حالت، این پارامتر تاثیری بر میزان انتقال حرارت از سیال گرم واسط به جریان گاز طبیعی نخواهد داشت. لذا این موضوع، موجب افزایش مصرف سوخت و کاهش راندمان می‌شود. بررسی مدل‌ها نشان می‌دهد افزایش طول هیتر، موجب کاهش راندمان در هر دو مدل خواهد شد و همچنین باعث افزایش مصرف سوخت می‌گردد. نمودارهای **شکل ۱۶** و **شکل ۱۷** بیانگر این موضوع



شکل ۲۰ تاثیر تعداد پاس آتش‌دان بر راندمان هیتر

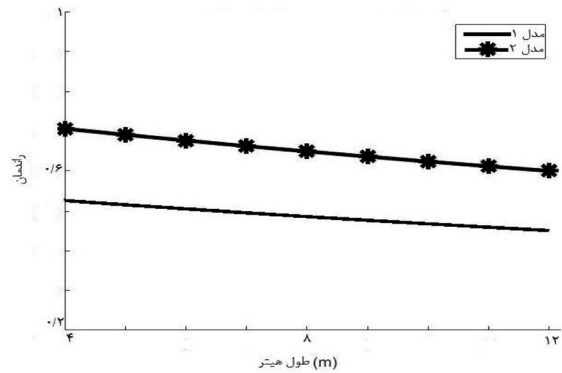


شکل ۲۱ تاثیر تعداد پاس آتش‌دان بر مصرف هیتر

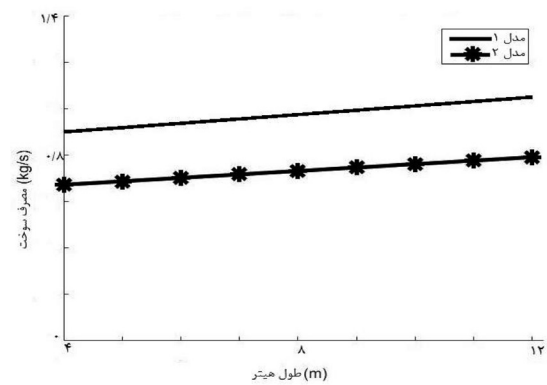
با مقایسه مدل‌ها مشخص گردید رفتار مدل (۲) در قبال این پارامتر نسبت به مدل (۱) قابل قبول تر می‌باشد.

#### اثر عرض هیتر

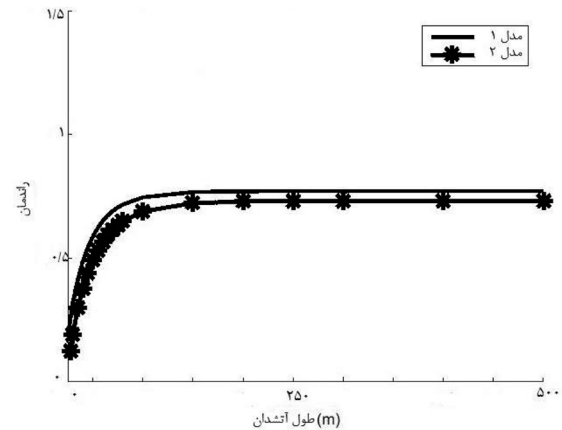
در این بخش در هر دو مدل عرض هیتر را تغییر و نتایج را بررسی می‌کنیم. افزایش عرض هیتر به معنای افزایش سطح انتقال حرارت بین هیتر گرم و محیط سردتر می‌باشد و به تبع موجب کاهش مقاومت حرارتی و افزایش اتلاف حرارت از سطح هیتر می‌شود. از طرفی این پارامتر تغییر محسوسی در میزان جذب حرارت توسط جریان گاز طبیعی ایجاد نمی‌کند و در نهایت این مساله منجر به افزایش مصرف سوخت و کاهش راندمان می‌گردد. این موضوع در هر دو مدل صدق می‌نماید. نمودارهایی **شکل ۲۲** و **شکل ۲۳** بیانگر این موضوع می‌باشند. با مقایسه مدل‌ها مشخص گردید رفتار مدل (۲) در قبال این پارامتر نسبت به مدل (۱) مطلوب‌تر می‌باشد.



