

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک
گروه مکانیک حرارت و سیالات

عنوان پایان نامه:

بکارگیری سیستم تولید یکپارچه برق و پیش گرمایش گاز طبیعی در ایستگاه تقلیل فشار بیرجند

دانشجو: محسن خطیب

اساتید راهنما:

دکتر محمود فرزانه گرد

دکتر محمد محسن شاه مردان

استاد مشاور:

مهندس مهدی دیمی دشت بیاض

ارائه جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ماه 1390

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده : مهندسی مکانیک

گروه : مکانیک حرارت و سیالات

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای **محسن خطیب**

تحت عنوان:

بکارگیری سیستم تولید یکپارچه برق و پیش گرمایش گاز طبیعی در ایستگاه تقلیل فشار بیرجند

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	مهندس مهدی دیمی دشت بیاض		دکتر محمود فرزانه گرد
			دکتر محمد محسن شاه مردان

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	دکتر پوریا اکبرزاده		دکتر سید مجید هاشمیان
			دکتر علی عباس نژاد

منت خدای را عزوجل که طاعتش موجب قربت است و به شکر اندرش مزید نعمت

تقدیم به:

مادرم صبورم، که زندگی ام میوه ایثار اوست و دست نوازشش اگرچه بر سرم نیست، اما یاد و خاطرش همواره در دلم زنده و تازه

تقدیم به:

خانواده عزیزم، که همچون مادر مرا در بالین خود گرفتند. آنان که به من رسم خوب زندگی کردن آموختند، و دست مهربانشان همواره مددکار من بوده و است.

تقدیم به:

دکتر محمود فرزانه گرد، که عشق به کردار او مرا شیفته تحقیق و پژوهش نمود و راهنمایی هایشان راه گشای کارهای من بوده است.

تقدیم به:

همه دوستان و اساتید، که همراهی و همدلی آنها امید بخش من بوده است

اللهم عجل لوليک الفرج

با تشکر و قدردانی فراوان از:

دکتر محمود فرزانه گرد، بدلیل زحمات بی شائبه
ایشان و راهنمایی های بسیار مفید و مؤثر شان

دکتر محمد محسن شاه مردان که از ایشان
درسها آموختم و همواره مدیون راهنمایی هایشان
هستم.

دکتر مهدی دیمی دشت بیاض، که با صبر و
حوصله بسیار زیاد خود، و با رویی همواره گشاده
کمک یار و راهنمایم در این مسیر بوده است.

و **مهندس کوروش اخلاقی،** بدلیل راهنماییها و
حمایتهای ارزنده ایشان در شرکت گاز خراسان
جنوبی

تعهد نامه

اینجانب محسن خطیب دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک - گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بکارگیری سیستم تولید یکپارچه برق و پیش گرمایش گاز طبیعی در ایستگاه تقلیل فشار بیرجند تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد، دکتر محمد محسن شاه مردان و مهندس مهدی دیمی دشت بیاض متعهد می شوم .

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ : 1390/10/26

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد .

* متن این صفحه نیز باید در ابتدای نسخه های تکثیر شده پایان نامه وجود داشته باشد .



فرم چکیده پایان نامه تحصیلی دوره تحصیلات تکمیلی	مدیریت تحصیلات تکمیلی
نام خانوادگی دانشجو : خطیب	نام : محسن
اساتید راهنما : دکتر محمود فرزانه گرد - دکتر محمد محسن شاه مردان	
استاد مشاور : مهندس مهدی دیمی دشت بیاض	
دانشکده : مهندسی مکانیک	گرایش : تبدیل انرژی
تاریخ دفاع : بهمن ماه 1390	مقطع : کارشناسی ارشد
واژه های کلیدی : سیستم تولید همزمان برق و گرما، توربوآکسپندر، ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی	تعداد صفحات :
چکیده	
<p>در پژوهش حاضر به بررسی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستمهای تولید همزمان برق و گرما و توربین های انبساطی در ایستگاه های تقلیل فشار گاز طبیعی پرداخته شده است. به طور معمول گاز طبیعی پر فشار قبل از استفاده در محلهای مصرف، می بایست در نقاطی از مسیر انتقال در ایستگاههای تقلیل فشار، به فشاری به مراتب پایین تر و قابل استفاده برای مصرف کننده برسد. معمولا این افت فشار توسط شیرهای انبساطی صورت می پذیرد. بدین ترتیب بخش اعظمی از انرژی موجود در گاز که بصورت انرژی فشاری، در آن موجود است، هدر خواهد رفت. استفاده از توربینهای انبساطی راهی مفید برای تبدیل انرژی فشاری گاز به انرژی الکتریکی می باشد. میزان افت دما در این تجهیز نسبت به شیرهای انبساطی بیشتر خواهد بود، لذا نیاز حرارتی ایستگاه بیش از وضعیت بدون توربوآکسپندر است. بدین منظور پیشنهاد گردید که بجای تأمین نیاز حرارتی از طریق هیتراهای موجود در ایستگاه، از سیستمهای تولید همزمان برق و گرما به عنوان تأمین کننده این حرارت استفاده گردد. ضمن آنکه انرژی الکتریکی تولیدی توسط این سیستم، نیز به عنوان یک محصول ثانویه، مفید و قابل توجه خواهد بود. سه طرح کلی پیشنهاد شده است، که عبارتند از سیستمی شامل توربوآکسپندر تنها، سیستمی شامل تنها تجهیزات تولید همزمان برای تأمین نیاز حرارتی و تولید برق و در نهایت سیستمی که مجموعه ای کامل از تمام این فناوریها را در کنار یکدیگر داراست. در این برنامه، با استفاده از الگوریتمی ابتکاری، به انتخاب و تعیین سایز و اندازه فنی ترین سیستم با بیشترین میزان تولید مبادرت شد. این الگوریتم چهار مرحله ای، با طی مسیری منطقی، مجموعه ای از سناریوها را برای هر کدام از سه طرح پیشنهادی در اختیار قرار خواهد داد که سایز و اندازه تجهیزات منتخب خود آن سناریوها نیز هر کدام از نظر فنی و اقتصادی بهترین گزینه برای آن سناریو هستند. ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند به همراه چندین ایستگاه دیگر مورد بررسی قرار گرفتند که نتایج نشان از غیر اقتصادی بودن تمامی طرحها برای ایستگاه تقلیل فشار بیرجند داشت. با بررسی نتایج ایستگاهها و با تعریف پارامتری به نام فاکتور قابلیت، امکان پیش بینی عملکرد فنی و اقتصادی هر ایستگاهی در مواجهه با هر کدام از طرحهای پیشنهادی و با توجه به دبی متوسط عبوری از آن ایستگاه مشخص می شود.</p> <p>با توجه به مصرف روزانه گاز در ایران که معادل 387 میلیون متر مکعب می باشد، و با فرض شرایط ایستگاه غرب مشهد برای سایر نقاط کشور، پتانسیل تولید هر کدام از طرحهای پیشنهادی شامل سیستم توربوآکسپندر تنها، طرح استفاده از سیستم تولید همزمان تنها و نهایتا طرحی شامل هر دوی این تجهیزات در ایستگاه، بترتیب پتانسیل تولید برقی در حدود 24MW، 285MW و 562MW خواهد بود.</p>	

لیست مقالات ارائه شده

Journals:

[1] Farzaneh-Gord M., Khatib M., Eftekhari H. and Akhlaghi K., (2011), "A Feasibility Study of Employing an Internal Combustion Engine and a Turbo-expander in a CGS", *International Journal of Chemical and Environmental Engineering*, Vol.2, Issue 5, pp. 343-349

[2] Farzaneh-Gord M., Shahmardan M., Khatib M. and Deimi-Dashtebayaz M., "Producing electrical power in addition of heat in natural gas pressure drop stations by ICE", *Journal of Energy, Exploration & Exploitation*, submitted in October 2011

Conferences:

[3] Farzaneh-Gord M., Shahmardan M.M., Khatib M., Deimi-Dashtebayaz M., Hashemian S.M., "Simultaneous power generation in natural gas pressure station using Turbo-expanders and ICES", 2nd International Conference on Advances in Energy Engineering, Thailand, Bangkok, 2011

[3] فرزانه گرد م، خطیب م، شاه مردان م، دیمی دشت بیاض م و اخلاقی ک، "طراحی سیستمهای بازیافت انرژی در ایستگاههای تقلیل فشار با استفاده از توربوواکسپندر و سیستم CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی"، ارسال شده برای بیستمین همایش بین المللی مهندسی مکانیک ایران، شیراز، 26 تا 28 اردیبهشت 1391

صفحه	فصل اول: مقدمه
1	1-1- مقدمه
3	2-1- بررسی کارهای پیشین
8	3-1- اهداف و فعالیت های انجام گرفته در پایان نامه
	فصل دوم: اصول عملکرد سیستم CHP، توربوآکسپندر و ایستگاه CGS
13	1-2- مقدمه
15	2-2- اجزاء اصلی تشکیل دهنده سیستم CHP
16	3-2- تاریخچه فناوریهای تولید همزمان برق و گرما
19	4-2- مروری بر فناوریهای تولید همزمان
20	1-4-2- موتورهای احتراق داخلی
25	2-4-2- توربین بخار
26	3-4-2- توربین گاز
27	4-4-2- میکروتوربین
29	5-4-2- سلول سوختی
32	5-2- توربینهای انبساطی
36	6-2- ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی
36	1-6-2- مقدمه
37	2-6-2- اجزاء اصلی ایستگاه تقلیل فشار
38	3-6-2- شیرهای تنظیم فشار
41	4-6-2- رگولاتورهای ناظر
41	5-6-2- افت دما در شیرهای تنظیم فشار
42	6-6-2- بویلر گاز سوز
	فصل سوم: شبیه سازی سیستم
44	1-3- مقدمه
45	2-3- محیط شبیه سازی
46	3-3- مدلسازی اجزاء سیستم
47	1-3-3- ورودیهای مسئله
49	2-3-3- شبیه سازی شیرهای انبساطی
50	3-3-3- شبیه سازی توربوآکسپندرها
56	4-3-3- طراحی پیش گرم کن و تعیین نیاز حرارتی ایستگاه
57	5-3-3- طراحی و شبیه سازی سیستم CHP

صفحه	... ادامه فصل سوم
63	4-3- پارامترها و مفاهیم اقتصادی
63	1-4-3- دوره بازگشت سرمایه
64	1-1-4-3- دوره بازگشت ساده (SPB)
65	2-1-4-3- دوره بازگشت سرمایه تنزیل شده (DPB)
66	2-4-3- ارزش خالص فعلی سرمایه گذاری (NPV)
67	3-4-3- نرخ بازده داخلی (IRR)
67	5-3- انواع طرحهای قابل بررسی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز
70	6-3- تعیین سایز و اندازه بهینه سیستم
71	1-6-3- الگوریتم طراحی و تعیین سایز و اندازه تجهیزات
76	7-3- ایستگاه های مورد مطالعه
76	1-7-3- ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند
78	2-7-3- سایر ایستگاههای تقلیل فشار گاز مورد مطالعه
فصل چهارم: بحث و بررسی نتایج	
80	1-4- مقدمه
80	2-4- اطلاعات ورودی ایستگاههای تقلیل فشار مورد بررسی
81	1-2-4- اطلاعات ورودی ایستگاه CGS بیرجند
83	2-2-4- اطلاعات ورودی ایستگاه CGS غرب مشهد
85	3-2-4- اطلاعات ورودی ایستگاه CGS قدیم مشهد
87	3-4- بررسی نتایج طرحهای پیشنهادی برای ایستگاههای CGS مورد مطالعه
87	1-3-4- سیستم شیر انبساطی (بدون توربوآکسپندر و CHP)
92	2-3-4- سیستم CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی (بدون آکسپندر)
94	1-2-3-4- ایستگاه CGS بیرجند
100	2-2-3-4- ایستگاه CGS غرب مشهد
104	3-2-3-4- ایستگاه CGS قدیم مشهد
104	3-3-4- طرح استفاده از توربوآکسپندر در ایستگاه CGS (بدون CHP)
104	1-3-3-4- ایستگاه CGS بیرجند
111	2-3-3-4- ایستگاه CGS قدیم مشهد
115	3-3-3-4- ایستگاه CGS غرب مشهد
119	4-3-4- طرح بکارگیری توربوآکسپندر و سیستم CHP در ایستگاه تقلیل فشار
120	1-4-3-4- ایستگاه CGS بیرجند
صفحه	... ادامه فصل چهارم

122	2-4-3-4- ایستگاه CGS قدیم مشهد
124	3-4-3-4- ایستگاه CGS غرب مشهد
128	4-4- طراحی ایستگاه بیرجند در مود mix-match
131	5-4- پتانسیل تولید برق طرحهای پیشنهادی در ایران
131	4-5-1- مقدمه
131	4-5-2- طرح بکارگیری سیستم CHP در ایستگاههای CGS
132	4-5-3- طرح بکارگیری توربوآکسپندر در ایستگاههای CGS
132	4-5-4- بکارگیری توربوآکسپندر و سیستم CHP در ایستگاههای CGS
133	4-6- پیش بینی عملکرد اقتصادی سیستمهای تولید انرژی در ایستگاههای CGS
فصل پنجم: نتیجه گیری و ارائه پیشنهادات	
137	5-1- جمع بندی و نتیجه گیری
142	5-2- ارائه پیشنهادات برای پژوهشهای آینده
143	مراجع
146	پیوست ها

فهرست اشکال		
15	مقایسه بین راندمان سیستم تولید همزمان با سیستم مجزای تولید برق و حرارت	شکل 1-2
20	محدوده های دمایی دو نوع سیستم تولید همزمان برق و حرارت	شکل 2-2
23	دیاگرام شماتیک یک سیستم تولید همزمان با موتور احتراق داخلی رفت و برگشتی	شکل 3-2
24	منحنی عملکرد موتور در بارهای مختلف (Caterpillar G3616)	شکل 4-2
29	شمای شماتیک یک سیستم CHP مبتنی بر میکروتوربین	شکل 5-2
33	نمای شماتیک توربین انبساطی	شکل 6-2
38	ساختار کلی ایستگاه تقلیل فشار	شکل 7-2
39	شیر تنظیم فشار از نوع فنری عملکرد مستقیم	شکل 8-2
40	شیر تنظیم فشار از نوع Pilot-Operated	شکل 9-2
46	طرح شماتیک سیستم پیشنهادی در ایستگاه تقلیل فشار گاز دارای CHP و توربوآکسپندر	شکل 1-3
51	منحنی عملکرد توربوآکسپندر برحسب دبی حجمی عبوری از آن	شکل 2-3
53	توزیع جریان بین توربینهای انبساطی بر مبنای دبی طراحی توربوآکسپندرها	شکل 3-3
53	توزیع جریان بین توربینهای انبساطی بر مبنای دبی حداکثر قابل عبور از توربوآکسپندرها	شکل 4-3
59	نمونه ای از عملکرد یک موتور گاز سوز در شرایط بار جزئی	شکل 5-3
68	طرح شماتیک ایستگاه تقلیل فشار معمول بدون سیستمهای بازیافت و تولید انرژی	شکل 6-3
68	طرح پیشنهادی دوم دارای سیستم بازیافت انرژی و دارای توربوآکسپندر	شکل 7-3
69	طرح شماتیک ایستگاه تقلیل فشار گاز دارای سیستم CHP	شکل 8-3
70	طرح ایستگاه تقلیل فشار دارای توربوآکسپندر و سیستم CHP	شکل 9-3
75	الگوریتم طراحی و تعیین سایز بهینه سیستم پیشنهادی	شکل 10-3
81	دمای گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار بیرجند در روزهای مختلف سال	شکل 1-4
82	فشار گاز ورودی و خروجی ایستگاه CGS بیرجند در روزهای مختلف سال	شکل 2-4
82	دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه CGS بیرجند در روزهای مختلف سال	شکل 3-4
83	دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS غرب مشهد در روزهای مختلف سال	شکل 4-4
84	فشار گاز ورودی و خروجی ایستگاه CGS غرب مشهد در روزهای مختلف سال	شکل 5-4
84	دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه CGS غرب مشهد در روزهای مختلف سال	شکل 6-4
85	دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS قدیم مشهد برای روزهای مختلف سال	شکل 7-4
86	فشار گاز ورودی و خروجی ایستگاه CGS قدیم مشهد در روزهای مختلف سال	شکل 8-4
86	دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه CGS قدیم مشهد در روزهای مختلف سال	شکل 9-4
88	میزان مصرف سوخت سه ایستگاه مورد مطالعه بدون توربوآکسپندر و CHP	شکل 10-4
89	تأثیر دبی حجمی گاز ایستگاه CGS بیرجند بر میزان مصرف سوخت سیستم شیرانبساطی	شکل 11-4

... ادامه فهرست اشکال		
89	تأثیر دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS بیرجند بر مصرف سوخت سیستم شیر انبساطی	شکل 4-12
90	تأثیر دبی حجمی گاز ایستگاه CGS غرب مشهد بر مصرف سوخت سیستم شیرانبساطی	شکل 4-13
90	تأثیر دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS غرب مشهد بر مصرف سوخت سیستم شیر انبساطی	شکل 4-14
91	تأثیر دبی حجمی گاز ایستگاه CGS قدیم مشهد بر مصرف سوخت سیستم شیرانبساطی	شکل 4-15
91	تأثیر دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS قدیم مشهد بر مصرف سوخت سیستم شیر انبساطی	شکل 4-16
95	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با یک موتور احتراق داخلی	شکل 4-17
95	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با دو موتور احتراق داخلی	شکل 4-18
97	توان الکتریکی تولیدی ایستگاه بیرجند دارای سیستم CHP در روزهای مختلف سال	شکل 4-19
97	راندمان کلی ایستگاه CGS بیرجند دارای سیستم CHP در روزهای مختلف سال	شکل 4-20
99	هزینه سرمایه گذاری سیستمهای CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی	شکل 4-21
99	هزینه های تعمیر و نگهداری سیستمهای CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی	شکل 4-22
100	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با یک موتور احتراق داخلی	شکل 4-23
101	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با دو موتور احتراق داخلی	شکل 4-24
101	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با سه موتور احتراق داخلی	شکل 4-25
102	توان الکتریکی تولیدی ایستگاه غرب مشهد دارای سیستم CHP در روزهای مختلف سال	شکل 4-26
106	منحنی توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند دارای توربواکسپندر، بر حسب سایز توربواکسپندر	شکل 4-27
107	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با یک توربواکسپندر	شکل 4-28
107	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با دو توربواکسپندر	شکل 4-29
108	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با سه توربواکسپندر	شکل 4-30
109	توان الکتریکی تولیدی ایستگاه بیرجند دارای توربواکسپندر در روزهای مختلف سال	شکل 4-31
110	هزینه سرمایه گذاری توربواکسپندرهای دارای سایزهای مختلف	شکل 4-32
111	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS قدیم مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با یک توربواکسپندر	شکل 4-33
112	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS قدیم مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با دو توربواکسپندر	شکل 4-34

... ادامه فهرست اشکال		
112	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS قدیم مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با سه توربواکسپندر	شکل 4-35
113	توان الکتریکی تولیدی ایستگاه قدیم مشهد دارای توربواکسپندر در روزهای مختلف سال	شکل 4-36
115	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با یک توربواکسپندر	شکل 4-37
116	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با دو توربواکسپندر	شکل 4-38
116	متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با سه توربواکسپندر	شکل 4-39
117	توان الکتریکی تولیدی ایستگاه غرب مشهد دارای توربواکسپندر در روزهای مختلف سال	شکل 4-40
126	متوسط ماهیانه تولید برق ایستگاه بیرجند دارای توربواکسپندر و سیستم CHP	شکل 4-41
127	متوسط ماهیانه تولید برق ایستگاه قدیم مشهد دارای توربواکسپندر و سیستم CHP	شکل 4-42
127	متوسط ماهیانه تولید برق ایستگاه غرب مشهد دارای توربواکسپندر و سیستم CHP	شکل 4-43

فهرست جداول		
2	هزینه های تعمیر و نگهداری موتورهای احتراق داخلی گاز سوز	جدول 1-2
31	مقایسه فناوریهای مختلف تولید همزمان	جدول 2-2
37	محدوده فشار گاز طبیعی در نقاط گوناگون خط انتقال لوله	جدول 3-2
76	درصد ترکیبات گاز طبیعی پالایشگاه خانگیران	جدول 1-3
77	متوسط شرایط ورودی و خروجی ایستگاه CGS بیرجند در ماههای مختلف سال 1389	جدول 2-3
92	میزان مصرف سوخت و هزینه آن برای ایستگاههای مورد مطالعه	جدول 1-4
96	خلاصه نتایج مربوط به سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند دارای سیستم CHP	جدول 2-4
98	درآمدها و هزینه های مرتبط با ایستگاه CGS بیرجند دارای سیستم CHP	جدول 3-4
100	نتایج حاصل از آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند	جدول 4-4
102	خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد دارای سیستم CHP	جدول 5-4
103	درآمدها و هزینه های مرتبط با ایستگاه CGS غرب مشهد دارای سیستم CHP	جدول 6-4
103	نتایج حاصل از آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد	جدول 7-4
108	خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپندر	جدول 8-4
109	درآمدها و هزینه های مرتبط با ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپندر	جدول 9-4
110	نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپندر	جدول 10-4
113	خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS قدیم مشهد دارای توربوآکسپندر	جدول 11-4
114	درآمدها و هزینه های مرتبط با ایستگاه CGS قدیم مشهد دارای توربوآکسپندر	جدول 12-4
114	نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS قدیم مشهد دارای توربوآکسپندر	جدول 13-4
117	خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد دارای توربوآکسپندر	جدول 14-4
118	درآمدها و هزینه های مرتبط با ایستگاه CGS غرب مشهد دارای توربوآکسپندر	جدول 15-4
118	نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد دارای توربوآکسپندر	جدول 16-4
120	خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP	جدول 17-4
121	نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP	جدول 18-4
122	خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS قدیم مشهد دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP	جدول 19-4

... ادامه فهرست جداول		
123	نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS قدیم مشهد دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP	جدول 4-20
124	خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP	جدول 4-21
125	نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP	جدول 4-22
129	نتایج آنالیز اقتصادی طراحی ایستگاه بیرجند با روش mix-match	جدول 4-23
130	نتایج آنالیز اقتصادی برای ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP به روش mix-match	جدول 4-24
133	پتانسیل تولید برق طرحهای مختلف تولید انرژی در ایستگاههای تقلیل فشار در ایران	جدول 4-25
134	مقدار CF ایستگاههای CGS برای سه طرح تولید و بازیافت انرژی	جدول 4-26
135	محدوده قابل اجرای سیستمهای مختلف از نظر اقتصادی	جدول 4-27

نمادها	
CF	فاکتور قابلیت
d	نرخ بهره (%)
DPB	دوره بازگشت سرمایه تنزیل شده (year)
ESN	تعداد سناریوهای اقتصادی
F, F _t	سود خالص سالیانه (\$)
F ₀	سرمایه گذاری اولیه (\$)
h	آنتالپی
IRR	نرخ بازده داخلی (%)
LHV	ارزش حرارتی پایین گاز طبیعی (kJ/kg)
LHV _f	ارزش حرارتی پایین گاز طبیعی (kJ/m ³)
m	تعداد موتور احتراق داخلی سیستم تولید همزمان
\dot{m}	دبی جرمی گاز عبوری از ایستگاه (kg/sec)
\dot{m}_{fe}	دبی جرمی سوخت مصرفی موتور احتراق داخلی (kg/sec)
n	تعداد توربوآکسپندر
NESN	تعداد سناریوهای غیر اقتصادی
NPV	ارزش خالص کنونی (\$)
p	فشار (kPa)
P _{elec}	توان الکتریکی (kW)
PL	درصد بار جزئی موتور (%)
\dot{Q}_{fe1}	محتوای سوخت مصرفی موتورهای Full load (kW)
\dot{Q}_{fe2}	محتوای سوخت مصرفی موتور part load (kW)
$\dot{Q}_{max,eng}$	توان حرارتی نامی موتور احتراق داخلی (kW)
\dot{Q}_{req}	نیاز حرارتی ایستگاه تقلیل فشار گاز (kW)
SPB	دوره بازگشت ساده (year)
t	دوره (year)
T	دما (°C)

علائم یونانی	
η	راندمان کلی سیستم
η_e	راندمان الکتریکی
η_{th}	راندمان حرارتی
\dot{v}	دبی حجمی گاز
\dot{v}_{max}	حداکثر دبی حجمی قابل عبور از توربواکسپندر
زیرنویسها	
1	ورودی ایستگاه تقلیل فشار گاز
2	گاز پس از عبور از پیش گرم کن
2v	گاز خروجی از شیر انبساطی
2s	گاز خروجی از توربواکسپندر با فرض فرایند آیزنتروپیک
2ex(i)	گاز خروجی از توربواکسپندر شماره i
am	هوای محیط
CHP	سیستم تولید همزمان برق و گرما
EX	گازهای حاصل از احتراق موتور احتراق داخلی
ex	توربواکسپندر
des	شرایط طراحی توربواکسپندر
h	هیتر
fb	سوخت مصرفی هیتر (بویلر)
gearbox	سیستم انتقال قدرت از توربواکسپندر به ژنراتور
generator	ژنراتور
i	گاز ورودی به ایستگاه فشار
JW	آب خنک کن
nom	نامی
out	خروجی ایستگاه تقلیل فشار
PL	بار جزئی
v	شیر انبساطی

علائم اختصاری	
CAC	خنک کننده هوای موتور (Charge Air Cooler)
CHP	تولید همزمان برق و گرما (Combined Heat and Power)
CGS	ایستگاه تقلیل فشار گاز (City Gate Station)
EES	نرم افزار تحلیل معادلات مهندسی (Engineering Equation Solver)
HRSG	مبدل حرارتی بازیافت بخار (Heat Recovery Steam Generator)
IEA	آژانس بین المللی انرژی (International Energy Agency)
JWC	خنک کننده آب موتور (Jacket Water Cooler)
LOC	خنک کننده روغن (Lubricating Oil Cooler)
MCFC	سلول سوختی کربنات مذاب (Molten Carbonate Fuel Cell)
PAFC	سلول سوختی اسید فسفریک (Phosphoric Acid Fuel Cell)
PEAFC	سلول سوختی نوع غشاء تبادل پروتون (Proton Exchange membrane Fuel Cell)
SOFC	سلول سوختی اکسید جامد (Solid Oxide Fuel Cell)

فصل اول

مقدمه

1-1- مقدمه

امروزه با کاهش روزافزون منابع انرژی، گرمایش زمین و بسیاری از مشکلات ناشی از شرایط آب و هوایی، باعث شده که تمایل به استفاده از روشهای تولید انرژی با راندمان بالا و نیز کاهش آلاینده های زیست محیطی روز به روز افزایش یابد. یکی از منابع مهم تأمین و تولید انرژی در ایران و جهان، گاز طبیعی است. گاز طبیعی در مقایسه با بسیاری از انواع سوختهای فسیلی، سوختی پاک بحساب می آید، که می توان در این رابطه به ناچیز بودن میزان آلایندهای اکسیدهای سولفور و یا درصد پایین اکسیدهای نیتروژن در آن در مقایسه با سایر منابع فسیلی اشاره نمود. همچنین انتقال، توزیع و ذخیره گاز طبیعی به مراتب از شرایط ایمن تر و مطمئن تری نسبت به سایر سوختها برخوردار است. در ایران و در بسیاری از کشورهای جهان، گاز طبیعی پس از استخراج از طریق خطوط پرفشار 5 تا 7 مگاپاسکال به محل های مصرف منتقل می شوند. فشار گاز پیش از رسیدن به محل مصرف می بایستی کاهش یابد تا قابل استفاده باشد. این افت فشار به طور معمول در ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی صورت میگیرد. در این ایستگاهها فشار گاز به فشاری در حدود 1/5 تا 2 مگاپاسکال می رسد. در

حقیقت آنچه که در حین فرایند کاهش فشار رخ می دهد از دست رفتن مقدار قابل ملاحظه ای انرژی است که بصورت انرژی فشاری در گاز طبیعی وجود دارد. این درحالیستکه می توان با استفاده از تجهیزاتی مانند توربینهای انبساطی که امروزه نیز در صنعت بسیار مورد استفاده اند، بخش قابل توجهی از این انرژی را بازیافت نموده و آن را بصورت مفید دیگری همچون انرژی الکتریکی تبدیل کرد. این کار اگرچه نیاز به سرمایه گذاری اولیه زیادی دارد، اما می تواند برای برخی از ایستگاهها بسته به شرایط و ویژگیهای فنی آنها قابل اجرا بوده و از نظر اقتصادی نیز توجیه پذیر باشد.

یکی از مشکلات عمده در ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی افت دمای ناشی از افت فشار گاز است که در طی فرایند کاهش فشار که بطور معمول یک فرایند آنتالپی ثابت است رخ می دهد. میزان این افت دما با بکار بردن توربین انبساطی نیز به مراتب بیشتر خواهد بود که این مسئله می تواند موجب هیدراته شدن گاز طبیعی و یخ زدگی در خطوط لوله و انسداد آن شود. همچنین وجود ذرات معلق مایع در گاز طبیعی برای تجهیز حساسی مانند توربین انبساطی ایجاد مشکلات فراوانی خواهد نمود. بطور معمول برای رفع این مشکل در ایستگاه های تقلیل فشار گاز طبیعی از هیترهایی بمنظور پیش گرمایش گاز استفاده می شود که سوخت مورد نیاز آن از گاز عبوری از ایستگاه تأمین میگردد. میتوان با جایگزینی سیستمهای موسوم به سیستم تولید همزمان برق و گرما بجای این هیترها، ضمن رفع نیاز حرارتی ایستگاه، به تولید انرژی مفید الکتریکی نیز مبادرت نمود که در نتیجه آن راندمان کلی سیستم به مراتب بیشتر از هیتر خواهد بود. این سیستمها امروزه به تعداد بسیار زیاد در صنایع و مراکز تجاری و حتی اماکن مسکونی مورد استفاده قرار می گیرند که دارای انواع گوناگون و صورتهای متنوعی نیز می باشند. تنوع این نوع سیستمها بیشتر در رابطه با نوع محرک اولیه آنهاست که قلب سیستمهای تولید همزمان نیز بحساب می آیند.

امروزه توربوآکسپندرها و سیستمهای تولید همزمان در بسیاری از صنایع مورد استفاده قرار می گیرند. می توان از انواع سیستمهایی نام برد که به صورتهای گوناگون و با محرکهای اولیه متفاوت در بسیاری از نقاط جهان چه بصورت انبوه و چه بصورت آزمایشی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی نصب و

راه اندازی شده اند. گرچه استفاده از این نوع سیستمها در ایران هنوز از جایگاه مناسبی برخوردار نیست و تنها در چند نقطه می توان نمونه هایی را که بصورت آزمایشی راه اندازی شده اند، مشاهده نمود. نیروگاه نکا و رامین اهواز از این جمله هستند که در آنها از توربوآکسپندر برای بازیافت انرژی از اگزرژی فشاری گاز طبیعی استفاده شده است. البته هنوز هم سیستمی را سراغ نداریم که در آنها از ترکیب توربوآکسپندر و سیستم CHP بطور توأمان برای بازیافت انرژی¹ و تولید برق و نیز تأمین نیاز حرارتی استفاده شده باشد.

تحقیقات فراوانی در رابطه با بازیافت اگزرژی فشاری گاز طبیعی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز و استفاده از سیستمهای با فناوریهای نوین برای بهبود عملکرد این ایستگاهها و بالا بردن راندمان آنها صورت گرفته است. استفاده از توربوآکسپندرها برای تبدیل اگزرژی فشاری گاز به کار مفید و تولید برق از جمله این موارد است. همچنین استفاده از سیستمهای تولید همزمان برق و حرارت یا CHP برای استفاده در ایستگاه های CGS² ضمن آنکه راهکاری مفید برای تأمین گرمای مورد نیاز ایستگاه می باشد، می تواند خود نیز، بعنوان تولید کننده انرژی الکتریکی که بعضا میزان آن قابل توجه نیز می باشد، مورد استفاده قرار گیرد. مدلهای گوناگونی برای شبیه سازی سیستمهای تولید انرژی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز ارائه شده است که شامل طراحی و شبیه سازی ایستگاه و تجهیزات تولید انرژی مانند، توربوآکسپندر و سیستم CHP می شود. همچنین آنالیز اقتصادی اینگونه سیستمها نیز از اهمیت فراوانی برخوردار بوده و موضوع بسیاری از تحقیقات را در این زمینه به خود اختصاص داده اند.

1-2- بررسی کارهای پیشین

رامی³ و همکارانش [1] در یکی از تحقیقات خود، شرایط بهینه عملکرد ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی را برای مصرف سوخت مورد بررسی قرار دادند. آنها توانستند دریابند که می توان رفتار دینامیک رگولاتورهای فشار را بگونه ای مدل نمود که از طریق آن بتوان با مقایسه نتایج شبیه سازی

¹ Energy Recovery

² City Gate Station

³ Rami

و اندازه گیری های واقعی در ایستگاه، تغییرات جریان و فشار در این ایستگاه ها را بخوبی و با دقت بسیار بالایی پیش بینی نمود. رامی در این تحقیق، نوسانات فشار گاز در پایین دست جریان را، وابسته به جریان و فشار گاز در بالادست و نوع رگولاتورهای فشاری مورد استفاده در نظر گرفت.

از جمله تحقیقاتی که در رابطه با بازیافت انرژی فشاری گاز طبیعی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز با استفاده از توربوواکسپندر صورت پذیرفته است، می توان به شبیه سازی که توسط نرم افزار HYSYS بوسیله پوزیویل¹ [2] صورت گرفته است اشاره نمود. این مدل شامل محاسبه حالت پایدار توربوواکسپندر بر مبنای راندمان آیزنتروپیک² آن می باشد. شبیه سازی برای مجموعه ای متنوع از شرایط ورودی و خروجی و نیز برای توربینهایی با راندمان متفاوت انجام گرفته است. خروجی های این مدل شامل توان الکتریکی تولیدی و نیازهای حرارتی ایستگاه و نیز دمای پیش گرمایش ایستگاه می باشند. با استفاده از این مقادیر، راندمان حرارتی سیستم برای سناریو های مختلف بدست آمده است. در این مدل نشان داده شد که نسبت فشار گاز پارامتری مهم و تأثیرگذار بر عملکرد ایستگاه تقلیل فشار و قابلیت تولید برق آن می باشد.

فرزانه گرد³ و همکارانش [3]، در یکی از تحقیقات خود به بررسی روشهای بازیافت انرژی فشاری در ایستگاه تقلیل فشار گاز پالایشگاه بندرعباس⁴ پرداخته اند. آنها اثر پیش گرمایش را بر میزان تولید برق بررسی نموده و در نهایت سیستمهای ترمودینامیکی را برای تولید سرمایه و استفاده از آن پیشنهاد نموده اند.

در تحقیق دیگری که فرزانه گرد و همکارانش [4] انجام دادند، امکان استخراج و بازیافت انرژی از شبکه خطوط انتقال گاز طبیعی در ایران مورد بررسی قرار گرفت. در این پژوهش، تخمین زده شده است که امکان استخراج و تولید توانی در حدود 762 MW از مجموع ایستگاههای تقلیل فشار گاز موجود در ایران وجود دارد.

¹ Pozivil

² Isentropic Efficiency

³ Farzaneh-Gord

⁴ Bandar Abbas

فرزانه گرد و دیمی دشت بیاض¹ [5] قابلیت ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی موجود در پالایشگاه خانگیان برای تولید انرژی را مورد بررسی قرار داده اند. سیستم پیشنهادی در این پژوهش، دارای یک سیستم CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی است. ضمن اینکه از یک توربین انبساطی نیز برای بازیافت انرژی فشاری گاز استفاده شده است. برخی خصوصیات سیستم CHP، مانند راندمان و میزان حرارت تولیدی آن ثابت فرض شده است و وابستگی این خصوصیات به شرایط کاری ایستگاه مانند دما و فشار و دبی عبوری از آن، در نظر گرفته نشده است. نتایج این بررسی نشان داد که میزان برق قابل تولید این ایستگاه، قادر به تأمین نیاز تمام مجموعه پالایشگاه است.

ابراهیم خلیلی² [6] در تحقیقی به بررسی فنی استفاده از توربوآکسپندر در ایستگاههای تقلیل فشار گاز برای بازیافت انرژی پرداخته است. در این تحقیق ایستگاه تقلیل فشار شهرکرد به عنوان نمونه مورد بررسی قرار گرفته است. توربوآکسپندر به صورت موازی با شیر انبساطی موجود در ایستگاه نصب میشود. تخمین زده شد که سود حاصل از استفاده از توربوآکسپندر در این ایستگاه، سالانه در حدود 463000 دلار و هزینه سرمایه گذاری اولیه آن نیز 730000 دلار میباشد. با توجه به این مقادیر، مدت بازگشت سرمایه در این پروژه حدود 3 سال تخمین زده شده است.

آبتین عطایی و همکاران [7] در پژوهشی به امکان سنجی فنی و اقتصادی نصب توربین انبساطی در نیروگاههای حرارتی پرداخته و نیروگاه شانزد اراک که مورد مطالعه قرار دادند. پس از جمع آوری اطلاعات ورودی و خروجی ایستگاه تقلیل فشار گاز موجود در این نیروگاه، با استفاده از آنالیز انرژی و آنالیز اقتصادی، بررسی فنی و اقتصادی ایستگاه توسط نرم افزار Thermoflow صورت پذیرفت. بررسی ها نشان دادند که امکان نصب واحدی مشتمل بر دو دستگاه توربوآکسپندر 10.7 مگاواتی در این نیروگاه وجود دارد، بگونه ای که نیاز حرارتی ایستگاه، تماما بوسیله گرمای بازیافتی از سیکل اصلی نیروگاه قابل تأمین است. بررسی های اقتصادی نشان دادند که چنین سیستمی نیاز به سرمایه گذاری در حدود 13 میلیون دلار داشته و مدت بازگشت سرمایه اولیه آن حدودا 3 سال است.

¹ Deimi-DashteBayaz

² Khalili

حسین صادقی و همکاران [8] به بررسی فنی و اقتصادی بکارگیری توربوآکسپندر در ایستگاه تقلیل فشار گاز نیروگاه بیستون کرمانشاه پرداخته اند. در این پژوهش، یک برنامه رایانه ای برای تعیین رفتار گاز طبیعی به عنوان مخلوط چند گاز در فشار بالا ارائه شده است و توان الکتریکی تولیدی به وسیله توربوآکسپندر و انرژی مورد نیاز برای پیش گرمایش محاسبه می شود. بررسی های انجام گرفته در این تحقیق نشان می دهد که امکان تولید توانی بیش از 8 مگاوات در این نیروگاه با استفاده از این سیستم وجود دارد.

سویونگ چو¹ و همکارانش [9] در پژوهشی، به بررسی آزمایشگاهی جایگزینی شیر انبساطی در سیستمهای تهویه هوا با توربوآکسپندر پرداخته اند. در این تحقیق عملکرد چهار توربوآکسپندر متفاوت مورد بررسی قرار گرفت. عملکرد این چهار توربین، در بارهای جزئی ثابت و ضبط گردید. نتایج آزمایشگاهی نشان دادند که نسبت سرعت بهینه توربین با کاهش نسبت فشار، کاهش می یابد.

سپهر صنایع² و همکارانش [10-11] در پژوهشی، روش نسبتا سریع و جدیدی را برای انتخاب تعداد و اندازه سه نوع محرک اولیه موتور احتراق داخلی، توربین گاز و موتور دیزل پیشنهاد کرده اند. آنها موفق به ارائه روابطی برای تعیین خصوصیات عملکردی این محرکها شامل راندمان حرارتی، میزان مصرف سوخت و میزان گرمای قابل بازیافت با توجه به درصد بار آنها شدند. این روابط به تحلیلی دقیقتر در رابطه با بکارگیری اینگونه سیستمها کمک خواهند کرد. مشخص شد که شرایط محیطی، میزان نیاز حرارتی و نیاز به برق، نوع سوخت و ارزش حرارتی آن، قیمت سوخت و قیمت خرید و فروش برق بر نتایج بررسی تأثیرگذارند.

کاوادیاس³ و همکارانش [12] در پژوهشی به طراحی یک سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما پرداخته و با تحلیلی پارامتری به بررسی استراتژیهای کارکرد سیستم و روشهای تعیین سایز و اندازه آن پرداخته اند. در این پژوهش سه استراتژی معرفی شده و عملکرد آنها مورد بررسی قرار گرفت.

¹ Cho Soo-Young

² Sanaye

³ Kavvadias

نتایج آنالیز فنی و اقتصادی این سه استراتژی در مورد یک بیمارستان مورد مطالعه و تحلیل و بررسی قرار گرفت.

درسالهای اخیر تحقیقات و بررسی هایی بر روی بکارگیری سیستمهای CHP مبتنی بر سلول سوختی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز صورت پذیرفته است. اولین نمونه از چنین سیستمی بصورت آزمایشی در کانادا و توسط شرکت Enbridge که یکی از سازندگان اصلی سلولهای سوختی در جهان است در یک ایستگاه تقلیل فشار راه اندازی شد [13]. در این سیستم، یک توربوواکسپندر ساخته شده توسط شرکت Cryostar فرانسه با قیمتی معادل 3/5 میلیون دلار برای بازیافت انرژی گاز عبوری از ایستگاه مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین برای تأمین نیاز حرارتی ایستگاه از یک سلول سوختی 1/4 MW با قیمت 6/5 میلیون دلار استفاده شده است. عملکرد فنی و اقتصادی اینگونه سیستمها توسط هاوارد¹ [14] مورد بررسی قرار گرفته است. او در این تحقیق، برخلاف بسیاری از کارهای پیش از آن، عملکرد توربین انبساطی را تابعی از شرایط ایستگاه و دبی عبوری از آن در نظر گرفته است. بدین ترتیب راندمان عملکرد توربین برای روزهای مختلف، بسته به شرایط ایستگاه متفاوت خواهد بود. همچنین توربین دارای یک محدوده عملکرد در نظر گرفته شده است و خارج از این محدوده قادر به کار نخواهد بود. باید توجه داشت که سلولهای سوختی با وجود پیشرفتهای بسیار در فناوری آنها، هنوز چندان عمومیت نیافته و هزینه های سرمایه گذاری آنها بسیار بالاست. پروژه هایی نیز که در رابطه با این نوع سیستمها انجام می گیرند، بیشتر جنبه تحقیقاتی داشته و به لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه نیستند.

فرزانه گرد و همکارانش [15] در تحقیق دیگری که در سال 2011 انجام داده اند، به بررسی فنی استفاده از سلولهای خورشیدی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی پرداخته اند. آنها استفاده از یک مجموعه سلول خورشیدی را بجای هیتر برای پیش گرمایش گاز طبیعی در ایستگاه پیشنهاد داده اند. بدین ترتیب این سیستم، سبب کاهش میزان مصرف سوخت در ایستگاه CGS می شود. فرزانه

¹ Howard

گرد در این تحقیق، به بررسی موردی بکارگیری این سیستم در ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند پرداخته اند. نتایج این پژوهش نشان داد که با در نظر گرفتن آرایه ای مشتمل بر 430 کلکتور خورشیدی، امکان صرفه جویی در مصرف انرژی به میزان 41765 دلار در سال وجود دارد و هزینه سرمایه گذاری روی چنین سیستمی در حدود 119125 دلار می باشد. مدت زمان بازگشت سرمایه در این پژوهش در حدود 6 سال تخمین زده می شود.

بجز تعداد اندکی از پژوهشهای اشاره شده، در اکثر پژوهشهای موجود، خصوصیات عملکرد توربین و راندمان و توان تولیدی آن ثابت فرض شده اند که این مسئله با واقعیت تفاوت آشکاری دارد. چرا که عملکرد توربین و میزان راندمان و توان خروجی آن بسته به میزان دبی گاز عبوری از آن متفاوت بوده و تغییر می کند. همین مسئله در رابطه با سیستمهای تولید همزمان نیز صادق است، چرا که در عمل میزان تولید توان این سیستمها وابسته به نیاز حرارتی ایستگاه و شرایط آن متغیر خواهد بود و لزوماً سیستم در بار کامل خود کار نخواهد کرد. در این پژوهش روشهایی برای تعیین خصوصیات عملکردی توربوآکسپندر و سیستم CHP ارائه خواهد شد که بسته به شرایط ایستگاه متغیر در نظر گرفته میشوند.

مطالعات بسیار دیگری نیز بر روی عملکرد سیستمهای CHP و توربوآکسپندر انجام گرفته اند که لزوماً مختص بکارگیری در ایستگاههای تقلیل فشار گاز نیستند. مقالات بسیاری در رابطه با بکارگیری سیستمهای CHP در مصارف صنعتی و مسکونی وجود دارد. در بسیاری از پژوهشها، استفاده از روشهای بهینه سازی مانند الگوریتم ژنتیک بصورت گسترده در رابطه با عملکرد این سیستمها مورد بررسی قرار گرفته اند.

1-3- اهداف و فعالیت های انجام گرفته در پایان نامه

در این پژوهش به بررسی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستمهای تولید همزمان مبتنی بر موتورهای احتراق داخلی و توربوآکسپندر بصورت توأمان و یا جدا از هم در ایستگاه های تقلیل فشار گاز طبیعی پرداخته شده است. لذا برنامه رایانه ای توسعه یافته است که با استفاده از آن می توان به

شبه سازی ترمودینامیکی ایستگاه های تقلیل فشار پرداخته و سناریوهای گوناگون را برای این ایستگاهها مورد بررسی دقیق فنی و اقتصادی قرار داد. ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند و بررسی آن در اولویت کار این پایان نامه می باشد، هرچند به منظور مقایسه ایستگاه بیرجند با ایستگاههای گوناگون دارای سائزهای مختلف، چندین ایستگاه دیگر در استان خراسان نیز مورد بررسی قرار گرفته اند که از آن جمله می توان به ایستگاه تقلیل فشار گاز قدیم و غرب مشهد اشاره نمود. به این ترتیب علاوه بر امکان مقایسه هریک از ایستگاهها و طراحی مجزا برای هر یک، امکان معین نمودن شرایط لازم برای اینکه بکارگیری چنین سیستمی در ایستگاههای تقلیل فشار، دارای توجیه فنی و اقتصادی باشد وجود خواهدداشت.

