امکان حذف گرم‌کن‌های گازی در ایستگاه‌های ورودی گاز شهری مناطق گرمسیر استان فارس

علیرضا جبارپور[1]، جعفر جوانمردی[2*]، محمد روستایی[1]، خشایار نصری‌فر[3]، پیام پرواسی[4]، فرزاد علوی[4]، سید محمد جوکار[4]

۱- کارشناس ارشد مهندسی شیمی، دانشگاه صنعتی شیراز

۲- استاد مهندسی شیمی، دانشگاه صنعتی شیراز

۳- دانشیار مهندسی شیمی، دانشگاه سلطان قابوس

۴- استادیار مهندسی شیمی، دانشگاه صنعتی شیراز

پیام نگار: Javanmardi@sutech.ac.ir

چکیده

در ایستگاه‌های تقلیل فشار برای پیش‌گرمایش گاز طبیعی از گرم‌کن‌های گازسوز و برای کاهش فشار از شیر فشارشکن استفاده می‌شود. پیش گرمایش به این دلیل انجام می‌شود که احتمال تشکیل هیدرات گازی حاصل از کاهش دما در خروجی شیر فشارشکن به حداقل برسد. در این تحقیق علاوه بر بررسی لزوم وجود سامانهٔ پیش‌گرمایش در جلوگیری از تشکیل هیدرات گازی در روش متداول کاهش فشار در ایستگاه‌های تقلیل فشار معمول، چهار روش جایگزین در ایستگاه‌های پنج شهرستان گرمسیری استان فارس شامل داراب، لار، لامرد، مهر و فراشبند ارائه و شبیه‌سازی شده است. این روش‌ها عبارت‌اند از: استفاده از توربین انبساطی به جای شیر فشارشکن، استفاده از توربین انبساطی به جای شیر فشار شکن و گرمکن برقی به جای گرمکن گازسوز، استفاده از لولهٔ گردابی به جای شیر فشارشکن، استفاده از گرم‌کن مبتنی بر سیکل تبخیر- میعان به جای گرم‌کن گازسوز. متعاقب آن، بار حرارتی و میزان گاز مصرفی مورد نیاز برای پیش گرمایش گاز طبیعی برای روش‌های پیشنهادی و روش متداول مقایسه شده است. همچنین میزان کار تولیدی در روش‌های پیشنهادی که شامل توربین انبساطی است، حساب شده است. روش‌های مبتنی بر توربین انبساطی بیشترین و استفاده از لولهٔ گردابی کمترین مقدار بار حرارتی و میزان گاز مصرفی برای پیش‌گرمایش گاز را دارد. گرم‌کن مبتنی بر سیکل تبخیر-میعان به‌دلیل بالاتر بودن بازده حرارتی آن نسبت به گرم‌کن گاز سوز (حمام آب غیر مستقیم)، بار حرارتی کمتری نیاز دارد.

تاریخ دریافت: ۹۹/۰۴/۳۱

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۸/۱۹

شماره صفحات: ۶۲ تا ۷۳

کلیدواژه‌ها: ایستگاه تقلیل فشار، شیر فشار شکن، توربین انبساطی،گرم‌کن برقی، لولهٔ گردابی،گرم‌کن CWT

۱. مقدمه

گاز طبیعی شامل ترکیبات هیدروکربنی است که به‌عنوان یک منبع انرژی برتر مورد توجه شایانی است. با توجه به پراکندگی منابع گاز طبیعی در نقاط خاص، برای انتقال و توزیع گاز طبیعی از سامانه‌های مختلفی مانند مایع‌سازی[1]، فشرده‌سازی[2] گاز طبیعی، حمل آن با

* شیراز، دانشگاه صنعتی شیراز، دانشکدهٔ مهندسی شیمی، نفت و گاز

1. Liquefied Natural Gas (LNG)
2. Compressed Natural Gas (CNG)

کشتی یا تانکر و سامانهٔ شبکهٔ گاز رسانی[1] استفاده می‌شود. یکی از اقتصادی‌ترین روش‌های انتقال گاز، استفاده از خطوط لوله است. این سامانه شامل ایستگاه‌های تقویت فشار، خطوط انتقال گاز در فشار بالا و ایستگاه‌های کاهش فشار در مبادی ورودی شهرها و شبکهٔ توزیع شهری است. ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز به دو نوع ایستگاه‌های برون‌شهری[2] و ایستگاه‌های درون‌شهری[3] تقسیم می‌شوند. ایستگاه‌های برون‌شهری، فشار گاز را از حدود ۱۰۰۰ به ۲۵۰psia کاهش می‌دهند و ایستگاه‌های تقلیل فشار درون‌شهری، باعث تقلیل فشار گاز از حدود ۲۵۰ به ۶۰ یا psia ۵۰ می‌شوند. از این گذشته، ناخالصی‌های موجود در جریان‌های ورودی را کنترل می‌کنند. در ایستگاه‌های تقلیل فشار متداول، از گرم‌کن[4] گازسوز (گرم‌کن‌های حمام آب غیرمستقیم) برای پیش‌گرمایش گاز طبیعی به‌منظور جلوگیری از تشکیل هیدرات گازی و از شیر فشارشکن[5] برای کاهش فشار استفاده می‌کنند. در سال‌های اخیر، محققان با ارائهٔ روش‌های جایگزین برای کاهش فشار گاز طبیعی، موجب افزایش بازده ایستگاه‌های تقلیل فشار شده‌اند. در این راستا رامی و همکاران[6][۱] به‌منظور مشخص‌نمودن شرایط عملیاتی بهینه، مدلی برای ایستگاه‌های تقلیل فشار ارائه دادند. هران گونزالز و همکاران[7][۲] به منظور درک بهتری از تلفات فشار در خطوط لولهٔ شبکهٔ گازرسانی، با استفاده از نرم‌افزارMATLAB-Simulink library خطوط لولهٔ توزیع گاز طبیعی را مدل‌سازی کردند. آنها شبکه خطوط لوله را به‌وسیلهٔ اعمال قانون بقای انرژی، جرم و تکانهٔ یک بعدی به حجم کنترلی بسیار کوچک در یک مجرای عبور گاز طبیعی، شبیه‌سازی کردند. کوکرجیا و همکاران[8][۳] سامانه‌ای را برای جایگزینی در ایستگاه تقلیل فشار نیروگاه‌ها پیشنهاد کردند. بدین ترتیب که به جای استفاده از شیرهای فشارشکن، توربین انبساطی[9] وظیفهٔ کاهش فشار گاز در این نیروگاه‌ها را عهده‌دار شود و علاوه بر این، کار تولیدی در اثر انبساط گاز، توسط مولد برق به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود، که با محاسبات در دورهای مختلف میلهٔ محوری توربین انبساطی، میزان بازده گرمایی برای نیروگاه فرضی مورد نظر را حساب کردند. شکوهمند[10][۴] به‌صورت جداگانه با در نظرگرفتن گرم‌کن برقی[11] در ایستگاه تقلیل فشار به جای گرم‌کن‌های گاز سوز(حمام آب غیر مستقیم) و همین طور گرم‌کن خطی به جای گرم‌کن فعلی، امکان استفاده از این نوع گرم‌کن جایگزین را در ایستگاه تقلیل فشار بررسی کرد. پازیویل[12][۵] با استفاده از بستهٔ نرم‌افزاری HYSYS Process بازیابی انرژی در توربین انبساطی را مدل کرد. سپس، لورنکو و همکاران[13][۶] روش جایگزین جامع‌تری را پیشنهاد دادند؛ بدین صورت که توربین انبساطی جایگزین شیر فشارشکن و گرم‌کن برقی به جای گرم‌کن فعلی به کار رود.