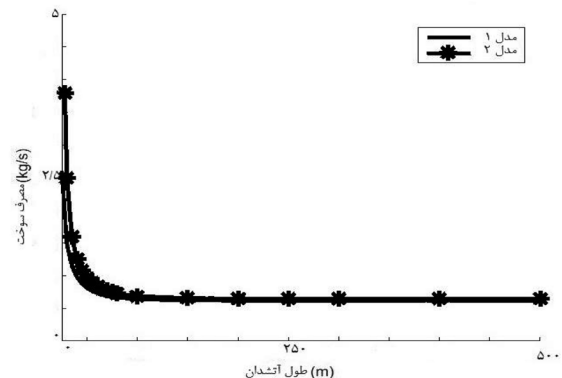
شکل ۱۶ تاثیر طول هیتر بر راندمان هیتر



شکل ۱۷ تاثیر طول هیتر بر مصرف هیتر



شکل ۱۸ تاثیر طول آتش‌دان بر راندمان هیتر

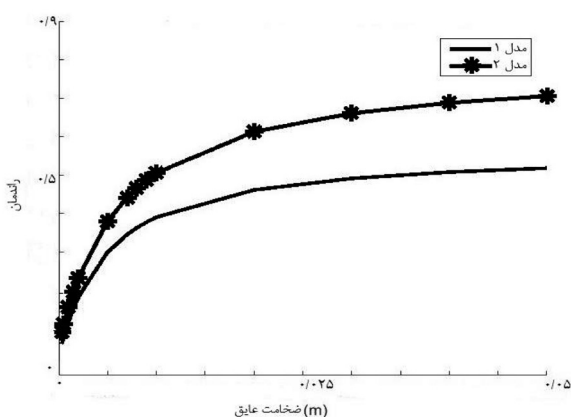


شکل ۱۹ تاثیر طول آتش‌دان بر مصرف هیتر

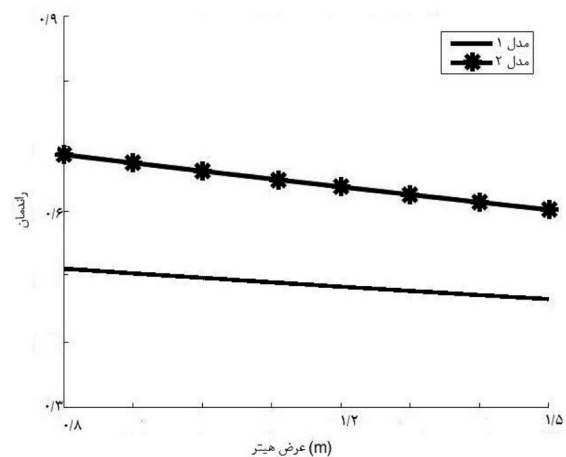
البته شدت این بهبود عملکرد از یک میزان به بالا کند شده و اثرگذاری آن بر افزایش راندمان و کاهش مصرف سوخت ناچیز می‌شود و لازم است با در نظر گرفتن شعاع بهینه عایق از عایق کاری بیش از حد پرهیز نمود. با مقایسه هر دو مدل مشخص می‌شود رفتار مدل (۲) در قبال این پارامتر نسبت به مدل (۱) دارای ثبات بهتری بوده و مطلوب تر می‌باشد.

#### اثر دبی حجمی

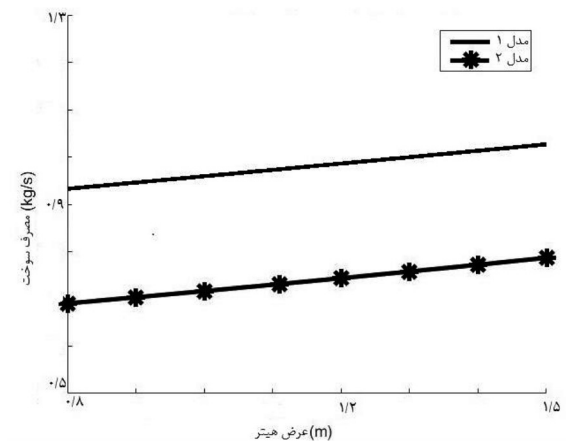
در این بخش در هر دو مدل دبی حجمی را تغییر و نتایج را بررسی می‌کنیم. با افزایش نرخ دبی حجمی جریان عبوری از کویل‌ها مقدار متناظر با راندمان حرارتی هیتر افزایش خواهد یافت. با افزایش دبی حجمی گاز، دبی حرارت انتقالی به گاز طبیعی می‌یابد و میزان حرارت انتقالی به گاز طبیعی نیز افزایش می‌یابد. با افزایش حجم عبوری گاز از ایستگاه و هیتر شاهد افزایش راندمان و کاهش مصرف سوخت می‌باشیم. این مساله در هر دو مدل صدق می‌نماید. نمودارهای شکل ۲۶ و شکل ۲۷ بیانگر این موضوع می‌باشند. با مقایسه مدل‌ها مشخص گردید رفتار مدل (۲) در قبال این پارامتر نسبت به مدل (۱) مطلوب تر می‌باشد.