معادلاتی که در رابطه با عملکرد سیستم تولید همزمان بکار رفته اند، مشخصات کارکرد موتور مانند راندمان، میزان تولید برق و گرما و میزان مصرف سوخت موتورهای احتراق داخلی را به دقت و با توجه به شرایط روزانه هر ایستگاه معین می نمایند. لذا عملکرد موتور در شرایط مختلف و بارهای مختلف به خوبی مشخص شده است. همچنین بسته به شرایط گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار، عملکرد توربین انبساطی متغیر و میزان تولید توان از طریق آن نیز برای روزهای گوناگون متفاوت خواهد بود، که با ارائه معادلاتی خاص، قابل تعیین است. لذا همانند سیستم CHP، راندمان و میزان تولید توربین انبساطی نیز متغیر و وابسته به شرایط است.

به دلیل هزینه های بالای سرمایه گذاری این نوع سیستمها، می بایستی در تعیین سائز و تعداد درست و دقیق هر یک از تجهیزات دقت زیادی شود. لزوما هرچه سیستم بزرگتر باشد، تولید بیشتری نخواهد داشت و بدلیل تفاوت شرایط ایستگاه های مختلف با یکدیگر نیز، طراحی هر یک از آنها باید بطور خاص و ویژه انجام گیرد. روشی در این پژوهش پیشنهاد شده است که بوسیله آن می توان بهترین سائز تجهیزات را با بهترین عملکرد فنی و اقتصادی و برای سناریوهای گوناگون به خوبی تعیین نمود. در این روش، در ابتدا بدون تعیین سائز و اندازه مشخص برای توربین انبساطی و سیستم CHP و همچنین بدون تعیین تعداد هریک از تجهیزات، و درحقیقت بدون تعیین هیچ گونه سناریوی

اولیه ای، این خود برنامه است که به سناریو سازی پرداخته و بهترین سناریو ها را مشخص و معین می نماید. بدین ترتیب با مجموعه ای از بهترین پاسخ ها برای هر ایستگاه روبرو خواهیم بود که با توجه به شرایط آن ایستگاه و نیز عوامل اقتصادی مختلف، می توانیم از بین آنها نیز بهترین را انتخاب نماییم. بطور کلی فرایند طراحی و تعیین سائز تجهیزات یک فرایند چند مرحله ای بوده که الگوریتمی جدید برای آن طراحی شده است.

برای شبیه سازی خصوصیات گاز طبیعی نیز از کد AGA8 استفاده شده است که بدین ترتیب با دانستن دقیق ترکیبات گاز ورودی به ایستگاه می توان خصوصیات آن گاز را به خوبی تعیین نمود.

فعالیت‌های انجام گرفته در این پایان نامه بشرح زیر است:

1. شبیه سازی ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی
2. پیشنهاد سه طرح متفاوت برای بازیافت و تولید انرژی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز
3. طراحی و شبیه سازی عملکرد توربوواکسپنדרهای موازی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز
4. طراحی و شبیه سازی سیستمهای تولید همزمان با محرک اولیه موتور احتراق داخلی برمبنای نیاز حرارتی ایستگاه
5. افزودن قابلیت تعیین خصوصیات عملکردی توربوواکسپندر و میزان تولید آن بسته به شرایط گاز ورودی به ایستگاه
6. افزودن قابلیت تعیین خصوصیات عملکردی لحظه ای موتورهای احتراق داخلی با توجه به شرایط ایستگاه و نیاز حرارتی آن
7. شبیه سازی رفتار ترمودینامیکی گاز طبیعی برای تعیین خصوصیات آن با توجه به ترکیبات موجود در آن
8. بهینه سازی و سائزینگ طرحهای پیشنهادی با استفاده از الگوریتمی ابتکاری
9. مطالعه موردی بر روی سه ایستگاه تقلیل فشار گاز موجود در شرق کشور که گاز تزریقی به آنها همگی از یک منبع می باشد.

10. بررسی اقتصادی سناریوهای گوناگون برای هر یک از طرحهای پیشنهادی
 11. تعیین پتانسیل تولید برق هر یک از طرحهای پیشنهادی ارائه شده در ایران
 12. معرفی پارامتری جدید برای تعیین قابلیت بکارگیری و توجیه پذیری طرح های پیشنهادی در ایستگاههای تقلیل فشار مختلف با توجه به سایز و اندازه ایستگاه
- در فصل دوم، انواع سیستمهای تولید همزمان و انواع محرک های اولیه آنها معرفی شده و مورد بررسی قرار می گیرند، ضمن آنکه به توربینهای انبساطی و ساختار ایستگاه های تقلیل فشار گاز نیز اشاره خواهد شد.
- در فصل سوم این پایان نامه به معرفی و بررسی فرایندهای محاسباتی بکار رفته در این پژوهش پرداخته و الگوریتمی را برای سایزینگ طرحهای مختلف پیشنهاد می دهد.
- در فصل چهارم با توجه به تئوریهای بیان شده در فصول قبلی، به ارائه و بررسی نتایج طرحها و سناریوهای گوناگون برای ایستگاههای مورد مطالعه و نیز تحلیل اقتصادی آنها خواهد پرداخت.
- فصل آخر این پایان نامه نیز به نتیجه گیری و ارائه پیشنهادات برای پژوهشهای آینده اختصاص دارد.

فصل دوم

اصول عملکرد سیستم CHP

توربوآکسپندر و ایستگاه CGS

2-1- مقدمه

تولید همزمان برق و گرما عبارتست از :

"تولید همزمان دو یا چند صورت مفید انرژی، از یک منبع اولیه انرژی"

مفیدترین صورتهای انرژی، دو شکل انرژی مکانیکی و حرارتی می باشند. به دلیل اینکه، انرژی مکانیکی معمولا برای راه اندازی ژنراتورها و تولید برق بکار می رود، لذا گاهی اوقات تعریف Cogeneration، هرچند محدود به صورت زیر بیان می گردد:

"تولید ترکیبی انرژی الکتریکی (یا مکانیکی) و صورت مفید انرژی حرارتی از یک منبع اولیه انرژی"

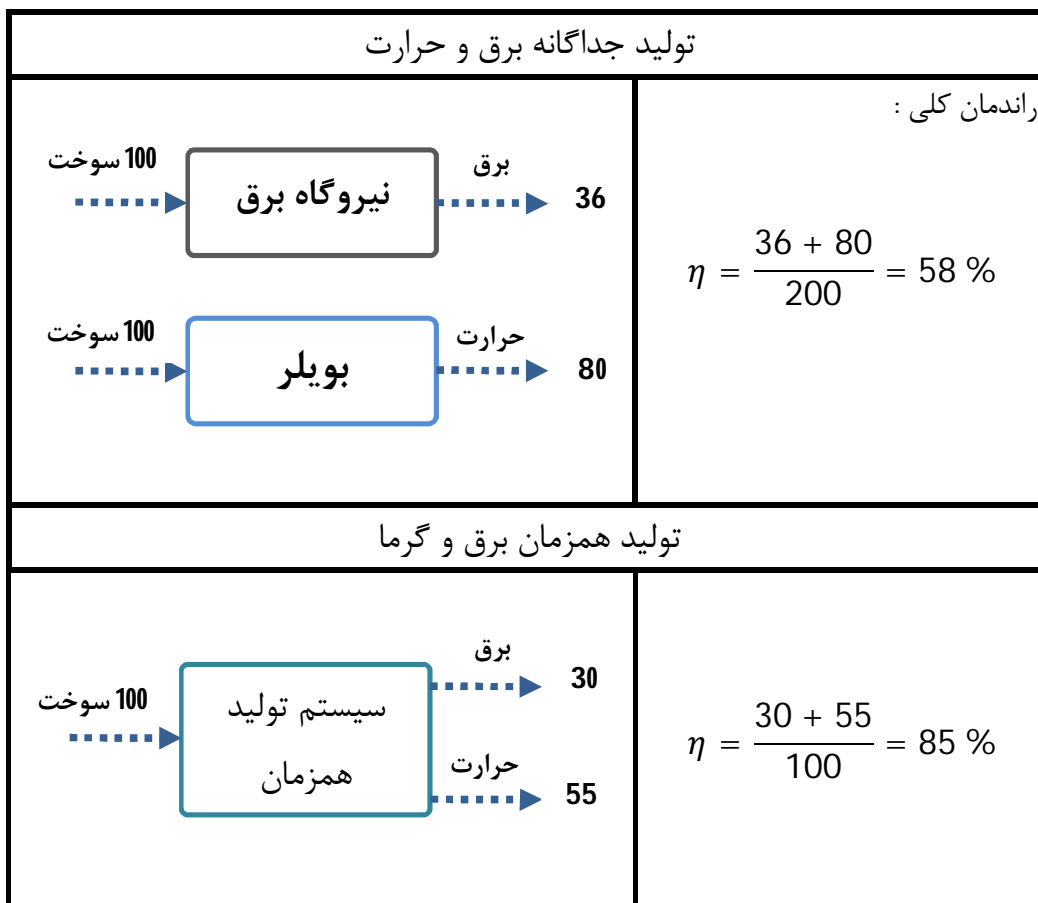
البته می توان از انرژی مکانیکی تولید شده بعنوان محرک تجهیزات دوار مانند کمپرسورها و یا پمپ ها نیز استفاده نمود. گرمای تولیدی ممکن است بصورت مستقیم برای گرمایش، تولید بخار فرایند، سرمایش و یا ترکیبی از برخی یا تمام این موارد بکار رود.

در طی عملکرد یک واحد تولید توان، مقادیر بسیار زیادی حرارت از طریق مدارات سرمایه‌ش (کندانسورهای بخار، برج های خنک کن، خنک کننده های آب در موتورها و غیره) و یا از طریق اگزوز¹ در محیط اطراف و اتمسفر² منتشر می شود و در نتیجه حجم بسیار زیادی از انرژی مفید به سادگی از دست می رود. این درحالیست که با بازیافت این انرژی با استفاده از سیستم CHP، می توان ضمن برآورد نمودن نیازهای حرارتی موجود، باعث افزایش راندمان سیستم تولید توان از 50%-30 در یک سیستم معمول به 80-90% در یک سیستم تولید همزمان شد. مقایسه بین سیستمهای تولید همزمان برق و گرما و سیستمهای تولید مجزای برق و حرارت از دیدگاه راندمان بخوبی در شکل(1-2) نشان داده شده است [16]. همانطور که مشاهده می شود، از صد واحد سوختی که در سیستم تولید همزمان مورد استفاده قرار می گیرد، 85 واحد آن بصورت انرژی مفید و قابل استفاده در خواهد آمد و به عبارت دیگر راندمان کلی سیستم تولید همزمان برق و گرما 85% می باشد. این درحالیستکه اگر از سیستم تولید مجزای برق و حرارت استفاده شود، از 100 واحد سوخت ورودی به نیروگاه برق تنها 36 واحد آن انرژی مفید بوده و از 100 واحد سوخت ورودی به سیستم تولید حرارت یا بویلر 80 واحد آن حرارت مفید خواهد بود. در مجموع راندمان کلی این سیستم تنها 58% می باشد که به مراتب کمتر از راندمان سیستم تولید همزمان است.

می توان اینطور گفت که Cogeneration در حقیقت خود یک فناوری خاص و ویژه نیست، بلکه بکارگیری مجموعه ای از فناوریهاست تا نیازمندیهای مرتبط با حوزه انرژی را بگونه ای مطمئن و با راندمان بسیار بالاتر از سیستمهای دیگر برآورده سازد [17].

¹ Exhaust

² Atmosphere



شکل 2-1-1: مقایسه بین راندمان سیستم تولید همزمان با سیستم مجزای تولید برق و حرارت

2-2- اجزاء اصلی تشکیل دهنده سیستم CHP

یک واحد تولید همزمان، بطور کلی شامل سه بخش اصلی است [2]:

- محرک اولیه¹ مانند یک موتور احتراق داخلی²، توربین گاز³، توربین بخار⁴ و یا سلولهای سوختی⁵ برای راه اندازی ژنراتور
- ژنراتور⁶ برق برای تولید الکتریسیته

¹ Prime Mover

² Internal Combustion Engine

³ Gas Turbine

⁴ Steam Turbine

⁵ Fuel Cell

⁶ Generator

- سیستم بازیافت حرارت، که گرمای اتلافی خروجی از محرک اولیه را گرفته و با استفاده از مبدل‌های حرارتی، آن را به محل مصرف می‌رساند.
- سیستم‌های تولید همزمان، از نظر سایز در مجموع، به سه دسته تقسیم می‌شوند:
- سیستم‌های کوچک با توان تولیدی کمتر از 50 کیلووات، مناسب برای ساختمان‌های کوچک مسکونی
 - سیستم‌های سایز متوسط 50 تا 500 کیلووات، مناسب برای ساختمان‌های متوسط مانند بیمارستانها، هتلها، آپارتمانهای مسکونی، رستورانها و مراکز تفریحی
 - سیستم‌های سایز بزرگ بیش از 500 کیلووات، مناسب برای استفاده در مراکز صنعتی بزرگ

2-3- تاریخچه فناوری های تولید همزمان برق و گرما

به احتمال فراوان اولین سیستم تولید همزمان برق و حرارت، در سال 1882 میلادی در آمریکا توسط توماس ادیسون¹ طراحی و ساخته شده است. ایستگاه خیابان پرل در نیویورک، اولین نیروگاه برق تجاری بود که در واقع یک سیستم CHP را دارا بود. زیرا هم برق و هم حرارت تولیدی آن به مصرف ساختمانهای همسایه آن می‌رسید [18]. سیستم ساخت ادیسون در آن زمان تنها دارای 50٪ راندمان بود که با سیستم‌های راندمان بالای کنونی به هیچ وجه قابل قیاس نیست. در اوایل قرن بیستم اکثریت کارخانجات صنعتی، برق مورد نیاز خود را با استفاده از بویلرهای زغال سوز و ژنراتورهای توربین بخار تأمین می‌کردند. بسیاری از صنایع از بخار خروجی برای فرایندهای صنعتی استفاده می‌کردند. تخمین زده می‌شود که در اوایل دهه 1900 میلادی، در حدود 58٪ کل برق مورد نیاز صنعت در ایالات متحده از طریق سیستم‌های CHP تأمین می‌شده است.

بتدریج، با افزایش تعداد نیروگاههای برق مرکزی و توسعه شبکه های توزیع برق قابل اطمینان، و همچنین کاهش هزینه های تولید برق، بسیاری از واحدهای صنعتی بجای تولید برق در واحدهای خود، به سمت خریداری آن سوق پیدا کردند. در نتیجه، بتدریج از تعداد واحدهای تولید همزمان برق

¹ Thomas Edison

و گرما کاسته شد، بنحوی که در سال 1950 میلادی تنها حدود 15٪ از کل برق تولیدی آمریکا از سیستمهای CHP تأمین می شد که این مقدار در سال 1974 میلادی باز هم کمتر شده و به حدود 5٪ رسید. البته عوامل دیگری نیز در کاهش گرایش به سیستمهای CHP در فاز صنعتی، نقش داشتند، مانند افزایش روز به روز قوانین مربوط به تولید برق، هزینه های پایین انرژی که درصد کوچکی از کل هزینه های صنعت را شامل می شد، پیشرفتهایی که در فناوریهای مرتبط با تولید بویلر بصورت پکیج و یا فشرده، پی در پی رخ می نمود و در نهایت، دسترسی آسان به سوخت های مایع و گازی با قیمت های نازل، همه و همه در کاهش تمایل صنعت در استفاده از این فناوری مؤثر بودند [18].

بناگهان، در سال 1973 میلادی، با افزایش شدید بهای سوخت های فسیلی در اثر بحران انرژی که بدلیل گوناگون سیاسی و اقتصادی رخ داد، این تمایل به عدم استفاده از سیستمهای CHP مسیری معکوس به خود گرفت. سیستمهایی که پربازده تر بوده و امکان استفاده از سوخت جایگزین در آنها وجود داشت، اهمیت زیادی یافتند. ضمن اینکه توجه دولتها و جوامع در رابطه با آلاینده های زیست محیطی و نقش سوخت های فسیلی در تولید این آلودگی ها در این دوره افزایش روزافزونی یافت. لذا تمایل زیادی به استفاده از فناوریهایی که ضمن عدم کاهش میزان تولید انرژی، با مصرف سوخت کمتر، آلاینده های زیست محیطی کمتری نیز تولید می نمودند، نشان داده شد. سیستمهای CHP یکی از این نوع فناوریها بودند که مورد توجه بسیاری قرار گرفتند. در آن موقع بود که دولتهای اروپایی، آمریکا و ژاپن دست به توسعه هرچه بیشتر این فناوری زدند و لذا، نقش بسیار زیادی در توسعه استفاده از آن بر عهده داشته و دارند [16].

در کشورهای توسعه یافته، برای تشویق صنایع به استفاده از سیستمهای تولید همزمان، مشوقهای مختلفی در نظر گرفته می شود. این مشوقها را می توان به سه دسته اصلی تقسیم بندی نمود [16]:

- مشوقهای مالی
- معافیت های خاصی که در قوانین برای استفاده از تولید همزمان پیش بینی می شود
- پشتیبانیهای مالی برای تحقیق و توسعه

در حال حاضر فناوری تولید همزمان نه تنها در بخش صنعتی توسعه فراوانی یافته است، بلکه حتی در بخشهای غیر صنعتی و خانگی نیز می توان به وفور بکارگیری این فناوری را مشاهده نمود.

در طی 25 سال اخیر تحقیقات و پیشرفتهای بسیار زیادی در رابطه با سیستمهای CHP صورت پذیرفته است، بطوریکه هم اکنون می توان به جرأت ادعا نمود که فناوری تولید همزمان به دوران بلوغ و کمال خود رسیده است و بسیار مطمئن و قابل اعتماد است. پیش بینی می شود که تا سال 2030 میلادی، در حدود 20٪ برق مورد نیاز ایالات متحده از سیستمهای تولید همزمان تأمین شود که البته این میزان در حال حاضر تنها در حدود 8٪ می باشد [16]. البته پیشرفت این فناوری در خارج از آمریکا و بخصوص در کشورهای اسکاندیناوی بسیار بیشتر بوده است. در حال حاضر دانمارک با 55٪ تولید برق از طریق سیستمهای CHP، در جایگاه نخست در بین کشورهای جهان قرار دارد. همچنین دیگر کشورهای اروپایی نیز تلاشهای بسیار زیادی را برای افزایش اینگونه سیستمها انجام می دهند. کشور آلمان برنامه دراز مدتی را برای افزایش میزان تولید برق خود از طریق سیستمهای تولید همزمان از 12/5٪ کنونی به 25٪ تا سال 2020، تدوین نموده است. انگلستان نیز در این زمینه بسیار فعال می باشد. بر مبنای اهداف دولت انگلیس در کاهش 60٪ دی-اکسید کربن تا سال 2050 میلادی، برنامه ای برای تولید حداقل 15٪ از برق مورد نیاز این کشور از طریق CHP تا سال 2010 تدوین شد. بر طبق گزارش آژانس بین المللی انرژی¹ (IEA) در سال 2008 میلادی، میزان صرفه جویی انرژی برای کشورهای G8 مانند آلمان، فرانسه، ایتالیا و انگلیس تا سال 2030 میلادی تقریباً دوبرابر خواهد شد. این بدین معنی است که تقریباً میزان صرفه جویی انرژی در اروپا از 155.69TWhr کنونی به 465TWhr در سال 2030 خواهد رسید و این یعنی آنکه، بطور متوسط هر یک از کشورهای اروپایی تا سال 2030، در حدود 16٪ تا 29٪ برق خود را از طریق سیستمهای تولید همزمان تأمین می کنند. لذا، برای نیل به تمامی این اهداف، سازمانی به نام کوژن² شامل کشورهای عضو اتحادیه اروپا و نیز چند کشور دیگر مانند آمریکا و ژاپن تأسیس شده است که وظیفه

¹ International Energy Agency

² Cogen

اصلی آن سیاست گذاری، آموزش، مشاوره و پشتیبانی مالی و مهندسی از پروژه های مرتبط با توسعه سیستمهای تولید همزمان در جهان می باشد [16].

2-4- مروری بر فناوریهای تولید همزمان

اکثر فناوریهای تولید همزمان به دو نوع، دسته بندی می شوند:

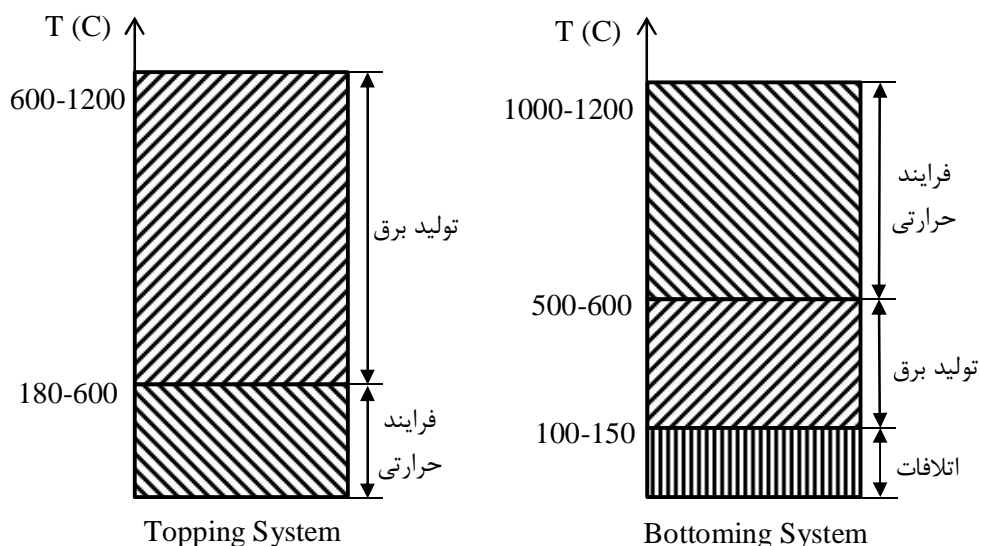
1- Topping Systems

2- Bottoming Systems

در سیستمهای Topping، یک سیال با دمای بالا (گازهای خروجی از آگروز، بخار) یک موتور را به راه انداخته و در نتیجه برق تولید می شود، درحالیکه حرارت دما پایین باقیمانده در خروجی، برای فرایندهای نیازمند حرارت، مورد استفاده قرار می گیرد.

در سیستمهای Bottoming، در ابتدا، گرمای مورد نیاز برای یک فرایند تأمین می شود (ذوب فولاد، تولید شیشه) و سپس گازهای داغ این فرایند در صورت داشتن فشار مناسب، برای راه اندازی ژنراتور توربین گاز مورد استفاده قرار میگیرند و یا بصورت غیر مستقیم برای تولید بخار در یک بویلر بازیافت حرارتی استفاده شده و بخار تولیدی ژنراتور توربین بخار را براه انداخته و تولید برق میکند. این نوع سیستمها البته چندان مرسوم نیستند. علت این مسئله نیز این است که خرید و فروش برق بسیار آسان تر و ساده تر از خرید و فروش گرماست. در نتیجه بیشتر طراحی ها، بر مبنای سیستمهای نوع اول هستند که در آنها طراحی بر اساس نیاز حرارتی واحد انجام میگیرد و برق تولیدی آنها ابتدا برای تأمین نیاز خود واحد و در نهایت در صورت اضافه تولید، برای فروش مورد استفاده قرار میگیرد. پس بنابراین از سیستمهای Bottoming بیشتر برای صنایع سنگین مانند شیشه و فولاد که در آنها به دمای بالای کوره نیاز است استفاده میشود و هرآنچه از حرارت دما پایین در خروجی باقی بماند برای تولید برق استفاده می شود.

محدوده های دمایی برای هر یک از این دو نوع سیستم در شکل (2-2) نشان داده شده است.



شکل 2-1-2: محدوده های دمایی دو نوع سیستم تولید همزمان برق و حرارت

2-4-1- موتورهای احتراق داخلی

موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی یک از متداول ترین فناوریهای تولید توان می باشد که امروزه به کمال و بلوغ بسیار خوبی نیز رسیده است. این موتورها برای تولید انواع توانها بکار می روند، از موتورهای قابل حمل¹ کوچک با تولید توان پایین تا موتورهای صنعتی بزرگ با توانهای چند ده مگاواتی. بطور کلی می توان موتورهای احتراق داخلی را به دو نوع دسته بندی نمود. نوع اول موتورهای اشتعال جرقه ای² هستند که بر مبنای سیکل اتو³ عمل می کنند. این نوع موتورها ترجیحا با سوخت گاز طبیعی کار می کنند، اگرچه می توان از دیگر انواع سوخت مانند پروپان⁴ و یا بنزین⁵ در آنها استفاده نمود. بطور کلی می توان گفت که این نوع موتورها، قادر به کار با محدوده وسیعی از سوختها هستند. نوع دوم موتورهای احتراق داخلی، موتورهایی هستند که براساس سیکل⁶ دیزل عمل

¹ Portable

² Spark Ignition

³ Otto cycle

⁴ Propane

⁵ Gasoline

⁶ Diesel

می کنند. موتورهای دیزل در فشار و دمای بالاتری نسبت به موتورهای اتو کار میکنند. لذا در این نوع موتورها از سوخته های سنگین تری مانند نفت دیزل و نفت کوره استفاده میشود. دسته بندی دیگر این نوع سیستمها بر مبنای سایز موتور است:

- سیستمهای تولید قدرت کوچک با موتور گازی (15-1000kW) و یا موتور دیزل (75-1000kW)

- سیستمهای قدرت متوسط (1-6MW) با موتور گازی یا دیزل

- سیستمهای توان بالا (بیش از 6MW) با موتور دیزل

موتورهای احتراق داخلی کوچک و متوسط معمولا دارای راندمان الکتریکی در حدود 35-45% هستند و این درحالیستکه موتورهای بزرگ دارای راندمان حدود 50% می باشند. راندمان کلی سیستم تولید همزمان با محرک اولیه از نوع موتور احتراق داخلی، در حدود 70-85% است. بطور معمول، نسبت توان به حرارت تولیدی این نوع محرک اولیه در محدوده 0/8-2/4 قرار دارد که در مقایسه با توربین بخار و توربین گاز از مقدار بیشتری برخوردار است [19].

امروزه از موتورهای احتراق داخلی بصورت گسترده در سیستمهای تولید همزمان به عنوان محرک اولیه استفاده می شود. زیرا گازهای خروجی از موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی را می توان بصورت مستقیم یا غیرمستقیم در فرایندهای حرارتی مورد استفاده قرار داد. چهار منبع حرارتی در موتورهای احتراق داخلی وجود دارد که می توان با بازیافت حرارتی، گرمای تولیدی آنها را جمع آوری و استفاده نمود.

- اگرزوز موتور که محل عبور گازهای داخلی حاصل از احتراق است

- آب خنک کننده بدنه موتور¹ (JWC)

- آب خنک کننده روغن روانساز² (LOC)

¹ Jacket Water Cooler

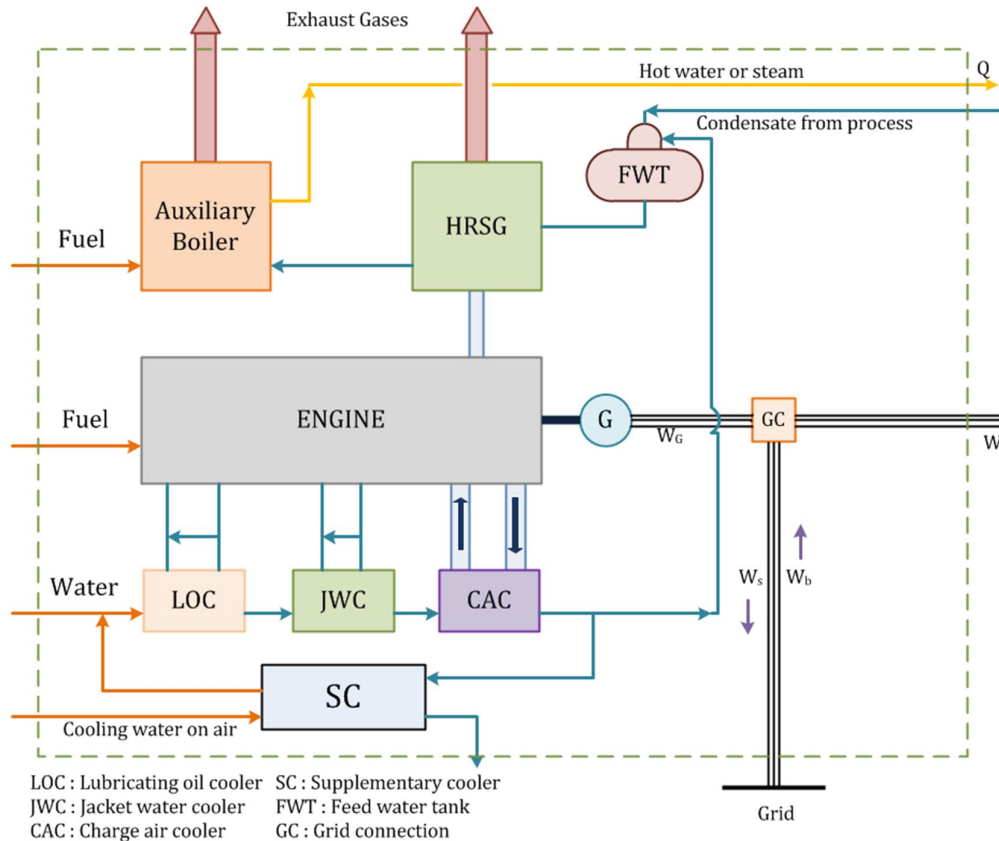
² Lubricating Oil Cooler

• خنک کننده هوای شارژ¹ (CAC)

از حرارت بازیافتی، برای تولید آب و بخار داغ استفاده می شود و یا اینکه در دیگر فرایندهای گرمایی مورد استفاده قرار میگیرد. در موتورهای کوچک امکان دارد که گرمای موجود برای تولید بخار چندان قابل توجه نباشد که در این حالت تنها آب داغ بدست می آید. شکل (2-3) ساختار یک موتور احتراق داخلی دارای سیستم بازیافت انرژی را به صورت شماتیک نشان می دهد. همانطور که مشاهده میشود، بدلیل اینکه گاهاً دمای گازهای خروجی از موتور چندان زیاد نیست از گرمای اضافی به همراه موتور استفاده می شود. این گرما را می توان هم از طریق آتش کمکی در بویلر گاز خروجی و هم با استفاده از یک بویلر کمکی تأمین نمود.

با بازیافت حرارت از این خنک کن ها، آب تا دمای بیش از $75-80^{\circ}\text{C}$ گرم خواهد شد. آب پیش گرم شده با عبور از اگزوز موتور، تا دمای $85-95^{\circ}\text{C}$ گرم می شود و یا اینکه حتی بخار می گردد. موتورهای سایز متوسط معمولاً بخار اشباعی با دمای $180-200^{\circ}\text{C}$ تولید می کنند، در حالیکه موتورهای بزرگ قادرند تا بخاری مافوق گرم با فشار $15-20\text{bar}$ و دمایی در حدود $250-350^{\circ}\text{C}$ تولید نمایند. حداقل دمای گاز خروجی موتور در خروجی مبدل حرارتی برای سوختههای حاوی سولفور مانند نفت دیزل، در حدود $160-170^{\circ}\text{C}$ و برای سوختههای بدون سولفور مانند گاز طبیعی بین 90°C تا 100°C متغیر است [16].

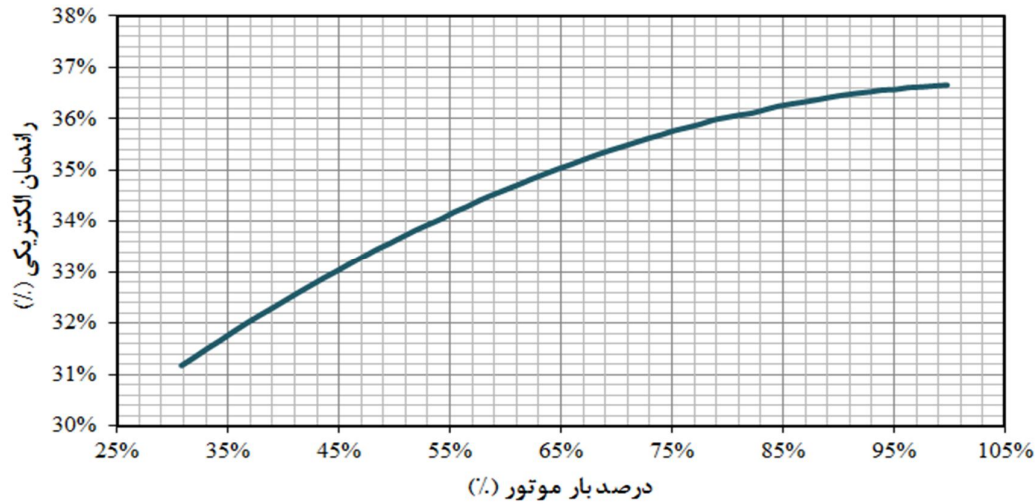
¹ Charge Air Cooler



شکل 2-3-1: دیاگرام شماتیک یک سیستم تولید همزمان با موتور احتراق داخلی رفت و برگشتی

موتورهای احتراق داخلی به عنوان محرک اولیه سیستم CHP، ژنراتور سنکرون¹ را با سرعتی ثابت راه می اندازند و بدین ترتیب برق متناوب پایدار تولید می شود. با کاهش بار در موتور، نرخ حرارتی موتور افزایش یافته و راندمان کاهش می یابد. شکل (2-4) بعنوان نمونه، منحنی راندمان موتور در شرایط بار جزئی را برای یک موتور گاز سوز نشان می دهد. راندمان موتور در بار 50٪ تقریباً 8٪ تا 10٪ کمتر از راندمان حالت تمام بار است. با کاهش بیشتر بار، افت راندمان بیشتر نیز می شود. در مجموع افت راندمان موتورهای احتراق داخلی اشتعال جرقه ای، در مقایسه با توربینهای گازی که در 50٪ بار کامل، افت راندمان 15٪ تا 25٪ دارند، کمتر بوده و از طرف دیگر افت راندمانشان، بیشتر از افت راندمان موتورهای دیزل می باشد.

¹ Synchronize Generator



شکل 4-1-2: منحنی عملکرد موتور در بارهای مختلف (Caterpillar G3616) [20]

بطور کلی هزینه اولیه سرمایه گذاری و هزینه های تعمیر و نگهداری موتورهای احتراق داخلی به عنوان یک سیستم CHP از هزینه تمام شده آن به عنوان یک منبع تولید برق تنها بیشتر و دارای پیچیدگیهای زیادتری است. هزینه سرمایه گذاری برای این نوع فناوری در سیستمهای CHP در سال 2010 به ازای هر کیلووات بین $820 \text{ \$/kW}$ تا $1100 \text{ \$/kW}$ است، که پیش بینی می شود تا پایان سال 2030 میلادی به $765 \text{ \$/kW}$ تا $970 \text{ \$/kW}$ برسد [20]. بطور کلی هرچه سایز موتور بزرگ تر باشد هزینه اولیه سرمایه گذاری آن به ازای هر کیلووات کمتر خواهد شد. جدول (1-2)، متوسط هزینه های تعمیر و نگهداری موتورهای احتراق داخلی ساخته شده توسط تولید کننده های عمده موتور را برای سایزهای مختلف موتور نشان می دهد.

جدول 1-1-2: هزینه های تعمیر و نگهداری موتورهای احتراق داخلی گاز سوز [20]

سیستم 5	سیستم 4	سیستم 3	سیستم 2	سیستم 1	هزینه تعمیر و نگهداری
5000	3000	800	300	100	ظرفیت نامی (kW)
0.0079	0.0083	0.0085	0.012	0.017	هزینه های متغیر ($\text{\$/kWh}$)
0.00014	0.00019	0.0005	0.00063	0.00125	هزینه ثابت ($\text{\$/kWh}$) در 8000 hr/year
0.008	0.009	0.009	0.013	0.018	مجموع هزینه ها ($\text{\$/kWh}$)

برخی معایب و ایرادات موتورهای احتراق داخلی عبارتند از [16]:

- ارتعاشات نسبتاً زیاد و نویز زیاد سیستم
- هزینه تعمیر نگهداری زیاد این نوع سیستمها به دلیل قطعات متحرک زیاد آنها
- مشکلات زیاد بکارگیری منابع حرارتی مختلف با درجه حرارت های گوناگون در سیستمهای تولید همزمان

- آلاینده‌گی زیاد موتورهای احتراق داخلی بخصوص آلاینده NOx

2-4-2- توربین بخار

توربینهای بخار یکی دیگر از انواع تکنولوژی های تولید همزمان هستند که انرژی بخار را به انرژی مکانیکی تبدیل کرده و تولید برق میکنند. این محرک اولیه یکی از قدیمی ترین فناوریهاست که در راه اندازی ماشینها و تولید برق بکار می رود. توربینهای بخار همواره دارای یک منبع حرارتی جدا هستند و خود بطور مستقیم سوخت را به انرژی الکتریکی تبدیل نمی کنند. در واقع این سیستم نیازمند یک منبع بخار فشار بالاست که توسط بویلر و یا مبدل بخار بازیاب گرما تأمین می شود. سوخت مورد نیاز بویلر، می تواند مجموعه ای از سوختهای فسیلی، زغال سنگ، گاز طبیعی و یا سوختهای تجدید پذیر مانند چوب یا پسماندهای شهری باشد. اصولاً سیستمهای CHP مبتنی بر توربین بخار، در فرایندهای صنعتی که در آنها سوختهایی جامد یا اضافی و زائد به سادگی در دسترس هستند، کاربرد دارند. در این سیستمها، بخار پس از خروج از توربین، مستقیماً در یک فرایند خاص و یا برای گرمایش یا سرمایش محیطی و همچنین برای تأمین آب گرم مصرفی بکار می رود [۲۰، ۲۲].

هزینه سرمایه گذاری این سیستمها به ازای هر کیلووات برق تولیدی در محدوده \$349 تا \$878 میباشد که در مقایسه با سایر روشهای تولید همزمان، پایین ترین هزینه را داراست. همچنین عمر مفید این سیستمها در حال حاضر بطور متوسط بیش از 25 سال تخمین زده می شود که نسبت به سایر روشها از عمر نسبتاً بالایی برخوردار است [20].

2-4-3- توربینهای گاز

توربین های گازی یکی دیگر از فناوریهای موجود هستند که برای تولید نیرو بصورت غیرمتمرکز بکار می روند. این توربینها در ابعاد و اندازه های مختلفی از چند صد کیلووات تا حدود 50 مگاوات موجودند. ویژگی مهم این توربینها تولید حرارت با کیفیت بالاست که می تواند برای تولید بخار و یا تولید توان اضافی (بصورت سیکل ترکیبی) بکار رود. توربینهای گازی می توانند با گاز طبیعی و یا مجموعه ای متنوع از سوختهای نفتی کارکنند، و حتی می توانند بصورتی طراحی شوند که قادر به کار با دو نوع سوخت مختلف باشند. آلاینده های تولیدی توربین گاز را می توان با تزریق و پاشش بخار یا آب، روشهای احتراق خشک پیشرفته و یا استفاده از کاتالیست در خروجی اگزوز کنترل نمود. به لحاظ هزینه های نگهداری، در میان سایر روشهای تولید غیر متمرکز، کمترین هزینه ها مربوط به توربینهای گازی است. لذا کیفیت بالای حرارت تولیدی و نیز هزینه پایین نگهداری این سیستم، آن را یکی از بهترین گزینه ها برای بکارگیری در سیستمهای تولید همزمان صنعتی و تجاری بزرگتر از 5 MW نموده است. بتدریج با بهبود و پیشرفت هرچه بیشتر فناوری این نوع توربینها، افزایش استفاده از آنها، در اندازه ها و سایزهای کوچکتر و با توجه اقتصادی مشاهده خواهد شد [17].

همانگونه که اشاره شد، یکی از مزایای اصلی بکارگیری توربین گازی در سیستمهای CHP، کیفیت بالای حرارت تولیدی توسط آن است. گاز خروجی از اگزوز توربین که دارای دمای بسیار بالایی است، امکانی مناسب برای تولید بخار با فشار بالاست. همین مسئله باعث شده که در صنعت به سیستمهای CHP با محرک اولیه توربین گاز توجه زیادی شود. در یک سیکل ساده توربین گاز، گاز خروجی از اگزوز را می توان هم بصورت مستقیم در فرایند مورد استفاده قرار داد و هم اینکه با اضافه نمودن یک مبدل بخار بازیاب گرما¹ (HRSG)، از گرمای گازهای خروجی از اگزوز برای تولید بخار یا آب داغ استفاده نمود.

¹ Heat Recovery Steam Generator

راندمان کلی سیستمهای CHP مبتنی بر توربین گاز به میزان گرمای قابل بازیافت از گازهای خروجی از آن بستگی دارد. دو فاکتور مهم و اساسی در میزان انرژی بازیافتی تأثیر گذار است که این دو عامل عبارتند از دمای گاز خروجی از آگزوز و دمای دودکش مبدل بخار بازیاب گرما (HRSG). هر چه دمای گاز خروجی از آگزوز توربین بیشتر باشد، راندمان کلی سیستم بیشتر خواهد بود، اما بالعکس با افزایش دمای دودکش مبدل بخار بازیاب گرما، راندمان سیستم به نحو چشم گیری کاهش می یابد [20].

هزینه سرمایه گذاری بر روی توربینهای گازی به عنوان یک سیستم تولید همزمان به ازای هر کیلووات برق تولیدی بین \$ 680 تا \$ 900 می باشد. همچنین هزینه تعمیر و نگهداری این نوع سیستم CHP، به ازای هر کیلووات ساعت در حدود \$ 0.004 تا \$ 0.005 می باشد، که در مقایسه با سایر روشهای تولید همزمان از کمترین هزینه برخوردار است [20].

2-4-4- میکروتوربین¹

میکروتوربینها در واقع توربینهای احتراقی² بسیار کوچکی هستند که در حال حاضر در اندازه های 30 تا 250 کیلووات موجود می باشد [23]. این فناوری در حقیقت الهام گرفته از تکنولوژی مورد استفاده در توربوشارژرهای خودروها و کامیونها و واحدهای توان کمکی هواپیماها می باشد. تنها چند کمپانی در جهان به تولید انبوه این نوع سیستمها پرداخته اند و در حقیقت هم اکنون ما در ابتدای راه توسعه این سیستم قرار داریم. محور این نوع توربینها به طور معمول دارای سرعت بسیار زیادی تا 100000 دور بر دقیقه می باشند که با دوران آن ژنراتور سرعت بالا، برق تولید می کند. فرکانس³ بالای برق خروجی پس از تبدیل به فرکانس برق معمول که 60Hz یا 50Hz می باشد، مورد استفاده قرار می گیرد. یکی از ویژگیهای مثبت میکروتوربین، وزن کم و تعداد اندک قطعات متحرک است. خصوصیت عمده این نوع سیستمها انعطاف پذیری آنهاست که به واسطه این ویژگی، میتوان از آنها بصورت

¹ Micro-Turbine

² Combustion Turbine

³ Frequency

ترکیبی با سیستمهای بزرگ که شامل چندین واحد هستند استفاده نمود. علاوه بر اینها میتوان به مزیت‌های این سیستم برای محیط زیست اشاره نمود، از جمله دمای احتراق پایین تر این سیستمها باعث کاهش آلاینده NOx شده و همچنین میزان نویز تولیدی آنها از یک موتور با قدرت معادل به مراتب کمتر است. از سوی دیگر از گرمای تولیدی میکروتوربینها می توان برای تولید بخار فشار پایین یا آب داغ برای نیازمندیهای موجود در محل، بهره برد [24].

اجزاء اصلی میکروتوربین عبارتند از:

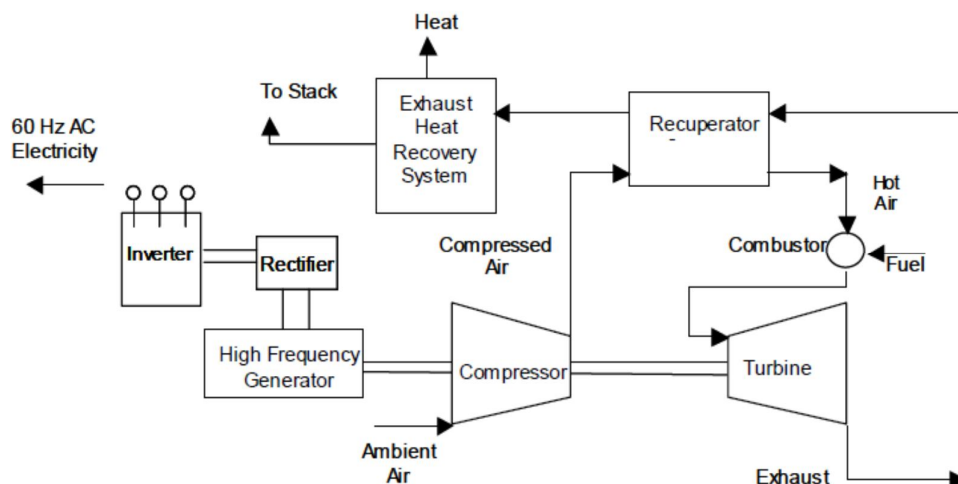
- کمپرسور¹ و توربین شعاعی تک مرحله ای
- ژنراتور مغناطیسی دائمی سرعت بالا (بالتر از 120000 دور بر دقیقه)
- رکوپراتور² (یک نوع مبدل حرارتی هوا به گاز برای پیش گرمایش هوای ورودی به کمپرسور توسط گازهای خروجی از آگروز)
- محفظه احتراق
- تجهیزات رگلاتور ولتاژ تولیدی و مبدلها

در سیستمهای CHP مبتنی بر میکروتوربین، یک مبدل حرارتی ثانویه، برای بازیافت انرژی باقیمانده در گازهای خروجی از آگروز استفاده می شود که با استفاده از آن می توان آب داغ تولید نمود. از گرمای خروجی از آگروز می توان در موارد مختلفی مانند گرمایش و سرمایش محیطی، تولید آب گرم مصرفی و برخی موارد دیگر استفاده کرد. برخی از سیستمهای CHP مبتنی بر میکروتوربین، فاقد رکوپراتور بوده و برخی دیگر نیز قادرند با خارج نمودن رکوپراتور از مدار، نسبت حرارت به برق تولیدی را تنظیم نمایند. این نوع سیستمها دارای دمای آگروز بیشتری بوده و بنابراین حرارت بیشتری را بازیافت می کنند. شکل (2-5) شماتیک یک سیستم CHP مبتنی بر میکروتوربین را نشان میدهد.