تونکل و همکاران[14][۷] سامانهٔ ایستگاه تقلیل فشار مبتنی بر استفاده از لولهٔ گردابی[15] را ارائه و آن را به‌عنوان اختراع در ایالات متحده ثبت کردند. در این سامانهٔ پیشنهادی لولهٔ گردابی وظیفهٔ کاهش فشار را به جای شیرهای فشارشکن بر عهده خواهد داشت. پوشرنف و همکاران[16][۸] برای نخستین بار از گاز طبیعی به‌عنوان سیال عامل در لولهٔ گردابی استفاده کردند و مدلی برای پیش‌بینی رفتار گاز طبیعی در بازه وسیعی از فشار ارائه کردند. تحقیقات در زمینهٔ بررسی امکان‌پذیری استفاده از گرم‌کن مبتنی بر سیکل تبخیر- میعان[17] در ایستگاه‌های تقلیل فشار، توسط لنگ[18][۹] انجام شده است. در همان سال کماکلی و همکاران[19][۱۰] به مقایسهٔ بازده گرم‌کن مبتنی بر سیکل تبخیر- میعان با گرم‌کن‌های گاز سوز (حمام آب غیر مستقیم) که در حال حاضر در ایستگاه‌های تقلیل فشار به کار می‌رود، پرداختند. در نتیجه مشخص شد که بازده این گرم‌کن‌ها تقریباً ۱۰ ٪ بیش از گرم‌کن‌های فعلی مورد استفاده در ایستگاه تقلیل فشار است.

در سال‌های اخیر، تحقیقات بی‌شماری نیز در زمینهٔ تحلیل اگزرژی ایستگاه کاهش فشار انجام شده است. رشید مردانی[20][۱۱] بازده حرارتی گرم‌کن را در یک ایستگاه کاهش فشار در شهر ماهشهر بر اساس داده‌های تجربی ۵۳٪ به دست آوردند. آن‌ها پیش‌بینی

1. Piped Natural Gas (PNG)
2. City Gate Station (CGS)
3. Town Boarder Station (TBS)
4. Heater
5. Throttling Valve
6. Rami et al.
7. Herra'n-Gonza'lez et al.
8. Kucerjia et al.
9. Turboexpander
10. Shokuhmand et al.
11. Electrical Heater
12. Pozivil
13. Lourenco et al.
14. Tunkel et al.
15. Vortex Tube
16. Poshernev et al.
17. Cold Weather Technologies (CWT)
18. Lenge
19. Comakli et al.
20. Rashidmardani

کردند که با طراحی یک سامانهٔ خورشیدی کمکی، می‌توان حدود ۳۹/۰۰۰ متر مکعب گاز طبیعی در سال ذخیره کرد. آشوری و همکاران[1] [۱۲] از داده‌های ایستگاه کاهش فشار با ظرفیت ۲۰/۰۰۰ مترمکعب استاندارد در ساعت استفاده و ضریب ژول-تامسون را با کمک معادلهٔ حالت AGA-8 حالت حساب کردند. بر اساس نتایج این تحقیق حداقل دمای لازم در ورودی رگلاتور برای جلوگیری از هیدرات گاز طبیعی در خروجی تنظیم کننده، برای مقادیر مختلف فشار ورودی به ایستگاه کاهش فشار حساب شده است. آن‌ها دمای گاز طبیعی ورودی را به ایستگاه را ۱۵ درجهٔ سلسیوس کاهش دادند و ۴۳٪ مصرف سوخت گاز طبیعی را نسبت به قبل کم کردند. فرزانه‌گارد و همکاران[2] [۱۳] به برتری های استفاده از یک سامانهٔ کمکی خورشیدی در ایستگاه کاهش فشار از نظر کاهش مصرف سوخت اگزرژی اشاره کرده‌اند. تحقیقات آن‌ها حاکی از این واقعیت است که هزینهٔ کل این طرح (شامل ۳۸۰ جمع کننده خورشیدی مسطح به همراه مخزن ذخیرهٔ ۳۸ متر مکعب در ظرفیت) به ۱۴۴۰۰۰ دلار رسیده است. بر این اساس، پس انداز سالانهٔ قابل دستیابی از راه برنامهٔ اصلاح به حداکثر ۲۷۰۱۱ دلار رسیده است. به طوری که دورهٔ بازپرداخت بر اساس روش دورهٔ سادهٔ بازپرداخت و روش ارزش فعلی خالص به ترتیب ۵/۵ و ۸ سال برآورد شده است. بررسی حرارتی و تجزیه و تحلیل اگزرژی طرح نشان دهندهٔ برتری این طرح از نظر بازده اگزرژی است. نسلی و همکاران[3] [۱۴] عملکرد یک ایستگاه کاهش فشار در ازمیر ترکیه را شبیه سازی کردند. در ایستگاه کاهش فشار مورد مطالعه، کاهش فشار با یک توربین انبساطی انجام می‌شود و از این کاهش فشار برق تولید می‌شود. آن‌ها بازده انرژی و اگزرژی کل سامانه و اجزای آن را با توجه به تغییر در فشار گاز طبیعی و سرعت جریان حجمی ارزیابی کردند و از این راه نشان دادند که در ایستگاه کاهش فشار مورد مطالعه و بر اساس میانگین ظرفیت، هر سال ۴/۱۱۳/۰۲۶ کیلو وات ساعت انرژی با بازده ۶۹/۲۴٪ تولید می‌شود. در یک ایستگاه کاهش فشار، بورلی و همکاران[4] [۱۵] فشار گاز طبیعی را در دو مرحله با استفاده از یک جفت توربین انبساطی کاهش دادند. آن‌ها به‌صورت عددی عملکرد پویایی‌شناختی ایستگاه کاهش فشار را شبیه‌سازی کردند و نشان دادند که در مقایسه با روش کاهش فشار تک‌مرحله‌ای معمولی، فرایند دو مرحله‌ای انرژی کمتری را برای پیش‌گرم‌کردن گاز طبیعی مصرف می‌کند. اولفتی و همکاران[5] [۱۶] یک ایستگاه کاهش فشار ۲۰/۰۰۰ متر مکعب در ساعت را از نظر انرژی و اگزرژی بررسی کردند. آن ها نشان دادند که تغییرات فصلی طی یک سال به عملکرد ترمودینامیکی چنین ایستگاه کاهش فشاری کمک می‌کند و بالاترین میزان اتلاف اگزرژی (۱۵/۳۳ کیلو وات) و تخریب اگزرژی (۱۵۳/۸۵ کیلو وات) به‌ترتیب در محفظهٔ خروجی گرم‌کن و محفظهٔ احتراق گرم‌کن رخ داده است. آن‌ها همچنین نشان دادند که اتلاف اگزرژی از راه انتقال‌حرارت از دستگاه‌های گرم‌کن و فیلتر در امتداد خطوط لوله ایستگاه کاهش فشار در مقایسه با سایر مجموعه تجهیزات بسیار ناچیز است. در این پژوهش ابتدا امکان حذف سامانهٔ پیش‌گرمایش و احتمال تشکیل هیدرات گازی در ایستگاه‌های متداول کاهش فشار بررسی شده است، سپس استفاده از توربین انبساطی و لولهٔ گردابی به‌منظور جایگزینی با شیر فشارشکن و همچنین استفاده از گرم‌کن برقی و گرم‌کن مبتنی بر سیکل تبخیر- میعان برای افزایش بازده ایستگاه‌های تقلیل فشار در شهرستان‌های گرمسیری استان فارس شامل داراب، لار، لامرد، فراشبند و مُهر ارائه و شبیه‌سازی شده و از نظر بار حرارتی، میزان گاز مصرفی و کار تولیدی برای ماه‌های مختلف سال با ایستگاه‌های تقلیل فشار متداول مقایسه شده است.