شکل ۲۴ تاثیر ضخامت عایق بر راندمان هیتر



شکل ۲۲ تاثیر عرض هیتر بر راندمان هیتر



شکل ۲۳ تاثیر عرض هیتر بر مصرف هیتر

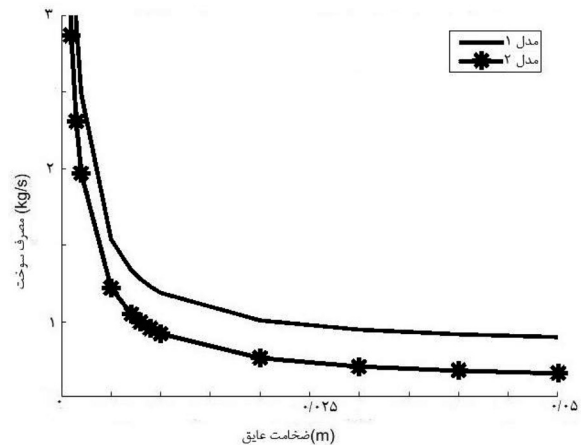
#### اثر ضخامت عایق

در این بخش در همه مدل‌ها ضخامت عایق که به منظور جلوگیری از اتلاف حرارت از دیواره‌های جانبی هیتر مورد استفاده قرار گرفته را تغییر و نتایج را بررسی می‌کنیم. با افزایش ضخامت پشم شیشه، مقدار اتلاف حرارت سطوح جانبی کاهش خواهد یافت. از طرفی این پارامتر تغییر محسوسی در میزان جذب حرارت توسط جریان گاز طبیعی ایجاد نمی‌کند و در نهایت این موضوع موجب کاهش مصرف سوخت و افزایش راندمان خواهد شد. با بررسی نمودارها مشخص می‌شود که با افزایش ضخامت عایق شاهد افزایش راندمان و کاهش مصرف سوخت در هر دو مدل می‌باشیم. نمودارهای شکل ۲۴ و شکل ۲۵ این مساله را اثبات می‌نمایند.

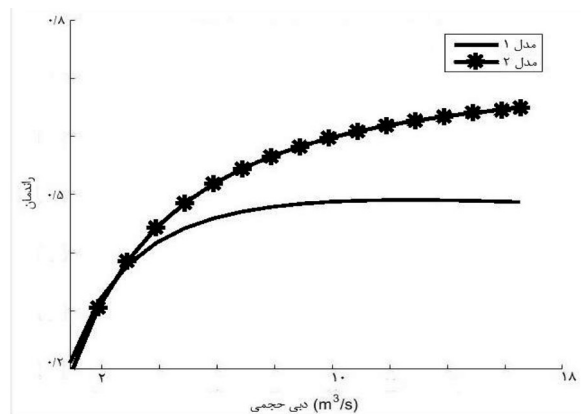
طول هیتر، شعاع پشم شیشه عایق کننده، قطر دودکش و طول آن بر راندمان و میزان مصرف سوخت هیتر پرداخته شده است. سپس با استفاده از داده‌های واقعی و اطلاعات ورودی ایستگاه تقلیل فشار گاز اراک شامل دمای ورودی و خروجی گاز به هیتر و فشار کاری و دبی گاز ورودی، راندمان واقعی هیتر تعیین و مقادیر با نتایج حاصل از خروجی کد نوشته شده مقایسه شد. نتایج نشان داد که میزان خطای محاسباتی کدنویسی در مقایسه با نتایج واقعی ۱/۶٪ می‌باشد که این میزان خطا در کدنویسی منطقی و قابل پذیرش می‌باشد.