¹ Compressor

² Recuperator

هزینه سرمایه گذاری سیستمهای CHP با محرک اولیه میکروتوربین نسبتاً زیاد بوده و تقریباً به ازای هر کیلووات برق تولیدی دارای هزینه ای در حدود \$1150 تا \$1870 می باشد. هزینه تعمیر و نگهداری این سیستم، به ازای هر کیلووات ساعت برق تولیدی، در حدود \$0.0013 تا \$0.0016 میباشد.



شکل 5-1-2: شماتیک یک سیستم CHP مبتنی بر میکروتوربین [20]

2-4-5 سلول سوختی

سلول سوختی یک ابزار الکتروشیمیایی است که انرژی شیمیایی سوخت را به طور مستقیم و بدون وجود مراحل احتراق و یا تولید کارمکانیکی، به الکتریسیته تبدیل می کند. تبدیل مستقیم انرژی شیمیایی سوخت به انرژی الکتریکی به وسیله سلول سوختی هیدروژن-اکسیژن اولین بار توسط "سر ویلیام گروو"¹ در سال 1839 میلادی صورت پذیرفت.

سلول های سوختی بطور کلی بصورت زیر عمل می کنند:

¹ Sir William Grove

هیدروژن¹ با اکسیژن² و در حضور یک الکترولیت³ واکنش می دهند و تولید آب می کنند و این درحالیستکه در همان زمان یک پتانسیل الکتروشیمیایی ایجاد می شود که سبب ایجاد جریان الکتریکی در یک مدار خارجی می شود. واکنشهای شیمیایی زیر در دو الکترود⁴ اتفاق می افتد:

آند :



کاتد:



بنابراین واکنش کلی بصورت زیر می باشد:



در آند یونهای مثبت و الکترونهاي آزاد تولید می شوند. یونهای مثبت از طریق الکترولیت به سمت کاتد روانه می شوند. الکترونها نیز از طریق مدار خارجی بسمت کاتد می روند. این واکنش گرمازا است که از گرمای آن می توان برای فرایندهای حرارتی در سیستمهای CHP استفاده نمود.

هیدروژن مورد نیاز معمولاً از هیدروکربنها (اکثر گاز طبیعی) طی فرایندی که بنام "رفرمینگ"⁵ شناخته می شود تأمین می شوند که بسته به نوع سلول سوختی میتواند در داخل و یا خارج از سلول سوختی ایجاد شود. همچنین می توان هیدروژن را از الکترولیز⁶ آب بدست آورد. در انواع خاصی از سلولهای سوختی، منوکسیدکربن⁷ را می توان به عنوان سوخت بجای هیدروژن استفاده نمود.

¹ Hydrogen

² Oxygen

³ Electrolyte

⁴ Electrode

⁵ Reforming

⁶ Electrolysis

⁷ Carbon Monoxide

سلولهای سوختی انواع و اقسام گوناگونی دارند که هر یک خصوصیات ویژه ای دارند که آنها را برای کاربردهای خاصی مناسب میکند. اسید فسفریک¹ (PAFC)، کربنات مذاب² (MCFC)، اکسید جامد³ (SOFC) و سلولهای سوختی نوع غشاء تبادل پروتن⁴ (PEMFC)، انواع سلولهای سوختی هستند که امروزه تولید می شوند. البته در میان این مدلها، سلولهای نوع PAFC بصورت تجاری درآمده اند و مابقی آنها در ابتدای راه تجاری سازی هستند.

سلولهای سوختی بیشترین راندمان را در مقایسه با سایر فناوریها دارا هستند، و ویژگی بسیار مثبت آنها نیز عملکرد پاک و کم صدا است. همانند میکروتوربینها، سلولهای سوختی نیز به رکتیفایر نیاز دارند تا برق جریان مستقیم را به برق جریان متناوب تبدیل کنند. هزینه های سرمایه گذاری بر روی سیستمهای CHP مبتنی بر سلول سوختی بسیار بالا بوده و چندان اقتصادی نیست. بیشتر پروژه هایی که در صنعت بر روی این نوع سیستمها صورت گرفته نیز بصورت آزمایشی و پایلوت بوده و از حمایتهای دولتی برخوردارند. در حال حاضر برای تولید هر کیلووات برق از طریق این نوع سیستمها، باید هزینه ای در حدود \$3200 تا \$5500 پرداخت شود.

جدول (2-2) بطور خلاصه مقایسه ای را بین انواع فناوریهای بکار رفته در سیستمهای تولید همزمان نشان میدهد.

¹ Phosphoric Acid

² Molten Carbonate

³ Solid Oxide

⁴ Proton exchange membrane

جدول 2-1-2: مقایسه فناوریهای مختلف تولید همزمان [20]

سلول سوختی	میکروتوربین	توربین بخار	توربین گاز	موتور احتراق داخلی	وضعیت فناوری
جدید و نوپا	جدید و نوپا	تجاری	تجاری	تجاری	
۰.۰۰۵-۲	۰.۰۳-۰.۲۵	۰.۰۵-۵۰	۰.۵-۵۰	۰.۰۱-۵	اندازه (MW)
٪۳۰-۴۶	٪۲۳-۲۶	٪۵-۱۵	٪۲۲-۳۷	٪۳۰-۳۷	راندمان الکتریکی (HHV)
٪۶۵-۷۲	٪۶۱-۶۷	٪۸۰	٪۶۵-۷۲	٪۶۹-۷۸	راندمان کلی CHP
۲۸۰۰-۴۷۰۰	۱۵۰۰-۲۳۰۰	۳۰۰-۹۰۰	۶۰۰-۱۴۰۰	۷۰۰-۱۰۰۰	هزینه نصب برای تولید برق (\$/kW)
۳۲۰۰-۵۵۰۰	۱۱۵۰-۱۸۷۰	۳۴۹-۸۷۸	۶۸۰-۹۰۰	۸۲۰-۱۱۰۰	هزینه نصب بصورت CHP (\$/kW)
۰.۰۲-۰.۰۴	۰.۰۰۱۳-۰.۰۰۱۶	۰.۰۰۴ >	۰.۰۰۴-۰.۰۰۵	۰.۰۰۸-۰.۰۱۸	هزینه تعمیر و نگهداری (\$/kWh)
٪۹۰ <	٪۹۵ <	٪۱۰۰	٪۹۸ <	٪۹۶ <	امکان دسترسی
۱۰	۱۰	۲۵ <	۲۰	۲۰	عمر سیستم (سال)
۰.۵-۴۵	۵۵-۹۰	-	۱۰۰-۵۰۰	۱-۶۵	فشار سوخت (psi)
هیدروژن، گاز طبیعی	گاز طبیعی، بیوگاز	همه سوختها	گاز طبیعی، بیوگاز، نفت سفید	گاز طبیعی، بیوگاز، سوخت مایع	نوع سوخت
۰.۱ >	۰.۵-۱.۲۵	تابع بیولر	۰.۸-۲.۴	۰.۲-۶	آلاینده های NO _x (lb/MWh)
آب داغ، بخار LP	گرمایش محیطی، آب داغ، بخار LP	بخار LP و HP، گرمایش محیطی	حرارت مستقیم، آب داغ، بخار LP و HP	آب داغ، بخار LP	موارد مصرف حرارت بازیافتی
۱۸۰۰-۴۲۰۰	۴۵۰۰-۶۵۰۰	۱۰۰۰-۵۰۰۰	۳۲۰۰-۶۸۰۰	۳۲۰۰-۵۶۰۰	خروجی حرارتی (Btu/kWh)

2-5- توربینهای انبساطی¹

توربین انبساطی یا توربوآکسپندر² تجهیزاتی است که با استفاده از آن امکان استخراج توان از یک جریان گاز وجود دارد که این فرایند با کاهش فشار و دما همراه خواهد بود (شکل 2-6).

توربوآکسپندرها دارای کاربردهای وسیعی در بخشهای مختلف صنعت هستند، مانند

- توربوآکسپندرهای کریوژنیک³
- توربوآکسپندرهای گاز داغ⁴
- توربوآکسپندرهای کاهشنده فشار⁵

¹ Expansion Turbine

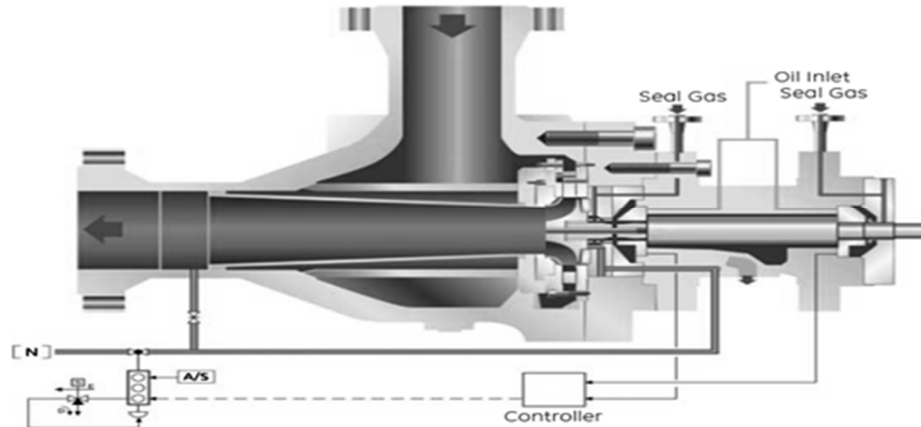
² Turbo-Expander

³ Cryogenic

⁴ Hot Gas

⁵ Pressure Reducer

وظیفه اصلی توربوآکسپندر، بازیافت توان و قدرت از جریان گاز است. توربوآکسپندرهای کنونی توان بازیافت توان از محدوده 75kW تا 25MW را دارا هستند [25].



شکل 2-1-6: نمای شماتیک توربین انبساطی [26]

اولین بار استفاده از توربین انبساطی در سال 1960 میلادی، توسط کمپانی Rotoflow که در تگزاس آمریکا مستقر است، برای فراورش گاز طبیعی مورد استفاده قرار گرفت. بکارگیری توربینهای انبساطی در آن زمان به خوبی مشخص نمود که استفاده از این تجهیزات به صورت بسیار مناسب و با بهره وری بالا، قادر به چگالش ترکیبات سنگین تر گاز می باشد [25].

طی سالهای متمادی از توربوآکسپندرهای در فرایندهای برودتی یا کریوژنیک استفاده زیادی میشود که در آنها بازیافت انرژی به عنوان یک محصول ثانویه بوده و در درجه دوم اهمیت قرار دارد. توربوآکسپندرهای کریوژنیک یا برودتی برای سرد کردن کریوژنیک گاز تا دماهای پایین مورد استفاده قرار می گیرند. در صنعت نفت و گاز از این نوع توربوآکسپندر برای جداسازی و تفکیک اجزاء گاز طبیعی استفاده می شود. با عبور گاز از توربوآکسپندر، دمای آن کاهش می یابد، تا حدی که به دمایی پایینتر از دمای نقطه شبنم یکی از ترکیبات گاز موجود در جریان گاز برسد. در این صورت با مایع شدن آن جزء از گاز، جدایش صورت گرفته و از جریان گاز جدا شده و جمع آوری می گردد [25].

کاربرد بیشتر توربوآکسپندرهای در صنایع امروزی، بیشتر مربوط به تجهیزات جداسازی هوای فشار پایین و فرایندهای هیدروکربنی شامل انبساط گاز طبیعی از فشارهای بالاتر از 200bar می باشد.

آکسپندرهای جداساز هوا به دو نوع تقسیم بندی می شوند. اولین نوع آن دارای محدوده عملکردی از چندین اسب بخار تا 100hp را شامل می شوند. در این نوع، انرژی قابل بازیافت از طریق آکسپندر بقدری کم و ناچیز است که عملاً بازیافت آن اقتصادی نیست. به همین دلیل، این توان تولیدی توسط ترمزهای روغنی یا ابزاری شبیه به آن جذب می شود. نوع دوم این آکسپندرهای از 100hp تا 2000hp هستند که از انرژی تولیدی آنها می توان در راه اندازی ژنراتورهای برقی و یا کمپرسورها استفاده نمود.

یک مثال از این نوع فرایند را می توان در جداسازی اتان از گاز طبیعی مشاهده نمود. گاز طبیعی با عبور از توربین انبساطی و با کاهش دما و فشار، به دمایی کمتر از دمای نقطه شبنم اتان می رسد. در اثر این فرایند، اتان موجود چگالش یافته و از گاز طبیعی جدا می شود. این نوع از توربینهای انبساطی دما پایین دارای کاربردی بیش از 40 سال در صنعت می باشند و یکی از بهترین و باصرفه ترین سیستمهای طراحی شده برای تولید اتان هستند [27].

توربینهای انبساطی مورد استفاده در فرایندهای هیدروکربنی دارای محدوده عملکرد 100hp تا 8000hp و حتی بیشتر هستند. اکثریت این تجهیزات با هدف تولید توان و بازیافت آن طراحی می شوند. گاز عبوری از توربین انبساطی معمولاً از فشار ورودی 100bar تا 50bar، به فشار خروجی در حدود 50bar تا 15bar می رسند. این فرایند یک انبساط مناسب برای آکسپندرهای تک مرحله ای می باشد که راندمان آنها در حدود 84% تا 86% است [25].

موارد بسیار زیادی وجود دارد که در آنها فشار عملکرد توربوآکسپندر در محدوده 130-200bar میباشد که بیشتر آنها مربوط به سرویسهای گاز طبیعی سرچاهی می باشند.

از توربوآکسپندرهای نیز می توان برای خالص سازی گازهایی همچون هیدروژن یا هلیوم استفاده نمود که این کار به واسطه چگالش آلودگیهای موجود در این گازها صورت می پذیرد. واحدهای خالص سازی معمولاً دارای ابعاد کوچکی بوده و توانی در حدود 5-50hp دارند که در نتیجه بازیافت این میزان انرژی از آنها چندان مقرون به صرفه نیست.

از سوی دیگر، گازهای داغ و فشار بالای خروجی از فرایندهای صنعتی که به طور معمول بدون استفاده هدر می روند نیز میتوانند برای راه اندازی توربوآکسپندر مورد استفاده قرار گیرند. به این منظور، گاز با دما و فشار بالا، قبل از تخلیه به بیرون، برای کاهش دما و فشار از یک توربین انبساطی عبور داده می شود. توان تولیدی در نتیجه این عمل، به عنوان یک تولید ثانویه بوده و دارای مزیت بسیار زیادی است. این عمل به واسطه بازیافت انرژی که در صورت عدم استفاده از آن براحتی هدر می رفت، منجر به افزایش راندمان کلی سیستم نیز خواهد شد.

به دلیل تنوع زیاد توربوآکسپنرها و قابلیت‌های بسیار زیاد آنها که هر روز بیشتر نیز میشود، استفاده از آن برای بسیاری از کاربردهای دیگر نیز عملی میباشد. یکی از این کاربردها مربوط به تولید توان از انرژی زمین گرمایی¹ است. این فرایند با استفاده از آب داغی که در چاههای زیرزمینی (250°C) موجود است برای جوشاندن یک سیال عامل که در یک سیکل بسته نگهداری می شود انجام میگردد. بخار حاصله پس از عبور از توربوآکسپندر و بازیافت انرژی آن، دوباره کندانس شده و به چرخه بازمیگردد. این فرایند نهایتاً منجر به تولید مقادیر قابل ملاحظه ای انرژی می شود که می توان آن را به فروش رسانید [25].

همانطور که پیش از این اشاره شد یکی از انواع توربینهای انبساطی، توربینهایی هستند که با هدف کاهش فشار گاز طراحی شده و مورد استفاده قرار می گیرند. در واقع هدف اصلی در این نوع توربینها کاستن از فشار گاز عبوری است که در نتیجه آن می توان انرژی فشاری گاز را به توان الکتریکی تبدیل نمود. یکی از نمونه های کاربرد این نوع توربین را می توان در خطوط لوله گاز و در ایستگاههای تقلیل فشار گاز مشاهده کرد که در آنها بایستی فشار گاز از یک مقدار بسیار بالا، به مقداری بسیار پایین تر کاهش یابد.

هزینه سرمایه گذاری بر روی توربین های انبساطی بطور معمول بسیار زیاد است و جزء فناوریهای گران به حساب می آید. لذا دقت در طراحی این توربینها و انتخاب درست آنها از اهمیت ویژه ای

¹ Geothermal

برخوردار است. در حال حاضر به طور تقریبی می توان گفت که هزینه نصب و راه اندازی توربینهای انبساطی بسته به سایز و اندازه آنها، به ازای هر کیلووات، بین \$960 تا \$3680 می باشد [28].

2-6- ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی¹

2-6-1- مقدمه

معمولا گاز طبیعی در نواحی بسیار دوری از محل‌های مصرف استخراج و پالایش می شود. بمنظور بهره برداری از گاز در صنعت و در دیگر بخشهای مصرفی، می بایستی آن را از فواصل طولانی به نقاط هدف منتقل نمود. میزان فاصله ای را که گاز طبیعی عملا قادر به انتقال در خط لوله است، وابسته به فشار آن گاز است. لذا فواصل طولانی، نیاز به خطوط لوله ای با فشار بسیار زیاد دارند. افت فشار در طول شبکه عمدتاً به واسطه افت های اصطکاکی است. برای جبران این افت فشار، در مسیر انتقال گاز، ایستگاههای تراکم فشاری تعبیه می گردد که با افزایش فشار خط لوله به مقدار قابل قبول، این کاهش فشار را جبران می کند. این فرایند نوعاً 3٪ تا 5٪ از کل گاز انتقالی را برای راه اندازی کمپرسورها، به مصرف می رساند [29].

فشار در داخل خطوط لوله گاز، معمولاً دارای یک حد معینی است، و از استانداردهای مشخصی پیروی می کند. جدول (2-3) نشان دهنده محدوده فشار برای بخشهای مختلف خط لوله گاز است. تنظیم فشار گاز و کاستن از مقدار آن برای رسیدن به حد ایمن مورد نظر استانداردهای صنعتی در مراحل مختلف انتقال، توسط ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی صورت میگیرد. زیرا بعنوان مثال فشار گاز ورودی به شهرها برای مصرف خانگی بسیار بالاست و لذا میبایستی پیش از توزیع گاز به محل مصرف، از فشار آن کاسته و آن را به حد استاندارد رساند.

¹ Natural Gas Pressure Reduction Station

جدول 2-1-3: محدوده فشار گاز طبیعی در نقاط گوناگون خط انتقال لوله [30]

محدوده فشار مجاز	شرایط خط لوله
50-100bar	فواصل بیش از 100km
20-50 bar	فواصل کمتر از 20km
۱۰ bar >	مناطق شهری
۱۰ mbar >	مصرف کننده

2-6-2- اجزاء اصلی ایستگاه تقلیل فشار [31]

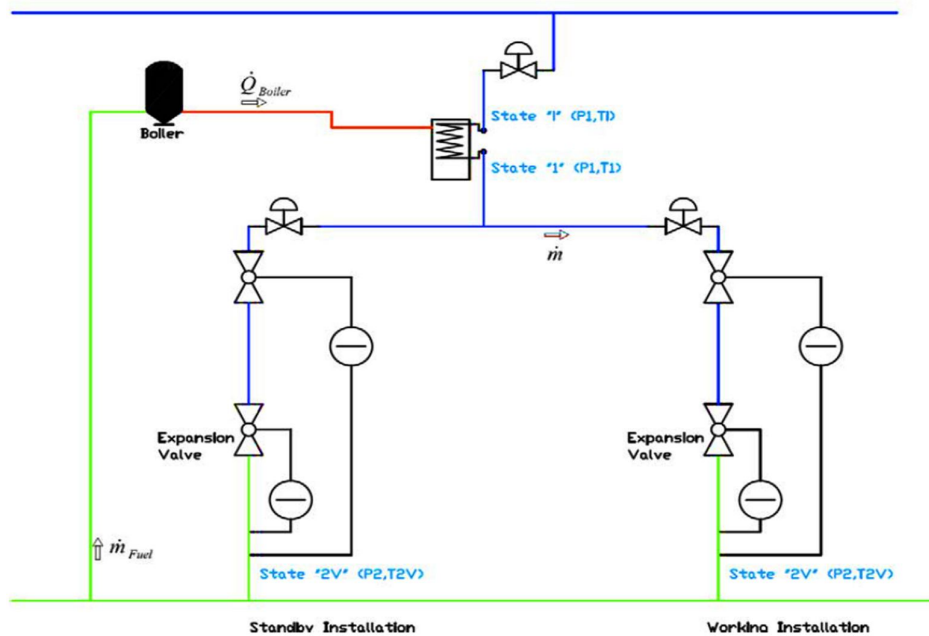
همانطور که اشاره شد، اصولاً وظیفه اصلی ایستگاههای تقلیل فشار، تأمین ایمنی لازم است که این عمل با محدود کردن فشار پایین دست سیستم به میزانی ایمن و مطمئن صورت می پذیرد. در اکثر موارد، این مأموریت تحت پشتیبانی یک تعداد اضافه از ابزارهای ایمنی و یا حتی یک رگولاتور کمکی اضافه قرار دارد. به همین دلیل ایستگاههای تنظیم فشار دارای قابلیت اطمینان بالایی بوده و از ضریب ایمنی زیادی برخوردارند. این نکته نیز باید در نظر گرفته شود که تنظیم کننده های فشار و ابزارهای ایمنی بطور معمول بوسیله خود گاز موجود در ایستگاه بکار می افتند و بنابراین برای راه اندازی آنها در ایستگاه، نیازی به حضور توان خارجی نبوده و نیست.

سیستم تنظیم و تقلیل فشار بطور معمول دارای یک ساختار نسبتاً ساده است که تقریباً در همه جا بصورت یکسان وجود دارد. این ساختار بستگی زیادی به شرایط محیطی، نوع کاربرد مورد انتظار از سیستم و تنظیمات بکار رفته در آن دارد. سیستم دارای یک یا چند شیر تنظیم کننده فشار بصورت سری یا موازی، یک بویلر گازسوز¹، شبکه تبادل حرارت و برخی سیستمهای کنترلی اتومات و یا دستی می باشد. برخی دیگر از اجزاء فرعی نیز می توانند در سیستم قرار گیرند که این بستگی به نیاز سیستم دارد. برای مثال بسته به شرایط شبکه و قابلیت اطمینان مورد انتظار، گاهی نیاز به نصب یک فیلتر² نیز در سیستم وجود دارد. این فیلتر می تواند دارای یک ساختار بسیار ساده بوده و تنها

¹ Gas-Fired Boiler

² Filter

برای جلوگیری از عبور ذرات کوچک موجود در گاز و صدمه به رگولاتور¹ بکار رود. اگرچه بطور خاص، چنانچه ایستگاه بعنوان سیستم اندازه گیری نیز بکار رود، نیاز به بکارگیری فیلترهایی پیشرفته برای حذف ذراتی به کوچکی 3 تا 5 میکرون می باشد. شکل (2-7) نشان دهنده ساختار کلی یک ایستگاه تقلیل فشار است که در آن دو شیر تنظیم فشار بطور موازی در مدار قرار گرفته اند و این امکان عبور یک دبی جریان بزرگ را در یک مرحله از کاهش فشار فراهم می کند. برای ایستگاههایی که در آنها نوع نصب شیرهای تنظیم فشار بصورت سری است، فشار گاز طی چندین مرحله و نه دفعتا کاهش خواهد یافت.



شکل 2-7-1: ساختار کلی ایستگاه تقلیل فشار

در ادامه به بررسی دقیق تر اجزاء اصلی سیستم تنظیم فشار گاز پرداخته می شود.

2-6-3- شیرهای تنظیم فشار²

شیرهای تنظیم و تقلیل فشار بگونه ای طراحی شده اند که برای کاهش فشار جریان گاز تا حدی معین بکار می روند. این کار با ایجاد مقاومت در برابر جریان صورت می پذیرد. در واقع این کاهش

¹ Regulator

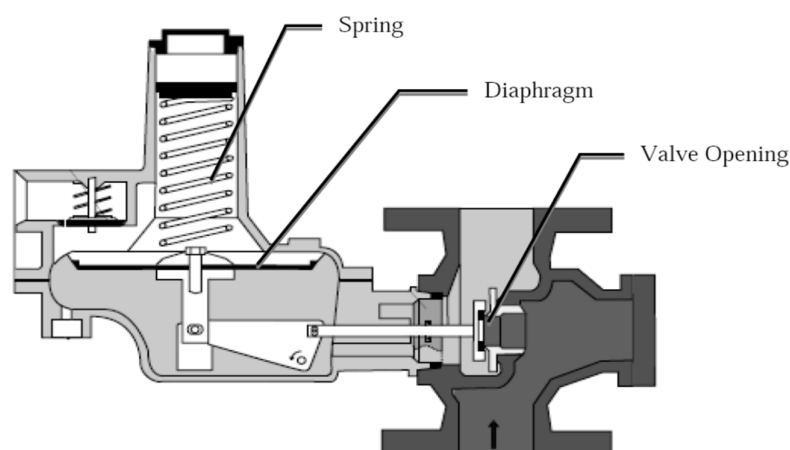
² Pressure Regulator Valve

فشار همانند همان افت اصطکاکی است که با ایجاد مقاومت در برابر جریان گاز در طول مسیر جریان در داخل لوله ها اتفاق می افتد. این شیرها برای فراهم کردن نیروی مورد نیاز برای ایجاد مقاومت در برابر جریان از یک فنر و یا از خود گاز بهره می برند. پاسخ این نوع تجهیزات به تغییرات جریان بسیار سریع می باشد و لذا از قابلیت اطمینان بالایی برخوردارند. شیرهای تنظیم فشار به دو نوع متفاوت تقسیم بندی می شوند:

• رگولاتورهای Spring loaded

• رگولاتورهای Pilot operated

در نوع اول، یک فنر متصل به یک سمت یک دیافراگم¹ است و دیگر سمت دیافراگم به یک حسگر در پایین دست شیر متصل است که آن نیز خود به یک اهرم کنترل کننده شیر متصل است. به محض اینکه فشار زیر دیافراگم افزایش می یابد، دیافراگم به طرف فنر حرکت کرده و در نتیجه شیر را می بندد. این عمل منجر به محدود شدن جریان عبوری از شیر گشته و در نتیجه فشار پایین دست² را کاهش می دهد. با کاهش فشار در پایین دست، دیافراگم دوباره از فنر دور می شود و در نتیجه شیر دوباره باز می گردد. این کار به افزایش فشار پایین دست کمک می کند، چرا که در مقابل جریان مقاومت کمتری وجود دارد. طرحواره این نوع از شیرها در شکل (8-2) نشان داده شده است.



شکل 8-1-2: شیر تنظیم فشار از نوع فنی عملکرد مستقیم

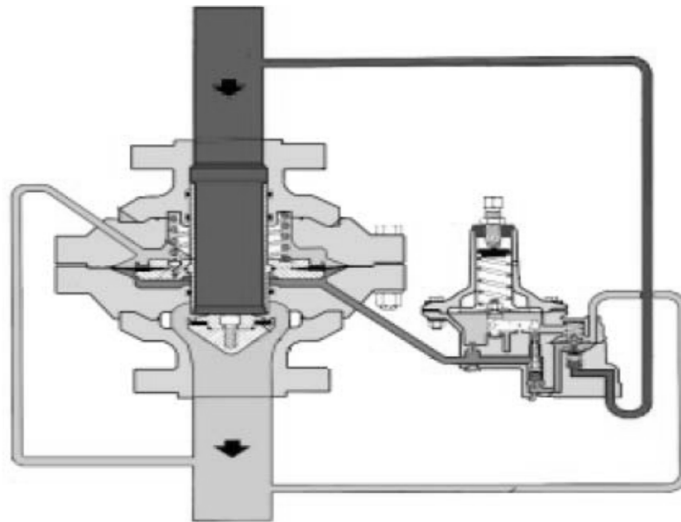
¹ Diaphragm

² Down stream

رگولاتورهای نوع دوم یک شیر فتری کوچکتر دارند که فشار گاز لازم برای بکارافتادن شیر اصلی را فراهم می کند. فشار تولیدی توسط شیر کوچکتر در جهت مخالف دیافراگم به حسگر فشار پایین دست وارد می شود. مشابه شیر فنردار نوع اول، دیافراگم وضعیت شیر را کنترل میکند. در زمان کار معمول رگولاتور، برای خنثی نمودن اثر نیروی فنر، فشار ایجادشده توسط شیر کوچکتر، از فشار خروجی بزرگتر خواهد بود. دیافراگم شیر اصلی توسط فشار اعمالی بوسیله شیر پایلوت و فشار پایین دستی کنترل می شود. شکل (2-9) نشان دهنده این نوع از شیرهای تنظیم فشار است.

این نوع رگولاتورها عموماً برای ظرفیت های بالا مورد استفاده قرار می گیرند و دارای سرعت عمل بالا بوده و فشار خروجی آنها، برخلاف رگولاتورهای نوع اول، عملاً مستقل از دبی جریان و فشار ورودی می باشد.

ظرفیت رگولاتورها اساساً بر اساس اندازه و سایز اوریفیس شیر، حداقل فشار ورودی و حداقل گرادیان فشار تعیین میگردد. البته معمولاً تجهیزات مرتبط با کاهش نویز در روی رگولاتور، ظرفیت رگولاتور را تا حدودی کاهش می دهند.



شکل 2-9-1: شیر تنظیم فشار از نوع Pilot-Operated

2-6-4- رگولاتورهای ناظر¹ :

این تنظیم کننده ها بعنوان یک سیستم پشتیبان در مواقعی که رگولاتورهای اصلی از کار می افتند بخدمت گرفته می شوند. رگولاتورهای ناظر در بالادست² رگولاتور اصلی در حال کار، نصب می شوند، اما فشار همان نقطه ای را که سنسور شیر اصلی احساس میکند، احساس خواهد کرد. در حین کار معمول ایستگاه، این رگولاتور بطور کامل باز بوده و بر روی فشار سیستم هیچ اثری نخواهد داشت. در هنگام خرابی رگولاتور اصلی، رگولاتور ناظر افزایش فشار خروجی را حس کرده و تا حدی بسته می شود تا جریان را به شرایط ایمن در پایین دست برساند.

2-6-5- افت دما در شیرهای تنظیم فشار :

افت دمای مرتبط با شیرهای تنظیم فشار بدلیل اثر ژول تامسون³ اتفاق می افتد. در حالیکه گاز بصورت آدیاباتیکی از فشار بالا به فشاری پایین تر منبسط می گردد، بواسطه اثر ژول تامسون در آن تغییر دما رخ خواهد داد. این تغییر بسته به نوع و شرایط گاز منبسط شده می تواند افزایشی و یا کاهش می باشد. برای اکثر گازها، انبساط آدیاباتیکی منجر به کاهش دما خواهد شد. تمامی شرایط سیستمهای توزیع گاز طبیعی، منجر به کاهش دمای گاز بواسطه اثر ژول تامسون خواهد شد [31].

چنانچه گاز عبوری از رگولاتور، پیش از عبور پیش گرم نشود، در برخی مواقع امکان افت دمای آن تا دماهای زیر صفر نیز وجود خواهد داشت. این دماهای پایین می توانند باعث مشکلات زیادی در ایستگاه شوند. در برخی از ترکیبات گاز، آب و هیدروکربنهای مایع امکان تشکیل در دماهای پایین را خواهند داشت که این می تواند سبب تشکیل هیدرات ها⁴ و انسداد تجهیزات شود. همچنین امکان یخ زدگی سطح بیرونی لوله و عایق روی آن نیز وجود خواهد داشت. بنابراین این افت دمای زیاد میتواند سبب خرابی کامل تجهیزات، مشکلاتی در نگهداری و یا تخریب و فرسودگی محل ها و مسیرهای عبور و مرور اپراتورها بواسطه یخ زدگی سطوح داخلی و خارجی سیستم لوله کشی گردد. پس بنابراین

¹ Monitor Regulator

² Up stream

³ Joule-Thomson Effect

⁴ Hydrate Formation

در صورتی که شرایط ایجاد چنین پدیده ای وجود داشته باشد، بایستی به طریقی از آن جلوگیری به عمل آید. با پیش گرمایش گاز قبل از عبور آن از کاهنده های فشار و رگولاتورها، دمای خروجی از ایستگاه به اندازه مطلوب و مورد انتظار خواهد رسید. عوامل تعیین کننده در اینکه آیا ایستگاه نیاز به پیش گرم کن دارد یا خیر به شرایط آب و هوایی منطقه، نسبت فشار و محدوده دمای ورودی گاز به ایستگاه بستگی دارد.

2-6-6- بویلر گاز سوز

همانطور که در بخش قبلی اشاره شد، در اکثر ایستگاههای تقلیل فشار برای رسیدن به یک دمای خروجی قابل قبول، نیاز به پیش گرمایش گاز عبوری از ایستگاه است. این فرایند توسط بویلرهای گازسوز موجود در ایستگاه صورت می پذیرد. سوخت این بویلرها گاز طبیعی است که از بخش خروجی ایستگاه و پس از کاهش فشار گاز به عنوان سوخت مصرفی بویلر بدان داخل می شود. گرمای تولیدی توسط بویلر قبل از عبور گاز پر فشار از شیرهای انبساطی یا همان رگلاتورها، به گاز در حال عبور منتقل می گردد. در این موارد، از دو نوع بویلر می توان استفاده نمود: بویلرهای معمولی و بویلرهای تراکمی.

راندمان بویلرهای تراکمی می توانند حدود 10٪ بیشتر از بویلرهای معمول باشند. این افزایش راندمان بواسطه بهره گیری آن از گرمای نهان علاوه بر گرمای محسوس¹ گاز خروجی از بویلر است. رطوبت موجود در جریان گاز خروجی در داخل مبدل حرارتی بویلر کندانس² گشته و در نتیجه مقدار گرمای قابل دسترس نیز افزایش می یابد [32].

راندمان بویلر را میتوان بصورت تابعی از دمای ورودی و خروجی مبدل تقریب زد. این روابط برای مدل‌های خاصی از بویلرها توسط تولیدکننده ها معین شده است.

گرمای تولیدی بویلر باید بطریقی به جریان گاز منتقل شود. سیال انتقال دهنده گرما معمولاً آب و یا گلیکول می باشد. نوعا دمای تبادل حرارت برای ایستگاههای تقلیل فشار در محدوده 20 تا 70 درجه

¹ Sensible Heat

² Condensing Boiler

سانتی گراد است. چنانچه بیش از یک منبع حرارتی در ایستگاه موجود باشد، امکان استفاده از یک شبکه تبادل حرارتی پیچیده تر وجود خواهد داشت. به عنوان مثال می توان در صورت امکان از منابعی چون جعبه دنده، ژنراتور، موتور گازی و یا هر نوع سیستمی که امکان تولید گرمای اتلافی را داشته باشد بعنوان منابع حرارتی استفاده کرد.

فصل سوم

شبیه سازی سیستم

3-1- مقدمه

در این فصل به بررسی روابط و معادلات بکاررفته در مدلسازی هر یک از تجهیزات ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی پرداخته خواهد شد. سیستم پیشنهادی مشتمل بر تجهیزاتی همچون توربین انبساطی، سیستم تولید همزمان با محرک اولیه موتور احتراق داخلی، هیتر پشتیبان و رگولاتور پشتیبان می باشد. مدلسازی در محیط نرم افزار رایانه ای ¹EES انجام پذیرفته است. همچنین از نرم افزارهای تحلیل داده نیز برای بررسی و تحلیل داده های مسئله استفاده شده است. برنامه نوشته شده بصورت مجموعه ای از زیربرنامه هاست که هر کدام به تنهایی، وظیفه ای خاص را برعهده دارند.

¹ Engineering Equation Solver

3-2- محیط شبیه سازی¹

مدلسازی صورت گرفته در این پژوهش، تشکیل شده از تعداد زیادی مؤلفه است که مجموعه آنها، سیستم اصلی را تشکیل می دهند. این کار با استفاده از نرم افزار EES صورت می پذیرد که در آن بطور همزمان همه این مؤلفه ها حل می شوند. این نرم افزار رایانه ای یک مجموعه طراحی شده برای حل معادلات دیفرانسیل و جبری خطی و غیر خطی است. همچنین ویژگی مهم آن داشتن کتابخانه ای از خصوصیات ترموفیزیکی بسیاری از سیالات مورد استفاده در صنعت است که بصورت معادلات حالت بیان شده اند. از دیگر ویژگی های این برنامه، داشتن محیطی برای حل مسائلی است که در آنها پارامترهایی وجود دارند که متغیر بوده و یکسان نیستند. نرم افزار EES همچنین، قادر به حل چندین معادله بصورت همزمان و با خطایی قابل قبول است. این کار با استفاده از روشهای تکراری و برمبنای حدسهای اولیه، برای هر متغیر در مسئله صورت میگیرد. این به کاربر امکان حل مسائلی با معادلاتی با هر مرتبه را می دهد که این از مزایای نرم افزار است.

همانطور که بیان شد، EES دارای کتابخانه ای است که توسط آن می توان بسیاری از خواص ترموفیزیکی سیالات را در شرایط مختلف براحتی بدست آورد. این خواص عبارتند از دما، فشار، انتالپی، انترپی و دانسیته. بدین ترتیب این امکان به برنامه داده می شود که همزمان با حل معادلات سیستم، خواص ترمودینامیکی سیالات موجود در سیستم را نیز محاسبه و تعیین نمود.

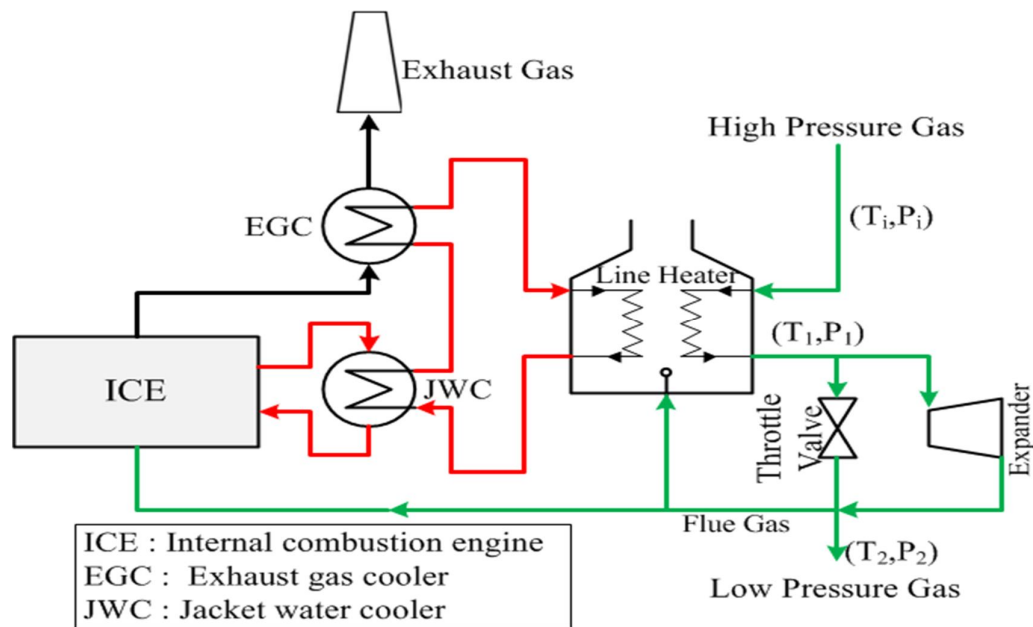
نرم افزار EES معمولاً محدود به حل مسائلی است که سراسر باشند و انجام آنالیزهای گذرا در آن بدون نوشتن زیربرنامه های به مراتب پیچیده تر و یا اتصال به زبانهای برنامه نویسی دیگر همچون فرترن، امکان پذیر نیست. برای پژوهش مورد نظر، این نرم افزار از امکانات لازم برخوردار می باشد. همچنین در برنامه نگارش یافته بجای استفاده از منابع اطلاعاتی موجود در برنامه² و کتابخانه آن، خواص سیال عامل برای شرایط مختلف با استفاده از توابع دیگری که بصورت زیر برنامه ای مجزا تعریف شدند، مشخص می شود. بدین ترتیب که با دانستن ترکیبات گاز طبیعی و درصد هریک از

¹ Simulation² Database

گازها در آن، خواص ترموفیزیکی آن گاز با دقت بسیار خوب و حتی بهتر از خود کتابخانه برنامه تعیین شده است. علت اینکار نیز این بود که برنامه EES تنها خواص گازها را بصورت خالص و مجزا در اختیار قرار می دهد، و قادر به تعیین خواص ترکیبات گازی نیست که این نیز از ایرادات این برنامه است. در مجموع محیط این نرم افزار برای پژوهش مورد نظر ما، محیطی مناسب می باشد.

3-3- مدل سازی اجزاء سیستم

سیستم پیشنهادی، بصورت مجموعه ای از حجم کنترلها و اجزاء مرتبط با یکدیگر می باشد. با در نظر گرفتن فرضهای مشخصی در رابطه با عملکرد هر یک از اجزاء، عملکرد کلی این سیستم به خوبی مشخص می گردد. تمامی ورودی ها و خروجی های هر یک از اجزاء سیستم به نحوی با یکدیگر در ارتباطند تا طرح کلی و واقعی سیستم بطور مشخص بیان شود. مدل سازی کنونی شامل مجموعه ای از معادلات است که عملکرد هریک از اجزاء سیستم شامل توربین های انبساطی، موتورهای احتراق داخلی و شیرهای انبساطی پشتیبان، هیتر پشتیبان و پیشگرم کن را مشخص می کنند. شکل (3-1) نشان دهنده طرح شماتیک از سیستم مورد مطالعه است.



شکل 1-1: طرح شماتیک سیستم پیشنهادی در ایستگاه تقلیل فشار گاز دارای CHP و توربوآکسپندر

که حالت 1 نشان دهنده شرایط گاز پیش گرم شده و حالت 2 نیز شرایط گاز خروجی از ایستگاه می باشند. همانطور که مشاهده می شود، سیستم CHP متشکل از چند زیر سیستم است که شامل موتور احتراق داخلی، خنک کننده های آب و گاز داغ خروجی از آگزوز است. تعداد موتور سیستم CHP ممکن است بیش از یک عدد نیز باشد که در ادامه بحث به بررسی روش تعیین سایز و تعداد آن پرداخته خواهد شد.

برای بررسی سیستم پیشنهادی، آرایشهای گوناگونی از توربوآکسپندر و موتور احتراق داخلی مورد بررسی قرار گرفته است. از سیستمی بدون هیچ یک از این تجهیزات تا سیستم دارای توربوآکسپندر، سیستم دارای CHP و سیستمی با ترکیب هر دو سیستم CHP و توربوآکسپندر همگی مورد بررسی قرار می گیرند.

3-3-1- ورودیهای مسئله

به منظور انجام شبیه سازی و طراحی این سیستم، نیاز به دانستن برخی اطلاعات و داده های خاص است که می بایست به طور مشخص تعیین گردند. خصوصیات عملکردی سیستم و بعلاوه محدودیتهای طراحی هر جزء از سیستم، شرایط مطلوب خروجی سیستم و نیز داده های مربوط به جریان ورودی به سیستم، همگی ورودیهای مورد نیاز برای انجام طراحی و شبیه سازی می باشند. متغیرهایی که برای طراحی و شبیه سازی توربوآکسپندر مورد نیاز می باشند عبارتند از دبی های حداقل و حداکثر قابل عبور از توربین و نیز دبی طراحی توربوآکسپندر. همچنین می بایستی ارتباط میان راندمان توربوآکسپندر و دبی عبوری از آن مشخص باشد. برای شبیه سازی هیتر موجود در ایستگاه نیاز به دانستن راندمان آن برحسب ارزش حرارتی پایین سوخت است. راندمان مکانیکی سیستم انتقال قدرت بین توربین و ژنراتور و نیز راندمان ژنراتور باید مشخص باشند. برای سیستم تولید همزمان با محرک اولیه موتور احتراق داخلی نیاز به دانستن برخی اطلاعات اولیه از قبیل توان الکتریکی و حرارتی نامی موتور، راندمان حرارتی و الکتریکی و نیز میزان مصرف موتور است.

همچنین نوع عملکرد موتور در شرایط بار جزئی و محدوده عمل آن نیز از جمله مواردی است که میبایست بطور دقیق معلوم شود.

خصوصیات گاز عبوری از ایستگاه و درصد هریک از گازهای موجود در ترکیب گاز، از مواردی است که بشدت بر روی طراحی تأثیرگذار است و می بایست در ابتدای طراحی این ترکیبات بطور کامل و دقیق مشخص باشند. چرا که تعیین خواصی مانند انتالپی، انتروپی و دانسیته گاز همگی متأثر از نوع ترکیبات گاز بوده و بر محاسبات تأثیرگذار می باشند.

بطور کلی برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با دقت قابل قبول، دو راهکار پیش روست. نخست آنکه با استفاده از دیتابیس موجود در خود نرم افزار EES، و با در نظر گرفتن متان بعنوان گاز طبیعی در سیستم، از اطلاعات موجود در این کتابخانه برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز استفاده نمود. راه دیگر که نتیجه بهتر و دقیقتری نیز دارد، نوشتن زیربرنامه ای است که از طریق آن بتوان خواص ترمودینامیکی گاز را با توجه به درصد مولی هر یک از گازهای موجود در آن بنحوی دقیق و برای محدوده فشار کاری ایستگاههای تقلیل فشار تعیین نمود. در این تحقیق با استفاده از معادله حالت AGA8 و همچنین بهره گیری از روابط ترمودینامیکی، به تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی پرداخته شده است. در پیوست (الف)، معادلات بکاررفته برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بصورت جزئی نشان داده شده اند.

معمولاً در صنعت، دبی گاز برحسب استاندارد مترمکعب بر ساعت اندازه گیری می شود. این دبی در حقیقت حجمی از گاز است که در شرایط دما و فشار استاندارد در مدت یک ساعت از یک سیستم عبور می نماید. شرایط استاندارد¹ دما و فشار در نقاط گوناگون جهان متفاوت است. در این تحقیق و در محاسبات مربوط به آن دمای استاندارد 25°C و فشار استاندارد 1 اتمسفر در نظر گرفته شده است. این مسئله در طراحی و انتخاب تجهیزات برای ایستگاه نیز اهمیت زیادی دارد. برای یافتن دبی

¹ Standard Condition

جرمی در محاسبات، دبی حجمی داده شده می بایست با استفاده از چگالی گاز در شرایط استاندارد به دبی جرمی تبدیل گردد.