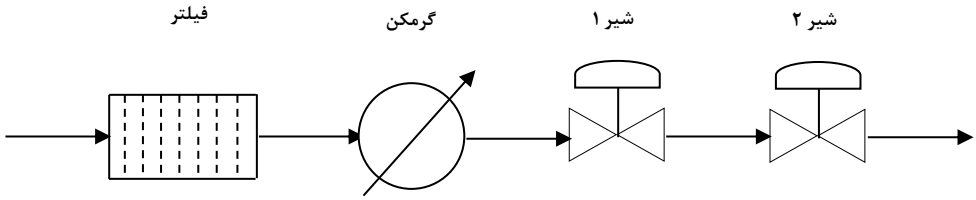
۲. روش‌های پیشنهادی جایگزین برای افزایش بازدهی ایستگاه‌ها

۲-۱ ایستگاه متداول تقلیل فشار

ابتدا ایستگاه متداول تقلیل فشار برون‌شهری شبیه‌سازی شد تا بتوان روش‌های جایگزین را با آن مقایسه کرد. شکل (۱) دیاگرام ایستگاه متداول تقلیل فشار را نشان می‌دهد. برای محاسبات مربوط به این ایستگاه، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

۱. افت فشار psi ۲ و صرف نظر کردن از افت دما در فیلتر.
۲. افت فشار معادل psi ۵ در گرم‌کن.
۳. کاهش فشار پس از خروج از شیر فشارشکن اول و رسیدن به فشار psi ۴۰۰.
۴. احتساب بازده حرارتی ۷۰٪ برای گرم‌کن.

1. Ashouri et al.
2. Farzaneh-Gord et al.
3. Neseli et al.
4. Borelli et al.
5. Olfati et al.

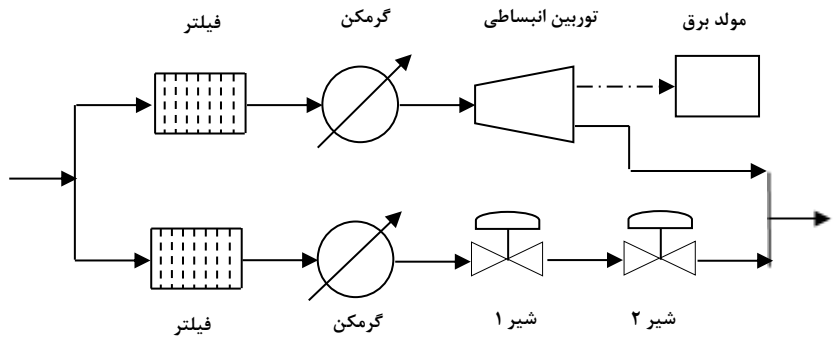


شکل ۱. دیاگرام ایستگاه متداول تقلیل فشار گاز طبیعی برون شهری.

۲-۲ توربین انبساطی به جای شیر فشارشکن

شکل (۲) دیاگرام کلی سامانهٔ شامل توربین انبساطی را نشان می‌دهد. خط لولهٔ گاز طبیعی پر فشار از راه دو خط کاهندهٔ فشار موازی یعنی شیر فشارشکن و توربین انبساطی به خطوط لولهٔ کم‌فشار برای عبور گاز متصل هستند. در شرایط عملیاتی، کاهش فشار در سامانه را به‌طور کاملتوربین انبساطی انجام می‌دهد تا حداکثر میزان انرژی مکانیکی قابل استحصال و در نتیجه حداکثر الکتریسیته به‌دست آید. سامانهٔ شیر فشارشکن در زمان اوج مصرف که توربین انبساطی به‌تنهایی جواب‌گوی نیاز بخش مصرفی نیست و یا زمانی که به هر دلیلی توربین انبساطی در سرویس نباشد، به کار می‌رود. علاوه بر این، شدت جریان گاز طبیعی تعیین‌کنندهٔ امکان استفاده از توربین انبساطی است. به این معنی که شدت جریان گاز مازاد بر ظرفیت توربین انبساطی، به سمت بخش دیگر کاهندهٔ فشار یعنی شیرهای فشارشکن هدایت می‌شود. همچنین برای شدت جریان‌های کمتر از محدودهٔ مشخص‌شده برای توربین، جریان گاز طبیعی ورودی ایستگاه وارد شیرهای فشارشکن می‌شود. فرضیات در نظر گرفته‌شده برای سامانهٔ توربین انبساطی عبارت‌اند از:

۱. بازده آیزنتروپیک و مکانیکی برای توربین انبساطی به‌ترتیب ۸۰٪ و ۹۵٪ در نظر گرفته شده است.
۲. بازده مولد برق ۹۵٪ در نظر گرفته شده است.
۳. برای فیلتر، افت فشار psi ۲ در نظر گرفته شده و از افت دما صرف نظر شده است.
۴. برای گرم‌کن افت فشار برابر با psi ۵ در نظر گرفته شده است.
۵. بازده گرم‌کن گازسوز (حمام آب غیر مستقیم) ۷۰٪ در نظر گرفته شده است.

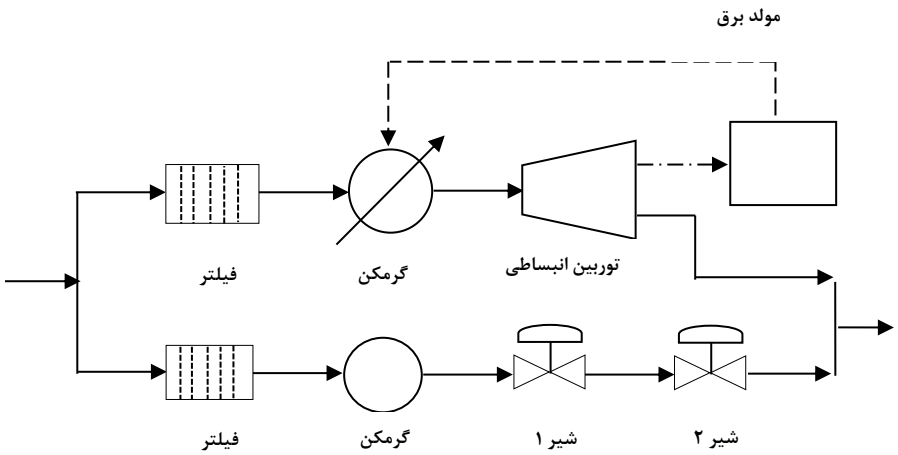


شکل ۲. جریان‌های ورودی و خروجی ایستگاه تقلیل فشار مجهز به توربین انبساطی.