سپس با استفاده از ظرفیت‌های هندسه مکعبی، چیدمان مناسب کویل‌های گاز و آتش‌دان صورت گرفته است. در هیتر با هندسه جدید راندمان از ۳۱٪ به ۵۶٪ ارتقاء یافت. همچنین میزان مصرف سوخت از ۱/۴۸ kg/s تا ۰/۸۴ kg/s کاهش می‌یابد. نتایج نشان داد افزایش طول هیتر موجب کاهش مقاومت حرارتی و افزایش اتلاف حرارت از سطح هیتر خواهد شد که این موضوع موجب افزایش مصرف سوخت و کاهش راندمان می‌شود. همچنین افزایش طول آتش‌دان موجب افزایش انتقال حرارت از آتش‌دان به سیال آب مقطر می‌گردد که این مساله منجر به افزایش راندمان هیتر می‌شود. اثبات گردید در زمان اوج مصرف و بهره‌گیری از ظرفیت کامل هیتر، راندمان هیتر افزایش می‌یابد. نتایج نشان داد پارامتر قطر کویل گاز تاثیر چندانی بر راندمان و میزان مصرف سوخت نخواهد داشت. در بررسی اثر تغییرات پارامترها بر راندمان هیتر و میزان مصرف سوخت، مقایسه نمودارها نشان داد مدل مکعبی در اغلب موارد نتایج مطلوب تری نسبت به مدل موجود استوانه‌ای دارد.

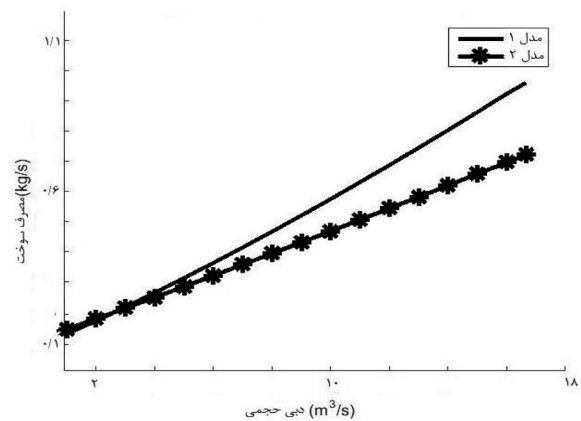
باتوجه به ابعاد در نظر گرفته شده جهت طراحی هیتر مکعبی و لحاظ نمودن قطر هیدرولیک تقریباً مشابه در هر دو هندسه، مصالح و مواد به کار رفته در هر دو هیتر مشابهت قابل توجهی داشته و تنها



شکل ۲۵ تاثیر ضخامت عایق بر مصرف هیتر



شکل ۲۶ تاثیر دبی حجمی بر راندمان هیتر



شکل ۲۷ تاثیر دبی حجمی بر مصرف هیتر

### نتیجه‌گیری

در این مقاله هیتر ایستگاه تقلیل فشار گاز اراک مدل‌سازی حرارتی گردید و تاثیر پارامترهای هندسی شامل طول کویل، تعداد پاس آتش‌دان، قطر داخلی کویل، تعداد پاس‌های ورودی، شعاع خارجی هیتر،

داد. طبق اطلاعات موجود در شرکت گاز استان مرکزی، میزان مصرف گاز در هیتر ایستگاه دوم تقلیل فشار گاز اراک در سال ۱۳۹۹ معادل  $۳۵۴۰/۸۶۷ \text{ m}^3$  بوده است که در صورت استفاده از هیتر مکعبی به میزان  $۲۳۳/۸۸۸ \text{ m}^3$  در سال کاهش مصرف خواهد داشت.