تمامی اطلاعات ورودی مورد نیاز بیان شده، برای تعیین اطلاعات خروجی سیستم مورد نیاز میباشند. برخی از این اطلاعات از طریق اندازه گیری های مستقیم در ایستگاه تقلیل فشار قابل دستیابی هستند. اطلاعاتی همچون دما و فشار ورودی، فشار خروجی و دبی حجمی عبوری از ایستگاه از جمله اطلاعات مفیدی است که می توان از طریق اندازه گیری مستقیم در ایستگاه بدانها دست یافت.

برای برخی از ایستگاه ها بجای دمای گاز ورودی به ایستگاه، دمای هوای محیط در روزهای مختلف داده می شود، در اینگونه موارد که مقدار دقیقی برای اندازه دمای گاز ورودی وجود ندارد، می بایست از این تقریب که دمای گاز ورودی با دمای خاک برابر است استفاده نمود، زیرا لوله های گاز پیش از ورود به ایستگاه از خطوطی که در زیر زمین و در عمق خاک قرار دارند، عبور می نمایند. برای سنجش دمای خاک و در نتیجه سنجش میزان دمای گاز ورودی به ایستگاه از رابطه زیر استفاده میشود [15]:

$$T_1(^{\circ}\text{C}) = T_{\text{soil}} = 0.0084T_{\text{am}}^2 + 0.3182T_{\text{am}} + 11.403 \quad (1-3)$$

3-3-2- شبیه سازی شیرهای انبساطی

شیرهای انبساطی در این سیستم بصورت یک فرایند انتالپی ثابت مدل می شوند. برای محاسبه خواص گاز پیش و پس از عبور از شیر انبساطی از توابعی استفاده می گردد که خصوصیات گاز مانند انتالپی، انتروپی و دانسیته گاز را تعیین مینمایند. با توجه به این مسائل انتالپی گاز ورودی و خروجی شیر انبساطی با یکدیگر برابر هستند.

$$h_{2v} = h_1 \quad (2-3)$$

که h_1 و h_{2v} بترتیب انتالپی گاز ورودی و خروجی از شیرانبساطی برحسب kJ/kg میباشند. دمای گاز پیش از ورود به شیر انبساطی و پس از عبور از پیش گرم کن جزء مجهولات مسئله است که نحوه تعیین آن، استفاده از روش آزمون و خطاست که در بخش بعدی به تفصیل به آن اشاره خواهد شد. در

واقع در رابطه با نحوه کار شیرهای انبساطی با اثر ژول تامسون مواجه ایم که منحصر امتکی به خواص گاز ورودی و خروجی از شیر است. در فرایند انبساطی حاضر، در نتیجه افت فشار گاز، یک تغییر دما را شاهدیم که در رابطه با ایستگاههای تقلیل فشار، این تغییر دما بصورت کاهش می باشد.

3-3-3- شبیه سازی توربوواکسپنדרها

توربوواکسپندر موجود در سیستم بر مبنای راندمان آیزنتروپیک، دما و فشار ورودی و خروجی و همچنین دبی حجمی گاز ورودی به ایستگاه طراحی می شود. فرض بر این است که توربین مورد استفاده از نوع توربینهای انبساطی کاهنده فشار سرعت ثابت می باشد. توربین های انبساطی دارای یک محدوده عملکرد ویژه هستند که خارج از آن امکان راه اندازی آنها وجود ندارد. در واقع توربین دارای یک دبی حداقل و حداکثر است و در داخل این بازه نیز دبی طراحی قرار دارد که بهترین عملکرد توربوواکسپندر و بیشترین راندمان آن در این نقطه بدست می آید. برای هر توربین انبساطی رابطه ای بین دبی حجمی عبوری از آن و راندمان توربین وجود دارد که با دانستن دبی می توان راندمان آن را مشخص نمود. با افزایش یا کاهش دبی حجمی عبوری از توربوواکسپندر و انحراف از دبی طراحی، راندمان توربین کاهش می یابد. بطور معمول سازندگان توربینهای انبساطی پیشنهاد می کنند که دبی های حداقل و حداکثر برای توربین بترتیب 60٪ و 120٪ دبی طراحی در نظر گرفته شوند [14]. برای مشخص نمودن توربوواکسپندرهای گوناگون با سایز های مختلف، میتوان از مشخصه دبی طراحی استفاده نمود.

فرایند ترمودینامیکی در نظر گرفته شده برای توربوواکسپندر، یک انبساط آدیاباتیک¹ می باشد که در نتیجه آن کار تولید می شود. بازگشت ناپذیریهای فرایند موجود، بصورت راندمان آیزنتروپیک اعمال می شود. این راندمان، در حقیقت نسبت کار واقعی انجام شده بوسیله سیستم به مقدار کاری است که بدون بازگشت ناپذیری بصورت تئوری ممکن است انجام شود.

¹ Adiabatic Expansion

$$\eta_{ex} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3-3)$$

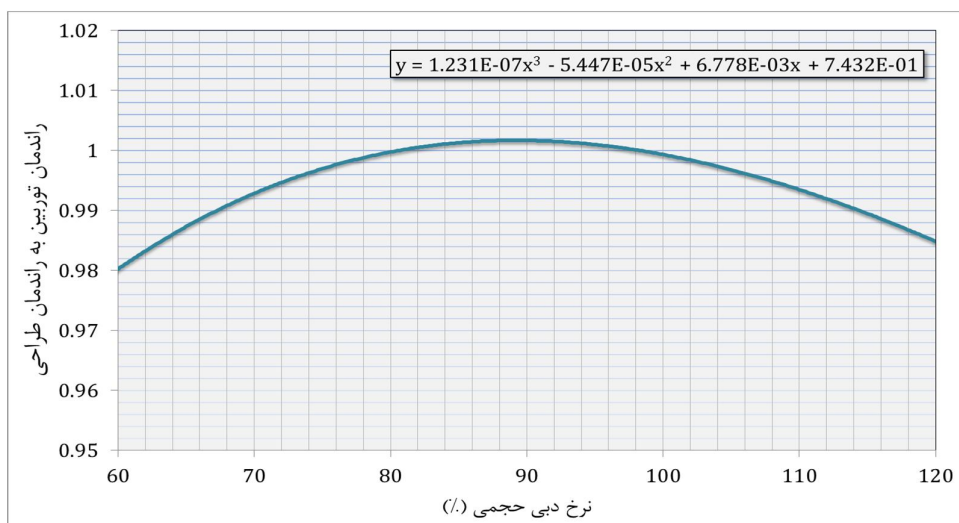
که η_{ex} راندمان آیزنتروپیک توربواکسپندر بوده و h_1 و h_2 به ترتیب انتالپی گاز ورودی و خروجی توربواکسپندر برحسب kJ/kg می باشند و h_{2s} نیز انتالپی گاز خروجی از توربواکسپندر با فرض انبساط آیزنتروپیک است.

راندمان آیزنتروپیک توربواکسپندر تابعی از دبی حجمی عبوری از آن می باشد که برای توربواکسپندر سرعت ثابت این رابطه را بصورت زیر بکار می بریم [33].

$$\frac{\eta_{ex}}{\eta_{des}} = 1.23 \times 10^{-7} \left(\frac{\dot{v}}{\dot{v}_{des}} \times 100 \right)^3 - 5.45 \times 10^{-5} \left(\frac{\dot{v}}{\dot{v}_{des}} \times 100 \right)^2 + 6.78 \times 10^{-3} \left(\frac{\dot{v}}{\dot{v}_{des}} \times 100 \right) + 0.743 \quad (4-3)$$

در این رابطه η_{des} راندمان طراحی توربواکسپندر در دبی طراحی آن می باشد که در این پژوهش برابر با 92٪ در نظر گرفته شده است و \dot{v} و \dot{v}_{des} نیز بترتیب دبی عبوری از توربین و دبی طراحی¹ توربین می باشند. دبی طراحی متغیر بوده و مقدار آن در طول تحقیق قابل تغییر است.

شکل (2-3) منحنی عملکرد توربواکسپندر را که در رابطه (4-3) مشخص شده، نشان می دهد.

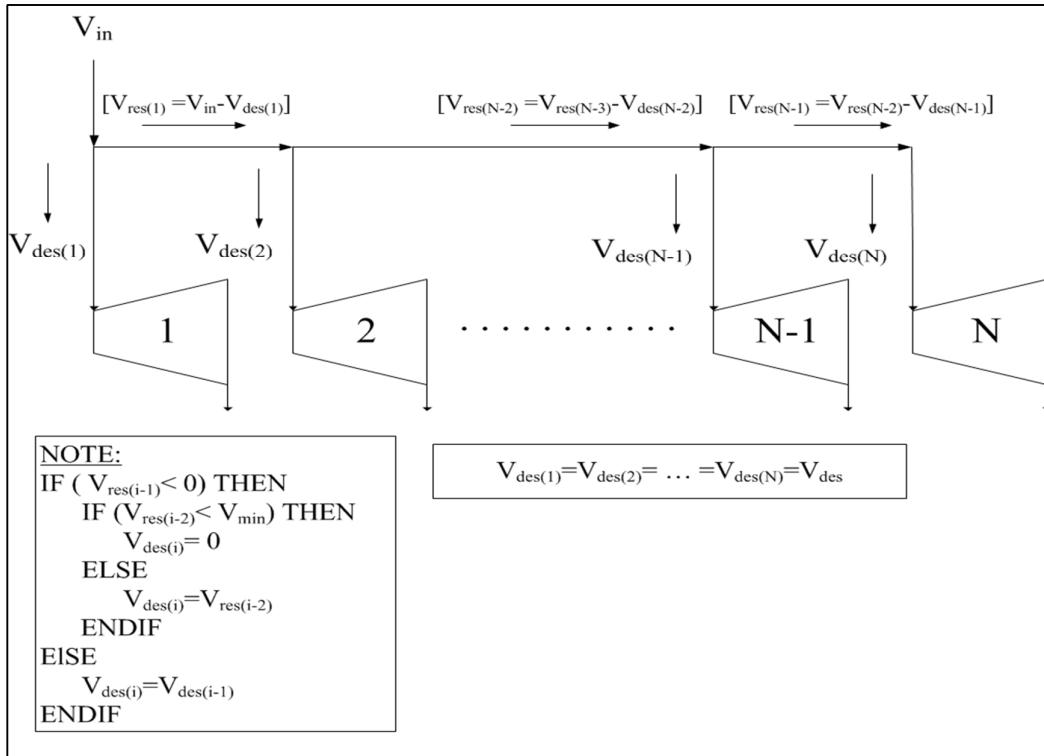


شکل 2-1: منحنی عملکرد توربواکسپندر برحسب دبی حجمی عبوری از آن [36]

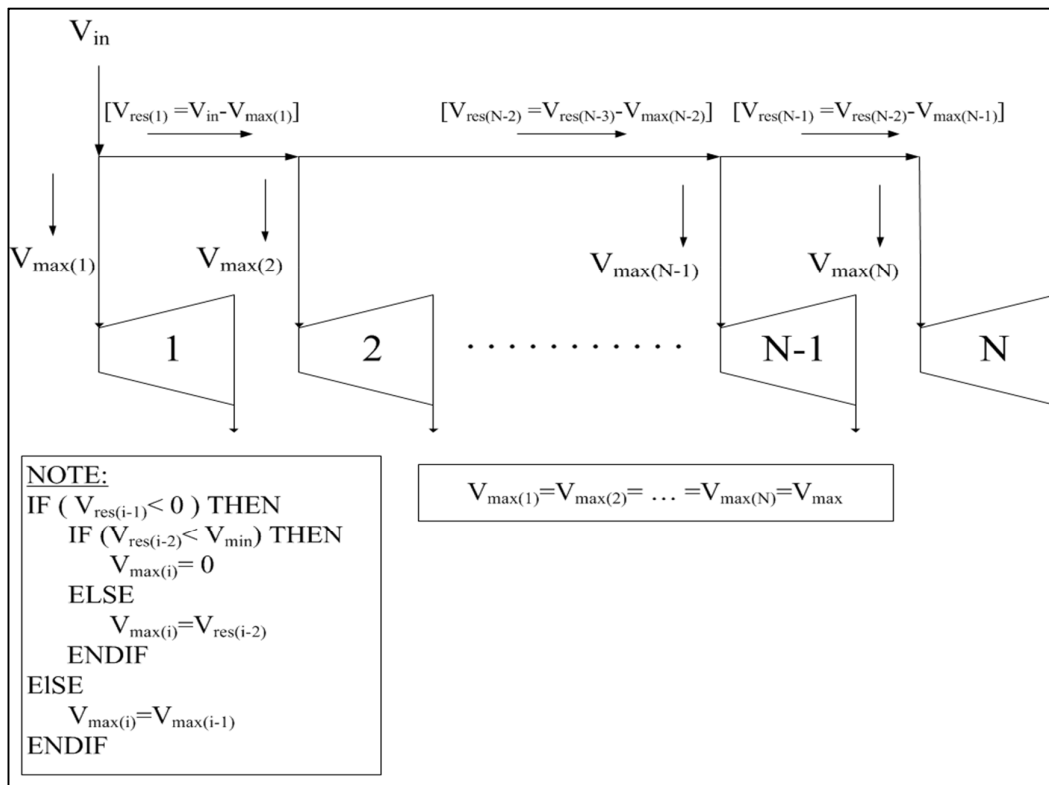
¹ Design Flow

تعیین دبی حداقل و حداکثر برای توربین در تقسیم جریان گاز ورودی به ایستگاه بین توربینها و احتمالاً رگولاتور کمکی نقش تعیین کننده ای دارند. چنانچه دبی ایستگاه از دبی حداقل توربین کمتر باشد، تمام گاز بجای عبور از توربوآکسپندر، از شیر انبساطی یا همان رگولاتور کمکی عبور می کند. و در صورت بیشتر بودن دبی عبوری از دبی حداکثر، جریان گاز اضافی را می توان از رگولاتور عبور داد. چنانچه بیش از یک توربین در مدار قرار داشته باشد، برای تقسیم جریان بین توربینها چندین روش قابل انجام است. روش نخست در تقسیم بندی، تقسیم بندی جریان گاز بر مبنای دبی طراحی توربینها است. باید به این نکته اشاره شود که سایز و اندازه توربینهای بکار رفته در ایستگاهها برابر با یکدیگر فرض شده است. برای فهم بهتر روش فرض کنید که دبی ورودی به ایستگاه تقلیل فشار برابر با \dot{V}_{in} و دبی طراحی توربوآکسپندرهای نیز \dot{V}_{des} است. چنانچه تعداد توربین n عدد باشد، در ابتدا جریانی به میزان \dot{V}_{des} از توربین شماره 1 عبور میکند. سپس جریان گازی به میزان همین دبی طراحی از باقیمانده جریان گاز، وارد توربین شماره 2 شده و به همین ترتیب تا توربین شماره n ادامه می یابد. در هر مرحله ای از تقسیم که دبی باقیمانده گاز از دبی حداقل توربوآکسپندر کمتر شود، این مقدار گاز باقیمانده، از شیر انبساطی عبور می نماید و مابقی توربوآکسپندرهای از مدار خارج خواهند شد. به این ترتیب جریان بین توربوآکسپندرهای تقسیم می شود (شکل 3-3).

اما روش دیگری نیز برای تقسیم جریان وجود دارد که می توان از آن برای توزیع جریان بین توربینها استفاده نمود. مبنای این روش، دبی حداکثر توربوآکسپندر می باشد (شکل 3-4). بدین معنی که مشابه روش قبل جریان توزیع میگردد، با این تفاوت که بجای اینکه جریان به میزان \dot{V}_{des} بین توربینها تقسیم گردد، به میزان \dot{V}_{max} که همان دبی حداکثر قابل عبور از توربین است، توزیع خواهد شد. اینکه کدامیک از این دو روش میزان تولید توان بیشتری خواهند داشت و در حقیقت گزینه بهتری هستند، بایستی در شبیه سازی مورد بررسی قرار گیرد.



شکل 3-1: توزیع جریان بین توربینهای انبساطی بر مبنای دبی طراحی توربوآکسپندرها



شکل 4-1: توزیع جریان بین توربینهای انبساطی بر مبنای دبی حداکثر قابل عبور از توربوآکسپندرها

پس از تعیین تعداد توربوآکسپندر سیستم و تعیین دبی حجمی عبوری از هر یک از آنها، می بایستی با انجام بالانس انرژی در خروجی ایستگاه شرایط گاز طبیعی شامل فشار و دما و انتالپی گاز در پایین دست توربین مشخص گردد. بدین منظور با بکارگیری قانون اول ترمودینامیک در نقطه ای که گازهای عبوری از توربوآکسپندرها دوباره به یکدیگر می رسند، شرایط و خصوصیات سیال عامل را مشخص می نماییم. بدین منظور قبل از هرچیز می بایستی دما و فشار گاز در هنگام خروج از ایستگاه مشخص باشد. فشار خروجی از ایستگاه تقلیل فشار، جزء اطلاعات پایه ای است که تقریباً در اکثر روزها مقداری ثابت دارد و این مقدار نیز برای هر روز مشخص است. اطلاعات مربوط به دمای گاز خروجی از ایستگاه، در بسیاری موارد اندازه گیری نمی شود، به همین دلیل از یک قانون کلی در اینجا برای تعیین این دما استفاده می شود که براساس آن به ازای هر 1 bar افت فشار در گاز طبیعی، تقریباً افت دمایی در حدود 0.5°C رخ می دهد. بدین ترتیب می توان دمای گاز خروجی از ایستگاه را بصورت زیر محاسبه نمود [31].

$$T_{\text{out}} (^{\circ}\text{C}) = T_i - \frac{0.5 \times (P_i - P_2)}{100} \quad (5-3)$$

که T_i دمای گاز ورودی به ایستگاه برحسب درجه سانتی گراد، P_i و P_3 نیز به ترتیب فشار گاز ورودی و خروجی ایستگاه برحسب kPa می باشند. برای پیش گیری از هیدراته شدن گاز در خروجی ایستگاه فرض شده است که دمای خروجی نباید از 5°C کمتر باشد که این فرض باعث افزایش نیاز حرارتی ایستگاه نیز خواهد شد.

با دانستن دما و فشار گاز خروجی و با بکارگیری قانون اول و بالانس انرژی در خروجی ایستگاه، اکنون دما و فشار و انتالپی گاز بعد از توربوآکسپندرها مشخص می شود.

$$\dot{m} \times (h_{\text{out}}) = \dot{m}_{\text{ex}(1)} \times h_{2\text{ex}(1)} + \dots + \dot{m}_{\text{ex}(N)} \times h_{2\text{ex}(N)} + \dot{m}_v \times h_{2v} \quad (6-3)$$

که \dot{m} دبی جرمی کل گاز عبوری از ایستگاه و $\dot{m}_{\text{ex}(1)}$ تا $\dot{m}_{\text{ex}(N)}$ دبی جرمی گاز عبوری از هر یک از توربوآکسپندرهاست که پیش از این، روش تعیین آنها بیان شد. همچنین، $h_{2\text{ex}(1)}$ تا

$h_{2ex(N)}$ انتالپی گاز پس از خروج از توربوواکسپندر می باشد. در نهایت \dot{m}_v و h_{2v} نیز بترتیب دبی گاز عبوری از شیر انبساطی و انتالپی گاز پس از عبور از آن می باشند. تعداد توربوواکسپندرها N عدد است که پیش از این، نحوه تعیین تعداد آن در سیستم بیان شده است.

معادله (3-6) دارای بیش از یک مجهول است و لذا به تنهایی قابل حل نیست. برای حل این مشکل می بایستی در ابتدا دما و انتالپی گاز بعد از پیش گرمایش و قبل از عبور از توربوواکسپندرها و شیرانبساطی مشخص شود تا با استفاده از تعریف راندمان آیزنتروپیک در رابطه (3-1) و با توجه به فرایند انتالپی ثابت در شیرانبساطی، بتوانیم انتالپی گاز پس از عبور از توربوواکسپندرها و شیر انبساطی را تخمین بزنیم (h_{2v} و $h_{2ex(i)}$). دمای پس از پیش گرم کن (T_1) مجهول بوده و می بایست مقدار آن تعیین شود. برای این منظور با استفاده از یک حدس اولیه برای این دما و با استفاده از روش آزمون و خطا اقدام به تعیین دمای پس از پیش گرم کن می نماییم. شرط توقف این روش، برقراری رابطه (3-6) و بالانس انرژی در خروجی ایستگاه است.

پس از تعیین دمای گاز پیش گرم شده (T_1) و خصوصیات گاز در این شرایط و نیز تعیین خصوصیات گاز خروجی از توربوواکسپندرها و شیر انبساطی، می توان توان تولیدی هر یک از توربوواکسپندرها را تعیین نمود.

کار توربوواکسپندر نیز از رابطه زیر بدست می آید:

$$\dot{W}_{ex} = \dot{m}_{ex} \times (h_1 - h_2) \quad (7-3)$$

که \dot{m}_{ex} دبی جرمی گاز عبوری از توربین می باشد.

در نهایت توان الکتریکی تولیدی توربوواکسپندر، با در نظر گرفتن راندمان ژنراتور و سیستم انتقال قدرت مورد استفاده، قابل محاسبه می باشد. این راندمانها نشان دهنده اتلافات توان تولیدی توربوواکسپندر در هنگام انتقال از توربین به ژنراتور می باشند. فرض بر این است که ژنراتور در یک سرعت ثابت کار میکند. همچنین از اتلافات انتقال ولتاژ در اینجا صرف نظر شده است.

$$P_{elec,ex} = \dot{W}_{ex} \times \eta_{gearbox} \times \eta_{generator} \quad (8-3)$$

که $P_{elec,ex}$ توان تولیدی توسط توربوآکسپندر برحسب kW بوده و $\eta_{generator}$ و $\eta_{gearbox}$ بترتیب راندمان گیربکس و ژنراتور متصل به توربوآکسپندر می باشند. البته بایستی توجه داشت که می توان از حرارت تولید شده بواسطه اتلافات مکانیکی در ژنراتور و گیربکس، در پیش گرمایش گاز طبیعی قبل از ورود به توربوآکسپندر استفاده نمود. گرچه در این تحقیق از این حرارت برای این منظور استفاده ای نشده است.

3-3-4- طراحی پیش گرم کن و تعیین نیاز حرارتی ایستگاه

پس از تعیین مشخصات گاز ورودی و خروجی از توربوآکسپندر و شیر انبساطی، و پس از تعیین توان الکتریکی تولیدی توسط آنها، می بایستی میزان نیاز حرارتی ایستگاه را مشخص نماییم. باید توجه داشت که به دلیل نوع فرایند انبساطی در توربینها، افت دمای گاز در آنها بیشتر از افت دمای گاز عبوری از شیر انبساطی است. به همین دلیل نیاز حرارتی این سیستم در مجموع بیش از نیاز حرارتی ایستگاههای تقلیل فشار معمول است. حرارت مورد نیاز برای باقی نگهداشتن دمای خروجی از شیر انبساطی و توربوآکسپندر در سطحی قابل قبول، در واقع به عنوان اطلاعات ورودی برای محاسبات مربوط به هیتر و طراحی سیستم CHP مورد استفاده قرار می گیرد.

$$\dot{Q}_{req} = \dot{m} \times (h_1 - h_i) \quad (9-3)$$

\dot{Q}_{req} حرارت مورد نیاز ایستگاه برای جلوگیری از هیدراته شدن گاز برحسب kW می باشد. \dot{m} دبی جرمی گاز طبیعی عبوری از ایستگاه و هیتر است. h_1 و h_i نیز به ترتیب انتالپی گاز ورودی به ایستگاه و انتالپی گاز پس از پیش گرمایش است. از افت فشارهای ناشی از عبور گاز از پیش گرم کن صرف نظر شده، لذا این فرایند بصورت یک فرایند فشار ثابت در نظر گرفته می شود.

راندمان هیتر¹ که از نوع هیترهای معمولی Line Heater می باشد، ثابت در نظر گرفته شده و مقدار آن 43٪ لحاظ می شود. این درحالیستکه راندمان هیترهای نوع کندانسی که از فناوری بهتری برخوردارند بسیار بالاتر بوده و حتی به 90٪ نیز می رسد. ولی بدلیل عمومیت نداشتن این نوع هیترها در ایران، مشخصات هیتر موجود در خود ایستگاهها را که از نوع معمولی است، در شبیه سازی مورد استفاده قرار می دهیم. در صورت وجود سیستم CHP در ایستگاه، گرمای بازیافتی از آن نیز به گرمای تولیدی هیتر اضافه می گردد. میزان مصرف سوخت هیتر در ایستگاه با توجه به راندمان آن و میزان گرمای تولیدی توسط آن عبارتست از :

$$\dot{m}_{fb} (\text{kg / sec}) = \frac{\dot{Q}_h}{\eta_h \times \text{LHV}} \quad (10-3)$$

در این رابطه \dot{Q}_h گرمای تولیدی توسط هیتر، η_h راندمان آن و LHV نیز ارزش حرارتی پایین سوخت مورد استفاده است. باید توجه داشت که \dot{Q}_h تنها بخشی از گرمای مورد نیاز ایستگاه را آنهم در صورت عدم کفایت سیستم CHP در تأمین حرارت مورد نیاز ایستگاه، تأمین می نماید. بطوریکه تا زمانیکه سیستم CHP قادر به تأمین این حرارت باشد، نیازی به کار هیتر نیست.

$$\dot{Q}_{req} = \dot{Q}_h + \dot{Q}_{CHP} \quad (11-3)$$

3-3-5- طراحی و شبیه سازی سیستم CHP

سیستم CHP مورد استفاده در این سیستم، دارای محرک اولیه ای از نوع موتور احتراق داخلی میباشد. همانگونه در فصول پیشین اشاره شد، موتورهای احتراق داخلی دارای عملکردی قابل اطمینان بوده و امروزه نیز بطور گسترده در سیستمهای تولید همزمان بکار می روند. موتور مورد استفاده در این تحقیق، از نوع گاز سوز بوده و سوخت مورد نیاز خود را نیز از گاز عبوری از ایستگاه تأمین میکند. این نوع از موتورها از توانهای پایین تا توانهای بسیار بالا حتی تا 9 MW نیز وجود دارند و لذا گستره کاربرد آنها بسیار وسیع می باشد. توان تولیدی توسط موتور احتراق داخلی تابعی از شرایط گاز ورودی

¹ Heater

به ایستگاه می باشد. لذا لزوما همیشه در شرایط تمام بار کار نمی کند و بسته به نیاز حرارتی ایستگاه تقلیل فشار گاز، میزان توان تولیدی توسط آن متفاوت خواهد بود. همانگونه پیش از این اشاره شد، طراحی سیستم پیشنهادی در ایستگاه تقلیل فشار گاز بر مبنای نیاز حرارتی ایستگاه بوده و آنچه که از برق تولیدی توسط سیستم باقی می ماند، به شبکه سراسری فروخته می شود. این که چرا بیش از نیاز حرارتی گرما تولید نمی شود نیز بدین خاطر است که در مجموع خرید و فروش برق اضافی همانطور که پیش از این نیز در مقدمه اشاره شد، به مراتب آسانتر از فروش حرارت و گرما است. به همین دلیل تولید گرمای اضافی در این سیستم ضرورتی نداشته و ندارد. با دانستن شرایط ایستگاه و تعیین نیاز حرارتی (Q_{req}) که در بخش پیشین بدان اشاره شد، خصوصیات عملکردی موتور نظیر توان الکتریکی تولیدی آن، راندمان الکتریکی و حرارتی و نیز میزان مصرف سوخت موتور تعیین خواهد شد. در حقیقت Q_{req} بعنوان یک پارامتر ورودی برای طراحی سیستم CHP بکار می رود.

پارامترهایی همچون راندمان الکتریکی و حرارتی موتور، میزان مصرف سوخت موتور، حرارت بازیافتی از طریق خنک کننده آب موتور و گازهای خروجی از اگزوز، همگی تابعی از درصد بار موتور می باشند که این موضوع در شکل (1-4) فصل اول نیز در رابطه با راندمان نشان داده شد. بدین ترتیب که در شرایط بار کامل موتور (100٪) موتور با تمام ظرفیت خود کار می کند و لذا بیشترین میزان توان تولیدی و راندمان مربوط به این حالت خواهد بود. همچنین مصرف سوخت موتور نیز در این حالت بیشترین میزان را داراست. اما با کاهش درصد بار موتور به واسطه کاهش نیاز حرارتی ایستگاه، میزان تولید توان و نیز راندمان و مصرف سوخت کاهش می یابد. در بسیاری از موارد تولیدکنندگان موتور، خصوصیات عملکرد موتور را برای چندین درصد بار مختلف بیان میکنند که نمونه ای از آن را برای یک موتور گاز سوز، در شکل (3-5) مشاهده می نمایید.

Nominal shaft power	kW	827			1500		
		100	75	50	100	75	50
Load	%	100	75	50	100	75	50
Electric power	kW _e	803	601	398	1464	1092	724
Thermal power	kW _{th}	1018	800	578	1536	1245	935
Heat sources:							
Supercharging air cooler	%	5.9	3.2	0.2	7.4	5.1	2.7
Lubricating oil cooler	%	4.4	4.9	6.0	5.2	6.0	7.6
Jacket water cooler	%	13.8	17.3	21.0	8.8	10.9	12.7
Exhaust gases	%	25.0	24.6	24.2	22.2	23.4	24.7
Thermal efficiency	%	49.1	50.0	51.4	43.6	45.4	47.7
Electrical efficiency	%	37.6	37.6	35.3	41.5	39.8	36.9
Total efficiency	%	86.7	87.6	86.7	85.1	85.2	84.6
Water temperature:							
supply	°C	90	87	83	90	86	82
return	°C	70	70	70	70	70	70

شکل 1-5: نمونه ای از عملکرد یک موتور گاز سوز در شرایط بار جزئی [16]

روابط زیر، خصوصیات موتور احتراق داخلی مورد استفاده در سیستم CHP را در سیستم پیشنهادی نشان می دهند. راندمان حرارتی موتور در شرایط بار جزئی (part load) [10]:

$$\frac{\eta_{th,PL}}{\eta_{th,nom}} = -0.0001591 \times PL^2 + 0.024 \times PL + 0.1904 \quad (12-3)$$

که PL درصد بار موتور مورد نظر، $\eta_{th,PL}$ راندمان حرارتی موتور در درصد بار PL و $\eta_{th,nom}$ راندمان حرارتی اسمی موتور می باشد. بعبارت دیگر این راندمان، مربوط به عملکرد موتور در بار کامل (PL=100%) است.

راندمان حرارتی اسمی موتور، خود نیز تابعی است از توان اسمی موتور بوده که با بررسی مجموعه ای کامل از کاتالوگهای موتور، رابطه زیر برای تعیین راندمان حرارتی آن بدست خواهد آمد [34]:

$$\eta_{th,nom}(\%) = \begin{cases} 44 & P_{nom} < 450kW \\ 0.0024 \times P_{nom} + 41.772 & P_{nom} \geq 450kW \end{cases} \quad (13-3)$$

که P_{nom} توان اسمی موتور است. راندمان الکتریکی موتور نیز چه در بار کامل و چه در بار جزئی، متناسب با راندمان حرارتی بوده و بصورت زیر محاسبه می گردد [34]:

$$\eta_e (\%) = \eta_{th} \times 0.8 \quad (14-3)$$

میزان مصرف سوخت موتور احتراق داخلی بصورت زیر تعیین میشود [10]:

$$\frac{\dot{V}_{f,PL}}{\dot{V}_{f,nom}} = 0.2408 \times e^{(0.01403 \times PL)} + 0.03553 \times e^{(-0.02494 \times PL)} \quad (15-3)$$

که $\dot{V}_{f,PL}$ و $\dot{V}_{f,nom}$ بترتیب، میزان دبی حجمی سوخت مصرفی موتور در حالت part-load و بار کامل (نامی موتور) بر حسب (m^3/sec) می باشند.

$\dot{V}_{f,nom}$ را می توان از رابطه زیر بدست آورد، که همانند معادله (3-13) بصورت یک معادله چندضابطه ای می باشد [34].

$$\dot{V}_{f,nom} (m^3 / sec) = \begin{cases} 0.000081 \times P_{nom} & P_{nom} < 450kW \\ 0.00007 \times P_{nom} + 0.00816 & P_{nom} \geq 450kW \end{cases} \quad (3)$$

(16)

بازیافت حرارت از موتورها معمولا از دو طریق صورت می گیرد. راه نخست، بازیافت گرما از گاز داغ خروجی از اگزوز موتور می باشد و دیگری نیز آب خنک کن موتور است که قابلیت بازیافت حرارت از آن نیز وجود دارد. محدوده دمایی گاز خروجی از موتور در حدود $390^\circ C$ تا $570^\circ C$ می باشد که از طریق مبدلهای حرارتی موجود در سیستم CHP قابل بازیافت است. باید توجه داشت که برخی از سازندگان موتور، موتورهایی را ارائه نموده اند که سیستم بازیافت حرارتی در آنها بصورت یک پکیج متصل به موتور موجود است، ولی در برخی موارد می بایستی بصورت جداگانه به طراحی و نصب این مبدلها اقدام نمود.

حرارت بازیافتی از گاز خروجی از اگزوز موتور در درصد بارهای مختلف عبارتست از [10]:

$$\frac{\dot{Q}_{EX}}{\dot{V}_{f,PL} \cdot LHV_f} = 0.08566 \times e^{(-0.02619 \times PL)} + 0.1891 \times e^{(0.001194 \times PL)} \quad (17-3)$$

که \dot{Q}_{EX} میزان حرارت بازیافتی از خروجی اگزوز بر حسب kW می باشد. ارزش حرارتی پایین سوخت موتور (LHV_f) برابر با $35.3 MJ/m^3$ در نظر گرفته می شود.

حرارت قابل بازیافت از آب خنک کننده موتور عبارتست از [10]:

$$\frac{\dot{Q}_{JW}}{\dot{V}_{f,PL} \cdot LHV_f} = 0.1749 \times e^{(-0.07512 \times PL)} + 0.3936 \times e^{(-0.002556 \times PL)} \quad (18-3)$$

که \dot{Q}_{JW} گرمای بازیافتی از آب خنک کننده موتور بر حسب kW می باشد.

بنابراین در مجموع توان حرارتی تولیدی سیستم CHP ترکیبی از این دو حرارت بازیافتی است.

$$\dot{Q}_{CHP} = \dot{Q}_{EX} + \dot{Q}_{JW} \quad (19-3)$$

تعداد محرک اولیه سیستم CHP ممکن است بیش از یک عدد باشد. در اینگونه موارد برای وارد شدن محرک های اولیه به مدار می بایستی به میزان گرمای مورد نیاز ایستگاه \dot{Q}_{req} توجه شود. اگر تعداد موتورهای گازی سیستم بیش از یک عدد باشد، این موتورها بترتیب و نه همه با هم وارد مدار میگردند. به این معنی که چنانچه برای مثال m موتور پیش بینی شده باشد، با توجه به نیاز حرارتی ایستگاه (\dot{Q}_{req})، تنها به تعدادی موتور وارد مدار می شود که مجموع توان حرارتی تولیدی آنها برابر با نیاز حرارتی ایستگاه باشد. در صورتیکه حرارت بازیافتی از این موتورها برای تأمین نیاز حرارتی کفایت نکند، آنگاه هیتر پشتیبان موجود در ایستگاه، باقیمانده حرارت مورد نیاز را تأمین می نماید. پس بدین ترتیب، در صورتیکه میزان حرارت مورد نیاز کمتر از حداکثر حرارت تولیدی سیستم CHP باشد، لزومی ندارد که حتما همه موتورها روشن و مشغول به کار باشند و حتی این امکان وجود دارد که یک موتور بصورت part-load کار کند که در این صورت گرمای تولیدی توسط آن موتور از حداکثر حرارت قابل بازیافت توسط آن کمتر خواهد بود. این که چرا بجای این روش همگی موتورها را با یک میزان مساوی تولید روشن نمی کنیم و بصورت تک تک وارد مدار می شوند نیز بدلیل جلوگیری از استهلاک آنهاست.

باید توجه داشت که دو مسئله در استهلاک سریع موتورها نقش بسزایی دارند، یکی کار موتور در شرایط over-load و دیگری کار زیاد موتور در درصد بارهای خیلی پایین. لذا نکته حائز اهمیت در

اینجا این است که براساس توصیه سازندگان موتور، حداقل درصد باری که یک موتور می تواند داشته باشد تا تولید آن دارای توجیه فنی و اقتصادی باشد، 25٪ بار کامل آن موتور است و لذا چنانچه حرارت مورد نیاز آنقدر پایین باشد که در صورت تأمین آن توسط موتور، درصد بار کاری موتور به زیر 25٪ برسد، آن موتور از مدار خارج شده و حرارت باقیمانده توسط هیتر پشتیبان موجود تأمین میگردد [35].

با توجه به مطالب بیان شده، چنانچه ماکزیمم حرارت قابل بازیافت از یک موتور $\dot{Q}_{max,eng}$ باشد، تعداد موتورهای گازسوزی که بصورت تمام بار در مدار قرار می گیرند بصورت زیر محاسبه می شود:

$$f = \text{Integer part of} \left(\frac{\dot{Q}_{req}}{\dot{Q}_{max,eng}} \right) \quad (20-3)$$

که f تعداد موتورهای Full-load می باشد. باقیمانده حرارت مورد نیاز ایستگاه، می بایستی توسط یک موتور بصورت Part-load و یا در صورتیکه درصد بار موتور از 25٪ کمتر شود، توسط هیتر پشتیبان موجود در ایستگاه تأمین گردد.

$$\dot{Q}_{res} = \dot{Q}_{req} - (f \cdot \dot{Q}_{max,eng}) \quad (21-3)$$

همانگونه که گفته شد در صورتیکه \dot{Q}_{res} کمتر از گرمای تولیدی موتور در 25٪ باشد، آن موتور دیگر وارد مدار نمی شود و حرارت مورد نیاز باقیمانده توسط هیتر پشتیبان تأمین می گردد. در این صورت خواهیم داشت:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{res} \quad (22-3)$$

میزان مصرف سوخت سیستم CHP که پارامتر مهمی در بررسیهای اقتصادی و فنی است را می توان به صورت زیر تعیین نمود:

$$\dot{m}_{fe} = \frac{\dot{Q}_{fe1} + \dot{Q}_{fe2}}{LHV} \quad (23-3)$$

که \dot{m}_{fe} میزان مصرف سوخت سیستم CHP برحسب kg/sec و LHV میزان ارزش حرارتی پایین سوخت مصرفی برحسب kJ/kg می باشد. \dot{Q}_{fe1} و \dot{Q}_{fe2} نیز بترتیب محتوای انرژی سوخت مصرفی موتورهای Full-load و Part-load برحسب kW می باشند که بصورت زیر قابل محاسبه اند:

$$\dot{Q}_{fe1} = f \times \dot{m}_f(PL)|_{PL=100} \times LHV \quad (24-3)$$

و

$$\dot{Q}_{fe1} = \dot{m}_f(PL) \times LHV \quad (25-3)$$

که LHV ارزش حرارتی پایین سوخت مصرفی برحسب kJ/kg بوده و $\dot{m}_f(PL)$ را نیز می توان از رابطه (3-15) و با دانستن دانسیته گاز مصرفی محاسبه نمود.

به این ترتیب توان الکتریکی سیستم CHP را با توجه به راندمان موتور و میزان مصرف سوخت آنها بدست خواهیم آورد.

$$P_{CHP} = \dot{Q}_{fe1} \times \eta_{e(f)}|_{PL=100\%} + \dot{Q}_{fe1} \times \eta_{e(p)} \quad (26-3)$$

که P_{CHP} توان الکتریکی تولید سیستم CHP برحسب kW و $\eta_{e(f)}$ و $\eta_{e(p)}$ نیز بترتیب راندمان الکتریکی موتورهای گازسوز در حالت Full-load و Part-load می باشند.

3-4- پارامترها و مفاهیم اقتصادی [36]

به منظور آنالیز اقتصادی، از پارامترهای اقتصادی خاصی برای تعیین عملکرد اقتصادی سیستم استفاده می شود که این پارامترها معیاری برای تصمیم گیری برای سرمایه گذاری روی سیستم مورد نظر می باشند.

3-4-1- دوره بازگشت سرمایه¹

این پارامتر دارای دو تعریف متفاوت می باشد.

¹ Payback Ratio

3-4-1-1- دوره بازگشت ساده (SPB)¹

این پارامتر، مدت زمان لازم برای بازگشت هزینه های سرمایه گذاری (هزینه اولیه) را بدون در نظر گرفتن بهره نشان می دهد. اگر F_0 هزینه سرمایه گذاری² اولیه و F_t نیز سود خالص و یا جریان نقدینگی خالص (درآمد³ + صرفه جویی⁴ - هزینه⁵) دوره t باشد، سپس دوره بازگشت سرمایه ساده، کمترین مقدار N است که عبارت زیر را ارضا کند:

$$N_{\min} = \text{SPB} \quad \sum_{t=0} F_t \geq 0 \quad (27-3)$$

در این تحقیق عمر پروژه 20 سال در نظر گرفته شده است. همچنین هر دوره برابر با یک سال می باشد. معمولا در اظهارنظرهای مقدماتی در رابطه با بررسی های اقتصادی، F_t برای تمامی دوره ها ثابت در نظر گرفته شده و تغییرات آن را با زمان در نظر نمی گیرند ($F_t = F$). به همین دلیل می توان SPB را بصورت زیر تعریف نمود:

$$\text{SPB} = -\frac{F_0}{F} \quad (28-3)$$

که در صورتی که $F > 0$ باشد، SPB نیز مثبت خواهد بود، و در غیر این صورت سرمایه گذاری مذکور زیانده است. محاسبه SPB بسادگی قابل انجام است، اما این پارامتر دارای برخی ایرادات و نواقص نیز می باشد، زیرا برخی موارد را در نظر نمیگیرد:

- ارزش فعلی پول
 - نوع عملکرد سرمایه گذاری بعد از دوره بازگشت، شامل میزان و مدت زمان سود دهی سیستم
- پس از این دوره و عمر مفید قابل انتظار سرمایه گذاری

¹ Simple Payback Ratio

² Capital Cost

³ Benefit

⁴ Saving

⁵ Cost

اگر دو پروژه دوره بازگشت سرمایه یکسان داشته باشند ولی طول عمر اقتصادی یکی از دیگری بیشتر باشد؛ باز توسط معیار SPB یکسان تلقی می شوند. لازم به ذکر است اگر طول عمر اقتصادی پروژه با دوره بازگشت سرمایه یکسان باشد، آنگاه طرح برای سرمایه گذاری مناسب نیست. سرمایه گذاری باید در جایی صورت گیرد که همراه با بازدهی باشد.

در حقیقت استفاده از این پارامتر اقتصادی به عنوان یک معیار سنجش اقتصادی بودن یا غیراقتصادی بودن یک پروژه، تنها در موقعیتهایی که نسبت به آینده عدم قطعیت بسیار زیادی وجود دارد، میتواند مورد قضاوت قرار گیرد. لذا تعریف دیگری از دوره بازگشت سرمایه نیز وجود دارد که نسبت به تعریف نخست از برتری نسبی بیشتری برخوردار است.

3-4-1-2- دوره بازگشت سرمایه تنزیل شده (DPB)

این معیار از لحاظ مفهوم با اولین معیاری که در قسمت قبل معرفی شد فرقی ندارد و همچنان اطلاعاتی در مورد دوره بازگشت سرمایه فراهم می کند. روش محاسبه این معیار نیز مانند روش قبلی می باشد. اما در این معیار، ارزش زمانی پول به حساب آمده و محاسبات بر اساس داده های تنزیل شده صورت می گیرد. معیار DPB^1 برابر است با کوچکترین مقدار N که رابطه زیر را ارضا نماید:

$$N_{\min=DPB} \sum_{t=0} \frac{F_t}{(1+d)^t} \geq 0 \quad (29-3)$$

که d^2 نرخ بهره می باشد. چنانچه مقدار F_t با زمان تغییر ننماید ($F_t=F$)، در اینصورت می توان عبارت (29-3) را بصورت زیر بازنویسی نمود:

$$DPB = \frac{-\ln(1 + \frac{F_0}{F} d)}{\ln(1+d)} \quad (30-3)$$

¹ Discounted Payback Ratio

² Interest Rate

سرمایه گذاری هایی وجود دارند که در آنها دوره بازگشت ساده (SPB) در حد قابل قبولی بوده ولی دوره بازگشت تنزیل شده (DPB) آنها نشان می دهد که هزینه های سرمایه گذاری هیچگاه برنخواهدگشت و پروژه غیر اقتصادی است.

3-4-2- ارزش خالص فعلی سرمایه گذاری¹ (NPV)

منظور از خالص ارزش فعلی، مجموع ارزش حال کلیه درآمدها و هزینه های فرآیند مالی پروژه میباشد. یک تعریف کلی برای NPV عبارتست از:

$$NPV = \sum_{t=0}^N \frac{F_t}{(1+d)^t} \quad (31-3)$$

سه وضعیت برای این معیار قابل تصور و امکان پذیر است:

- $NPV > 0$: در این حالت سرمایه گذاری تحت شرایط خاصی یعنی با توجه به عمر در نظرگرفته شده برای پروژه (N) و میزان نرخ بهره (d)، اقتصادی می باشد. در اینحالت میزان بازگشت سرمایه بیشتر از d خواهد بود.
- $NPV = 0$: در اینحالت پروژه اقتصادی و بازگشت سرمایه برابر با d می باشد.
- $NPV < 0$: سرمایه گذاری در اینحالت، با توجه به عمر در نظرگرفته شده برای پروژه (N) و نرخ بهره (d)، مقرون به صرفه نبوده و پروژه غیر اقتصادی است.

از نقاط قوت این معیار این است که در آن ارزش زمانی پول در نظر گرفته می شود و دیگر آنکه برخلاف معیار دوره بازگشت، در این تکنیک جریان نقدی پروژه، طی تمام طول عمر اقتصادی آن در نظر گرفته خواهد شد. در این معیار، ارزش سرمایه گذاری اولیه به طور دقیق بررسی شده و از این طریق به تلاش برای حداکثرسازی ثروت توجه می شود (وقتی یک بنگاه در جایی سرمایه گذاری می کند که NPV آن مثبت است، ارزش آن به اندازه NPV افزایش می یابد).

¹ Net Present Value

یکی از نقاط ضعف این معیار این است که در مورد حجم سرمایه گذاری اولیه، هیچ اطلاعاتی را ارائه نمی دهد. یعنی NPV 100 دلار سرمایه گذاری ممکن است 100 دلار باشد. همچنین ممکن است NPV 10000 دلار سرمایه گذاری نیز 100 دلار باشد. همانطور که ملاحظه میشود، تنها با معیار NPV نمی توان این دو را از هم تمیز داد.