۳-۲ توربین انبساطی به جای شیر فشار شکن و گرم‌کن برقی به جای گرم‌کن گازسوز

در سامانه‌های متداول ایستگاه تقلیل فشار، بخشی از جریان گاز طبیعی ورودی به ایستگاه، به‌عنوان سوخت در گرم‌کن مصرف می‌شود. در روش پیشنهادی در این قسمت، شکل (۳)، نیاز به استفاده از گاز طبیعی به‌عنوان سوخت گرم‌کن وجود ندارد. علاوه بر این، قابلیت بازیابی انرژی وابسته به فشار بالای گاز ورودی به‌وسیلهٔ توربین انبساطی مهیاست. به این ترتیب، در بخش پیش‌گرمایش، دمای گاز از راه عبور از کویل‌های گرم‌کن برقی که از مولد برق متصل به توربین انبساطی تغذیه می‌شود، افزایش می‌یابد. در مرحلهٔ بعد جریان گاز با فشار بالا پس از عبور از توربین منبسط شده، باعث تولید کار محوری می‌شود. البته طی این فرایند، دمای گاز کاهش می‌یابد. ضمن این‌که در این روش، پیشنهاد می‌شود که توربین و مولد برق در یک محفظه باشند تا گاز سرد شدهٔ خروجی از توربین داخل محفظه و اطراف مولد برق جریان یابد. هدف از این کار، افزایش بازده مولد برق از راه کاهش دمای آن است. در نهایت انرژی الکتریکی تولیدشده درمولد برق، باعث افزایش دمای گاز در عبور از گرم‌کن برقی می‌شود. همچنین مانند روش قبل سامانهٔ متداول شیر فشارشکن به موازات این سامانه تعبیه می‌شود تا در زمان اوج مصرف که توربین انبساطی به‌تنهایی جواب‌گوی نیاز بخش مصرفی نیست و یا زمانی که به هر دلیلی توربین انبساطی در سرویس نباشد، به کار گرفته شود. فرضیات در نظر گرفته‌شده در سامانه شامل توربین انبساطی و گرم‌کن برقی عبارت‌اند از:

۱. بازده آیزنتروپیک و مکانیکی برای توربین انبساطی به‌ترتیب ۸۰٪ و ۹۵٪ در نظر گرفته شده است.
۲. بازده مولد برق ۹۵٪ در نظر گرفته شده است.
۳. برای فیلتر، افت فشار psi ۲ در نظر گرفته شده و از افت دما صرف نظر شده است.
۴. برای گرم‌کن برقی، افت فشار برابر باpsi ۵ در نظر گرفته شده است.
۵. گرم‌کن برقی یک مبدل حرارتی پوسته– لوله در نظر گرفته می‌شود که گاز طبیعی در سمت لوله و المان حرارتی در سمت پوسته قرار دارد.
۶. بازده گرم‌کن برقی ۸۰٪ در نظر گرفته شده است.
۷. با توجه به این که هر المان حرارتی را می‌توان به‌صورت شار ثابت و متناسب با آن دمای سطح ثابت در نظر گرفت، لذا با فرض عبور بخار در حالت میعان در سمت لوله‌ها، شبیه‌سازی گرم‌کن برقی انجام شده است.



شکل ۳. جریان‌های ورودی و خروجی ایستگاه تقلیل فشار مجهز به توربین انبساطی و گرم‌کن برقی.

۲-۴ لولهٔ گردابی به جای شیر فشارشکن

روش کار لولهٔ گردابی به این ترتیب است که ابتدا گاز از راه نازل با فشار بالا و به شکل مماسی وارد لولهٔ گردابی می‌شود. ضمن کاهش فشار مطابق آنچه در شکل (۴) قابل مشاهده است، جریان به دو قسمت، یکی با دمای کمتر از گاز ورودی که از روزنه خارج می‌شود و دیگری با دمایی بیشتر از گاز ورودی که از اطراف شیر مخروطی خارج می‌شود، تقسیم می‌شود. همان‌طور که در شکل (۴) نمایش داده شده است سامانه شامل یک لولهٔ گردابی است که به خط لولهٔ گاز ورودی به ایستگاه ارتباط دارد. جریان سرد خروجی لولهٔ گردابی به یک مبدل حرارتی مرتبط است. در پایان، خروجی گرم لولهٔ گردابی، با جریان خروجی از مبدل مخلوط شده، جریان کل خروجی از ایستگاه را تشکیل می‌دهند. هدف اصلی در استفاده از لولهٔ گردابی، حذف کامل یا حداقل‌کردن مصرف گاز طبیعی برای پیش‌گرمایش گاز سرد و پرفشار ورودی به ایستگاه است. برای هر ایستگاه با توجه به شرایط عملیاتی آن ایستگاه باید تعداد لوله‌های گردابی و ظرفیت آن‌ها مشخص شود. پس از تعیین خصوصیات لوله‌ها می‌توان اندازه و مشخصات مبدل حرارتی را که برای گرم‌کردن گاز سرد خروجی به کار می‌رود طراحی کرد. همچنین با در نظر گرفتن تمام جوانب و بهینه‌سازی شرایط عملیاتی برای استفاده از لولهٔ گردابی و در صورت ثابت‌بودن شدت جریان عبوری از ایستگاه و شرایط دیگر، می‌توان به‌طور کامل تشکیلات شامل لولهٔ گردابی را جایگزین سامانهٔ متداول ایستگاه تقلیل فشار کرد.

فرضیات در نظر گرفته‌شده برای سامانهٔ لولهٔ گردابی عبارت‌اند از:

۱. نسبت شدت جریانی جرمی گاز سرد خروجی از لولهٔ گردابی به‌شدت جریان جرمی گاز ورودی به لولهٔ گردابی برابر با ۰/۶ است که به‌عنوان یک نسبت استاندارد و متداول برای طراحی و محاسبات در منابع علمی مربوط به لولهٔ گردابی در نظر گرفته می‌شود.

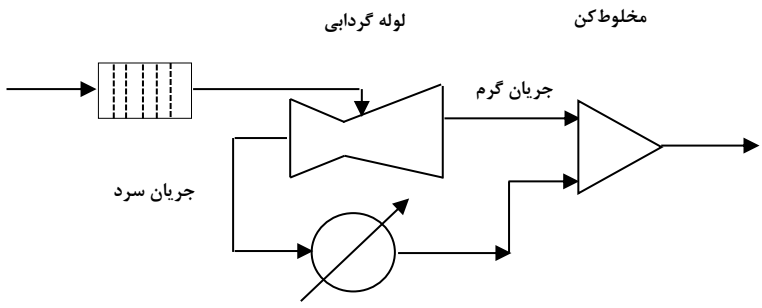
۲. برای فیلتر، افت فشار psi ۲ در نظر گرفته شده و از افت دما صرف نظر شده است.