تفاوت در مترایز کویل های گاز می باشد. افزایش دو برابری کویل گاز در هندسه مکعبی، سهم ناچیزی در قیمت تمام شده یک هیتر خواهد داشت که قطعاً افزایش ۲۵٪ راندمان هیتر، دوره بازگشت سرمایه هندسه مکعبی را به کمتر از یک فصل سرد کاهش خواهد

## مراجع

- [1]. Saadat-Targhi M, Khanmohammadi S (2018) Energy and exergy analysis and multi-criteria optimization of an integrated city gate station with organic Rankine flash cycle and thermoelectric generator, *Applied Thermal Engineering*, 149: 312-324.
- [2]. Rahmati A R, Reiszadeh M (2018) An experimental study on the effects of the use of multi-walled carbon nanotubes in ethylene glycol/water-based fluid with indirect heaters in gas pressure reducing stations, *Applied Thermal Engineering*, 134: 107-117.
- [3]. Rastegar S, Kargarsharifabad H, Rahbar N, Behshad Shafii M (2020) Distilled water production with combination of solar still and thermosyphon heat pipe heat exchanger coupled with indirect water bath heater - experimental study and thermoeconomic analysis, *Applied Thermal Engineering*, 176: 115437.
- [4]. Gunes S, Ozceyhan V (2010) The experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a tube with coiled wire inserts placed separately from the tube wall. *Applied Thermal Engineering* 30, 13: 1719-1725.
- [5]. Ashouri E, Veysi F, Shojaeizadeh E, Asadi M (2014) The minimum gas temperature at the inlet of regulators in natural gas pressure reduction stations (CGS) for energy saving in water bath heaters. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 21: 230-240.
- [6]. Azizi SH, Rashidmardani A, Andalibi M R (2014) Study of preheating natural gas in gas pressure reduction station by the flue gas of indirect water bath heater. *International Journal of Science and Engineering Investigations*, 3, 27: 17-22.
- [7]. Khalili E, Hoseinalipour S M, Heybatian E (2011) Efficiency and heat losses of indirect water bath heater installed in natural gas pressure reduction station; evaluating a case study in Iran, *The 8th National Energy Congress*, In *The 8th National Energy Congress*, 24.
- [8]. Sabermoghaddam A, Farhadiyan N, Sheikhiyani H (2014) Feasibility of energy optimization in the heaters of the gas pressure reduction station, *The 5th National Conference on CFD Applications in the Chemical and Petroleum Industries*, 21 May, Tehran, Iran. Tehran: Iran University of Science and Technology.
- [9]. Hossein S S, Farhadi M, Sedighi K (2017) Experimental investigation of a solar desalination system using twisted tape and wire coil inside of spiral heat exchanger, *Desalination*. 42: 34-44.
- [10]. Wu Z, L. Wang, B. Sundén (2013) Pressure drop and convective heat transfer of water and nanofluids in a double-pipe helical heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 60, 1-2: 266-274.
- [11]. Dizaji H S, Jafarmadar S, Hashemian M (2015). The effect of flow, thermodynamic and geometrical characteristics on exergy loss in shell and coiled tube heat exchangers, *Energy*, 91: 678-684.
- [12]. Farzaneh-Gord M, Arabkoohsar A, Deymi Dasht-bayaz M, Farzaneh-Kord V (2012) Feasibility of accompanying uncontrolled linear heater with solar system in natural gas pressure drop stations, *Energy*, 41, 1: 420-428.
- [13]. Rashidmardani A, Hamzei M (2013) Effect of Various Parameters on Indirect Fired Water Bath Heaters Efficiency to Reduce Energy Losses, *International Journal of Science and Engineering Investigations*, 2: 12.
- [14]. Garcia A, Vicente P G, Viedma A (2005) Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers, *International journal of heat and mass transfer*, 48: 4640-4651.
- [15]. Garcia A, Solano J P, Vicente P G, Viedma A (2007) Enhancement of laminar and transitional flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts, *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 50: 3176-3189.
- [16]. Ghaebi H, Farhang B, Rostamzadeh H, Parikhani T (2018) Energy, exergy, economic and environmental (4E) analysis of using city gate station (CGS) heater waste for power and hydrogen production: A comparative study, *International Journal of Hydrogen Energy*, 43, 3:1855-1874.