3-4-3- نرخ بازده داخلی¹ (IRR)

که به این معیار، نرخ بازگشت و یا نرخ بازگشت سرمایه (ROI) نیز می گویند. این معیار به معنی نرخ بهره ای است که موجب شود ارزش کنونی مجموعه ای از هزینه ها، با ارزش کنونی مجموعه ای از درآمدها برابر باشد. به عبارت دیگر، نرخ بهره ای که در آن NPV صفر شود را گویند.

$$NPV = \sum_{t=0}^N \frac{F_t}{(1 + IRR)^t} = 0 \quad (32-3)$$

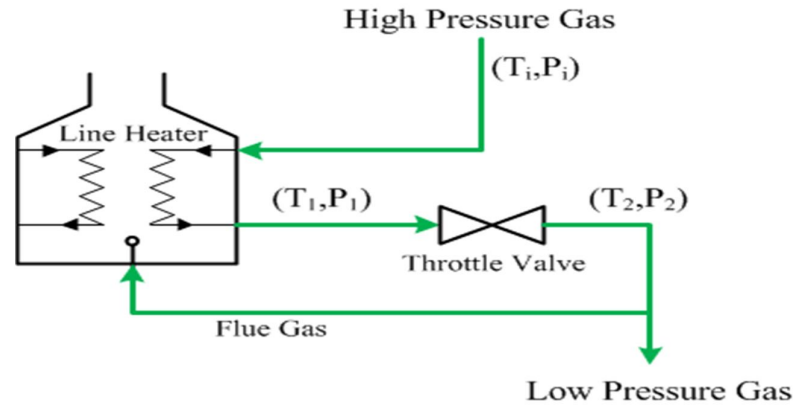
یک پروژه زمانی اقتصادی خواهد بود که نرخ بهره در نظر گرفته شده برای آن کمتر از IRR باشد.

3-5- انواع طرحهای قابل بررسی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز

در این تحقیق، به بررسی چندین طرح ممکن برای استفاده در ایستگاههای تقلیل فشار پرداخته خواهد شد. هر یک از این طرحها از نظر میزان تولید توان، راندمان و مدت بازگشت سرمایه و اقتصادی بودن پروژه مورد ارزیابی و بررسی دقیق قرار خواهند گرفت.

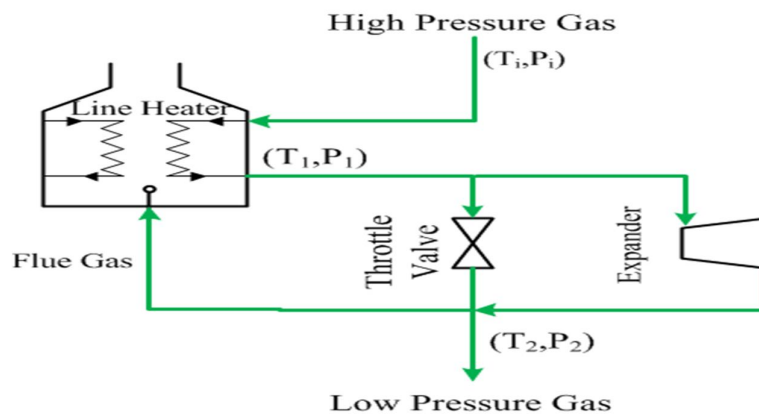
اولین طرح ممکن برای بکارگیری در ایستگاههای تقلیل فشار گاز، استفاده از همان سیستم کنونی شیرهای انبساطی است. در این طرح بدون آنکه توانی تولید شده و به شبکه فروخته شود، تنها فشار گاز بطور معمول کاهش می یابد. بدین ترتیب تمامی انرژی فشاری گاز طبیعی بسادگی تلف خواهد شد. البته وظیفه اصلی ایستگاه تقلیل فشار که همانا کاهش فشار گاز است، همچنان انجام خواهد گرفت. در این سیستم نیاز به هیچ گونه سرمایه گذاری اضافی برای کارکرد معمول سیستم و تعمیر و نگهداری آن نمی باشد (شکل 3-6).

¹ Internal Return Ratio



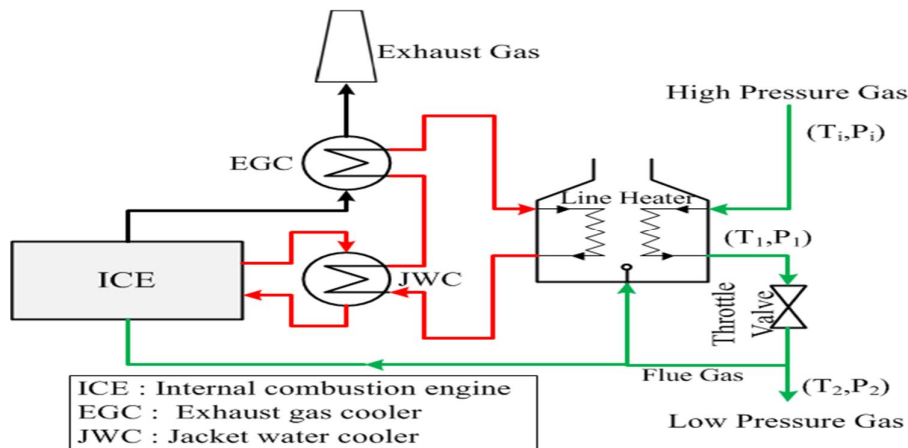
شکل 3-6: طرح شماتیک ایستگاه تقلیل فشار معمول بدون سیستمهای بازیافت و تولید انرژی

طرح دوم قابل اجرا در ایستگاههای CGS، نصب توربواکسپندر بموازات شیرهای انبساطی برای کاهش فشار گاز به همراه تولید توان بوسیله توربواکسپندر است. پس از استخراج انرژی موجود در جریان گاز فشار بالای عبوری از ایستگاه بوسیله توربواکسپندر، این انرژی توسط ژنراتور متصل به توربین به توان الکتریکی تبدیل می گردد. کاهش فشار بوسیله این سیستم، قابل اطمینان برای تمامی شرایط جریان می باشد. در مقایسه با سیستم استاندارد و معمول در ایستگاههای تقلیل فشار، نیاز حرارتی این سیستم بیشتر و در نتیجه میزان آلاینده‌گی حرارتی ناشی از احتراق هیتز بیشتر خواهد بود. این طرح نیاز به سرمایه گذاری اولیه قابل توجهی دارد، اما درآمد حاصل از فروش برق به شبکه سراسری، می تواند این سرمایه گذاری را جبران نموده و آن را دارای توجیه اقتصادی نماید که البته این مسئله برای ایستگاههای مختلف، متفاوت بوده و نیاز به بررسی دقیق دارد (شکل 3-7).



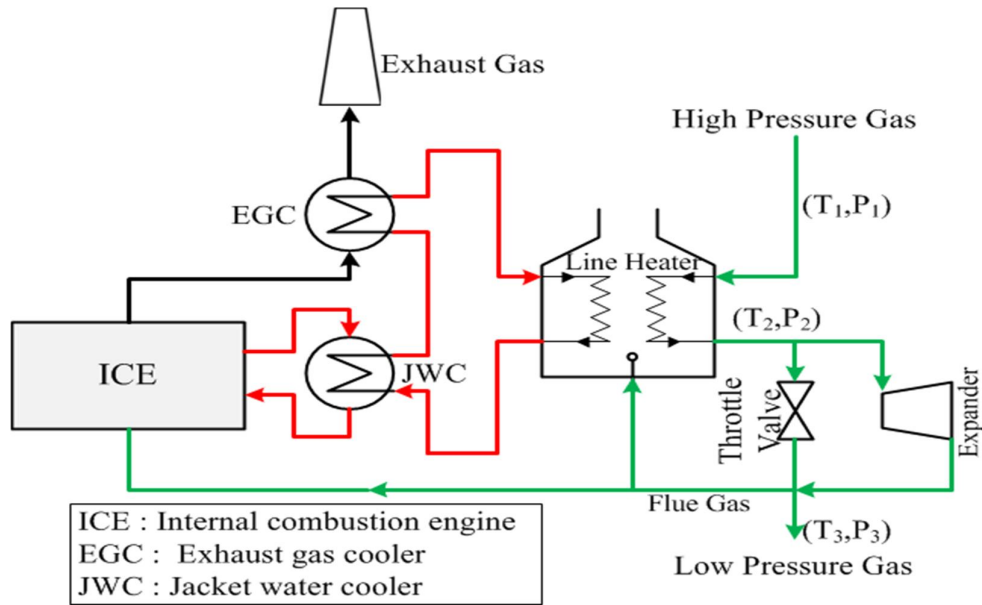
شکل 3-7: طرح پیشنهادی دوم دارای سیستم بازیافت انرژی و دارای توربواکسپندر

طرح دیگری که می توان مورد بررسی قرار داد، استفاده از سیستم تولید همزمان یا CHP برای برآورده کردن نیاز حرارتی ایستگاه بجای استفاده از هیتر است تا از این طریق ضمن تولید گرمای مورد نیاز ایستگاه تقلیل فشار گاز، مقداری توان الکتریکی بعنوان تولید ثانویه تولید گردد. در مقایسه با طرح دوم، البته ممکن است نسبت به ایستگاههای معمول تقلیل فشار گاز، تولید آلاینده های زیست محیطی در آن نیز بیشتر باشد (شکل 3-8).



شکل 3-8: طرح شماتیک ایستگاه تقلیل فشار گاز دارای سیستم CHP

طرح نهایی قابل بررسی در این تحقیق، استفاده از توربوآکسپندر بموازات شیرهای انبساطی در ایستگاه CGS، بهمراه استفاده همزمان از سیستم CHP برای تأمین حرارت مورد نیاز سیستم و نیز تولید برق است. همانند طرح پیشنهادی دوم، در این سیستم نیز انرژی موجود در گاز فشار بالا برای تولید برق بخدمت گرفته می شود. همچنین نیاز حرارتی ایستگاه که در مقایسه با سیستمهای معمول در ایستگاههای CGS از مقدار بیشتری برخوردار است، توسط سیستم CHP و هیتر پشتیبان موجود در ایستگاه تأمین می گردد. سیستم CHP بکار رفته دارای محرک اولیه موتور احتراق داخلی است. سرمایه گذاری اولیه چنین طرحی نسبت به سایر طرحها بسیار زیاد است، اما درآمد حاصل از فروش برق اضافی در آن نیز بمراتب بیشتر از طرحهای دیگر خواهد بود (شکل 3-9).



شکل 3-9: طرح ایستگاه تقلیل فشار دارای توربوآکسپندر و سیستم CHP

در فصول بعدی به بررسی تفصیلی هر یک از طرحهای پیشنهادی بر روی ایستگاههای مختلف پرداخته و عملکرد هر کدام از این طرحها را با یکدیگر مقایسه می نماییم.

3-6- تعیین سایز و اندازه بهینه سیستم

یکی از مهمترین مسائل مربوط به طراحی و شبیه سازی، تعیین سایز و اندازه مناسب برای تجهیزاتی همچون توربوآکسپندر و سیستم CHP است. این که چه توربوآکسپندری، با چه تعداد و توانی و با چه محدوده عملکردی برای یک ایستگاه تقلیل فشار مناسب بوده و بهترین نتیجه را به لحاظ فنی و اقتصادی دارد، نکته بسیار با اهمیتی است که در هزینه های سرمایه گذاری بسیار اثرگذار خواهد بود. همچنین تعیین تعداد و اندازه موتورهای احتراق داخلی موجود در سیستم CHP در میزان تولید و نیز هزینه های سرمایه گذاری بسیار اثرگذار است. ممکن است دو سیستم با دو توربوآکسپندر متفاوت چه از لحاظ سایز و چه از لحاظ تعداد توربین، میزان تولید برق تقریباً یکسانی داشته باشند، اما تفاوت قیمتشان بسیار زیاد و قابل توجه باشد. همین موضوع برای سیستم CHP و محرکهای اولیه آن نیز صادق است. از طرفی بایستی توجه داشت که لزوماً تنها یک سیستم خاص با یک تعداد و اندازه مشخص از تجهیزات، جواب مسئله نخواهند بود و عموماً در بحث تعیین سایز و بهینه سازی طراحی

سیستم با مجموعه ای از پاسخ ها سروکار داریم که هر یک می توانند در ایستگاه تقلیل فشار مورد نظر بکار روند.

نکته بسیار مهم و قابل توجهی که باید در نظر داشت، این است که هر ایستگاه CGS شرایط خاص خود را داراست و نمیتوان برای ایستگاههای مختلف تنها یک نسخه و یک طرح مشخص و یکتا ارائه داد. لذا پاسخهای مناسب برای یک ایستگاه، ممکن است برای ایستگاه دیگری، بسیار نامناسب و غیراقتصادی باشند. پس بنابراین هر ایستگاه می بایست بطور خاص و ویژه و با توجه به شرایط خودش سنجیده شده و طراحی روی آن انجام گیرد.

3-6-1- الگوریتم طراحی و تعیین سایز¹ و اندازه تجهیزات

چنانچه طرح پیشنهادی شامل توربوآکسپندر و سیستم CHP بصورت توأمان باشد، الگوریتم مورد استفاده برای تعیین سایز و تعداد تجهیزات بصورت زیر خواهد بود:

- مرحله اول - تعیین سایز بهینه توربوآکسپندر

پیش از هر چیز سایز توربینی که بیشترین توان خروجی را خواهد داد و نیز تعداد مورد نیاز آن می بایست تعیین شود، زیرا لزوماً با هر چه بزرگتر بودن توربین، بهترین و بیشترین خروجی را نخواهیم داشت. لذا برای توربینهایی با دبی های طراحی متفاوت، از دبی های پایین تا مقادیر بزرگ، و برای بدترین شرایط دمایی و فشاری که در آن، کمترین دما و بیشترین دبی عبوری گاز و بیشترین نسبت فشار را داریم، و با بکارگیری روابط ارائه شده در بخشهای پیشین، مسئله را حل می کنیم. باید به این نکته اشاره شود که در عمل احتمال اینکه ایستگاه در چنین شرایط سختی قرار بگیرد بسیار کم و نادر است. علت این موضوع نیز این است که عملاً در فصل زمستان دلیل افزایش میزان مصرف گاز، دبی عبوری از ایستگاه بسیار زیاد، ولی فشار آن کم خواهد بود و در فصل تابستان نیز بطور عکس دبی پایین آمده و فشار گاز ورودی به ایستگاه افزایش می یابد. لذا عملاً این دو پارامتر عکس هم عمل می کنند و هر دو در آن واحد افزایشی یا کاهش

¹ Sizing

نیستند. از طرفی اینکه چرا این شرایط را مبنای طراحی قرار می دهیم نیز بدین خاطر است که کاهش دما، افزایش دبی گاز و افزایش فشار ورودی گاز طبیعی به ایستگاه، سبب افزایش میزان تولید برق توسط توربواکسپندر و در نتیجه افزایش میزان نیاز حرارتی ایستگاه خواهد شد. این افزایش نیاز حرارتی خود نیز سبب افزایش تولید برق توسط سیستم CHP می گردد. بدین ترتیب با توجه به مطالب بیان شده، بهترین سایز توربواکسپندر که بیشترین خروجی توان (W_{EX}) را داراست تعیین می گردد. توجه شود که تعیین سایز و اندازه توربین و توان خروجی آن و نیز تعداد آن مستقل از سیستم CHP موجود در ایستگاه است. بنابراین در این مرحله اهمیتی ندارد که چه اندازه و سایزی را برای سیستم CHP در نظر گرفته باشید.

• مرحله دوم - تعیین سایز بهینه سیستم CHP

در این مرحله می بایست با قرار دادن مشخصات توربین انتخابی در مرحله نخست در برنامه و با متغیر در نظر گرفتن سایز موتور احتراق داخلی یعنی توان نامی آن (P_{nom})، بهترین و مناسبترین سایز موتور را که در صورت قراردادن آن در سیستم، بیشترین توان الکتریکی از کل ایستگاه بدست می آید ($P_{elec,ex} + P_{CHP}$)، تعیین نماییم. در این مرحله نیز همانند مرحله نخست، مشخصات روزی از سال که در آن کمترین دما و بیشترین دبی عبوری گاز و بیشترین فشار ورودی را داریم، مورد استفاده قرار میگیرد. برای تعیین سایز و تعداد موتور مورد نیاز، میزان گرمای مورد نیاز ایستگاه برای جلوگیری از هیدراته شدن گاز طبیعی در خروجی توربینهای انبساطی می بایست تعیین شود. همانگونه که اشاره شد، برخلاف سیستم معمول در ایستگاههای CGS که تنها در برخی ماههای سال نیاز حرارتی وجود دارد، در سیستم پیشنهادی بدلیل وجود توربینهای انبساطی و افت دمای بیشتر، احتمال هیدراته شدن گاز بیشتر بوده و به گرمای بیشتری برای جلوگیری از وقوع این پدیده نیاز است. حرارت بازیافت شده از سیستم CHP می بایستی در مجموع، برابر با نیاز حرارتی ایستگاه (\dot{Q}_{req}) باشد. به بیان دیگر، طراحی این سیستم بر مبنای نیاز حرارتی ایستگاه خواهد بود. توجه شود که سیستم CHP می تواند به لحاظ

چیدمان موتور شکلهای گوناگونی داشته باشد. برای مثال می توانیم سیستمی با تنها یک موتور و یا سیستم دو محرکه، سه محرکه یا بالاتر نیز داشته باشیم که در هرکدام از این چیدمانها و آرایشها، یک نقطه بهینه و سائزی که بیشترین توان را میدهد وجود دارد که البته تعیین اینکه در میان این چیدمانها کدامیک بهتر است نیاز به بررسی اقتصادی در کنار تحلیل فنی نیز می باشد.

● مرحله سوم – تعیین توان تولیدی برای روزهای مختلف سال

پس از انتخاب توربوآکسپندر و موتور مناسب و تعیین تعداد آنها در مراحل قبل، حال مسئله را با این اطلاعات جدید و برای روزهای مختلف سال که هریک شرایط خاصی از نظر دما و فشار و دبی دارند، حل می کنیم. بدین ترتیب میزان توان تولیدی توسط توربین و CHP در هر روز از سال تعیین می گردد. معمولاً شرایط ایستگاه CGS در طول سال دارای نوسان بسیار زیادی است و به همین دلیل ممکن در برخی روزها همه موتورها و توربوآکسپندرهای موجود در مدار نباشند و یا حتی در شرایط بار کامل نباشند که این بسته به دبی ورودی به ایستگاه و میزان \dot{Q}_{req} متغیر است.

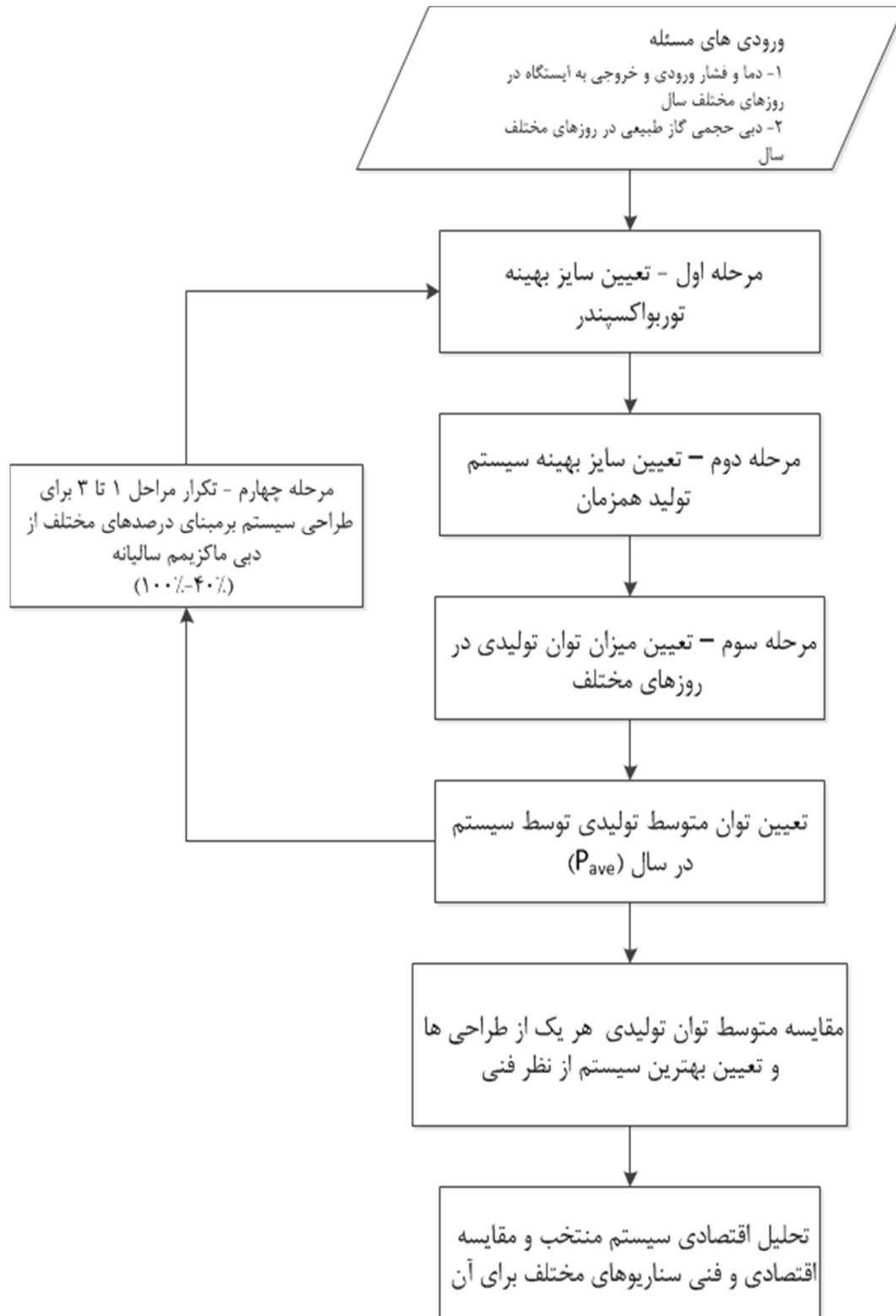
● مرحله چهارم - تعیین سائز نهایی سیستم

تا اینجای کار طراحی بر مبنای بدترین شرایط ممکن از نظر دما، فشار و دبی گاز انجام شد، اما تعداد چنین روزهایی با چنین شرایطی در طول سال بسیار کم است و در بیشتر مواقع دبی گاز ورودی به ایستگاه به مراتب کمتر از مقدار آن در چنین شرایطی است، لذا باید مبنای طراحی را طوری در نظر بگیریم که متوسط توان تولیدی در یک سال توسط سیستم پیشنهادی ماکزیمم مقدار ممکن را داشته باشد و لذا با مبنای قرار دادن درصدهای کمتری از دبی ماکزیمم سالیانه، امکان تولید انرژی بیشتر و حتی با سیستمی با اندازه و سائز به مراتب کوچکتر وجود خواهد داشت که هزینه های اولیه سرمایه گذاری را نیز بشدت کاهش می دهد. در حقیقت با این روش، تولید توان الکتریکی در طول یک سال، توزیعی یکنواخت تر خواهد داشت، بدین معنی که تعداد

روزهایی که توربین انبساطی و موتورهای احتراق داخلی در مدار قرار خواهند داشت، بیشتر خواهد بود. این درحالیستکه با در نظر گرفتن ماکزیمم دبی حجمی سالیانه به عنوان مبنای طراحی در بسیاری از روزها امکان استفاده از توربینها و سیستم CHP فراهم نیست و این باعث میشود که سیستم چه به لحاظ فنی و چه از نظر اقتصادی توجیه پذیر نباشد. لذا با تکرار مراحل 1 تا 3 طراحی برای درصدهای گوناگون از ماکزیمم دبی حجمی سالیانه میتوان به مناسب ترین سیستم با بیشترین میزان تولید دست یافت.

شکل (3-6) الگوریتم بکاررفته برای انتخاب و تعیین سایز و تعداد توربوآکسپندر و سیستم CHP را برای طرح پیشنهادی نشان می دهد.

چنانچه طرح پیشنهادی شامل بکارگیری توربوآکسپندر تنها در ایستگاه تقلیل فشار گاز باشد، مراحل طراحی و تعیین سایز سیستم همان الگوریتم بیان شده در شکل (3-10) می باشد، بجز اینکه نیازی به انجام مرحله دوم نیست. به همین ترتیب چنانچه طرح پیشنهادی تنها دارای سیستم CHP باشد، در آنصورت نیز روش کار همانند قبل است، با این تفاوت که نیازی به طی مرحله اول نخواهد بود.



شکل 3-10: الگوریتم طراحی و تعیین سائز بهینه سیستم پیشنهادی

3-7- موارد مطالعه

در این تحقیق تعداد سه ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفته اند و سیستمهای پیشنهادی برای هریک بصورت مجزا طراحی شده است. بدین ترتیب امکان مقایسه عملکرد ایستگاههای مختلف و تعیین اینکه آیا سیستم پیشنهادی مناسب برای ایستگاه است یا خیر تا حدودی فراهم می شود.

3-7-1- ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند

این ایستگاه گاز مورد نیاز خود را از پالایشگاه گاز خانگیران که تأمین کننده بخش اعظمی از گاز مصرفی استانهای شرقی کشور است، دریافت می نماید. ترکیبات گاز عبوری از ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند بصورت زیر می باشد.

جدول 3-1: درصد ترکیبات گاز طبیعی پالایشگاه خانگیران [37]

اجزاء	فرمول شیمیایی	درصد مولی (%)	درصد جرمی (%)
متان	CH ₄	98.221	95.914
اتان	C ₂ H ₆	0.415	0.760
پروپان	C ₃ H ₈	0.053	0.142
آی-بوتان	i-C ₄ H ₁₀	0.011	0.039
ان-بوتان	n-C ₄ H ₁₀	0.026	0.092
آی-پنتان	i-C ₅ H ₁₂	0.012	0.053
ان-پنتان	n-C ₅ H ₁₂	0.002	0.009
ان-هگزان	C ₆ H ₁₄ ⁺	0.052	0.273
دی اکسید کربن	CO ₂	0.677	1.814
سولفید هیدروژن	H ₂ S		2.9 ppm
نیتروژن	N ₂	0.531	0.905
مجموع		100.00	100.00

یک هیتر حمام آب¹ نیز در این ایستگاه وظیفه تأمین گرمای مورد نیاز ایستگاه را برعهده دارد (پیوست ب). دبی طراحی این ایستگاه 20000 SCHM بوده و فشار طراحی ورودی آن در محدوده 400 Psig تا 1000 Psig و فشار طراحی خروجی آن 60 Psig می باشد. همچنین دو فیلتر جداکننده دو مرحله ای، برای جداسازی برخی ذرات مایع و جامد کوچکتر از 5 میکرون نصب شده اند. اطلاعات دما و فشار روزانه ایستگاه توسط ترمومترها و فشارسنجهای نصب شده در ایستگاه قابل اندازه گیری است. این اطلاعات بصورت روزانه و ساعتی ثبت و ضبط می شوند که در طراحی سیستم پیشنهادی نیز از این اطلاعات استفاده خواهد شد. نقشه ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند در پیوست 3 ضمیمه شده است. متوسط شرایط دما و فشار و دبی این ایستگاه در سال 1389، در جدول (2-3) نشان داده شده است.

جدول 2-3: متوسط شرایط ورودی و خروجی ایستگاه CGS بیرجند در ماههای مختلف سال [37]1389

ماههای سال	دمای ورودی (°C)	فشار ورودی (kPa)	فشار خروجی (kPa)	دبی گاز (m ³ /hr)
فروردین	7.603935	5002.5806	1540.387	5944.452
اردیبهشت	8.320161	5250.7742	1583.548	4431
خرداد	20.82226	5222.4839	1536.581	3948.097
تیر	26.20194	5063.6129	1623.065	3763.29
مرداد	24.01419	4978.8387	1655.645	4832.161
شهریور	22.50839	4367.7097	1651.29	6292.935
مهر	21.82867	5126.1333	1678.933	7013.9
آبان	25.76133	4720.5	1609.967	17075.23
آذر	23.20433	5187.1333	1665.1	29368.93
دی	18.52367	5149.9	1633.633	34361.43
بهمن	12.24063	5114.5667	1504.867	31659.53

¹ Water Bath Heater

3-7-2- سایر ایستگاههای تقلیل فشار گاز مورد مطالعه

علاوه بر ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند و بررسی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستمهای پیشنهادی در آن، تعدادی دیگر از ایستگاههای تقلیل فشار گاز در استان خراسان نیز مورد بررسی قرار می گیرند. این ایستگاهها گستره ای از انواع ایستگاهها با سایزهای گوناگون را شامل می شوند. به این ترتیب امکان بررسی اینکه این سیستم برای چه ایستگاههایی با چه سایزهایی مناسب و برای چه ایستگاههای تقلیل فشاری نامناسب و غیراقتصادی است، فراهم خواهد شد. گاز همه این ایستگاهها از پالایشگاه خانگیران تأمین شده و از این نظر اختلافی بین آنها وجود ندارد. از جمله ایستگاههای مورد بررسی، می توان به ایستگاه CGS غرب مشهد و ایستگاه قدیم مشهد اشاره نمود که از نظر اندازه و سایز نیز با یکدیگر تفاوت بسیاری دارند. در میان این ایستگاهها، ایستگاه غرب مشهد بزرگترین اندازه و سایز را داراست و میزان گاز عبوری از آن بمراتب بیشتر از سایر ایستگاههای مورد بررسی است. این ایستگاه بزرگترین ایستگاه تقلیل فشار در شرق کشور است که تأمین کننده بخشی از گاز مصرفی شهر مشهد می باشد که متوسط دبی حجمی آن در حدود $173000 \text{ m}^3/\text{hr}$ می باشد و در سردترین روزهای سال دبی آن حتی به $427000 \text{ m}^3/\text{hr}$ نیز میرسد.

بمنظور بررسی فنی و اقتصادی سیستم پیشنهادی در هریک از این ایستگاهها، اطلاعات ورودی و خروجی هریک از آنها برای چند سال متوالی جمع آوری شده و در طراحی مورد استفاده قرار می گیرند. این اطلاعات عبارتند از دما و فشار ورودی، فشار خروجی و دبی حجمی گاز عبوری از هر یک از این ایستگاهها.

در بخشهای بعدی به بررسی فنی و اقتصادی بکارگیری توربوآکسپندر و سیستم CHP در هر یک از این ایستگاهها پرداخته و نتایج آنها را با یکدیگر مقایسه خواهیم نمود.

فصل چہارم

بحث و بررسی نتائج

4-1- مقدمه

در این بخش به بررسی طرحهای مختلف قابل اجرا در ایستگاههای تقلیل فشار گاز بیرجند، غرب مشهد و قدیم مشهد پرداخته خواهد شد. شبیه سازی و طراحی ترمودینامیکی هر یک از این طرحها، دیدی بهتر و صحیحتر در رابطه با فاکتورهای مهم و مؤثر در طراحی آنها و بکارگیری توربوآکسپنדרها و سیستمهای CHP در ایستگاههای تقلیل فشار گاز خواهند داد.

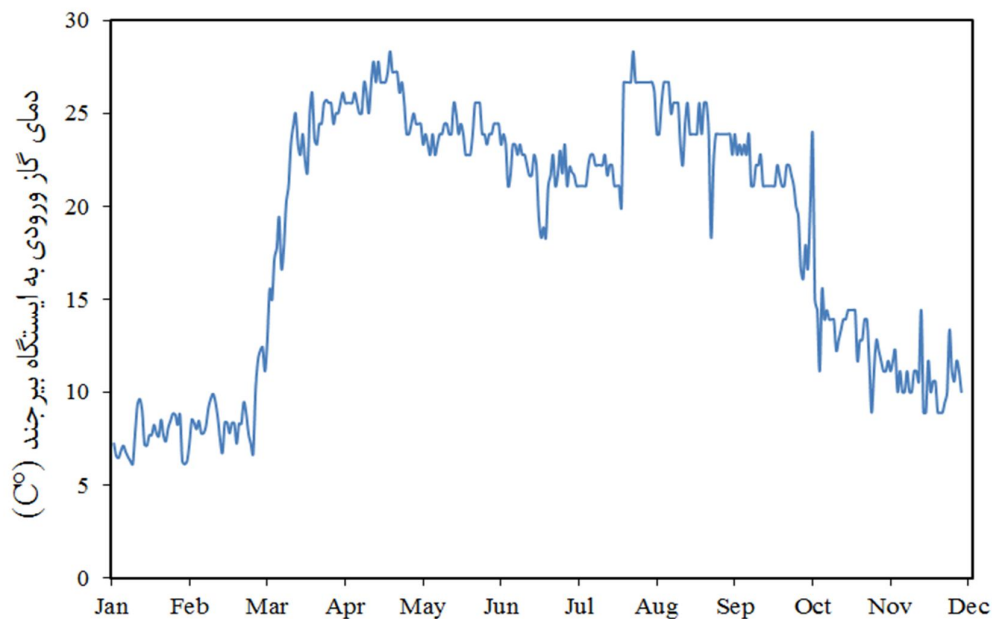
4-2- اطلاعات ورودی ایستگاههای تقلیل فشار مورد بررسی

برای شروع طراحی و شبیه سازی سیستمهای پیشنهادی، نیاز به اطلاعات ورودی و خروجی ایستگاه شامل دما و فشار ورودی، فشار خروجی و دبی عبوری از ایستگاههای مختلف می باشد. این اطلاعات در نتیجه اندازه گیری های روزانه هریک از ایستگاه ها قابل دست یابی است که بطور معمول بصورت ساعتی ثبت و ضبط می گردند. هرچند اطلاعات مورد استفاده در این پژوهش مربوط به متوسط

روزانه هر یک از ایستگاههاست و اطلاعات ساعتی آنها در اختیار نبود. همانگونه که پیش از این اشاره شد، در اینجا اطلاعات سه ایستگاه تقلیل فشار در شرق کشور که همگی گاز مورد نیاز خود را از پالایشگاه گاز خانگیران تأمین می نمایند، مورد استفاده قرار می گیرند. در برخی از روزها بدلیل عدم اندازه گیری و در نتیجه نبود اطلاعات، از درونیابی خطی برای مشخص نمودن شرایط ایستگاه استفاده شده است.

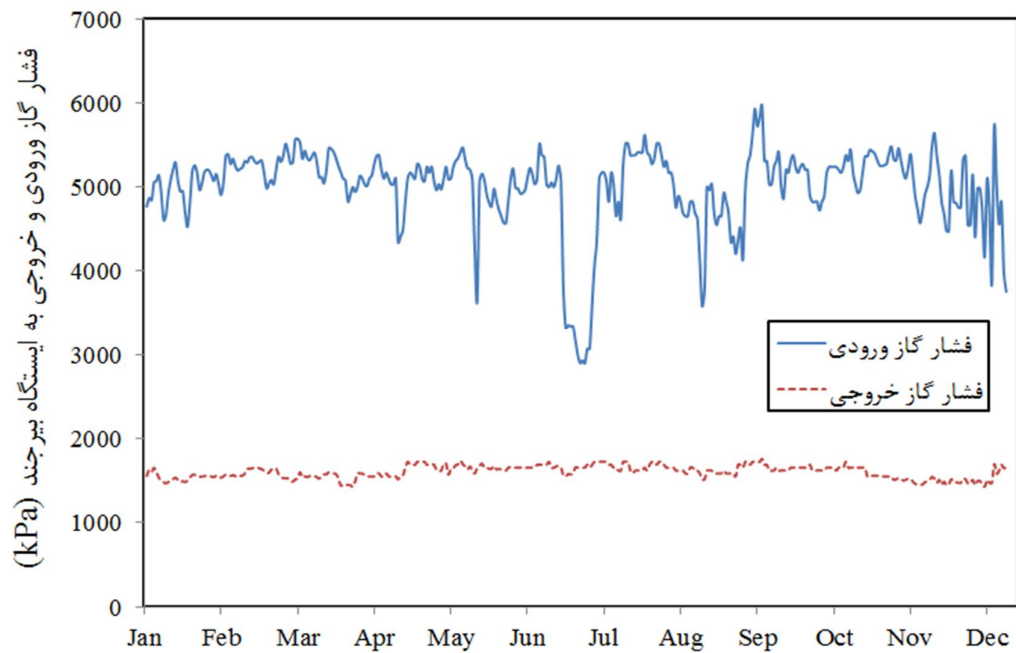
4-2-1- اطلاعات ورودی ایستگاه بیرجند

شکلهای (4-1) تا (4-3) بترتیب دمای گاز ورودی، فشار گاز ورودی و خروجی و دبی عبوری از ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند را برای روزهای مختلف سال نشان می دهند. این اطلاعات مربوط به سال 1388-1389 می باشند. حداکثر دمای ایستگاه در این مدت در حدود $28/3^{\circ}\text{C}$ و حداقل دمای ایستگاه نیز حدودا $6/1^{\circ}\text{C}$ می باشد. فشار ورودی ایستگاه که دارای نوسان زیادی است، در محدوده 2986 kPa تا 5964 kPa قرار دارد.

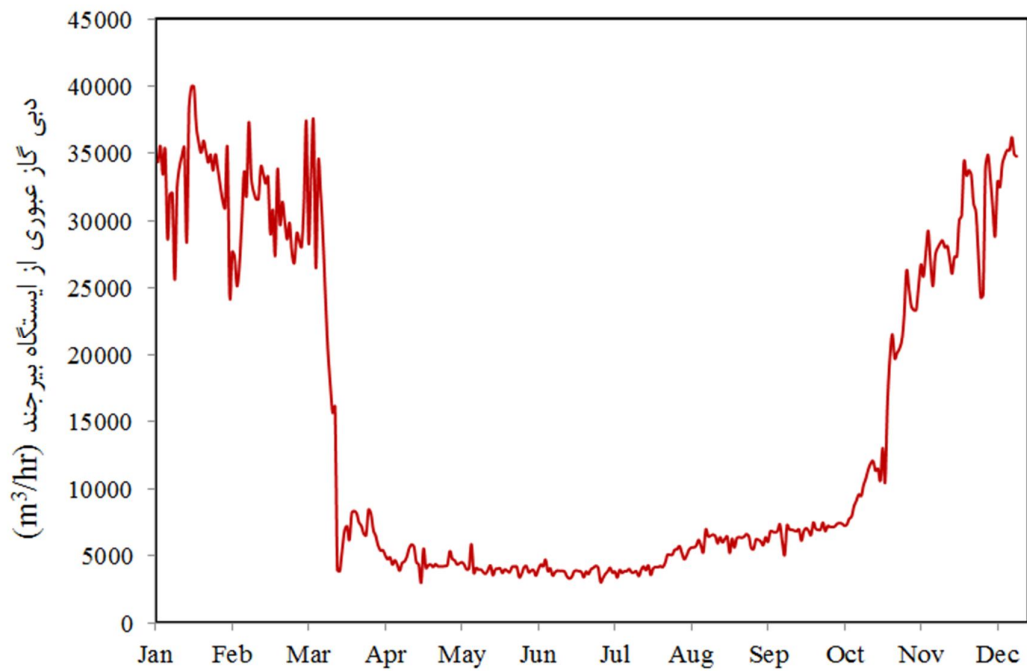


شکل 4-1: دمای گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار بیرجند در روزهای مختلف سال

همانطور که در شکل (4-2) مشاهده می شود، فشار خروجی ایستگاه تقریباً ثابت و بطور متوسط در حدود 1601 kPa می باشد.



شکل 2-4: فشار گاز ورودی و خروجی ایستگاه CGS بیرجند در روزهای مختلف سال



شکل 3-4: دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه CGS بیرجند در روزهای مختلف سال

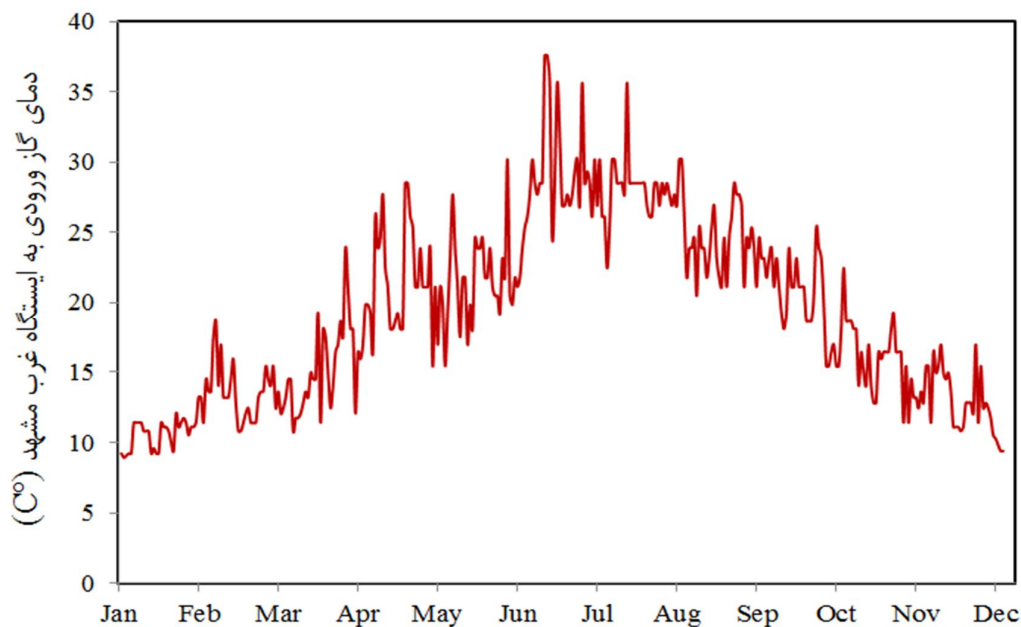
همانطور که از شکل (3-4) مشاهده می شود، دبی جریان گاز ایستگاه به شدت وابسته به فصول سال و شرایط آب و هوایی می باشد. بطوریکه در ماههای تابستان، میزان مصرف گاز بمراتب کمتر از مصرف گاز در فصول سرد سال بوده و این بخاطر کاهش نیاز به گرمایش محیطی در منازل مسکونی و اماکن

تجاری است. حداکثر دبی حجمی عبوری از ایستگاه بیرجند در حدود $39979 \text{ m}^3/\text{hr}$ و حداقل دبی عبوری از ایستگاه در این مدت، حدودا $2990 \text{ m}^3/\text{hr}$ اندازه گیری شده است.

همانطور که مشاهده می شود، فشار گاز در روزهای مختلف سال تابعی از جریان گاز می باشد، بدین ترتیب که فشارهای پایین گاز مرتبط با دبی های جریان زیاد بوده و برعکس. البته می بایستی توجه داشت که تغییرات فشار در سال بگسترده‌گی تغییرات دما و جریان نمی باشد و این بدلیل استانداردهای کنترلی و مانیتورینگ شدید موجود برای فشار کاری مورد نیاز صنعت گاز است.

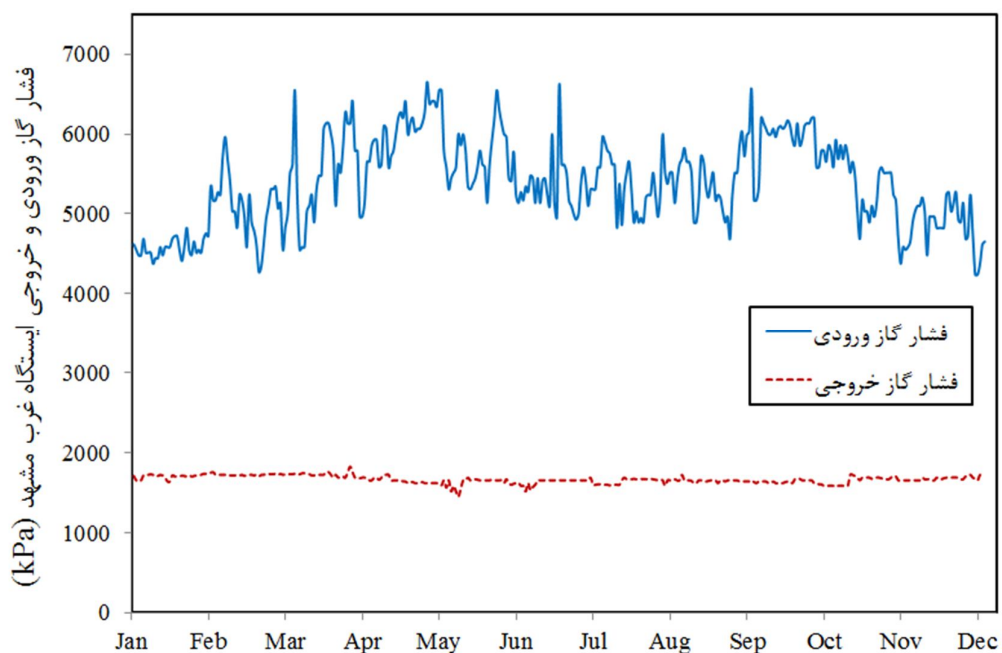
4-2-2- اطلاعات ورودی ایستگاه CGS غرب مشهد

شکلهای (4-4) تا (6-4) بترتیب دمای گاز ورودی، فشار گاز ورودی و خروجی و دبی عبوری از ایستگاه تقلیل فشار گاز غرب مشهد را برای روزهای مختلف سال نشان می دهند. حداکثر دمای گاز ورودی به ایستگاه در این مدت در حدود $37/5 \text{ }^\circ\text{C}$ و حداقل آن نیز حدودا $8/9 \text{ }^\circ\text{C}$ می باشد.