۳. برای گرم‌کن، افت فشار برابر باpsi ۵ در نظر گرفته شده است.

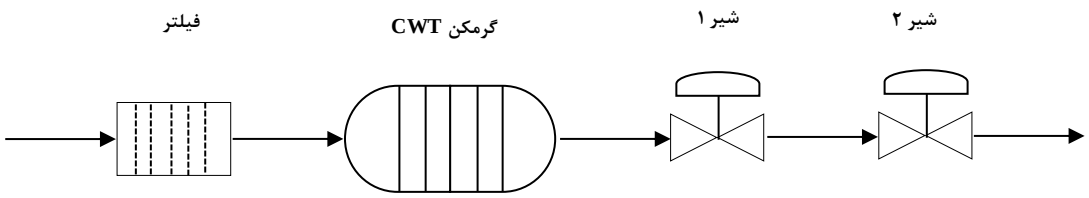
۴. بازده گرم‌کن گازسوز (حمام آب غیر مستقیم) ٪۷۰ در نظر گرفته شده است.

۲-۵ گرم‌کن مبتنی بر سیکل تبخیر- میعان به جای گرم‌کن گازسوز

در این روش از شیر فشارشکن در ایستگاه استفاده می‌شود و تنها تفاوت آن با سامانهٔ متداول، در استفاده از گرم‌کن‌های مبتنی بر سیکل تبخیر- میعان (CWT) به جای گرم‌کن گازسوز است. گرم‌کن CWT در اصل یک ترموسیفون است؛ سیال عامل در این دستگاه آب است و سیکلی بر اساس تبخیر و میعان در آن جریان دارد. شکل (۵) دیاگرام جریان در این سامانه را نشان می‌دهد. در گرم‌کن‌های CWT، شرایط فشاری خلأ وجود دارد. طراحان، دلیل انتخاب این شرایط را برتری‌های آن نسبت به حالت فشار اتمسفری دانسته‌اند. یکی از برتری‌های عملیات در شرایط خلأ در قیاس با فشار اتمسفری، نقطهٔ جوش پایین‌تر آب است. شرایط خلأ طراحی‌شده در این گرم‌کن‌ها به‌گونه‌ای است که آب در دمایی بین ۴۰ تا ۴۵ درجهٔ سلسیوس تبخیر می‌شود. به این ترتیب حرارت، کاهش احتمال خوردگی و نیز اتلاف حرارتی کمتر، از دیگر برتری‌های عملیات در فشار پایین‌تر از فشار اتمسفریک است. علاوه بر این، گرمای نهان تبخیر در شرایط خلأ، نسبت به شرایط اتمسفری بیشتر است.



شکل ۴. جریان‌های ورودی و خروجی ایستگاه تقلیل فشار مجهز به لولهٔ گردابی.



شکل ۵. جریان‌های ورودی و خروجی ایستگاه تقلیل فشار مجهز به گرمکن CWT و شیر فشارشکن.

فرضیات در نظر گرفته‌شده در سامانه شامل شیر فشارشکن و گرم‌کن CWT عبارت‌اند از:

۱. برای فیلتر، افت فشار psi ۲ در نظر گرفته‌شده و از افت دما صرف‌نظر شده است.
۲. برای گرم‌کن، افت فشار برابر باpsi ۵ در نظر گرفته شده است.
۳. برای گرم‌کن CWT با توجه به این که ضریب انتقال حرارت برای تبخیر و میعان بسیار بالاست بازده ۸۵٪ در نظر گرفته شده است.
۴. در نظر گرفتن شرایط خلأ در بخش تبخیرکنندهٔ این گرم‌کن.
۵. استفاده از آب به‌عنوان سیال عامل در گرم‌کن.

۳. نتایج و بحث

جدول (۱) ترکیب جریان گاز ورودی به ایستگاه‌ها را نشان می‌دهد.

۳-۱ تشکیل هیدرات گازی در ایستگاه‌های تقلیل فشار استان فارس

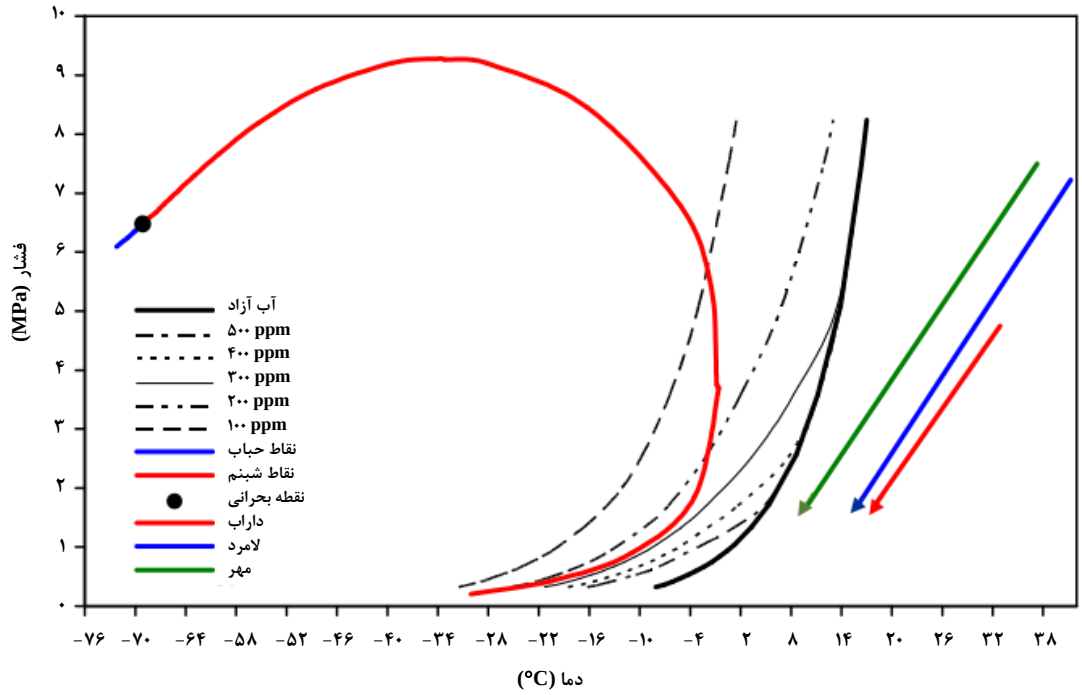
برای تعیین دمای تشکیل هیدرات گازی در گاز طبیعی خروجی از ایستگاه با استفاده از نظریهٔ محلول جامد واندروالس- پلاتیو[1][۱۷]، باید ترکیب درصد گاز طبیعی و همچنین فشار گاز مشخص باشد. از آنجایی که فشار خروجی از ایستگاه ۲۵۰ psi (۱/۷۰ MPa) است، با درنظر گرفتن درصد مولی جدول (۱) و فشار خروجی ایستگاه، دمای تشکیل هیدرات برابر با ۵/۵ °C پیش‌بینی می‌شود. لازم به ذکر است که این دمای تشکیل هیدرات با در نظر گرفتن آب آزاد همراه گاز است. به‌عبارتی با این فرض که گاز طبیعی اشباع از آب باشد؛ اما معمولاً در خط لوله مقدار آب آزاد کم است و بنابراین شرایط تشکیل هیدرات مشکل‌تر است و هیدرات در دماهای پایین‌تر تشکیل می‌شود. شکل (۶) نمودار فازی هیدرات گازی را با درصد وزنی جدول (۱) نشان می‌دهد.