# Thermal Analysis of Indirect Water Heater in City Gate Station of Natural Gas and Calculating the Efficiency and Fuel Consumption and Presenting the Optimal Geometric Model

Davood Shafiei<sup>1</sup>, Seyed Alireza Mostafavi<sup>\*2</sup>, Saeid Jafari Mehrabadi<sup>\*1</sup>

1. Department of Mechanical Engineering, Arak Branch, Islamic Azad University, Arak, Iran

2. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak, Iran

a-mostafavi@araku.ac.ir

s-jafari@iau-arak.ac.ir

DOI:10.22078/PR.2021.4530.3043

Received: June/27/2021

Accepted: September/25/2021

## Introduction

In this paper, heaters installed in pressure reducing stations are thermally modeled using thermodynamic equations and governing fluids, and the heater fuel consumption and efficiency are determined. Then the results will be validated with the information available in Arak city station. Finally, by examining the effect of changing thermodynamic parameters and heater geometry on thermal efficiency and fuel consumption, an optimal geometric model is proposed. Saadat et al. [1]. worked on the modeling and multi-objective optimization of a CGS with organic Rankine flash cycle. Analyzing exergy parameters showed that the 91.78% of relative exergy destruction would occur in the flares and heater. Their optimized system also yielded 8.75% increase in thermal efficiency of the system and a reduction of 337.62 kW in exergy loss. Rahmati et al. [2]. investigated the application of the multi-walled carbon nanotubes in Ethylene Glycol/water-based fluid in CGS indirect heaters. Rastegar et al. [3] achieved a novel way to supply distilled water for such baths in CGSs. The produced volume of the distilled water was examined with three different depths of the water and it was concluded that more distilled water would be attained in the shallower depth. Gunes et al. [4]. added a coiled wire insert

inside the fire tube and claimed that it would reduce the energy consumption in the heater. The results showed that Nusselt number and friction increased with the ratio of pitch and distance of the coil. Ashuri et al. [5] studying Bisetun CGS, computed the Joule-Thomson coefficient and suggested lowering the gas temperature in the regulator by which a remarkable energy could be saved. Azizi et al [6] concentrated on the heat loss from the exhaust of the heater installed at Mahshahr CGS. They suggested to use this heat water in a shell and tube heat exchanger for pre-heating the natural gas.

Khalili et al. [7] studied thermal efficiency and heat loss in Shahrekord CGS heater and recommended to improve the flares, reduce the extra air volume entering the heater and increase the heat transfer surface in order to minimize heat loss from the exhaust. Saber Moghadam et al.

## Materials and Methods

### *Check the thermal model*

In heaters, first the mixture of air and fuel burns in the fireplace and its heat is transferred to the interface fluid, and finally the heat is transferred to the natural gas fluid in the gas coils and heats the current fluid in



the coils. The source of energy required for the heater is the gas passing through the pressure reducing station, which is transferred to the heater by a pipeline from the outlet of the station, and by installing a small pressure reducing system, its pressure is usually reduced from 250psi to 15psi for use in the heater burner. The heated gas in the heater is directed to the pressure relief valve to reduce the pressure and therefore it is not possible to form hydrates in the place of the pressure relief valve.

### Energy production by Heater

Using the relations of thermodynamics, heat transfer and fluid, the thermal modeling of heaters in natural gas pressure reducing stations is discussed. The converters in the gas pressure reducing stations operate as a three-fluid heat exchanger. The dimensions of this type of converters are relatively large due to the high Heat transfer to natural gas mixture flow

The flow of gas along the long passes of the gas tube facilitates heat transfer from the hot water to the cold gas.

### Heat Loss from Surfaces

The proximity of air to the layers of each equipment causes heat exchange. The surface of the heater is also widely exposed to air flow and some of the energy of the heater is wasted in this way. The body of the heater consists of three layers of steel, fiberglass and aluminum. The heat generated by the heater burner is transferred to the interface fluid and part of it is absorbed by the gas passing through the gas coils and part is wasted through the surface of the heater.

Water temperature is effective in calculating the heat loss of the lateral surfaces of the heater, so by using the inlet and outlet flow temperature of the internal gas coils of the heater, the water temperature in the heater during the heat transfer process to the natural gas mixture flow and Calculated.

### Heat loss from the chimney

Part of the heat is also wasted through exhaust, which is calculated.

Finally, fuel consumption and heater efficiency will be obtained.

### Heater Geometry Optimization

Due to their regular structure, cubic geometries make it possible to arrange gas coils better and increase the heat exchange levels between the interface fluid and the gas flow. More regular placement of gas coils and increasing the number of their passes increases the level of heat transfer between the interface fluid and the passing gas and increases the time of presence of natural gas flow inside the hot interface fluid. Due to the changes in the geometry of the heater, some relations and calculations of heat transfer of the heater change.