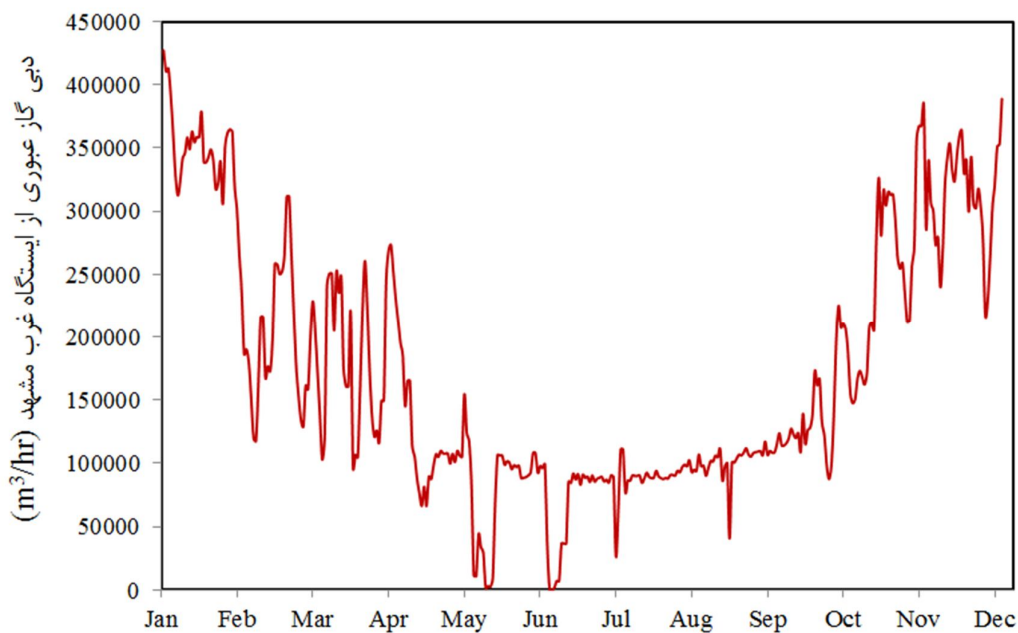


شکل 4-4: دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS غرب مشهد در روزهای مختلف سال

فشار ورودی ایستگاه غرب مشهد، در محدوده 4240 kPa تا 6653 kPa قرار دارد. فشار خروجی ایستگاه تقریبا ثابت و بطور متوسط در حدود 1667 kPa می باشد.



شکل 4-5: فشار گاز ورودی و خروجی ایستگاه CGS غرب مشهد در روزهای مختلف سال



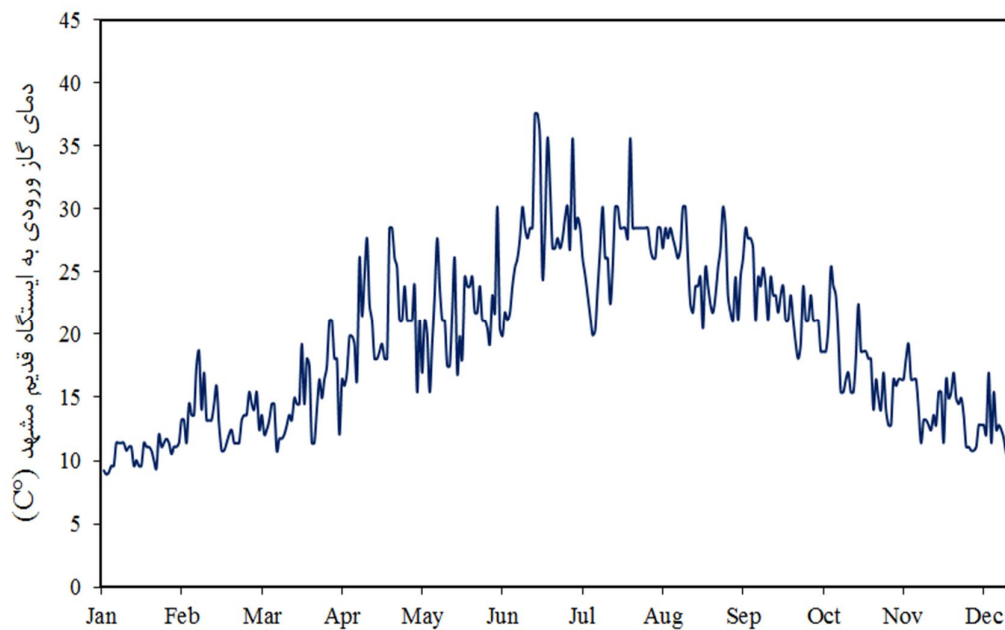
شکل 4-6: دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه CGS غرب مشهد در روزهای مختلف سال

حداکثر دبی حجمی عبوری از ایستگاه غرب مشهد در حدود $427117 \text{ m}^3/\text{hr}$ و حداقل دبی عبوری از ایستگاه در این مدت، حدوداً $500 \text{ m}^3/\text{hr}$ اندازه گیری شده است که البته امکان خطای اندازه گیری در برخی از روزها متصور است. همانطور که از شکل (4-6) مشاهده می گردد، دبی عبوری از

این ایستگاه بمراتب بیشتر از سایر ایستگاههای مورد بررسی است و از این نظر بازیافت انرژی در آن و استفاده از توربوواکسپندر و سیستم CHP، می تواند بسیار قابل توجه باشد.

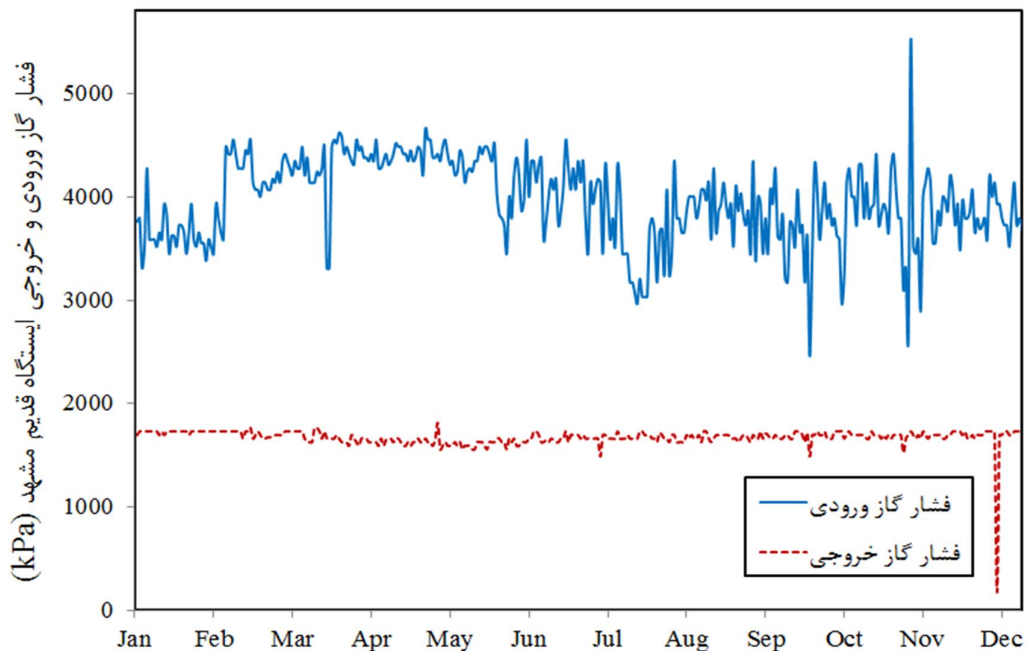
3-2-4 - اطلاعات ورودی ایستگاه CGS قدیم مشهد

شکلهای (4-7) تا (4-9) بترتیب دمای گاز ورودی، فشار گاز ورودی و خروجی و دبی گاز عبوری از ایستگاه تقلیل فشار گاز قدیم مشهد را برای روزهای مختلف سال نشان می دهند. حداکثر دمای گاز ورودی به ایستگاه در این مدت در حدود $37/2^{\circ}\text{C}$ و حداقل دمای آن نیز حدودا $8/9^{\circ}\text{C}$ می باشد.



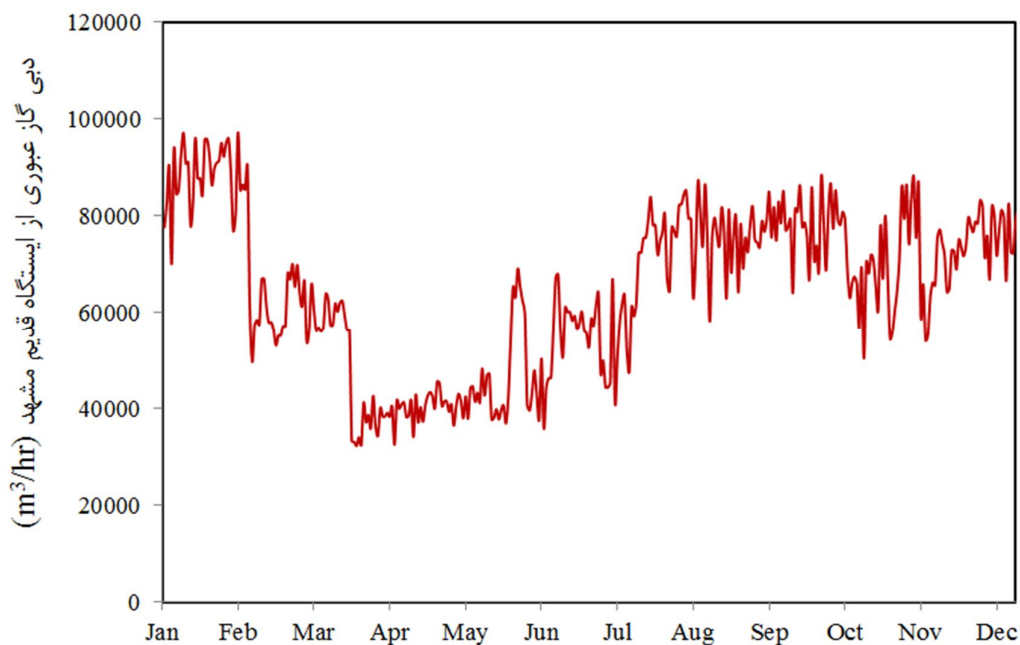
شکل 4-7: دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS قدیم مشهد برای روزهای مختلف سال

فشار ورودی ایستگاه قدیم مشهد در این مدت یکساله، در محدوده 2447 kPa تا 5515 kPa قرار دارد. فشار خروجی ایستگاه بطور متوسط در این دوره، حدودا 1666 kPa می باشد.



شکل 4-8: فشار گاز ورودی و خروجی ایستگاه قدیم CGS مشهد در روزهای مختلف سال

حداکثر دبی حجمی عبوری از ایستگاه قدیم مشهد در حدود $97219 \text{ m}^3/\text{hr}$ و حداقل دبی عبوری از ایستگاه در این مدت، حدودا $32311 \text{ m}^3/\text{hr}$ اندازه گیری شده است که البته امکان خطای اندازه گیری در برخی از روزها وجود دارد.



شکل 4-9: دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه قدیم CGS مشهد در روزهای مختلف سال

3-4- بررسی نتایج طرحهای پیشنهادی برای ایستگاههای CGS مورد مطالعه

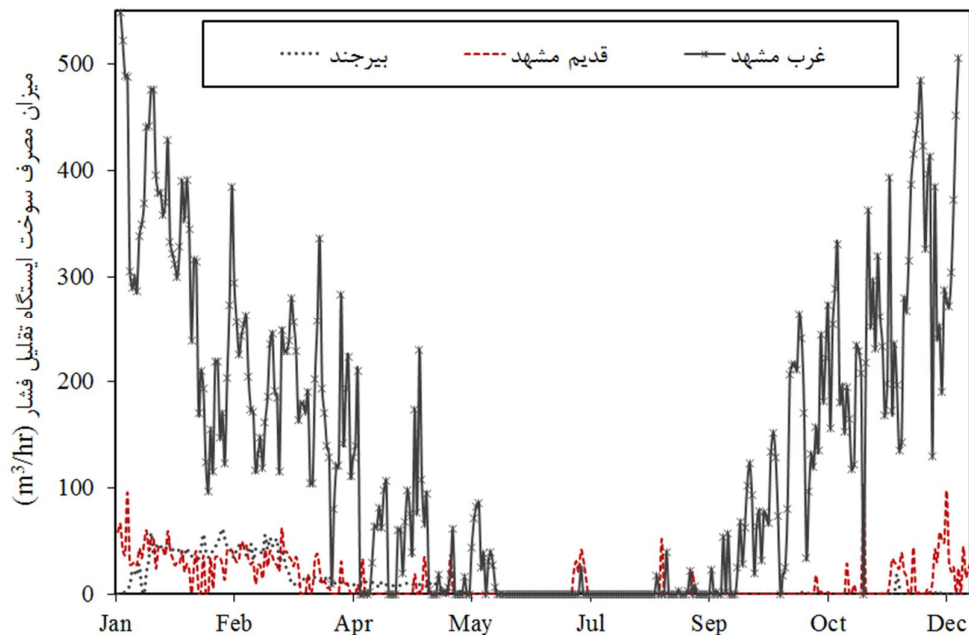
با بررسی فنی و اقتصادی هر یک از طرحهای قابل اجرا برای ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی، و مقایسه نتایج حاصل از شبیه سازی هریک از این موارد، می توان بهترین و مناسبترین سیستم برای هر ایستگاه تقلیل فشار را با بهترین عملکرد اقتصادی انتخاب نمود. باید توجه نمود که بدلیل تفاوت شرایط ایستگاههای گوناگون، لزوماً یک طرح، برای تمامی آنها مناسب نخواهد بود و امکان دارد سیستمی که برای یک ایستگاه چه از نظر فنی و چه از نظر اقتصادی دارای توجیه است، برای ایستگاه CGS دیگری کاملاً غیر عملی و غیر اقتصادی باشد.

4-3-1- سیستم شیر انبساطی (بدون توربوکسپندر و CHP)

شبیه سازی ایستگاه تقلیل فشار گاز در این حالت، شامل طراحی و شبیه سازی شیرهای انبساطی و هیتر موجود در ایستگاه می شود که در فصل 3 جزئیات مربوط به روش شبیه سازی این تجهیزات و روابط حاکم بر آنها، به تفصیل مورد اشاره قرار گرفت. با استفاده از این مدلها، نیاز حرارتی ایستگاه و دمای پیش گرمایش گاز به دقت تعیین می گردد. در نهایت میزان کل مصرف سوخت و هزینه های مرتبط با آن در طول یکسال کاری محاسبه خواهد شد. در حقیقت این سیستم، همان سیستم معمول و مرسوم مورد استفاده در ایستگاههای تقلیل فشار گاز است که تنها وظیفه آن تنظیم و کنترل فشار و کاستن از فشار بالای گاز می باشد. لذا ضمن عبور گاز از ایستگاه، هیچگونه انرژی بازیافت نخواهد شد و از انرژی فشاری قابل توجه گاز، بدون هیچ استفاده ای صرفنظر می گردد.

شکل (5-10) میزان مصرف سوخت سه ایستگاه مورد بررسی را در روزهای مختلف سال نشان میدهد. مشاهده می شود که میزان مصرف سوخت هر یک از ایستگاهها در فصول مختلف سال بسیار متفاوت می باشند. بگونه ای که در روزهای سرد سال که دمای گاز ورودی به ایستگاه پایین است، نیاز حرارتی ایستگاه و در نتیجه میزان مصرف سوخت هیتر بمراتب بیشتر از روزهای گرم سال و ماههای تابستان است. در میان این سه ایستگاه، مصرف سوخت ایستگاه غرب مشهد به نحو چشمگیری بیشتر از میزان

مصرف سوخت سایر ایستگاههاست، بطوریکه حداکثر مصرف سوخت این ایستگاه چیزی در حدود $559 \text{ m}^3/\text{hr}$ می باشد. این درحالیستکه میزان حداکثر مصرف سوخت ایستگاههای قدیم مشهد و بیرجند بترتیب برابرند با $97 \text{ m}^3/\text{hr}$ ، $61/3 \text{ m}^3/\text{hr}$.

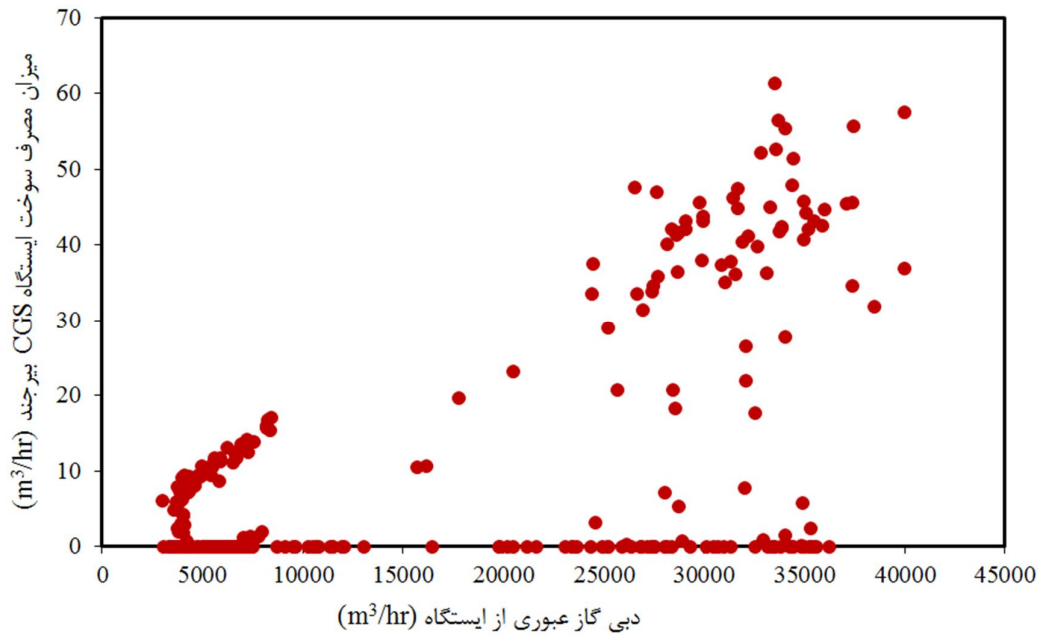


شکل 4-10: میزان مصرف سوخت سه ایستگاه مورد مطالعه بدون توربوآکسپندر و CHP

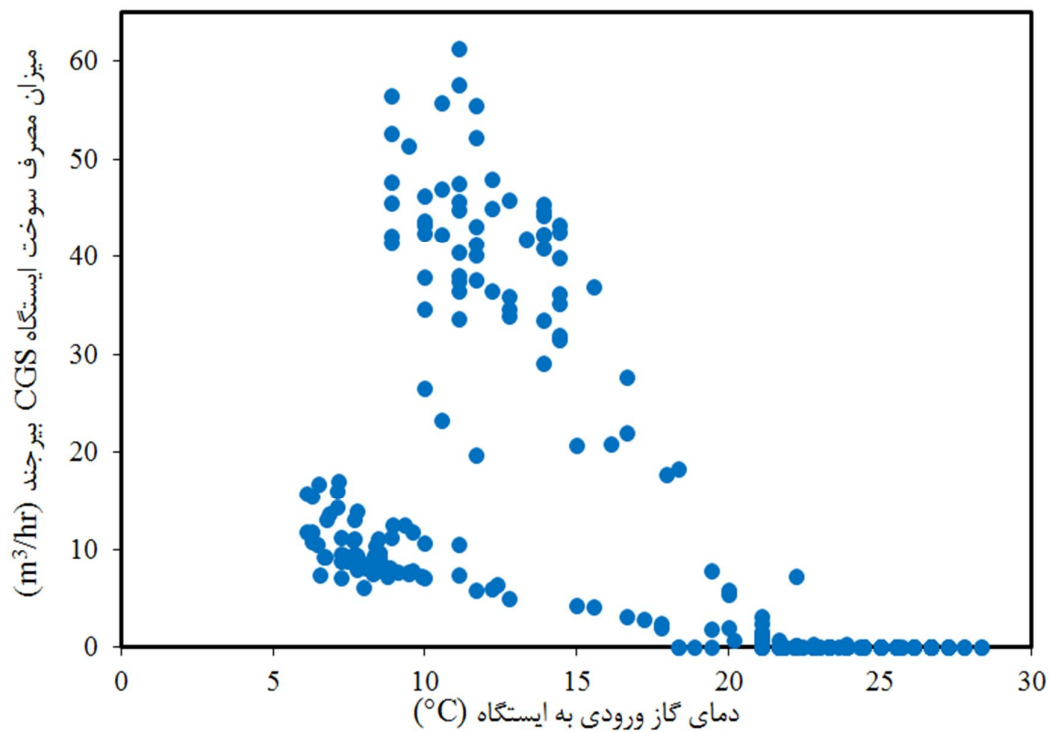
با توجه به اینکه تفاوت این ایستگاهها در میزان جریان گاز عبوری از آنها و دمای گاز ورودی به ایستگاه است، لذا می بایستی اثر این دو عامل، سبب این میزان اختلاف در مصرف سوخت این ایستگاهها باشد. تأثیر دبی جریان گاز و دمای ورودی آن بر روی میزان مصرف سوخت ایستگاه، برای هر یک از چهار ایستگاه مورد بحث در شکل‌های (4-11) تا (4-16) نشان داده شده است.

شرایط گاز ورودی به ایستگاه بر میزان حرارت مورد نیاز سیستم تأثیر می گذارد. یک نسبت فشار بالا سبب افزایش افت دمای مرتبط با اثر ژول تامسون می شود. بدین ترتیب نیاز به دمای پیش گرم بیشتری خواهد بود تا از هیدراته شدن گاز عبوری جلوگیری شود. یک دمای ورودی پایین منجر به افزایش نیاز حرارتی ایستگاه می شود تا دمای پیش گرم در حد قابل قبول باقی بماند. همچنین دبی حجمی بالای گاز باعث افزایش نیاز حرارتی سیستم خواهد شد.

الف - ایستگاه CGS بیرجند:

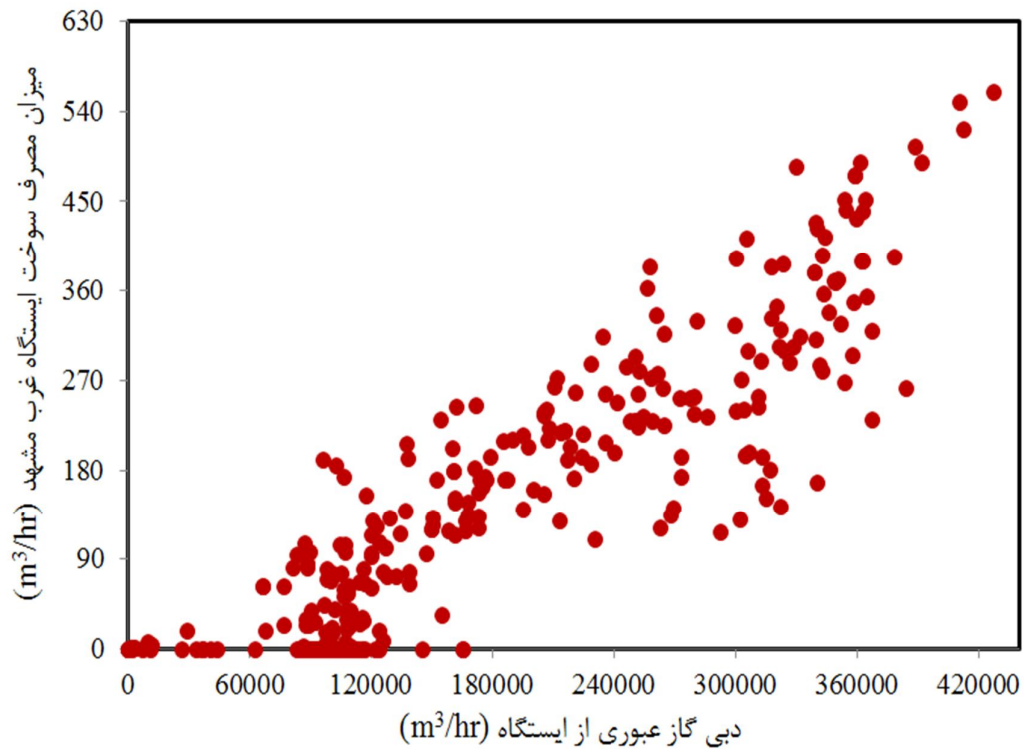


شکل 4-11: تأثیر دبی حجمی گاز ایستگاه CGS بیرجند بر میزان مصرف سوخت سیستم شیرانبساطی

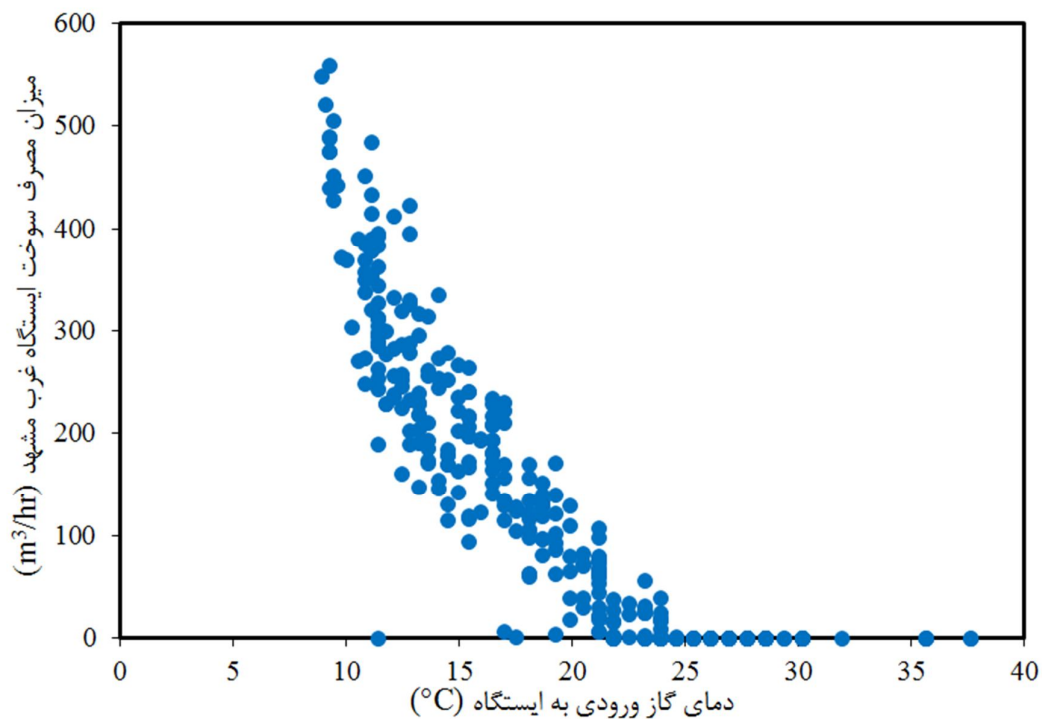


شکل 4-12: تأثیر دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS بیرجند بر مصرف سوخت سیستم شیرانبساطی

ب- ایستگاه CGS غرب مشهد :

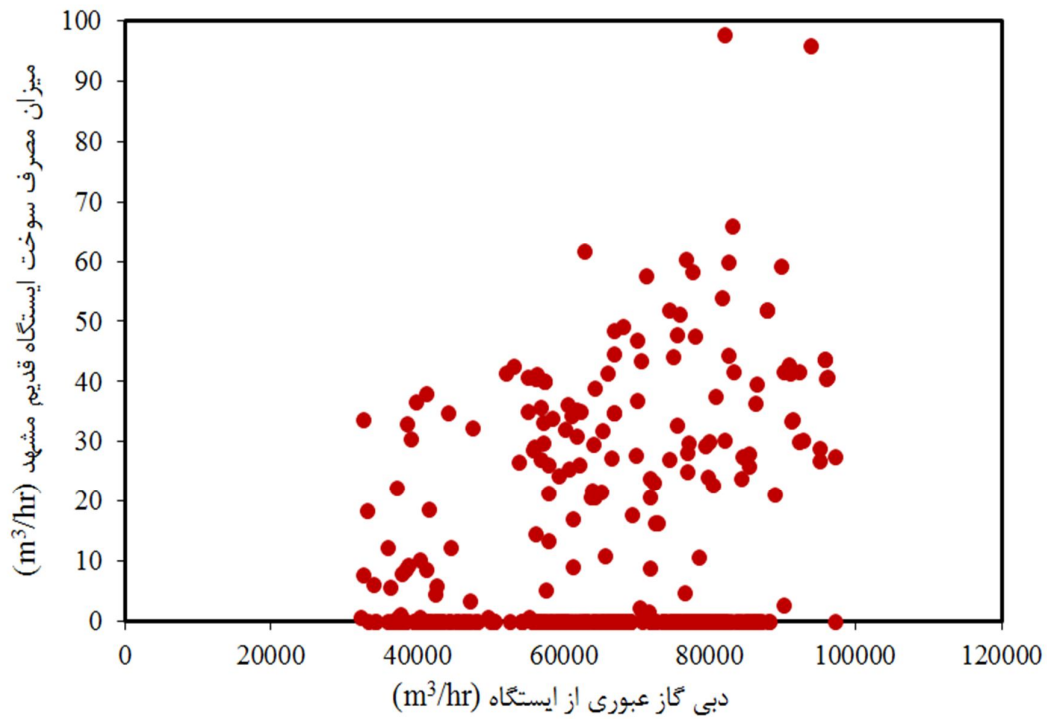


شکل 4-13: تأثیر دبی حجمی گاز ایستگاه CGS غرب مشهد بر مصرف سوخت سیستم شیرانبساطی

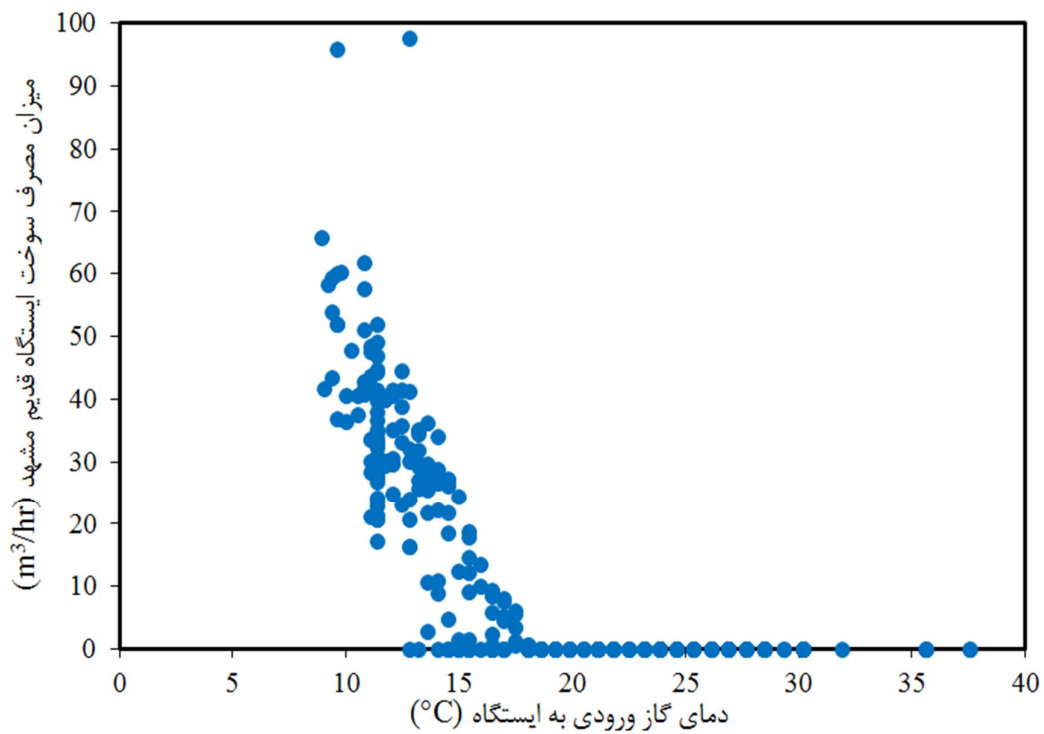


شکل 4-14: تأثیر دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS غرب مشهد بر مصرف سوخت سیستم شیرانبساطی

ج- ایستگاه CGS قدیم مشهد:



شکل 4-15: تأثیر دبی حجمی گاز ایستگاه CGS قدیم مشهد بر مصرف سوخت سیستم شیر انبساطی



شکل 4-16: تأثیر دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS قدیم مشهد بر مصرف سوخت سیستم شیر انبساطی

با نرمالیزه نمودن این گراف ها می توان میزان اثربخشی این دوعامل را بر مصرف سوخت ایستگاههای مختلف بصورت تقریبی بررسی نمود و با یکدیگر مقایسه کرد. پس از نرمالیزه نمودن پارامترهای دمای ورودی و دبی گاز عبوری و نیز نرمالیزه کردن متغیر خروجی مصرف سوخت ایستگاهها، و برازش یک منحنی خطی بر روی این مجموعه نقاط، ملاحظه می گردد که شیب تغییرات مصرف سوخت نسبت به تغییرات دما بیشتر از تغییرات آن نسبت به میزان دبی گاز عبوری از ایستگاه است، هرچند میزان این تأثیرات برای ایستگاههای مختلف با یکدیگر کمی متفاوت باشند.

میزان مجموع مصرف سوخت هر یک از چهار ایستگاه مورد بررسی در مدت یکسال در جدول (4-1) آورده شده است. با فرض اینکه گاز طبیعی در ایران درحال حاضر در حدود $0.064 \text{ \$/m}^3$ قیمت دارد، می توان میزان هزینه صورت گرفته ناشی از مصرف سوخت در این سیستم را برای ایستگاههای مختلف تعیین نمود.

جدول 4-1: میزان مصرف سوخت و هزینه آن برای ایستگاههای مورد مطالعه

CGS	میزان سوخت مصرفی در یکسال (m^3)	هزینه سالیانه سوخت مصرفی (\$)	درصد گاز مصرفی به گاز عبوری از ایستگاه (%)
بیرجند	80412.9	5146.43	0.065
غرب مشهد	114497.2	73278.2	0.077
قدیم مشهد	106010.4	6784.88	0.019

4-3-2- سیستم CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی (بدون اکسپندر)

یکی از طرحهای قابل بررسی در رابطه با ایستگاههای تقلیل فشار گاز، استفاده از سیستم تولید همزمان برای تأمین نیازهای حرارتی ایستگاه بجای استفاده از هیتر حمام آب است. بدین ترتیب ضمن برآورده نمودن گرمای مورد نیاز برای جلوگیری از هیدراته شدن گاز عبوری از شیر انبساطی، امکان تولید برق بعنوان یک محصول ثانویه فراهم خواهد شد. در این سیستم همانند سیستم

پیشنهادی اول، تنها از شیرهای انبساطی برای تنظیم و کاهش فشار استفاده می گردد و هیچ گونه بازیافت انرژی از انرژی فشاری گاز عبوری صورت نمی پذیرد. بدین ترتیب هزینه های سرمایه گذاری این سیستم مربوط به سیستم تولید همزمان و هزینه های تعمیر و نگهداری آن و نیز هزینه های سوخت مصرفی ایستگاه است. باید توجه نمود که هیتر موجود در ایستگاه حذف نمیشود، بلکه بعنوان پشتیبان سیستم CHP در مواقع لزوم و زمانهایی که سیستم CHP به تنهایی قادر به تأمین تمامی نیاز حرارتی نیست و یا زمانهایی که میزان نیاز حرارتی کمتر از حدی است که سیستم CHP بتواند در مدار قرار گیرد، مورد استفاده قرار می گیرد. پس بنابراین شبیه سازی و طراحی این سیستم شامل شبیه سازی شیرهای انبساطی، سیستم CHP با محرکهای اولیه موتور احتراق داخلی و هیتر پشتیبان می باشد. در فصل سوم روشهای طراحی این تجهیزات و نیز سیستمهای تولید همزمان دارای بیش از یک موتور احتراق داخلی، به تفصیل بیان شد. همانگونه که در فصول پیشین بیان شد، طراحی ایستگاه برمبنای نیاز حرارتی آن می باشد و لذا حرارتی اضافه بر حرارت مورد نیاز ایستگاه CGS تولید نخواهد شد.

بحث بسیار اساسی در رابطه با طراحی این نوع سیستمها تعیین سائز بهینه سیستم CHP می باشد. طبق روش بیان شده برای سائزینگ، امکان وجود چندین سناریو برای هر ایستگاه متناسب با شرایط و ویژگیهای اختصاصی آن ایستگاه محتمل است. اختلاف سناریوهای ممکن در این طرح بواسطه تعداد و سائز موتورهای سیستم تولید همزمان می باشد. همانگونه که پیش از این اشاره شد، لزوماً طراحی ایستگاه برمبنای 100٪ دبی ماکزیمم سالیانه عبوری از آن ایستگاه، منجر به تولید توان ماکزیمم نشده و همچنین لزوماً به لحاظ اقتصادی دارای توجیه نخواهد بود. بنابراین بررسی عملکرد فنی سیستم پیشنهادی در درصدهای متفاوتی از ماکزیمم دبی سالیانه یکی از مهمترین مواردی است که می بایست بدان توجه نمود و بدین ترتیب سیستمی را طراحی نمود که از هر نظر بهترین عملکرد را داشته باشد. توجه به این نکته الزامی است که گاهی اختلاف میزان تولید برق برای این طرحها

چندان زیاد نیست، اما از نظر اقتصادی و هزینه های سرمایه گذاری تفاوت قابل ملاحظه ای با یکدیگر خواهند داشت.

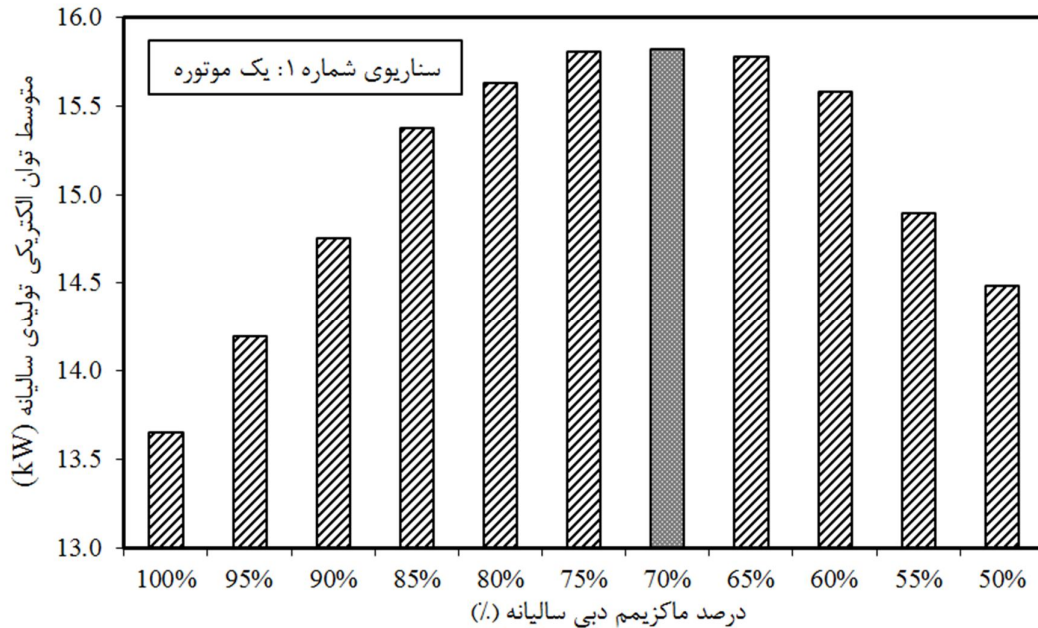
یکی از اشکالات چنین سیستمی عدم کارکرد پیوسته آن در طول یکسال و مدت زمان کم استفاده از آن است. دلیل این امر نیز بدین خاطر است که سیستم هنوز به همان سبک سیستمهای معمول، از شیرهای انبساطی برای تنظیم و کاهش و فشار استفاده می کند و همین موضوع باعث می شود که نیاز حرارتی این سیستم هیچ تفاوتی با سیستمهای معمول نداشته باشد. بدلیل اینکه افت دمای گاز طبیعی پس از عبور از شیرهای انبساطی تنها در ماههای سرد سال بقدری است که نیاز به پیش گرمایش گاز است، لذا در مابقی روزهای سال عملاً، نیاز حرارتی صفر بوده و چون طراحی نیز بر مبنای نیاز حرارتی ایستگاه است، به همین دلیل نیازی به کار سیستم CHP وجود ندارد. در رابطه با اینگونه سیستمها که احتمال غیر اقتصادی بودن آنها بدلیل طراحی بر مبنای نیاز حرارتی زیاد است، می توان طراحی را براساس میزان برق تولیدی مورد انتظار انجام داد. بدین ترتیب، سیستم تولید همزمان همواره میزان مشخصی از برق را در تمام روزهای سال با صرفنظر از شرایط ایستگاه تولید میکند. گرمای تولیدی توسط سیستم در این حالت در صورتی که مازاد باشد و مقدار آن بیش از نیاز حرارتی ایستگاه باشد، به محیط فرستاده شده و تلف می شود.

4-3-2-1- ایستگاه CGS بیرجند

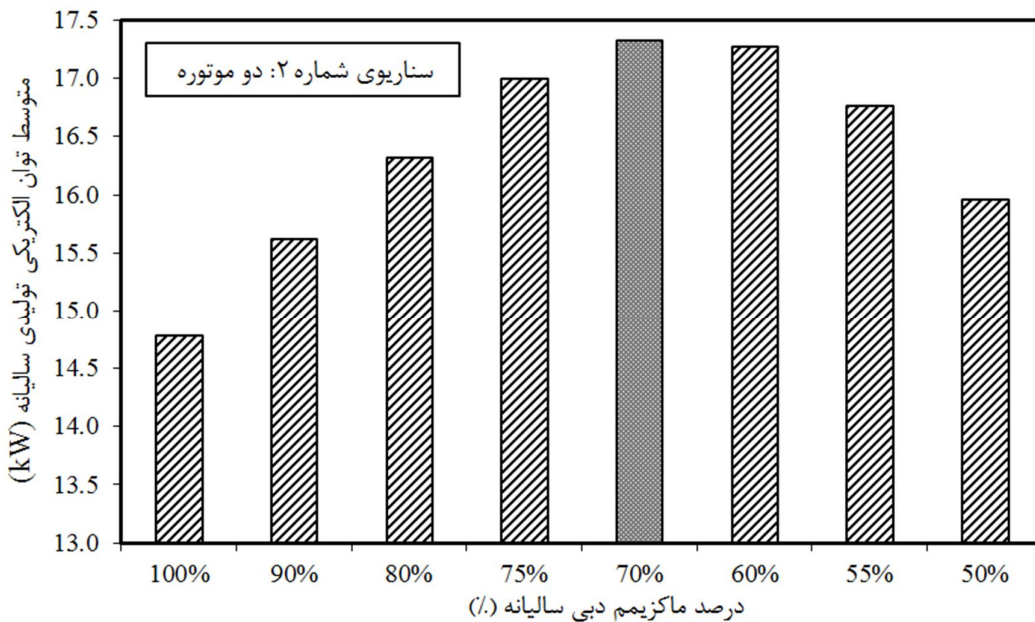
نیاز حرارتی ایستگاه بیرجند در طول یکسال چندان زیاد نبوده و تنها در برخی از روزهای سرد سال برای جلوگیری از هیدراته شدن گاز عبوری از ایستگاه، نیاز به پیش گرمایش گاز است. پس از اجرای الگوریتم ارائه شده برای سایزینگ سیستم CHP و بررسی طرحهای مختلف مشاهده می گردد که عملاً تنها دو سناریو برای این ایستگاه قابل تصور است. اولین سناریو طراحی سیستم CHP دارای یک محرک اولیه و دیگری سیستمی با دو محرک اولیه برای تولید گرما و برق.

شکلهای (4-17) و (4-18) متوسط تولید برق سالیانه را برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی ایستگاه تقلیل فشار بیرجند برای دو سناریوی موجود، یعنی سیستمی با یک موتور و سیستمی با دو

موتور احتراق داخلی نشان می دهند. همانگونه که مشاهده می گردد، ماکزیمم مقدار متوسط تولید برق در طول یکسال برای هر دو سناریو، در 70٪ دبی ماکزیمم سالیانه ایستگاه بیرجند، خواهد بود.



شکل 4-17: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با یک موتور احتراق داخلی



شکل 4-18: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با دو موتور احتراق داخلی

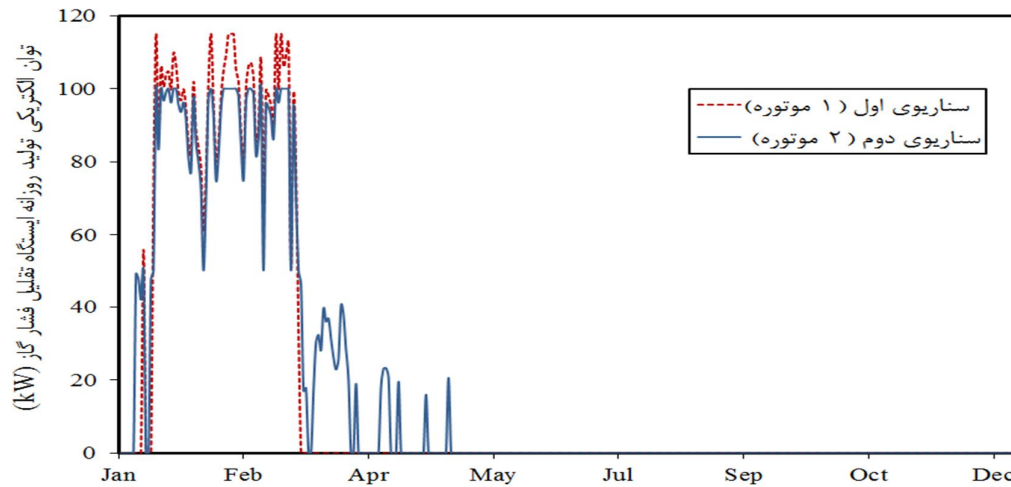
نتایج نشان می دهد که برای سناریوی نخست که در آن تنها یک موتور احتراق داخلی در سیستم CHP فعال است، و در حالی که طراحی ایستگاه بر مبنای 70٪ دبی ماکزیمم سالیانه ایستگاه است، نیاز به موتوری با توان نامی 115 kW می باشد که متوسط توان تولیدی سالیانه آن نیز در حدود 15/8 kW می باشد که البته چندان قابل توجه نیست، ولی همانطور که بیان شد دلیل تولید برق پایین اینچنین سیستمی بخاطر مدت زمان کم کارکرد آن است که تنها در چند ماه محدود عملاً قابل استفاده می باشد. برای سناریوی دوم نیز نیازمند دو موتور کوچک با توان نامی 50 kW می باشد که متوسط تولید سالیانه آن نیز در حدود 17/3 kW در سال است. جدول (2-4) خلاصه ای از نتایج حاصل از بکارگیری این دو سناریو را نشان می دهند.