در این شکل شرایط تشکیل هیدرات در حضور آب آزاد و در متحوای آب ۱۰۰، ۲۰۰، ۳۰۰، ۴۰۰ و ۵۰۰ ppm نیز ارائه شده است. همان گونه که از شکل مشخص است و قبلاً نیز اشاره شد هرچه مقدار آب آزاد کمتر باشد شرایط تشکیل هیدرات سخت‌تر خواهد شد.

جدول ۱. ترکیب گاز طبیعی ورودی به ایستگاه تقلیل فشار.

اجزا	درصد مولی
متان	۸۸/۰۶
اتان	۳/۹۲
پروپان	۱/۲۰
ایزوبوتان	۰/۲۵
نرمال بوتان	۰/۴۴
ایزو پنتان	۰/۱۳
نرمال پنتان	۰/۰۹
هگزان	۰/۰۸
هپتان و سنگین‌تر	۰/۰۸
نیتروژن	۵/۵۹
دی اکسید کربن	۰/۱۶
مجموع	۱۰۰/۰۰

1. Van Der Waals - Platteeuw



شکل ۶. منحنی تعادلی و هیدرات گازی برای سامانهٔ گاز طبیعی ارائه شده در جدول (۱).

برای سه شهرستان داراب، لامرد و مهر در زمستان که بیشترین احتمال تشکیل هیدرات و در نتیجه بیشترین نیاز به استفاده از گرم‌کن محتمل است، شرایط میانگین دما و فشار قبل و بعد از شیر فشارشکن در شکل (۶) به‌صورت یک فلش رنگی نشان داده شده است و سمت فلش نیز بیانگر سمت جریان از شیر فشارشکن است. این شرایط در حالی است که گرم‌کن برای پیش‌گرمایش در مدار باشد. با توجه به شکل، شرایط جریان گاز بعد از شیر فشارشکن به منحنی تعادلی تشکیل هیدرات در حضور آب آزاد نزدیک است. در جدول (۲) نیز شرایط عملیاتی دما و فشاری جریان‌های مختلف ایستگاه تقلیل فشار پنج شهرستان گرمسیری استان فارس و بار حرارتی گرم‌کن با احتساب بازده ۷۰٪ در زمستان آورده شده است.

جدول ۲. شرایط گاز ورودی و خروجی به شیر فشارشکن در چند شهر مختلف (گرمسیر) استان فارس در بهمن ماه.

شهر	دبی گاز		جریان ورودی به گرم‌کن		جریان خروجی از گرم‌کن و روردی به شیر فشار شکن		جریان خروجی از شیر فشارشکن		بار حرارتی گرم‌کن
	(m^3/hr)	(شرایط عملیاتی) (m^3/hr) $\times 10^{-3}$	دما (°C)	فشار (MPa)	دما (°C)	فشار (MPa)	دما (°C)	فشار (MPa)	(kJ/hr) $\times 10^{-6}$
داراب	۵۰۰۰	۲۶۳	۱۸/۳	۴/۷۵	۳۲/۹	۴/۷۵	۱۸/۰	۱/۷۲	۱۰/۱
لار	۱۷۰۰۰	۱۱۶۶	۱۸/۳	۶/۲۰	۳۵/۶	۶/۲۰	۱۴/۰	۱/۷۲	۵۵/۸
لامرد	۱۷۰۰۰	۱۳۷۰	۱۶/۰	۷/۲۳	۴۱/۳	۷/۲۳	۱۶/۰	۱/۷۲	۹۹/۷
مهر	۴۰۰۰	۳۳۲	۱۸/۰	۷/۵۰	۳۷/۳	۷/۵۰	۱۰/۰	۱/۷۲	۱۸/۶
فراشبند	۶۰۰۰۰	۳۳۸۳	۱۸/۵	۵/۱	۳۲/۷	۵/۱۰	۱۶/۰	۱/۷۲	۱۲۸/۱

پرسشی که عموماً در این شهرستان‌های گرمسیری مطرح می‌شود این است که آیا استفاده از گرم‌کن در زمستان برای جلوگیری از تشکیل هیدرات لازم است یا خیر؟ می‌توان به این پرسش با مطالعهٔ شکل (۶) چنین پاسخ داد که این امر تابع شدیدی از محتوای آب همراه گاز است. به این ترتیب که اگر شهر مهر را که به‌دلیل نزدیکی بیشتر شرایط عملیاتی جریان خروجی از آن با منحنی تعادلی هیدرات در نظر بگیریم، به این نتیجه می‌رسیم که اگر گاز طبیعی اشباع از آب باشد حتماً استفاده از گرم‌کن برای جلوگیری از تشکیل هیدرات اجتناب‌ناپذیر است. توجه داشته باشید که در شرایط ارائه شده در جدول (۲) که شرایط عملیاتی متوسط ایستگاه‌هاست، گرم‌کن ایستگاه مهر باعث افزایش دمای حدود ۱۹/۳ °C شده است. بنابراین در غیاب گرم‌کن، فلش سبز رنگ، حتماً منحنی تعادلی هیدرات در حضور آب آزاد را قطع خواهد کرد و ما در غیاب گرم‌کن در ناحیهٔ تشکیل هیدرات قرار خواهیم گرفت. ولی برای همین شهرستان و در همین شرایط چنانچه محتوای آب آزاد همراه گاز زیر حدود ۴۲۰ PPM باشد اگر از گرم‌کن هم استفاده نشود احتمال تشکیل هیدرات بسیار کم است؛ چرا که فلش سبز رنگ حدود ۱۹/۳ °C به سمت راست شیفت پیدا می‌کند ولی باز منحنی فازی هیدرات برای ۴۲۰ PPM آب همراه را قطع نمی‌کند، حتی پیش از آن به زیر پوشش فازی قرار می‌گیرد و احتمال چگالش یافتن فاز گاز و تشکیل هیدروکربن مایع وجود دارد. بنابراین محتوای آب آزاد عامل کلیدی است.