## Results and Discussions

After carefully modeling the heater in the station and entering the required parameters and specifications, it is necessary to validate the existing code with real data. The modeled heater is related to the city of Arak with a capacity of 60,000, SCMh which all dimensions, sizes and technical specifications are considered in accordance with the drawings available in the National Gas Company. In addition to temperature and pressure measuring devices, the heater is equipped with a gas flow meter. The total gas flow through the heater is also measured by a meter at the output of the pressure reducing station. All thermodynamic and environmental characteristics and parameters and combined natural gas analysis are recorded at the moment of validation and applied in coding. By implementing the program, two coding output goals, namely efficiency and fuel consumption of the heater, were extracted and compared with the actual results. The computational error rate of coding is 6.1% compared to the actual results, which is a reasonable and acceptable error in coding.

Review the existing model and the optimized model Now, for a more detailed study of the effect of geometry on heater efficiency and fuel consumption, considering the possibility of making changes, both heater models are examined:

Model (1): This model is the geometry available and used in the National Gas Company. A heater with a capacity of 60,000, SCMh, the specifications and geometric dimensions of which are used from the drawings available in the gas company. In this model, a cylindrical body with a length of eight meters and gas coils in four round trips receive their heat from two burners with two cylindrical firetube passes.

Model (2): In this model, the geometry of the heater cylinders is converted into a cube and with a more regular arrangement, more gas coil passes are located in the heater. Also, the geometry of the fire tubes is designed as a cube. FireTube is included.

### Results of Models

Under the same conditions and by keeping the parameters constant, the efficiency and fuel consumption of both models were analyzed and the results showed that if the capacities of the cubic model are used properly and the gas and fire coils are properly arranged, the efficiency will be significantly improved. Also in cubic geometry, the amount of fuel consumption is reduced compared to the geometry of existing cylinders.

### Conclusion

In this paper, the heater of Arak gas pressure reducing station was thermally modeled, and the results showed that the theoretical and real values corresponded to each other to a good extent and the code was validated. The effect of geometric parameters on the efficiency

and fuel consumption of the heater is also discussed. Then, using the capacities of cubic geometry, the proper arrangement of gas and fire coils has been done. In the heater, with the new geometry, the efficiency was increased from 31% to 56%. Also, fuel consumption is reduced from 1.48 kg / s to 0.84 kg / s. In examining the effect of parameter changes on heater efficiency and fuel consumption, comparison of graphs showed that the cubic model in most cases has more favorable results than the existing cylindrical model.

### References

1. Saadat-Targhi M, Khanmohammadi S (2018) Energy and exergy analysis and multi-criteria optimization of an integrated city gate station with organic Rankine flash cycle and thermoelectric generator, *Applied Thermal Engineering*.
2. Rahmati AR, Reiszadeh M (2018) An experimental study on the effects of the use of multi-walled carbon nanotubes in ethylene glycol/water-based fluid with indirect heaters in gas pressure reducing stations, *Applied Thermal Engineering*.
3. Rastegar S, Kargarsharifabad H, Rahbar N, Behshad Shafii M (2020) Distilled water production with combination of solar still and thermosyphon heat pipe heat exchanger coupled with indirect water bath heater - experimental study and thermoeconomic analysis, *Applied Thermal Engineering*.
4. Gunes S, Ozceyhan V (2010) The experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a tube with coiled wire inserts placed separately from the tube wall. *Applied Thermal Engineering* 30.
5. Ashouri E, Veysi F, Shojaeizadeh E, Asadi M (2014) The minimum gas temperature at the inlet of regulators in natural gas pressure reduction stations (CGS) for energy saving in water bath heaters, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 21: 230-240.
6. Azizi S H, Rashidmardani A, Andalibi M R (2014) Study of preheating natural gas in gas pressure reduction station by the flue gas of indirect water bath heater. *International Journal of Science and Engineering Investigations*, 3, 27:17-22.
7. Khalili E, Hoseinalipour S M, Heybatian E (2011) Efficiency and heat losses of indirect water bath heater installed in natural gas pressure reduction station; evaluating a case study in Iran, *The 8th National Energy Congress*, 24 May-25 June, 2011, Tehran, Iran. Tehran: National Energy Committee of the Islamic Republic of Iran.