جدول 2-4: خلاصه نتایج مربوط به سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند دارای سیستم CHP

سناریو	مبنای طراحی	تعداد موتور	توان نامی موتور (kW)	متوسط توان تولیدی (kW)	میزان مصرف سوخت سالیانه (m ³)
سناریوی 1	(%70)	1	115	15.8	54478
سناریوی 2	(%70)	2	50	17.3	53584

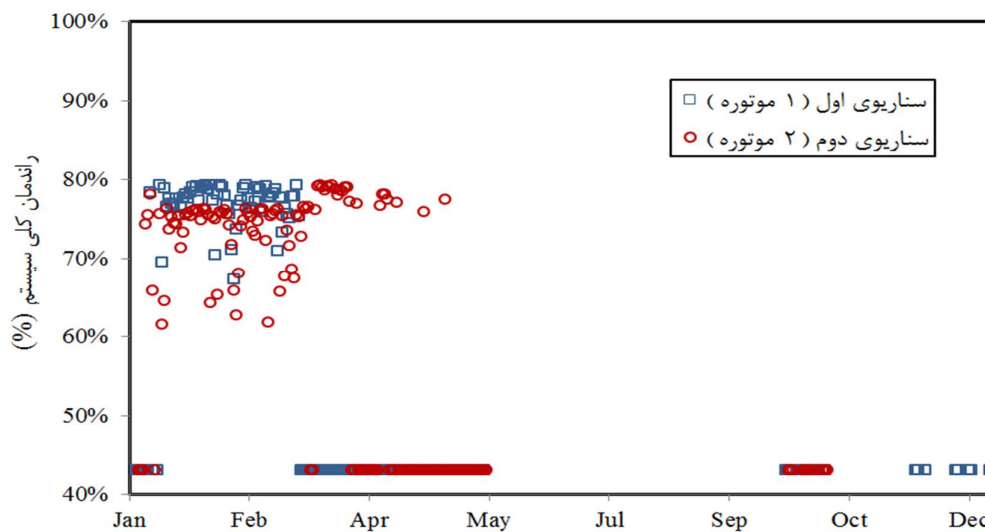
شکل (4-19) نشان دهنده توان تولیدی سیستم پیشنهادی دارای محرک اولیه موتور احتراق داخلی برای دو سناریوی معرفی شده می باشد. تولید برق در این ایستگاه برای سناریوی نخست بین 33kW تا 115 kW و برای سناریوی دوم بین 17 kW و 100 kW متغیر بوده و در نوسان است. همانگونه که مشخص است، اگرچه میزان تولید برق در سناریوی نخست به لحاظ عددی در محدوده بالاتر قرار دارد، اما زمان کارکرد این سیستم در طول یکسال کمتر از سیستمی است که با سناریوی دوم کار می کند و دارای دو موتور است. دلیل این امر نیز به خاطر محدودیت هایی است که موتور 115 kW سناریوی اول برای کار در روزهایی دارد که نیاز حرارتی ایستگاه بسیار پایین است، در حالیکه این محدودیتها برای موتور کوچک 50 kW کمتر می باشد. روزهایی از سال نیز که تولید توان صفر است مربوط به روزهای گرم سال و زمانهایی است که ایستگاه نیاز به حرارت اضافی برای پیش گرمایش گاز

ندارد و یا اینکه میزان نیاز حرارتی بقدری پایین است که در مدار قرار گرفتن سیستم CHP چه از نظر فنی و چه از نظر اقتصادی توجیه پذیر نباشد. در اینگونه موارد تأمین حرارت مورد نیاز ایستگاه بعهده هیتر پشتیبان موجود در آن است که دارای راندمان 43٪ می باشد.



شکل 4-19: توان الکتریکی تولیدی ایستگاه بیرجند دارای سیستم CHP در روزهای مختلف سال

شکل (4-20) میزان راندمان کلی سیستم پیشنهادی را برای دو سناریوی معرفی شده نشان می دهد که خروجی سیستم در آن، مجموع توان حرارتی تولیدی توسط هیتر و سیستم CHP و توان الکتریکی تولیدی است. همانطور که مشاهده میشود، راندمان 43٪ مربوط به راندمان هیتر حمام آب موجود در ایستگاه است که بصورت پشتیبان عمل می کند.

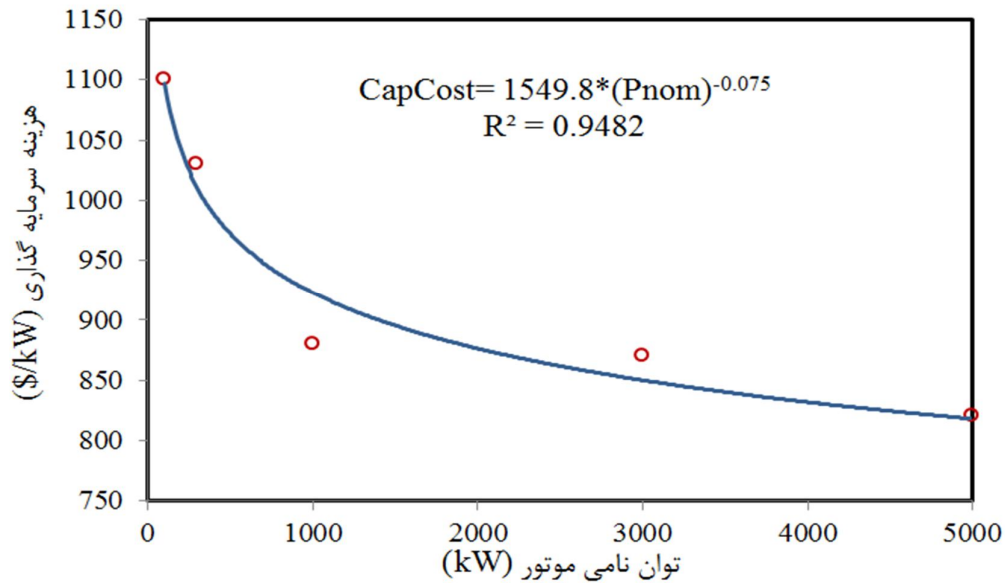


شکل 4-20: راندمان کلی ایستگاه CGS بیرجند دارای سیستم CHP در روزهای مختلف سال

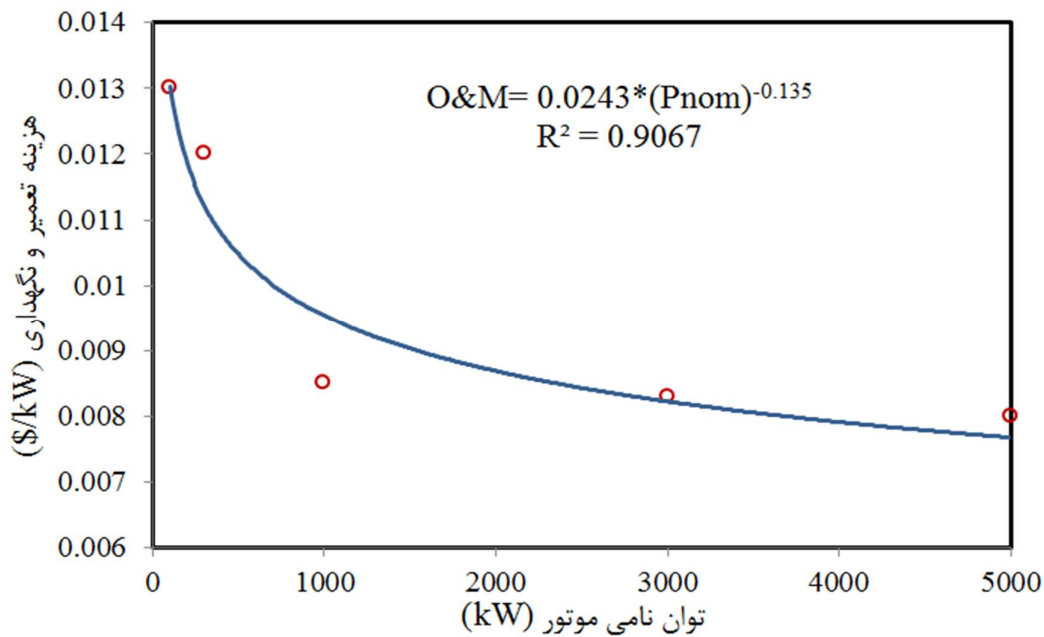
برای بررسی هزینه های این سیستم و بررسی اینکه آیا سیستم پیشنهادی دارای توجیه اقتصادی است یا خیر، می بایست هزینه های اولیه شامل هزینه خرید، نصب و راه اندازی سیستم CHP، هزینه های تعمیر و نگهداری سیستم و هزینه های سوخت مصرفی سالیانه توسط سیستم همگی در نظر گرفته شوند. همچنین می بایست درآمد حاصل از فروش برق از طریق این سیستم و صرفه جویی در مصرف سوخت، همگی لحاظ گردند. با توجه به تمام این مسائل می توان برآوردی کلی در رابطه با این سیستم از نظر اقتصادی داشت که تا حدود زیادی به واقعیت نزدیک باشد. جدول (3-4) نشان دهنده هزینه ها و درآمدهای حاصل از دو سناریوی معرفی شده است. هزینه سرمایه گذاری سیستمهای CHP با محرک اولیه موتور، به ازای هر کیلووات بین $820 \$/kW$ و $1100\$/kW$ قرار دارد [20]. در این تحقیق از رابطه ای که منحنی آن در شکل (4-21) نشان داده شده است برای محاسبه قیمت موتور استفاده شده است. باید توجه نمود که هزینه های نصب و راه اندازی، لوله کشی و سایر هزینه های متفرقه در هزینه سرمایه گذاری نهفته است. هزینه های تعمیر و نگهداری سالیانه سیستم CHP برپایه موتور احتراق داخلی نیز با توجه به جدول (3-4) و منحنی ترسیم شده در شکل (4-22) قابل محاسبه است که حدوداً 8٪ هزینه خرید سیستم است.

جدول 3-4: درآمدها و هزینه های مرتبط با ایستگاه CGS بیرجند دارای سیستم CHP

سناریو	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	هزینه خرید تمامی موتورها (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)
سناریوی 1	8313	3487	124860	12901
سناریوی 2	9108	3429	115573	12553



شکل 4-21: هزینه سرمایه گذاری سیستمهای CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی [20]



شکل 4-22: هزینه های تعمیر و نگهداری سیستمهای CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی [20]

حال با توجه به درآمدها و هزینه های بیان شده، میزان دوره بازگشت سرمایه و ارزش خالص کنونی این سیستم برای هر دو سناریو، با فرض نرخ بهره 3٪ بدست می آید. جدول (4-4) خلاصه ای از نتایج این محاسبات را نشان می دهد. همانگونه که در این جدول مشخص است، عملاً استفاده از چنین سیستمی در ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند غیر اقتصادی بوده و NPV آن نیز منفی است که

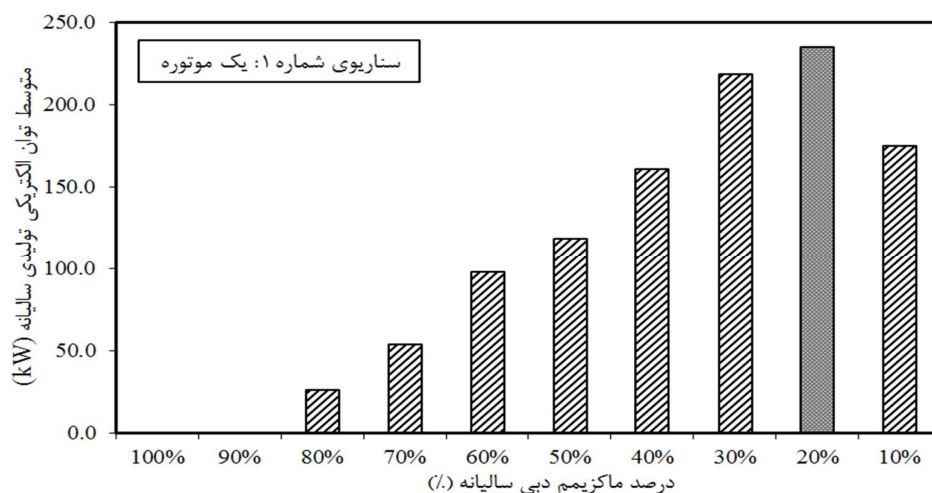
بدین ترتیب شکی در غیر اقتصادی بودن آن باقی نمی ماند. در عمل چون SPB در همان ابتدا منفی در آمده است، نیازی به محاسبه DPB و NPV نیست. در حقیقت منفی بودن SPB بدین معنی است که هر ساله نه تنها سودی حاصل نمی شود، بلکه نصب آن هر سال باعث ضرر و هدر رفت منابع مالی نیز می گردد. به همین دلیل استفاده از چنین سیستمی در این ایستگاه به هیچ عنوان توصیه نمی شود.

جدول 4-4: نتایج حاصل از آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند

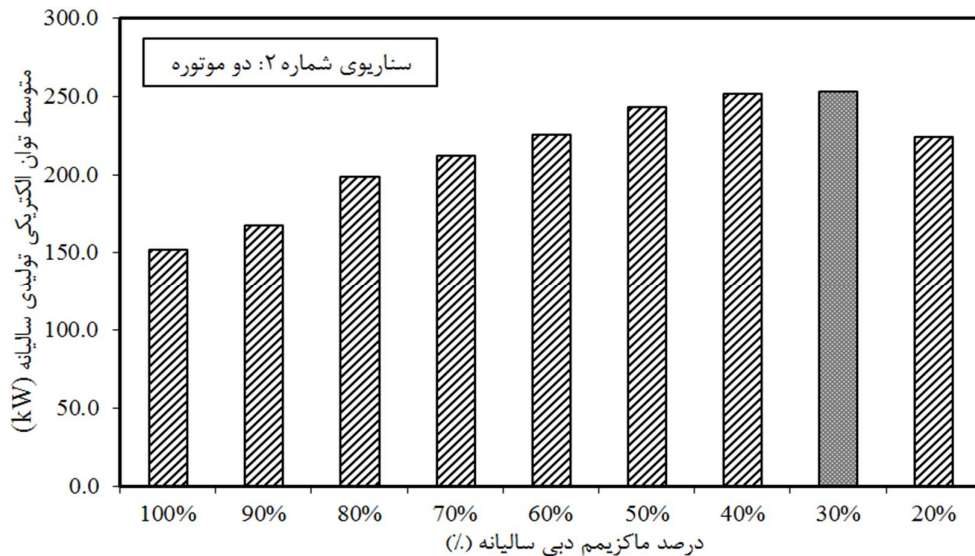
سناریو	SPB (Year)	DPB (Year)	NPV	نتیجه
سناریوی 1	$-42.65 < 0$	$-27.88 < 0$	$-206771 < 0$	غیر اقتصادی
سناریوی 2	$-66.89 < 0$	$-37.24 < 0$	$-176782 < 0$	غیر اقتصادی

4-2-3-4-2- ایستگاه CGS غرب مشهد

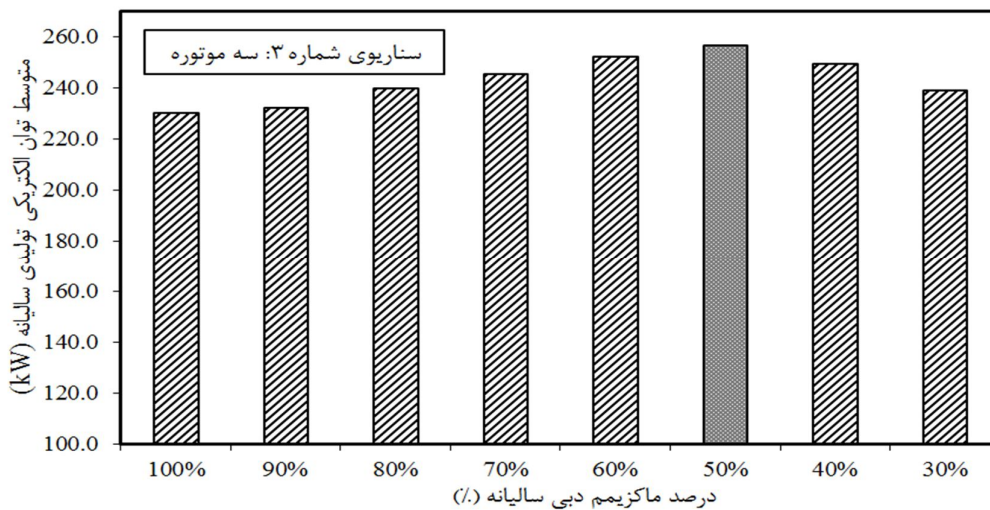
برای ایستگاه تقلیل فشار گاز غرب مشهد سه سناریو مورد بررسی قرار گرفته است. شکل‌های (4-23) و (4-24) و (4-25) متوسط تولید برق سالیانه را برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی ایستگاه تقلیل فشار غرب مشهد برای این سه سناریو، یعنی سیستمی با یک موتور و سیستمی با دو موتور و سیستمی با سه موتور احتراق داخلی نشان می دهند.



شکل 4-23: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با یک موتور احتراق داخلی



شکل 4-24: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با دو موتور احتراق داخلی



شکل 4-25: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با سه موتور احتراق داخلی

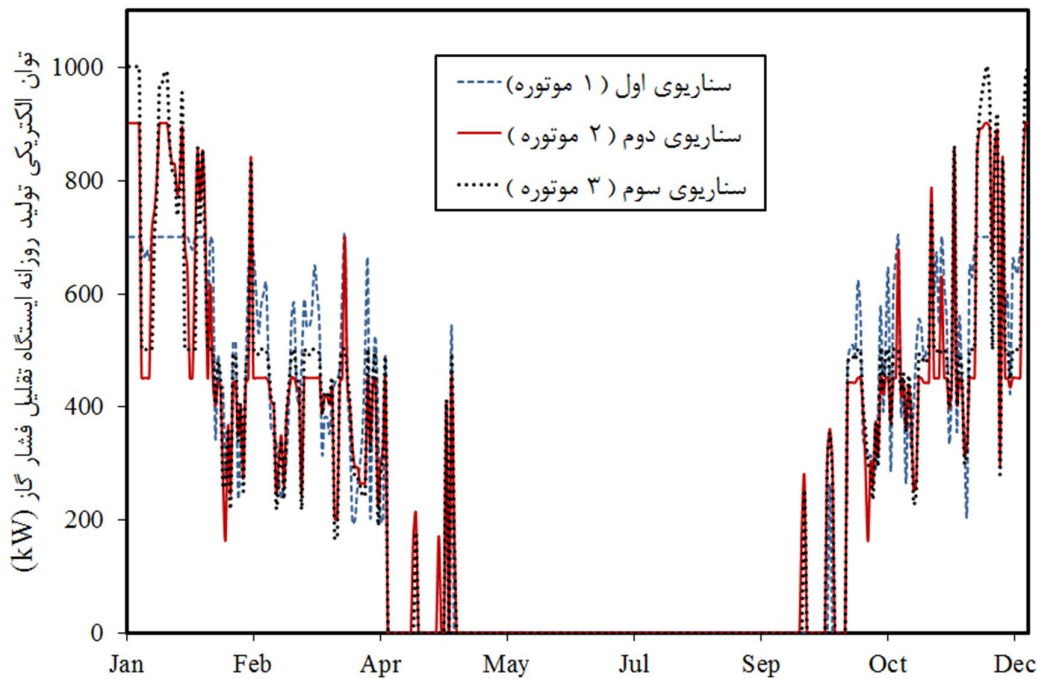
همانگونه که مشاهده می گردد، ماکزیمم مقدار متوسط تولید برق در طول یکسال برای هر سه سناریوی تک موتور، دو موتور و سه موتور، بترتیب در 20٪، 30٪ و 50٪ دبی ماکزیمم سالیانه ایستگاه غرب مشهد، خواهد بود. لذا این سه وضعیت مبنای طراحی سیستم تولید همزمان در این ایستگاه خواهند بود. جدول (4-5) خلاصه ای از نتایج حاصل از بکار گیری این سه سیستم را نشان

می دهد.

جدول 4-5: خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد دارای سیستم CHP

سناریو	مبنای طراحی	تعداد موتور	توان نامی موتور (kW)	متوسط توان تولیدی (kW)	میزان مصرف سوخت سالیانه (m ³)
سناریوی 1	(%20)	1	700	235	763908
سناریوی 2	(%30)	2	450	253	722477
سناریوی 3	(%50)	3	500	256	730894

شکل (4-26) میزان توان تولیدی روزانه ایستگاه تقلیل فشار گاز غرب مشهد را در روزهای مختلف سال نشان می دهد. مشاهده می شود که سیستم تنها در برخی روزهای سال بسته به دبی عبوری از ایستگاه، قادر به تولید برق می باشد و در روزهای گرم سال عملاً خارج از مدار قرار دارد.



شکل 4-26: توان الکتریکی تولیدی ایستگاه غرب مشهد دارای سیستم CHP در روزهای مختلف سال

جدول (4-6) خلاصه ای از هزینه ها و درآمدهای حاصل برای هر سه سناریوی تعریف شده را نشان می دهد.

جدول 4-6: درآمدها و هزینه های مرتبط با ایستگاه CGS غرب مشهد دارای سیستم CHP

سناریو	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	هزینه خرید تمامی موتورها (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)
سناریوی 1	123458	48890	663736	61535
سناریوی 2	132856	46239	882127	83979
سناریوی 3	134805	46777	1458639	137988

با در نظر گرفتن این مقادیر و با توجه به اینکه صرفه جویی حاصل از بکار گیری این سیستم بجای هیتر تنها در سیستم همانگونه که در جدول (4-1) نشان داده شده است، برابر با 73278/2 دلار است، اکنون با آنالیز اقتصادی این سه سناریو مشاهده می شود که دو سناریوی نخست که در یکی یک موتور و در دیگری دو موتور پیش بینی شده است، دوره بازگشت سرمایه ساده (SPB) برای این دو حالت بترتیب برابر با 7/7 و 11/6 سال می باشد که از عمر مفید سیستم نیز کمتر است و سناریوی سوم که دارای سه موتور است، کاملاً غیر اقتصادی می باشد. پس سناریوی نخست که دارای تنها یک موتور است، اقتصادی تر از سناریوی دوم و سوم است. البته بایستی توجه داشت که برای تصمیم گیری در رابطه با اقتصادی بودن یا نبودن سیستم SPB پارامتر چندان مطمئنی نیست. جدول (4-7) نشان می دهد که این سناریو ها تا چه محدوده ای از نرخ بهره اقتصادی و از چه حدی به بعد غیر اقتصادی است. نرخ بازگشت سرمایه داخلی (IRR)، مشخص مینماید که تا چه میزان درصد بهره (d) پروژه اقتصادی است. این پارامتر نیز در جدول زیر قرار داده شده است.

جدول 4-7: نتایج حاصل از آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد

سناریو	SPB (Year)	DPB (Year)	NPV	IRR	نتیجه
سناریوی 1	7.69	11.42 (d=7%)	2.5E+05	11.5 %	d < 11.5% اقتصادی
سناریوی 2	11.62	14.5 (d=3%)	2.5E+05	5.5 %	d < 5.5% اقتصادی
سناریوی 3	< 0	< 0	< 0	---	غیر اقتصادی

4-3-2-3- ایستگاه CGS قدیم مشهد

بمانند بررسی فنی و اقتصادی صورت گرفته برای ایستگاههای تقلیل فشار گاز بیرجند و غرب مشهد، پس از بررسی فنی ایستگاه قدیم مشهد مشاهده شد که استفاده از این سیستم برای این دو ایستگاه همانند ایستگاه تقلیل فشار بیرجند، اگرچه از لحاظ فنی امکان پذیر است، ولی بجهت اقتصادی دارای هیچ گونه توجیهی نیست و لذا استفاده از این طرح برای این ایستگاه نیز توصیه نمی شود.

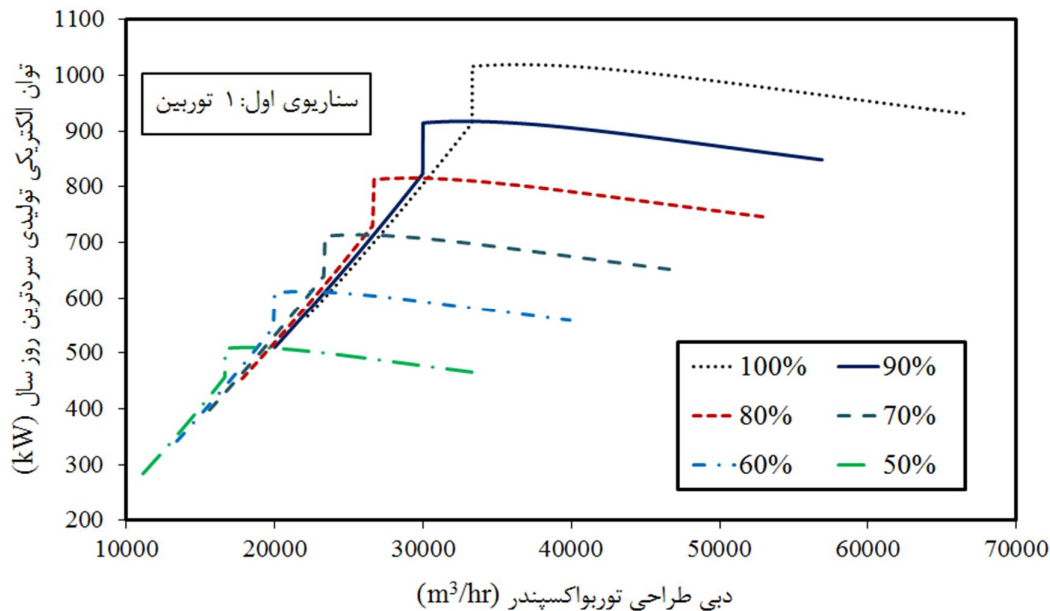
4-3-3- طرح استفاده از توربوآکسپندر در ایستگاه CGS (بدون CHP)

از موارد قابل بررسی دیگر که پیش از این نیز بدان اشاره شد، استفاده تنها از توربوآکسپندر برای بازیافت انرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز است. در این طرح وظیفه تأمین حرارت مورد نیاز ایستگاه برای جلوگیری از هیدراته شدن گاز طبیعی، برعهده هیتر موجود در ایستگاه خواهد بود و بدین ترتیب هزینه های سرمایه گذاری روی اینچنین طرحی مربوط به توربوآکسپندر می باشد. زمانی که توربوآکسپندر در مدار قرار میگیرد، میزان افت دمای گاز نسبت به ایستگاههای معمول که از شیر انبساطی بهره می برند، بیشتر خواهد بود و لذا بطور قطع استفاده از این طرح، میزان نیاز حرارتی ایستگاه و در نتیجه مصرف سوخت را افزایش خواهد داد. نکته مهم در رابطه با این طرح است که در این طرح می بایست به مشخصات فنی هیتر توجه بسیار شود، زیرا چنانچه ماکزیمم دمای حمام آب بقدری نباشد که بتواند دمای پیش گرم مورد نیاز را تأمین نماید، این طرح به لحاظ فنی، بدون در نظر گرفتن هیتر مناسب، قابل اجرا نخواهد بود.

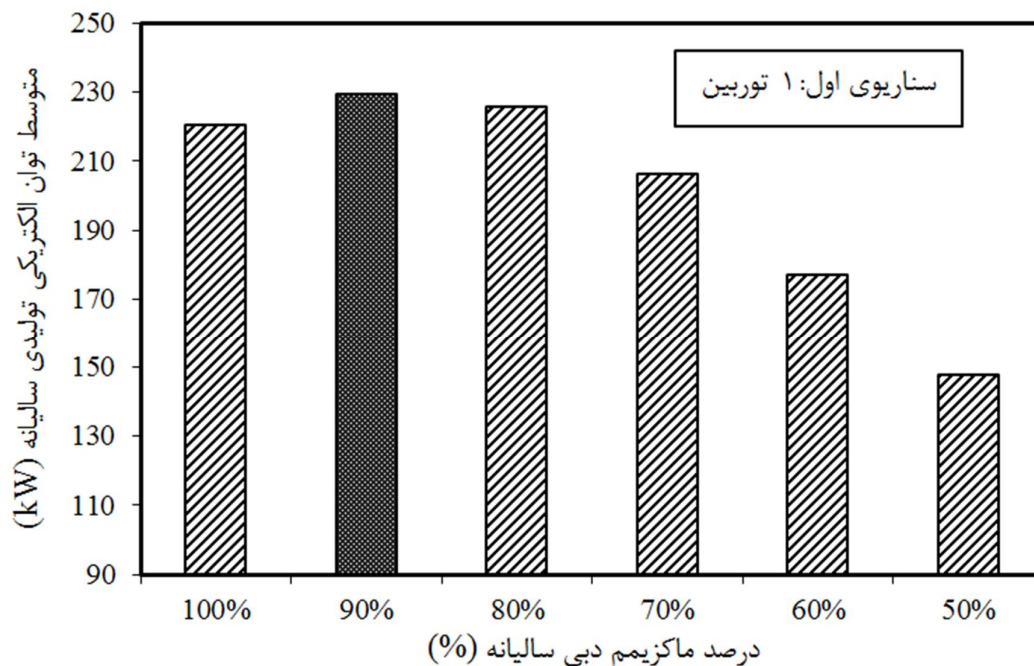
4-3-3-1- ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند

سه سناریوی کلی برای این ایستگاه در نظر گرفته شده است. سیستم دارای یک توربوآکسپندر، سیستم دو آکسپندر و سیستم سه آکسپندر. برای انتخاب و تعیین سایز درست برای هر یک از سه سناریوی اخیر، با تغییر مبنای طراحی ایستگاه از دبی ماکزیمم سالیانه تا درصدهای پایین تری از آن می توان بهترین و بهینه ترین سایز ممکن با بیشترین بازده و هزینه مناسب را مشخص و تعیین نمود.

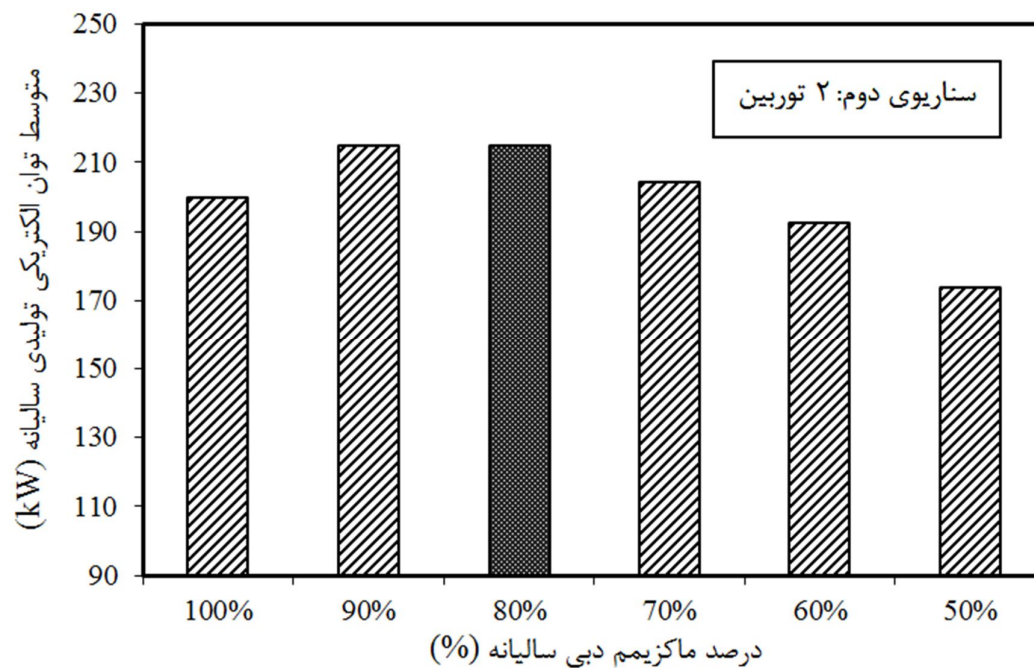
همانگونه که در فصلهای گذشته در رابطه با انتخاب و تعیین سایز توربین بیان شد، اولین مرحله در تعیین سایز توربین، مشخص نمودن سایز توربینی است که بیشترین توان الکتریکی خروجی را داراست. لذا برای هر سناریو، میزان توان تولیدی سیستم را برای توربینهایی با سایز متفاوت و دبی های طراحی مختلف بدست آورده و بدین ترتیب توربینی که بیشترین توان الکتریکی را تولید میکند، انتخاب می شود. سپس با بکارگیری این توربین، میزان تولید روزانه ایستگاه بسته به شرایط آن ایستگاه تعیین میگردد. این روند برای درصدهای مختلفی از دبی ماکزیمم سالیانه تکرار می شود و در نهایت سیستمی که بیشترین خروجی را خواهد داد، به عنوان سیستم برگزیده برای آن سناریو برگزیده می شود. شکل (4-27) میزان توان خروجی سیستم در سردترین روز سال را برحسب دبی طراحی توربوآکسپندر و برای درصدهای مختلف دبی ماکزیمم سالیانه برای سیستمی با یک توربین نشان میدهد. این مجموعه منحنی ها با تکرار مرحله اول الگوریتم ارائه شده در فصل سوم برای درصدهای مختلف از دبی ماکزیمم سالیانه بدست آمده اند. نقطه اکسترمم این منحنی ها که حداکثر میزان تولید برق را نسبت به سایر توربینها دارند، هرکدام یک انتخاب برای سناریوی مربوطه هستند. این که در نهایت کدام توربوآکسپندر و با چه اندازه و سائزی برای این سناریو در نظر گرفته شود، بستگی به نتایج مراحل دوم و سوم از الگوریتم تعیین سایز پیشنهادی دارد. برای سایر سناریوها نیز چنین مجموعه منحنی وجود دارد.



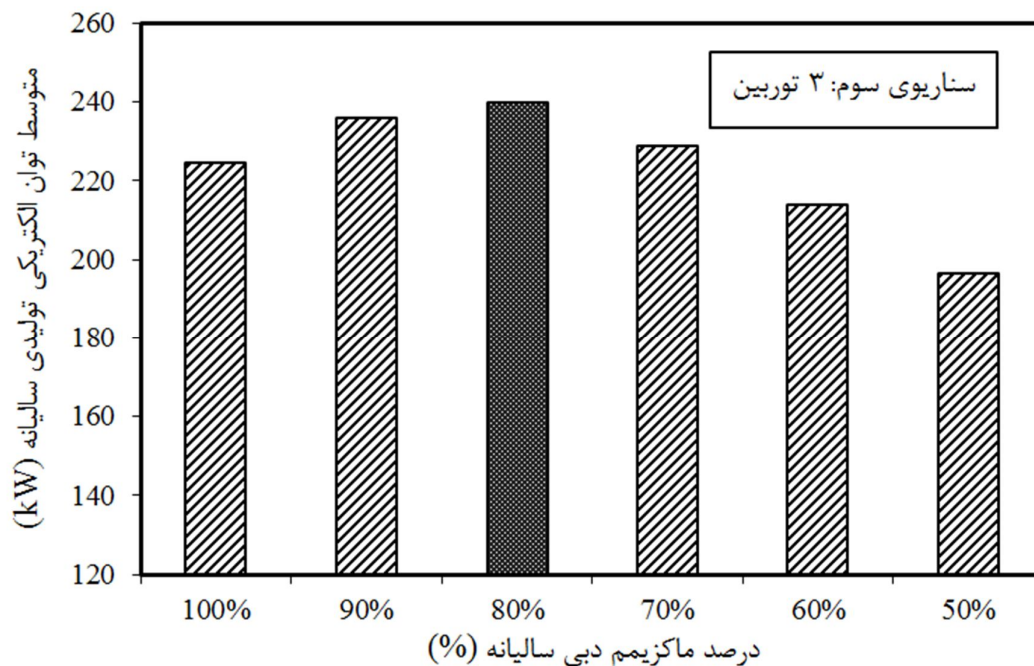
شکل 4-27: منحنی توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند دارای توربواکسپندر، بر حسب سایز توربواکسپندر شکلهای (4-28) تا (4-30) متوسط تولید برق سالیانه را برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی ایستگاه تقلیل فشار بیرجند برای این سه سناریو نشان می دهد. همانگونه که مشاهده می شود، برای سیستم دارای یک توربواکسپندر، طراحی بر مبنای 90٪ دبی ماکزیمم سالیانه ایستگاه بیشترین میزان تولید توان الکتریکی و برای دو سناریوی دو توربینه و سه توربینه، مبنای طراحی 80٪ بیشترین تولید را خواهند داشت. همانگونه که مشاهده میگردد، برای سناریوی یک توربینه، میزان تولید متوسط برق سالیانه ایستگاه بیرجند، برای طراحی بر مبنای 100٪ نیاز حرارتی، حدوداً 220 کیلووات و برای طراحی بر مبنای 90٪، تقریباً 230 کیلووات می باشد که تفاوت چندانی با یکدیگر ندارند، اما تفاوت در هزینه های سرمایه گذاری این دو طراحی به واسطه اختلاف سایز زیاد توربینهای مورد استفاده در این دو، با یکدیگر تفاوت قابل ملاحظه ای دارند. سایز توربین مورد استفاده در طراحی اول حدوداً 1020 کیلووات و برای طراحی دوم در حدود 917 کیلووات می باشد که تفاوت قابل توجهی از نظر قیمت با یکدیگر دارند، بگونه ای که هزینه سرمایه گذاری توربواکسپندر 1020 کیلوواتی حدود 90000 دلار بیش از هزینه توربواکسپندر 917 کیلوواتی می باشد.



شکل 4-28: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با یک توربوآکسپندر



شکل 4-29: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با دو توربوآکسپندر



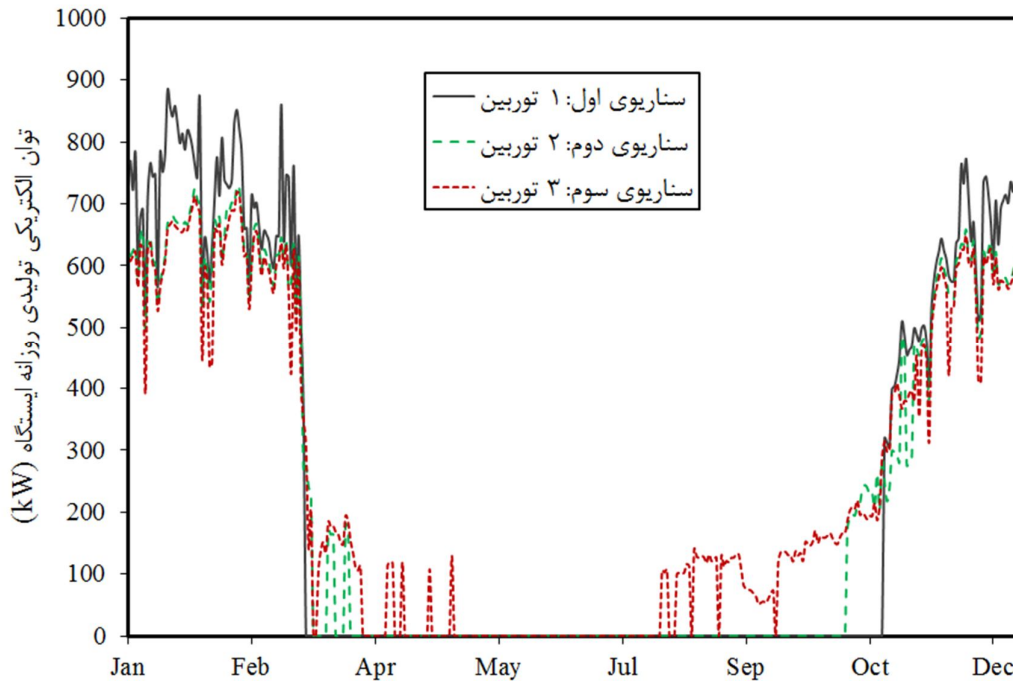
شکل 4-30: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS بیرجند برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با سه توربوآکسپندر

جدول (4-8) به طور خلاصه نتایج حاصل از طراحی سه سناریو و بهترین سایز توربین برای هر کدام را نشان می دهد.

جدول 4-8: خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپندر

سناریو	مبنای طراحی توربین	تعداد توربین	توان توربین (kW)	دبی طراحی توربین (m ³ /hr)	متوسط توان تولیدی سالیانه (kW)	میزان مصرف سوخت سالیانه ایستگاه (m ³)
سناریوی 1	(%90)	1	917	32820	229.3	620281
سناریوی 2	(%80)	2	375	13500	215	584374
سناریوی 3	(%80)	3	246	8900	240	644350

شکل (4-31) تولید برق روزانه ایستگاه بیرجند را برای سه سناریوی مورد بحث نشان میدهد.



شکل 4-31: توان الکتریکی تولیدی ایستگاه بیرجند دارای توربوآکسپندر در روزهای مختلف سال

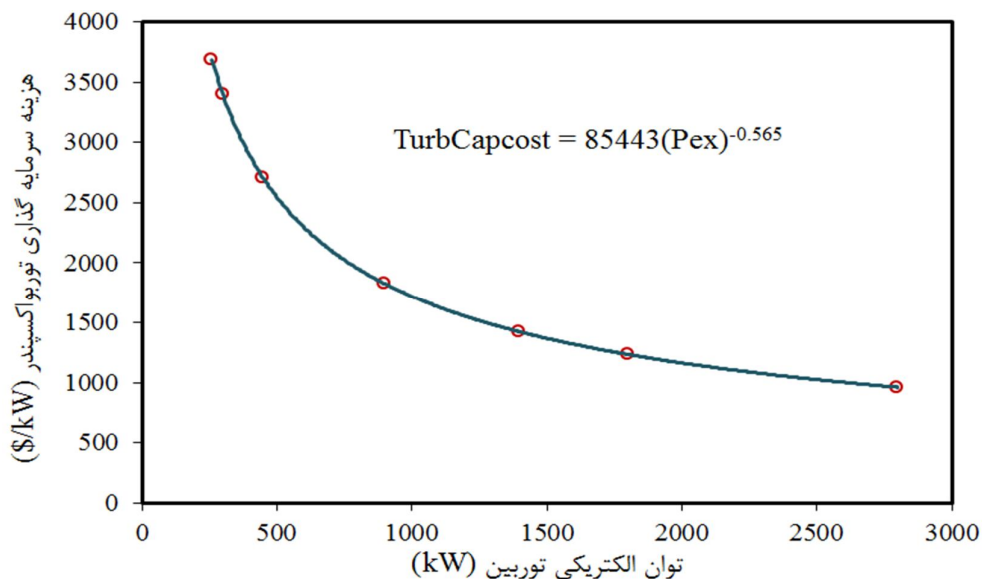
همانطور که مشاهده می شود این طرح نسبت به طرح پیشنهادی قبلی که در آن از سیستم CHP در ایستگاه بیرجند استفاده شده بود، حوزه وسیعتری از روزهای سال را دربرمی گیرد و تولید برق توسط آن حتی در برخی ماههای تابستان نیز قابل انجام است. در حالیکه در طرح پیشین، محدوده کارکرد سیستم بسیار کوچکتر و دارای محدودیت به مراتب بیشتری بود.

جدول (4-9) خلاصه ای از هزینه ها و درآمدهای سه سناریوی تعریف شده را نشان می دهد.

جدول 4-9: درآمدها و هزینه های مرتبط با ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپندر

سناریو	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	هزینه سرمایه گذاری توربین (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)
سناریوی 1	120545	39698	1659031	33181
سناریوی 2	113004	37400	2248834	44977
سناریوی 3	126125	41238	2808031	56161

هزینه سرمایه گذاری توربین انبساطی شامل خرید، نصب و راه اندازی، به ازای هر کیلووات بین \$960 تا \$3680 می باشد [28]. شکل (4-32) منحنی هزینه سرمایه گذاری را برای توربوآکسپنדרهای با سایز مختلف به ازای هر کیلووات نشان میدهد، که از این منحنی برای محاسبه هزینه های مربوط به توربین استفاده می شود. هزینه تعمیر و نگهداری توربوآکسپنדר نیز به طور تقریبی 2٪ هزینه سرمایه گذاری در نظر گرفته می شود [36].



شکل 4-32: هزینه سرمایه گذاری توربوآکسپنדרهای دارای سایزهای مختلف

خلاصه نتایج تحلیل اقتصادی سه سناریوی اخیر در جدول (4-10) نشان داده شده است.

جدول 4-10: نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپنדר

نتیجه	NPV	DPB(Year)	SPB(Year)	سناریو
غیر اقتصادی	-1.18E+06	46.79 (d=3%)	24.97	سناریوی 1
غیر اقتصادی	-2.15E+06	131(d=2 %)	46.27	سناریوی 2
غیر اقتصادی	-2.85E+06	141(d=1.5%)	58.47	سناریوی 3

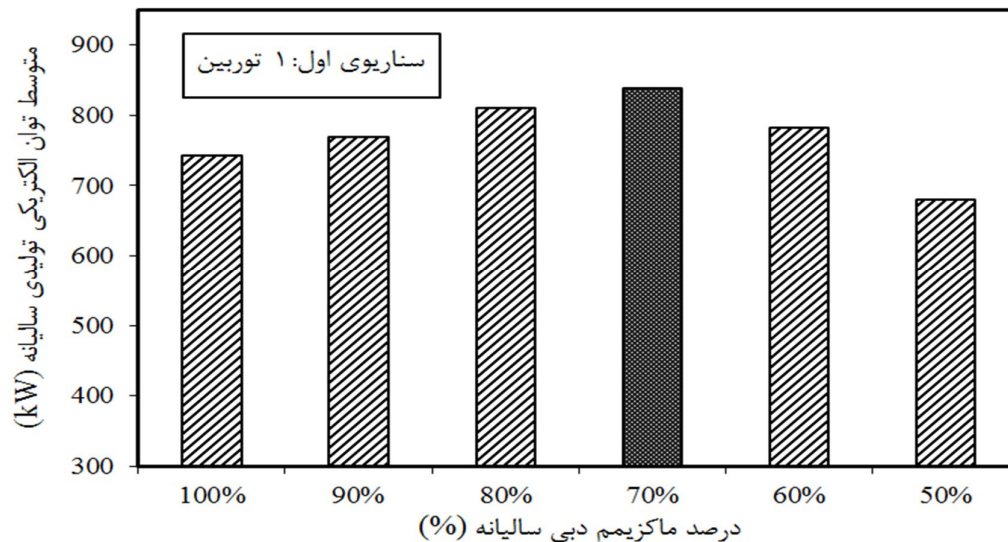
همانگونه مشاهده می شود با وجود اینکه میزان تولید متوسط سالیانه برق در این سیستم نسبت به طرح پیشین به مراتب بیشتر است، اما بدلیل هزینه بسیار بالای سرمایه گذاری توربوآکسپنדרها، هر

سه سناریو، غیر اقتصادی می باشد. لذا انجام چنین طرحی برای ایستگاهی با این اندازه از نظر اقتصادی توصیه نمی شود.