۳-۲ شبیه‌سازی بار حرارتی مورد نیاز برای گرمایش گاز

نتایج شبیه‌سازی بار حرارتی مورد نیاز برای گرمایش گاز با استفاده از چهار روش پیشنهادی به همراه روش متداول برای زمستان در جدول (۳) آمده است. منظور از روش ۱ تا ۵ به‌ترتیب روش‌های متداول در ایستگاه‌های تقلیل فشار (شیر فشارشکن)، استفاده از توربین انبساطی، استفاده از توربین انبساطی و گرم‌کن برقی، استفاده از لولهٔ گردابی و استفاده از گرم‌کن CWT است. این مقادیر بر این اساس به دست آمده که شرایط ورودی و خروجی همانند جدول (۲) باشد. در روش متداول افت فشار (استفاده از شیر فشارشکن) در شرایط آنتالپی ثابت اتفاق می‌افتد. این در حالی است که هنگام استفاده از توربین انبساطی، روش‌های ۲ و ۳، افت فشار، در شرایط آنتروپی ثابت اتفاق خواهد افتاد. از آنجا که در افت فشار یکسان، در فرایند آنتروپی ثابت افت دمای بیشتری نسبت به فرایند آنتالپی ثابت ایجاد می‌شود، به همین دلیل بار حرارتی پیش‌گرمایش در روش ۲ در قیاس با روش ۱ بسیار بالاتر است؛ اما در روش ۳ که قاعدتاً همان افت دمای روش ۲ را تجربه می‌کند، به‌دلیل بالاتر بودن بازده گرم‌کن برقی در قیاس با گرم‌کن حمام آب غیرمستقیم، بار حرارتی کمتری را نیاز خواهد داشت. همین مسئله در مقایسهٔ روش‌های ۱ و ۵ نیز رخ خواهد داد. به این ترتیب که به‌دلیل بالاتربودن بازده گرم‌کنCWT نسبت به گرم‌کن گاز سوز(حمام آب غیرمستقیم)، بار حرارتی در روش ۵ بسیار پایین‌تر خواهد بود. در روش ۳، کار محوری تولیدی نسبت به بار حرارتی مورد نیاز پیش‌گرمایش، کمتر است و به همین دلیل در این روش علاوه بر تأمین بار حرارتی با انرژی الکتریکی تولیدی ژنراتور، به گرم‌کن گازی نیز نیاز خواهد بود که مقدار آن در جدول (۳) آمده است.

در سامانه‌های پیشنهادی شامل توربین انبساطی در ایستگاه‌های تقلیل فشار، به‌علت بازیابی انرژی ناشی از انبساط، کار تولیدی وجود دارد. میزان تولید انرژی برای ایستگاه‌های داراب، لار، لامرد، مهر و فراشبند در دو روش شامل توربین انبساطی در جدول (۴) آمده است.

جدول ۳. بار حرارتی برای پیش‌گرمایش در سامانه‌های شبیه‌سازی شده در ایستگاه داراب، لار، لامرد، مهر و فراشبند در بهمن ماه.

شهر	بار حرارتی $\times 10^{-6}$ (kJ/hr)				
	روش				
	۱	۲	۳	۴	۵
داراب	۱۰/۱	۴۲/۷	۱۷/۹	۰/۵	۸/۳
لار	۵۵/۸	۲۳۳/۷	۹۸/۵	۲/۵	۴۶/۰
لامرد	۹۹/۷	۳۴۸/۱	۱۵۹/۳	۴/۱	۸۲/۱
مهر	۱۸/۶	۷۹/۱	۳۳/۱	۱/۰	۱۵/۴
فراشبند	۱۲۸/۱	۵۷۶/۹	۲۳۵/۸	۶/۸	۱۰۵/۵

جدول ۴. کار تولیدی به‌وسیلهٔ توربین انبساطی در دو روش ۲ و ۳.

شهر	کار تولیدی $\times 10^{-6}$ (kJ/hr)
داراب	۲۲/۸۲
لار	۱۲۴/۵
لامرد	۱۷۳/۹
مهر	۴۲/۴
فراشبند	۳۱۴/۱

۳-۳ محاسبهٔ میزان گاز مصرفی برای پیش‌گرمایش

در روش متداول پیش‌گرمایش، گرم‌کن ایستگاه، بخشی از گاز خروجی را به‌عنوان سوخت مصرف می‌کند. همچنین روش‌های جایگزین پیشنهادی نیازمند استفاده از گاز طبیعی به‌عنوان سوخت برای پیش گرمایش هستند. میزان جریان گاز مصرفی برای پیش‌گرمایش در زمستان برای ایستگاه‌های داراب، لار، لامرد، مهر و فراشبند در جدول (۵) گزارش شده است. نتایج نشان می‌دهد که روش ۴، کمترین و روش ۲، بیشترین مقدار گاز را برای انجام فرایند پیش‌گرمایش نیاز دارند. در روش ۴ که از لولهٔ گردابی استفاده می‌شود، به‌دلیل گرمایش‌بخشی از جریان گاز ورودی به مقدار گاز مصرفی کمتری نیازمند است. در مقابل از آنجایی که انبساط آنتروپی ثابت، نسبت به سایر روش‌ها افت دمای بیشتری دارد، می‌توان حجم مصرفی بیشتری از گاز طبیعی را به این موضوع نسبت داد. همان‌گونه که پیش‌ترگفته شد، در توربین انبساطی، فرایند آنتروپی ثابت اتفاق می‌افتد.

۴. نتیجه‌گیری کلی

حتی برای شهرستان‌های گرمسیر استان فارس در صورتی می‌توان از گرم‌کن در ایستگاه‌های CGS استفاده نکرد و اطمینان از تشکیل‌نشدن هیدرات داشت که محتوای آب به شکل حساب‌شده کاهش یابد و در صورتی که جریان گاز اشباع از آب باشد استفاده از گرم‌کن اجتناب ناپذیر است و محتوای آب همراه گاز تأثیر به‌سزایی در استفاده نکردن از گرم‌کن دارد.

جدول ۵. گاز مصرفی برای پیش‌گرمایش در ایستگاه‌های داراب، لار، لامرد، مهر و فراشبند.

شهر	دبی گاز مصرفی (m^3/hr) (در شرایط استاندارد)				
	روش				
	۱	۲	۳	۴	۵
داراب	۲۸۰/۰	۱۱۸۳/۳	۴۹/۶	۱۳/۸	۲۳۰/۰
لار	۱۵۴۶/۳	۶۴۷۵/۴	۲۷۲۹/۲	۶۹/۲	۱۲۷۴/۶
لامرد	۲۷۶۲/۵	۹۶۴۵/۴	۴۴۱۲/۵	۱۱۳۷/۵	۲۲۷۵/۰
مهر	۵۱۵/۴	۲۱۹۱/۷	۹۱۸/۱	۲۷/۵	۴۲۶۶/۷
فراشبند	۳۵۴۹/۶	۱۵۹۸۵/۰	۶۵۳۳/۸	۱۸۸/۳	۲۹۲۳/۳

برتری اصلی استفاده از توربین انبساطی، بازیابی انرژی ناشی از انبساط گاز است که این انرژی با کار محوری، قابل تبدیل به انرژی الکتریکی است؛ اما با توجه به انبساط آنتروپی ثابت در توربین انبساطی، افت فشار گاز توأم با افت دمای بیشتری نسبت به سامانهٔ متداول ایستگاه‌های CGS خواهد بود که این موضوع باعث می‌شود که گاز عبوری از ایستگاه نیاز به بار حرارتی بیشتری برای پیش‌گرمایش داشته باشد. از طرفی شدت جریان گاز طبیعی عبوری از ایستگاه، با توجه به میزان تقاضا در ماه‌ها و فصول مختلف، در محدودهٔ وسیعی متغیر خواهد بود. متغیربودن تقاضا در ایستگاه تقلیل فشار، طراحی بهینهٔ توربین انبساطی را تا حدی دچار مشکل می‌سازد. محدودیت دیگر استفاده از توربین انبساطی، متناسب‌بودن انرژی تولیدی با نسبت فشار گاز (نسبت فشار گاز ورودی به فشار گاز خروجی) است. هر چه این نسبت بیشتر باشد، انرژی تولیدی بیشتر خواهد شد. چنانچه به دلیل کاهش تقاضا و مصرف نسبت فشار عملیاتی از میزان حداقل نسبت فشار طراحی توربین انبساطی کمتر باشد، مانعی برای تولید انرژی در سامانه خواهد بود. در روش بعد یعنی هنگام استفاده از توربین انبساطی از گرم‌کن برقی به جای گرم‌کن گازسوز (حمام آب غیرمستقیم) استفاده شود، مشکل بار حرارتی بالای مورد نیاز برای پیش‌گرمایش تا حدی برطرف خواهد شد. لولهٔ گردابی نسبت به سایر روش‌ها دارای برتری‌هایی مانند ساده‌بودن عملیات آن و بی‌نیازی از سامانه‌های کنترلی پیچیده، فقدان قطعهٔ متحرک، فضای کم مورد نیاز و نگهداری آسان سامانه است. در عین حال لولهٔ گردابی دارای کاستی‌هایی مانند ظرفیت محدود و تعریف‌نبودن یک سازوکار غالب برای توضیح عملکرد آن است. در مقایسه با دو روش قبلی شامل توربین انبساطی، لولهٔ گردابی بار حرارتی کمتری مصرف می‌کند. برخلاف توربین انبساطی که در ظرفیت‌های بالا استفاده می‌شود، لولهٔ گردابی از نظر شدت جریان عبوری دارای ظرفیت محدودتری است؛ بنابراین در ظرفیت‌های بالا می‌توان از مجموعه‌ای از لوله‌های گردابی موازی استفاده کرد. در مقایسه با سه روش ذکر شده، از نظر بار حرارتی مورد نیاز، سامانهٔ CWT پس از لولهٔ گردابی کمترین میزان انرژی را مصرف می‌کند. در این نوع از گرم‌کن‌ها به‌دلیل تغییر فاز سیال عامل در سیکل و بالابودن ضرایب انتقال حرارت در این حالت، بازده کلی آن بیشتر از سامانهٔ متداول است. بنابراین در مقایسه با دو سامانهٔ شامل توربین انبساطی، سامانهٔ CWT نیاز به بار حرارتی کمتری دارد. همچنین سامانهٔ CWT محدودهٔ وسیع‌تری از شدت جریان گاز در ایستگاه نسبت به سامانهٔ لولهٔ گردابی را در بر می‌گیرد.

نکتهٔ مهم دیگری که در این تحقیق به آن اشاره شد این است که به‌طور کلی در ایستگاه‌های تقلیل فشار، جای‌گزینی توربین انبساطی به جای شیر های فشارشکن و گرم‌کن‌های معمولی بسیار وابسته به ترکیب گاز و منحنی تعادلی هیدرات چه در حضور آب آزاد و چه در غیاب آن است و چه بسا با در نظرگرفتن این منحنی‌ها و شرایط عملیاتی خط انتقال، جایگزینی شیر فشارشکن با توربین انبساطی نه‌تنها از نظر صرفه‌جویی انرژی دستاوردی نداشته باشد بلکه نیاز به پیش‌گرمایش بیشتری هم داشته باشد.

با در نظر گرفتن میزان بار حرارتی و میزان گاز مصرفی مورد نیاز برای پیش‌گرمایش گاز طبیعی و همچنین متغیربودن میزان تقاضای گاز در ماه‌های مختلف سال، استفاده از گرم‌کن مبتنی بر سیکل تبخیر- میعان به جای گرم‌کن گازسوز (گرم‌کن‌های حمام آب غیر مستقیم) در ایستگاه‌های متداول تقلیل فشار گاز پیشنهاد می‌شود.

۵. قدرانی و تشکر

نویسندگان این مقاله از حمایت‌های مالی شرکت گاز استان فارس و دانشگاه صنعتی شیراز در انجام این تحقیق صمیمانه تشکر می‌نمایند.

مراجع

[1] Rami, E. G., Jean-Jacques, B., Bruno, D. and François, M., "Modelling of a pressure regulator", International Journal of Pressure Vessels and Piping, 84(4): pp. 234-243, (2007).

[2] Herrán-González, A., De La Cruz, J. M., De Andrés-Toro, B. and Risco-Martín, J. L., "Modeling and simulation of a gas distribution pipeline network", Applied Mathematical Modeling, 33(3): pp. 1584-600, (2009).

[3] Kucerija, Z., "Gas expander based power plant system", Google Patents 5003782, (1991).

[۴] شکوهمند، ح.، رضایی، ا. ع.، "بررسی جای‌گزینی هیترهای خطی و برقی با هیترهای گازسوز در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز و امکان سنجی طراحی و ساخت آن‌ها در داخل"، شرکت ملی گاز ایران، (۱۳۸۸).

[5] Poživil, J., "Use of expansion turbines in natural gas pressure reduction stations", Acta Montanistica Slovaca, 9(3): pp. 258-60, (2004).

[6] Lourenco, J., Millar, M., "Method to pre-heat natural gas at gas pressure reduction stations", U.S Patent 8375717, (2013).

[7] Tunkel, L., Krasovitski, B., Foster, R. L., "Method of natural gas pressure reduction on the city gate stations", U. S. Patent 5582012, (1996).

[8] Poshernev, N. V., Khodorkov, I. L., "Experience from the operation of a conical vortex tube with natural gas", Chemical and Petroleum engineering, 39(9): pp. 602-607, (2003).

[9] Lange, J., "Heat transfer using a heat driven loop", U. S. Patent 7337828, (2008).

[10] Comakli, K., "Economic and environmental comparison of natural gas fired conventional and condensing combi boilers", Journal of the Energy Institute, 81(4): pp. 242-246, (2008).

[11] Rashidmardani A., Hamzei M., "Effect of various parameters on indirect fired water bath heaters' efficiency to reduce energy losses", Science and Engineering Investigations, 2: pp. 17-24, (2013).

[12] Ashouri E., Veysi F., Shojaeizadeh E., Asadi M., "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, pp. 230-40, (2014).

[13] Farzaneh-Gord M., Arabkoohsar A., Dasht-bayaz M. D., Machado L., Koury R., "Energy and exergy analysis of natural gas pressure reduction points equipped with solar heat and controllable heaters", Renewable Energy, 72, pp. 258-270, (2014).

[14] Neseli M. A., Ozgener O., Ozgener L., "Energy and exergy analysis of electricity generation from natural gas pressure reducing stations", Energy Conversion and Management, 93, pp. 109-120, (2015).

[15] Borelli D., Devia F., Cascio E. L., Schenone C., "Energy recovery from natural gas pressure reduction stations: Integration with low temperature heat sources", Energy Conversion and Management, 159, pp. 274-283, (2018).

[16] Olfati M., Bahiraei M., Heidari S., Veysi F., "A comprehensive analysis of energy and exergy characteristics for a natural gas city gate station considering seasonal variations", Energy, 155, pp. 721-733, (2018).

[17] Van der Waals, J. H., Platteeuw, J. C., "Clathrate Solutions", Advances in Chemical Physics, 2: pp.1-57, (1958).