پیوست (ب) مشخصات فنی هیتر ایستگاه بیرجند را نشان می دهد، همانگونه که مشاهده می گردد، ماکزیمم دمای حمام آب این هیتر 88°C می باشد. با توجه به اینکه نتایج بررسی ها نشان می دهد، در مواقعی از سال دمای پیش گرم ایستگاه بیشتر از 80 درجه سانتی گراد می باشد، لذا هیتر قادر به رساندن دمای گاز به این دما نخواهد بود و در این صورت سیستم به لحاظ فنی نیز غیر ممکن خواهد بود.

4-3-3-2- ایستگاه CGS قدیم مشهد

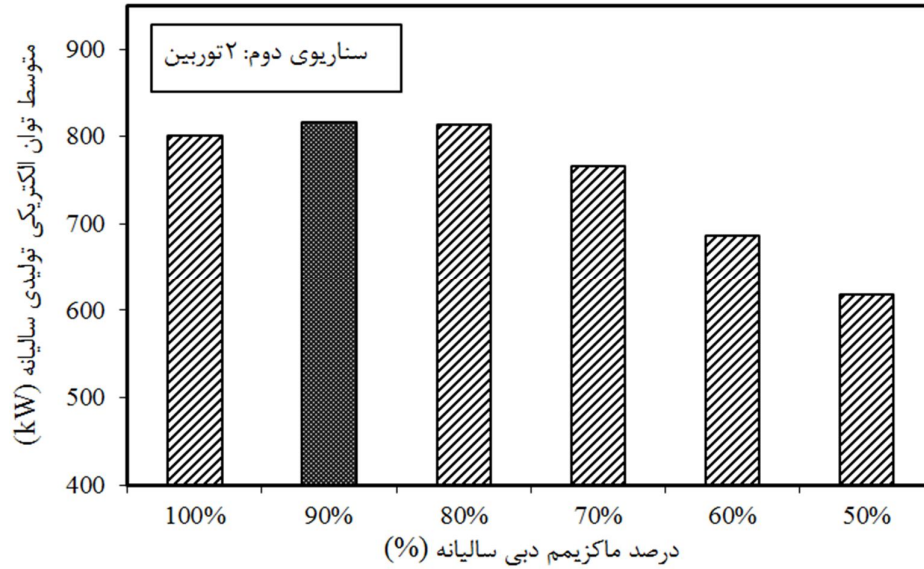
شکلهای (4-33) تا (4-35) متوسط تولید برق سالیانه را برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی ایستگاه تقلیل فشار قدیم مشهد برای سه سناریوی یک توربینه، دو توربینه و سه توربینه نشان میدهد.



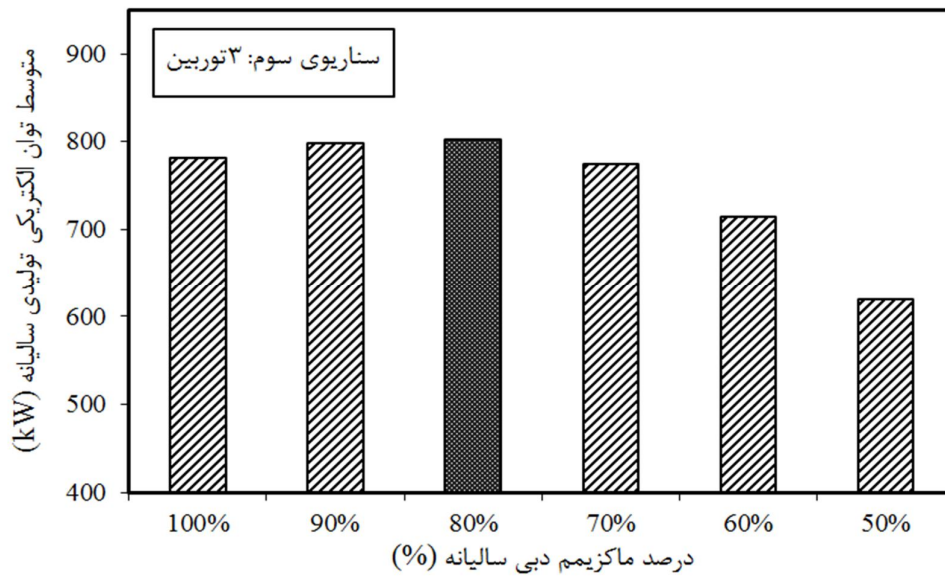
شکل 4-33: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS قدیم مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با یک توربوآکسپندر

همانگونه که مشاهده می شود، برای سیستم دارای یک توربوآکسپندر، طراحی بر مبنای 70٪ دبی ماکزیمم سالیانه ایستگاه، بیشترین میزان تولید توان الکتریکی، برای سناریوی دو توربینه، مبنای

طراحی 90٪ و برای سیستم دارای سه توربین مبنای طراحی 80٪ بیشترین تولید توان الکتریکی را خواهند داشت.



شکل 4-34: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS قدیم مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با دو توربوواکسپندر



شکل 4-35: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS قدیم مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با سه توربوواکسپندر

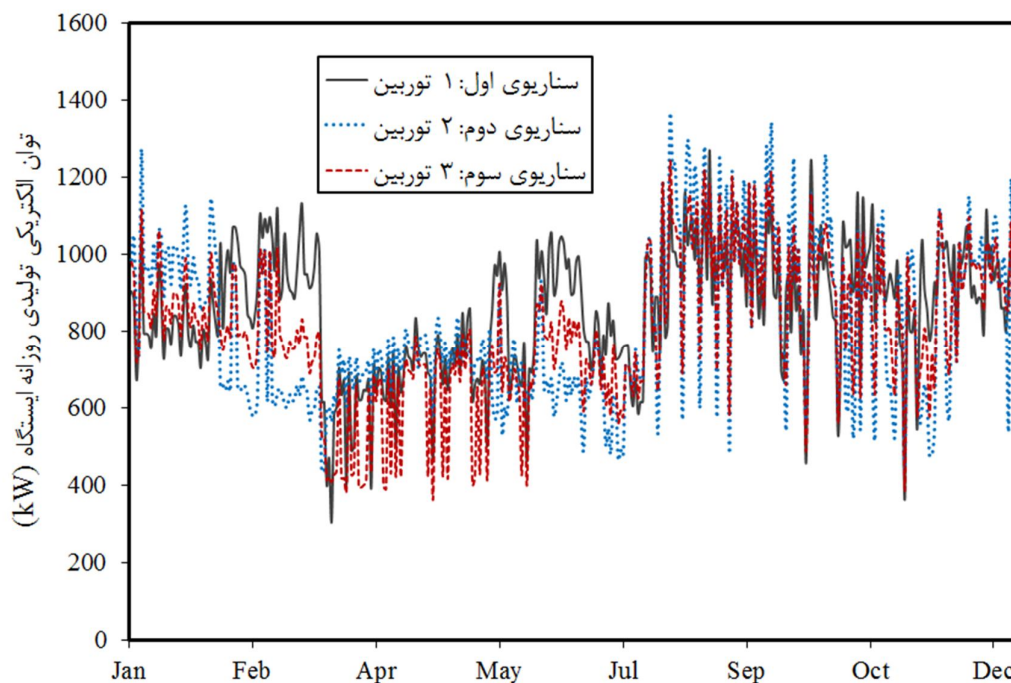
جدول (4-11) به طور خلاصه، نتایج حاصل از طراحی سه سناریو و بهترین سائز توربین برای هر کدام از سناریوها را نشان می دهد.

جدول 4-11: خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS قدیم مشهد دارای توربوآکسپندر

سناریو	مبنای طراحی	تعداد توربین	توان توربین (kW)	دبی طراحی توربین (m ³ /hr)	متوسط توان تولیدی سالیانه (kW)	میزان مصرف سوخت سالیانه ایستگاه (m ³)
سناریوی 1	(%70)	1	2088	62000	839	2125474
سناریوی 2	(%90)	2	1232	37000	817	2070233
سناریوی 3	(%80)	3	729	22000	803	2036036

شکل (4-36) توان تولیدی روزانه ایستگاه قدیم مشهد را در سه سناریو یک، دو و سه توربینه نشان

میدهد.



شکل 4-36: توان الکتریکی تولیدی ایستگاه قدیم مشهد دارای توربوآکسپندر در روزهای مختلف سال

خلاصه درآمدها و هزینه های مربوط به سه سناریوی معرفی شده در جدول (4-12) نشان داده شده

است.

جدول 4-12: درآمدها و هزینه های مرتبط با ایستگاه CGS قدیم مشهد دارای توربوآکسپندر

سناریو	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	هزینه سرمایه گذاری توربین (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)
سناریوی 1	440951	136030	2373049	47460
سناریوی 2	429433	132494	3772850	75457
سناریوی 3	422066	130306	4504345	90087

خلاصه ای از آنالیز اقتصادی هریک از سه سناریوی تعریف شده، شامل دوره بازگشت ساده و تنزیل شده، ارزش خالص کنونی هر سه سناریو بدست آمده و امکان تصمیم گیری در رابطه با اقتصادی بودن یا نبودن سیستم فراهم میگردد. جدول (4-13) خلاصه ای از این نتایج را نشان می دهد.

جدول 4-13: نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS قدیم مشهد دارای توربوآکسپندر

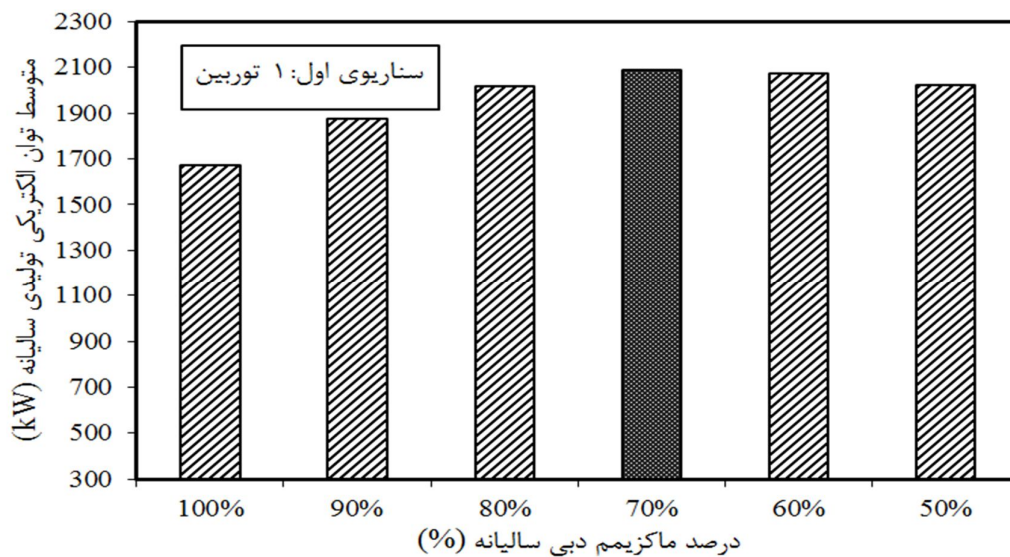
سناریو	SPB(Year)	DPB(Year)	NPV	نتیجه
سناریوی 1	8.98	11.35 (d=4%)	1.2E+06	d < 9.5% اقتصادی
سناریوی 2	16.53	19.8 (d=1.8 %)	32694	d < 1.9% اقتصادی
سناریوی 3	21.61 > 20	28.58(d=2%)	-2.48E+06	غیر اقتصادی

با توجه به جدول اخیر، روشن است که دو سناریوی نخست که در آنها بترتیب از یک و دو توربوآکسپندر برای بازیافت انرژی فشرقی فشاری گاز طبیعی عبوری از ایستگاه استفاده شده، می تواند قابل قبول باشد. معیار بازده داخلی یا IRR این دو سناریو بترتیب در حدود 9/5% و 2% درصد است که بدین ترتیب با توجه به این نتایج سناریوی نخست بسیار اقتصادی تر از سناریوی دوم و سوم بوده و مدت بازگشت سرمایه آن نیز تقریباً نصف مدت بازگشت سرمایه سناریوی دوم با دو توربوآکسپندر است. با توجه به منفی بودن NPV در سناریوی سوم، کاملاً واضح است که استفاده از سه توربوآکسپندر برای این ایستگاه توجیه اقتصادی ندارد.

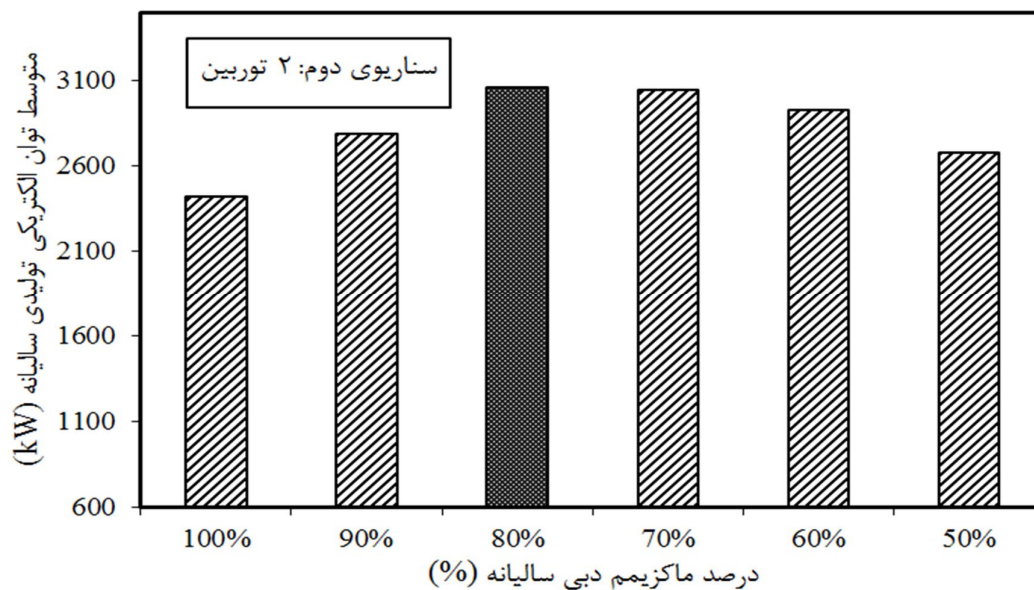
طراحی انجام شده با فرض آن است که هیتر ایستگاه قادر به تأمین گرمای مورد نیاز ایستگاه و ایجاد دمای پیش گرم مورد نیاز خواهد بود. با توجه به هزینه های قابل توجه برای خرید و تعمیر و نگهداری توربوآکسپندر، و NPV بدست آمده برای سناریوهای اول و دوم، حتی اگر هیتر توانایی تأمین گرمای مورد نیاز را نداشته باشد و نیاز به خرید هیتری دیگر باشد، هزینه آن در مقایسه با هزینه های توربین قابل ملاحظه نیست و تغییر چندانی در پارامترهای اقتصادی نخواهد داشت.

4-3-3-3- ایستگاه تقلیل فشار گاز غرب مشهد

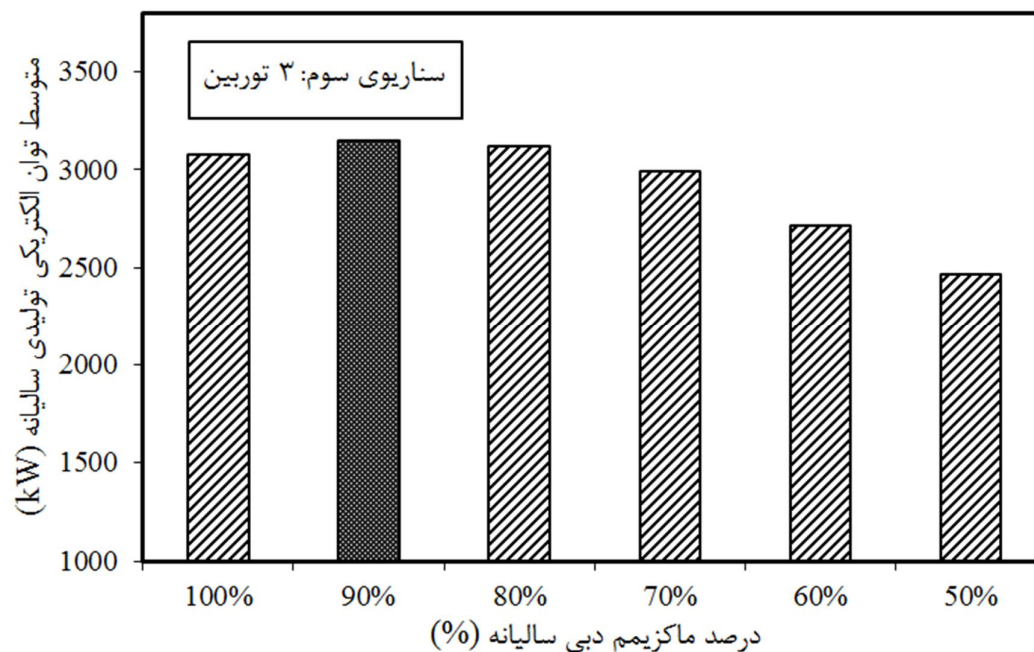
شکل‌های (4-37) تا (4-39) متوسط تولید برق سالیانه را برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی ایستگاه تقلیل فشار غرب مشهد برای سه سناریوی یک توربینه، دو توربینه و سه توربینه نشان می‌دهد.



شکل 4-37: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با یک توربوآکسپندر

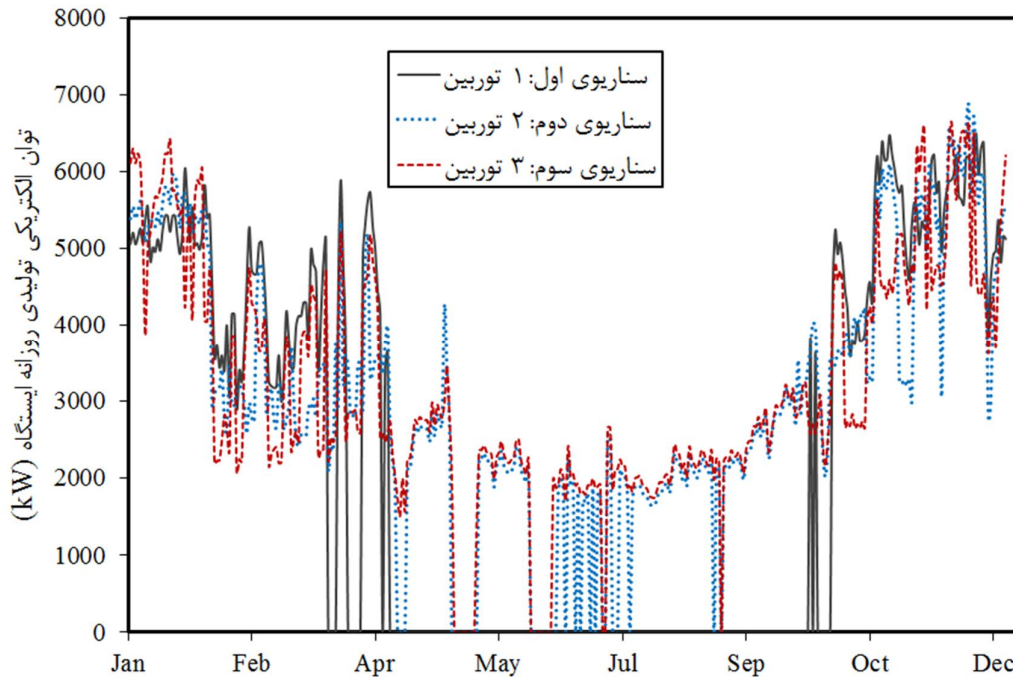


شکل 4-38: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با دو توربوواکسپندر



شکل 4-39: متوسط توان تولیدی ایستگاه CGS غرب مشهد برای درصدهای مختلفی از ماکزیمم دبی سالیانه برای سیستمی با سه توربوواکسپندر

شکل (4-40) توان تولیدی روزانه ایستگاه غرب مشهد را در سه سناریو یک، دو و سه توربینه برای روزهای مختلف سال نشان میدهد.



شکل 4-40: توان الکتریکی تولیدی ایستگاه غرب مشهد دارای توربوآکسپندر در روزهای مختلف سال

جداول (4-14) تا (4-16) خلاصه نتایج بررسیهای فنی و اقتصادی را برای سه سناریوی تعریف شده در ایستگاه تقلیل فشار گاز غرب مشهد نشان میدهند.

جدول 4-14: خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد دارای توربوآکسپندر

سناریو	مبنای طراحی	تعداد توربین	توان توربین (kW)	دبی طراحی توربین (m ³ /hr)	متوسط توان تولیدی سالیانه (kW)	میزان مصرف سوخت سالیانه ایستگاه (m ³)
سناریوی 1	(%70)	1	6411	272500	2090	5954221
سناریوی 2	(%80)	2	3369	144000	3061	8261202
سناریوی 3	(%90)	3	2496	107000	3147	8462438

جدول 4-15: درآمدها و هزینه های مرتبط با ایستگاه CGS غرب مشهد دارای توربوآکسپندر

سناریو	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	هزینه سرمایه گذاری توربین (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)
سناریوی 1	1098360	381070	3865775	77315
سناریوی 2	1609005	528716	5844089	116882
سناریوی 3	1654120	541596	7693900	153878

جدول 4-16: نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد دارای توربوآکسپندر

سناریو	SPB(Year)	DPB(Year)	NPV	نتیجه
سناریوی 1	5.42	7.76 (d=9%)	2.64E+06	d < 18% اقتصادی
سناریوی 2	5.637	8.22 (d=9 %)	3.6E+06	d < 17% اقتصادی
سناریوی 3	7.46	12.9 (d=9%)	1.7E+06	d < 12.5% اقتصادی

همانگونه که از نتایج بررسی ها مشخص است، ایستگاه تقلیل فشار گاز غرب مشهد دارای این قابلیت می باشد که در آن از توربوآکسپندر برای بازیافت انرژی فشاری گاز طبیعی استفاده شود. تمامی سناریوهای تعریف شده در مورد این ایستگاه، به لحاظ اقتصادی دارای توجیه می باشند و البته سناریوی نخست که در آن تنها از یک توربوآکسپندر استفاده می شود از بقیه سناریوها اقتصادی تر خواهد بود.

نکته مهمی که در رابطه با نتایج بررسی ها تاکنون قابل دستیابی است، اهمیت بسیار زیاد اندازه و سائز ایستگاه مورد بررسی است. همانطور که مشاهده می شود، با وجود آنکه این امکان به لحاظ فنی وجود دارد که در ایستگاههایی مانند ایستگاه تقلیل فشار بیرجند که متوسط دبی گاز عبوری از آنها چندان زیاد نیست، سیستمهایی برای بازیافت و تولید انرژی نصب گردند، اما به لحاظ اقتصادی انجام چنین طرحهایی در اینگونه ایستگاه ها به هیچ وجه توجیه نداشته و ندارد. این درحالیستکه

ایستگاههایی مانند ایستگاه غرب مشهد که متوسط دبی عبوری از آنها بیش از 100000 متر مکعب در ساعت و بیشتر است. انجام چنین طرحهایی البته با رعایت برخی ملاحظات، هم از نظر فنی و هم از نظر اقتصادی قابل اجرا خواهد بود.

4-3-4- طرح بکارگیری توربوآکسپندر و سیستم CHP در ایستگاه تقلیل فشار

این طرح که مجموعه ای کامل از تمامی طرحهای پیشنهادی قبلی را داراست، دارای توربوآکسپندر برای بازیافت انرژی فشاری موجود در گاز عبوری از ایستگاه تقلیل فشار می باشد و از سوی دیگر برای تأمین حرارت مورد نیاز آن، بجای استفاده از هیتر، از سیستم تولید همزمان با محرک اولیه موتور احتراق داخلی استفاده می شود. سایز و اندازه و تعداد توربوآکسپندر و محرکهای اولیه سیستم CHP در این طرح با استفاده از الگوریتم بیان شده در فصل سوم تعیین می گردد.

سناریوهای ممکن برای ایستگاههای تقلیل فشار در این طرح بدلیل وجود همزمان توربین و موتور احتراق داخلی در سیستم، تعداد به مراتب بیشتری خواهد بود. برای دو ایستگاه مورد بررسی بیرجند و ایستگاه قدیم مشهد ، تعداد توربوآکسپندر از یک عدد تا چهار عدد قابل تغییر و تعداد موتور احتراق داخلی بکاررفته در آنها نیز از یک عدد تا سه عدد متغیر است. بدین ترتیب، در این تحقیق تعداد 12 سناریوی متفاوت در نظر گرفته شده است. برای ایستگاه غرب مشهد نیز همانند دو ایستگاه دیگر چهار حالت متفاوت برای توربوآکسپندر و سه حالت متفاوت نیز برای موتور احتراق داخلی در نظر گرفته شده است. اما بدلیل بزرگی این ایستگاه نسبت به دو ایستگاه دیگر، تعداد موتورهای سیستم از دو عدد تا چهار عدد متغیر در نظر گرفته شده است. زیرا موتوری گاز سوز که بتواند به تنهایی نیاز حرارتی این ایستگاه را در حالتیکه توربوآکسپندر در مدار قرار دارد، تأمین نماید، دارای آنچنان سائیزی می باشد که عملاً موتوری با چنین توان و سائیزی بسیار کمیاب بوده و یا اصلاً موجود نیست.

در جداول (4-17) تا (4-22) نتایج حاصل از طراحی و شبیه سازی فنی و اقتصادی این سیستم در سه ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند، قدیم مشهد و غرب مشهد نشان داده شده اند. هر ایستگاه بدلیل شرایط خاص آن طراحی متفاوت و منحصر به فردی خواهد داشت.

4-3-4-1- ایستگاه CGS بیرجند

جدول 4-17: خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP

میزان مصرف سوخت سالیانه (m ³)	متوسط توان تولیدی (kW) سالیانه	سایز موتور (kW)	دبی طراحی توربین (m ³ /hr)	سایز توربین (kW)	مبنای طراحی	تعداد موتور	تعداد توربین	سناریو
490726	410	880			%80	1		1
504800	407	300	32820	917	%80	2	1	2
512954	411	190			%80	3		3
470208	381	820			%80	1		4
479415	382	280	13500	375	%80	2	2	5
479941	390	140			%80	3		6
538076	402	820			%80	1		7
544652	410	280	8900	246	%80	2	3	8
529001	433	140			%80	3		9
574509	405	800			%80	1		10
579112	413	280	6680	186	%80	2	4	11
558594	440	130			%80	3		12

جدول 4-18 : نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS پیرچند دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP

نتیجه	NPV	DPB	SPB	هزینه مصرف سوخت (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)	هزینه موتورها (\$)	هزینه توربینها (\$)	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	سناریو
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	31406	108185	820212		215543	1
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	32307	92316	606243	1659031	213895	2
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	32829	92932	596002		216044	3
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	30093	115536	768347		200018	4
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	30682	100686	568762	2248834	200621	5
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	30716	90857	449334		205131	6
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	34436	126720	768346		211502	7
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	34857	111870	568762	2808031	215573	8
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	33856	102041	449333		227408	9
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	36768	135334	750996		213136	10
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	37063	121974	568762	3313256	217044	11
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	35750	109297	419564		231393	12

2-4-3-4- ایستگاه تقلیل فشار گاز قدیم مشهد

جدول 4-19 : خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS قدیم مشهد دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP

میزان مصرف سوخت سالانه (m ³)	متوسط توان تولیدی سالانه (kW)	سایز موتور (kW)	دبی طراحی توربین (m ³ /hr)	سایز توربین (kW)	سایز طراحی	تعداد موتور	تعداد توربین	سناریو	
2117582	847	2600	62000	2088	%70	1	1	1	
1686174	1539	1000			%70	2		2	2
1778243	1433	600			%70	3			3
2107060	846	3260	37000	1232	%90	1	2	4	
1662499	1440	1100			%90	2		3	5
1725632	1475	760			%90	3			6
2055764	863	3200	22000	729	%80	1	3	7	
1645401	1462	1080			%80	2		3	8
1683543	1463	740			%80	3			9
2133365	852	3180	18500	615	%90	1	4	10	
1630933	1463	1040			%90	2		3	11
1751937	1496	740			%90	3			12

جدول 4-20: نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS قدیم مشهد دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP

نتیجه	NPV	DPB (year)	SPB (year)	هزینه مصرف سخت (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)	هزینه موتورها موتورها (\$)	هزینه توربینها توربینها (\$)	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	سناریو
غیراقتصادی	< 0	> 20	> 20	135525	238914	2234240		445374	1
d < 9% اقتصادی	2.5E+06	10.6 (d=4%)	8.5	107915	215009	1846330	2373049	809204	2
d < 8.5% اقتصادی	2.0E+06	12 (d=4%)	9.4	113807	209020	1726595		753390	3
غیراقتصادی	< 0	> 20	> 20	134851	308289	2754265		444956	4
d < 3.5% اقتصادی	1.5E+06	19.3 (d=3%)	14.5	106399	257404	2016497	3772850	756667	5
d < 3% اقتصادی	1.1E+05	19.5 (d=3%)	14.8	110440	273671	2148588		775312	6
غیراقتصادی	< 0	> 20	> 20	131568	319208	2707342		453521	7
d < 2.1% اقتصادی	6.7E+04	19.8 (d=2%)	16.2	105305	269168	1982560	4504345	768517	8
d < 1.3% اقتصادی	3.3E+05	19 (d=1%)	17.2	107746	283781	2096235		768900	9
غیراقتصادی	< 0	> 20	> 20	136535	339446	2691687		447855	10
غیراقتصادی	< 0	> 20	19.4	104379	284894	1914543	5578216	768876	11
غیراقتصادی	< 0	> 20	> 20	112124	305258	2096235		786501	12

3-4-3-4- ایستگاه CGS غرب مشهد

جدول 4-21 : خلاصه نتایج سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP

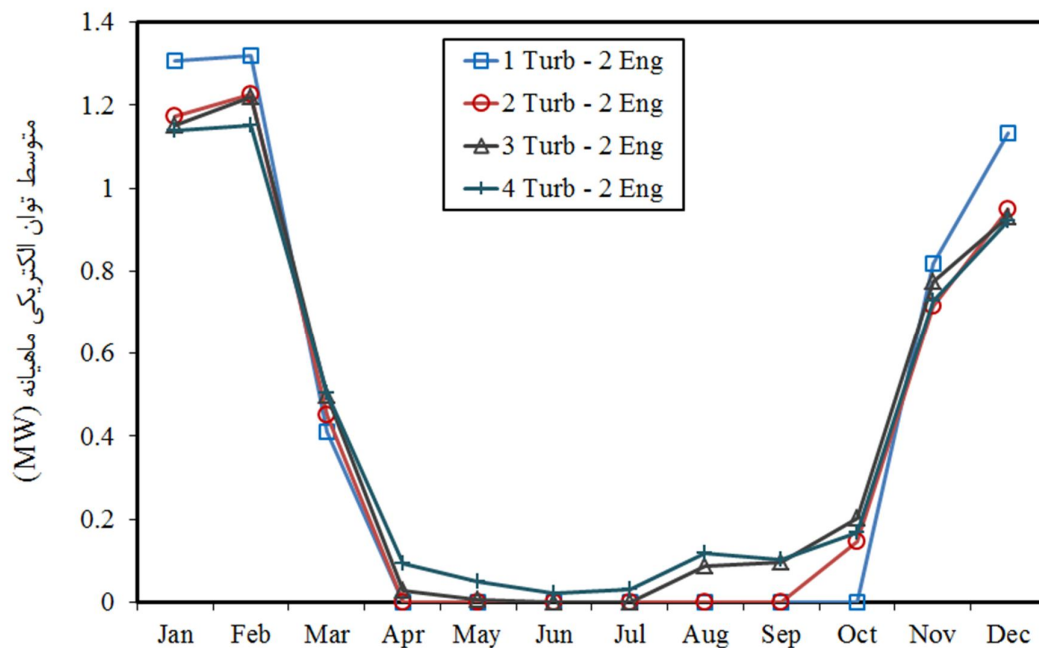
میزان مصرف سوخت سالانه (m ³)	متوسط توان تولیدی سالانه (kW)	سایز موتور (kW)	دبی طراحی توربین (m ³ /hr)	سایز توربین (kW)	سایز طراحی مبنای طراحی	تعداد موتور	تعداد توربین	سناریو
5030758	4079	4540			%70	2		1
4932073	4113	2780	272500	6411	%70	3	1	2
4901480	4081	2000			%70	4		3
6908196	5670	5020			%80	2		4
6702884	6026	3100	144000	3369	%80	3	2	5
6759035	5844	2220			%80	4		6
7140083	5741	5640			%90	2		7
6846238	6188	3460	107000	2496	%90	3	3	8
6892712	6222	2500			%90	4		9
7171381	5512	6260			%100	2		10
6634246	5927	3440	89000	2084	%100	3	4	11
6769011	6029	2780			%100	4		12

جدول 4-22 : نتایج آنالیز اقتصادی سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS غرب مشهد دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP

نتیجه	NPV	DPB	SPB	هزینه مصرف سوخت (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)	هزینه موتورها (\$)	هزینه توربینها (\$)	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	سناریو
d < 8% اقتصادی	4.9E+06	12.1 (d=4%)	9.4	321968	697461	7483179		2143945	1
d < 9% اقتصادی	5.7E+06	11.2 (d=4%)	8.9	315652	685913	7130864	3865775	2161951	2
d < 9% اقتصادی	5.6E+06	11.3 (d=4%)	8.9	313694	687640	7011198		2145167	3
d < 11% اقتصادی	1.1E+07	9.4 (d=4%)	7.7	442124	793353	8212217		2980231	4
d < 13% اقتصادی	1.4E+07	8.1 (d=4%)	6.8	428984	785625	7886972	5844088	3167035	5
d < 13% اقتصادی	1.3E+07	8.4 (d=4%)	7.0	432578	784865	7721754		3071702	6
d < 8.5% اقتصادی	6.7E+06	12.6 (d=4%)	9.7	456965	902041	9146241		3017540	7
d < 11% اقتصادی	1.1E+07	10.2 (d=4%)	8.2	438159	889292	8730641	7693899	3252321	8
d < 11% اقتصادی	1.1E+07	10.0 (d=4%)	8.1	441133	894145	8618545		3270118	9
d < 4.5% اقتصادی	8.7E+05	18.7 (d=4%)	13	458968	1008484	10072580		2897306	10
d < 8% اقتصادی	6.9E+06	12.8 (d=4%)	9.9	424591	921423	8683949	9484280	3115262	11
d < 7.5% اقتصادی	5.6E+06	13.9 (d=4%)	10.5	433216	1001151	9507819		3168837	12

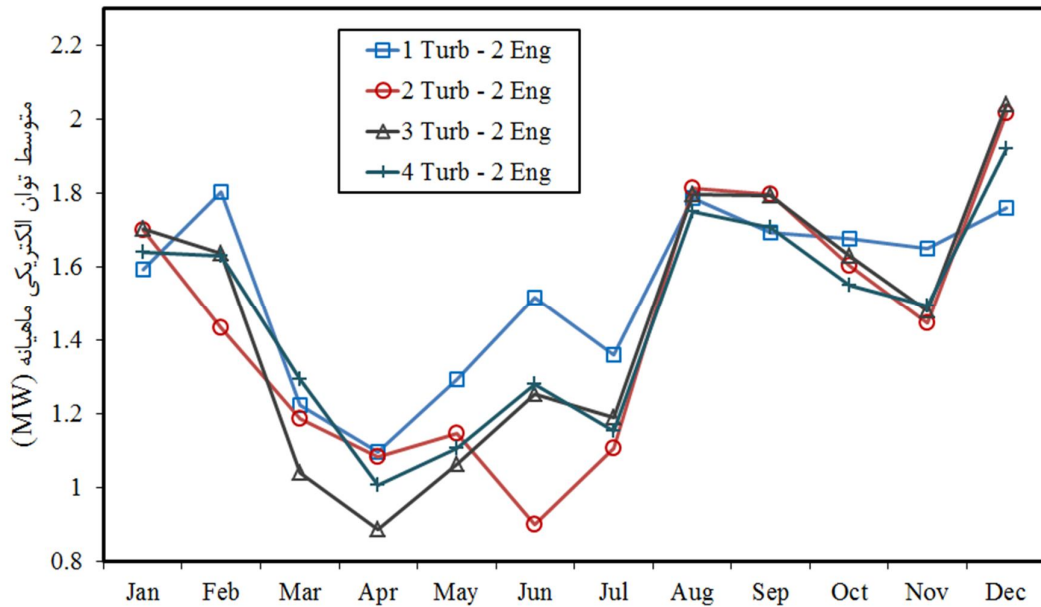
همانگونه که مشاهده می شود، استفاده از این طرح برای ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند کاملاً غیر اقتصادی بوده و استفاده از هیچکدام از 12 سناریوی ممکن توصیه نمی شود. این درحالیست که 9 سناریوی تعیین شده برای ایستگاه تقلیل فشار گاز قدیم مشهد تحت شرایط خاصی و در بازه خاصی از نرخ بهره (d) قابل انجام و به لحاظ اقتصادی دارای توجیه می باشد. از سوی دیگر هر 12 سناریوی تعریف شده برای ایستگاه غرب مشهد، تحت شرایط خاصی و با در نظر گرفتن نرخ بازده هر سناریو قابل انجام بوده و چه از نظر فنی و چه از نظر اقتصادی دارای توجیه است.

شکل‌های (4-41) تا (4-43) متوسط توان الکتریکی تولیدی ماهیانه سه ایستگاه مورد بررسی را برای چهار سناریو از سناریوهای موجود با تعداد توربوآکسپندر غیر یکسان را نشان می دهد.

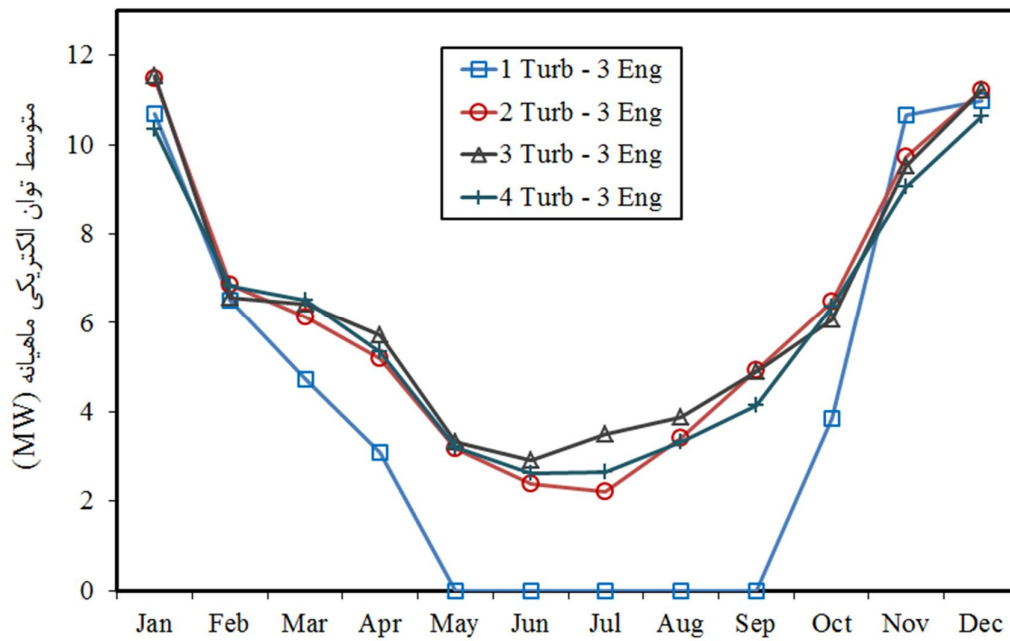


شکل 4-41: متوسط ماهیانه تولید برق ایستگاه بیرجند دارای توربوآکسپندر و سیستم CHP

همانگونه که مشاهده می شود میزان تولید برق در ماههای سرد سال به مراتب بیشتر از سایر ماههاست. بیشترین میزان تولید برق ایستگاه تقلیل فشار بیرجند مربوط به سناریوی دوم و در ماه ژانویه است که متوسط تولید در این ماه حدوداً 1/4 MW می باشد.



شکل 4-42: متوسط ماهیانه تولید برق ایستگاه قدیم مشهد دارای توربوآکسپندر و سیستم CHP



شکل 4-43: متوسط ماهیانه تولید برق ایستگاه غرب مشهد دارای توربوآکسپندر و سیستم CHP

بیشترین میزان تولید برق ایستگاه قدیم مشهد نیز در دو سناریوی 5 و 7 و در ماه دسامبر اتفاق می افتد که میزان آن در حدود $2/1$ MW خواهد بود. البته در میان سه ایستگاه مورد بررسی، ایستگاه غرب مشهد از بیشترین میزان تولید برخوردار است. ماکزیمم میزان تولید در این ایستگاه در حدود

12MW و مربوط به تولید ماه ژانویه و دسامبر می باشد. نکته ای که در رابطه با این ایستگاه قابل تأمل است، این میباشد که استفاده از سناریوهایی که در آنها تعداد توربوآکسپندر بیش از یک عدد است، تولید به مراتب بیشتری نسبت به سیستم دارای تنها یک توربین دارند. ضمن اینکه سیستم دارای یک توربوآکسپندر عملاً در چند ماه گرم سال کارایی نداشته و قادر به تولید برق نیستند.

4-4- طراحی ایستگاه بیرجند در مود mix-match

یکی از روشهای طراحی ایستگاه طراحی آن بر مبنای ترکیبی از دیدگاه حرارتی و نیاز الکتریکی است. بدین ترتیب که طراحی ایستگاه و تجهیزات آن براساس نیاز حرارتی آن صورت پذیرد، ولی در عین حال در موقع کار ایستگاه، از تجهیزات آن برای تأمین حداقل توان الکتریکی مشخصی مثلاً حداکثر توان الکتریکی آنها کار دریافت شود. بدین ترتیب عملاً سیستم بصورت پیوسته در تمام طول سال قادر به تولید برقی مشخص بصورت پیوسته و مداوم خواهد بود، که این مسئله ضمن اینکه میزان تولید انرژی ایستگاه را تا حد قابل ملاحظه ای بالاتر می برد، از نظر اقتصادی نیز می تواند شرایط بهتری داشته باشد که این بخصوص برای ایستگاههای کوچکی مانند بیرجند بسیار قابل توجه است.

در بخشهای پیشین مشاهده شد که طراحی ایستگاه بر مبنای نیاز حرارتی آن برای ایستگاه بیرجند با توجه به شرایط قیمتی حال حاضر تجهیزات و هزینه های بالای سرمایه گذاری و همچنین با توجه به میزان تولید پایین این نوع طراحی، عملاً برای هیچ کدام از سناریوهای پیشنهادی دارای توجیه اقتصادی نبوده و قابل قبول نیست. با توجه به اینکه پیش از این سایز و اندازه تجهیزات، برای دو طرح از سه طرح پیشنهادی که در آنها از سیستم CHP استفاده می شود بر مبنای نیاز حرارتی انتخاب شده و مشخص است، با استفاده از روش ترکیبی mix-match اینگونه فرض گرفته می شود که هریک از محرکهای اولیه سیستم تولید همزمان، بطور پیوسته در حداکثر ظرفیت خود و در بار کامل کار کنند. بدین ترتیب هرچند در هر روز از روزهای سال میزان حرارت تولیدی سیستم CHP بیش

از نیاز واقعی ایستگاه است، و میزان مصرف سوخت بمراتب بالاتر از طراحی های پیشین است، اما در عین حال میزان متوسط برق تولیدی سالیانه نیز به میزان قابل ملاحظه ای افزایش می یابد.

در ابتدا نتایج مرتبط با طرح استفاده از سیستم تولید همزمان به عنوان منبع حرارتی که در آن بازیافت انرژی فشاری توسط توربواکسپندر صورت نمی پذیرد، مورد بررسی قرار میگیرد. برای ایستگاه CGS بیرجند، برای این طرح دو سناریو معرفی شد که در سناریوی نخست یک موتور 115 کیلووات و در سناریوی دوم دو موتور 50 کیلووات، مناسبترین طراحی ها بر مبنای نیاز حرارتی شناخته شدند. حال با در نظر گرفتن اینکه موتورهای سیستم CHP در هر دو سناریو با حداکثر توان الکتریکی خود کار کنند، برای هر یک تحلیل فنی و اقتصادی صورت می پذیرد که نتایج نهایی نشان از اقتصادی بودن هر دو طرح با بازگشت سرمایه مناسب دارد. با بررسی فنی این طرح مشاهده می گردد که میزان تولید این سیستم بین 5 تا 7 برابر بیشتر از طرحی است که تنها بر مبنای نیاز حرارتی عمل می کند، اگرچه باید توجه نمود که مصرف سوخت در این حالت نیز به مراتب بیش از طراحی پیشین است. نتایج این بررسی ها با فرض نرخ بهره 10% و همچنین محدوده توجیه پذیری اقتصادی طرح، در جدول 4-23 نشان داده شده است.

جدول 4-23: نتایج آنالیز اقتصادی طراحی ایستگاه بیرجند با روش mix-match

سناریو	SPB (Year)	DPB (Year)	NPV	نتیجه
سناریوی 1	3.8	5	154528 > 0	اقتصادی > 25%
سناریوی 2	4	5.5	126695 > 0	اقتصادی > 22.5%

حال به بررسی طرح دوم که در آن از توربواکسپندر به همراه سیستم CHP برای بازیافت انرژی و تولید برق استفاده میشود، و نتایج فنی و اقتصادی آن اشاره میشود. بدلیل آنکه طراحی اولیه و انتخاب تجهیزات بر مبنای نیاز حرارتی می باشد، لذا هزینه سرمایه گذاری اولیه و تجهیزات تغییری نخواهند نمود و تنها تغییرات موجود مربوط به میزان تولید برق خروجی و نیز میزان مصرف سوخت می باشد

که به طور قابل ملاحظه ای افزایش می یابد. نتایج اقتصادی حاصل از بکارگیری این سیستم با این استراتژی تولید، در جدول 4-24 نشان داده شده است.

جدول 4-24 : نتایج آنالیز اقتصادی برای ایستگاه CGS بیرجند دارای توربوآکسپندرو سیستم CHP به روش mix-match

نتیجه	NPV	DPB	SPB	درآمد فروش برق (دلار)	هزینه مصرف سوخت (\$)	تعداد توربین	تعداد موتور	سناریو	
اقتصادی $d < 6.2\%$	245137	17	¹¹ ($d < 5.5\%$)	462528	140878	1	1	1	
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	315360	202639		2		2
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	299592	291243		3		3
اقتصادی $d < 2.2\%$	60156	19	¹⁶ ($d < 2.2\%$)	430992	132401	2	1	4	
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	294336	191336		2		5
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	220752	227666		3		6
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	430992	133401	3	1	7	
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	294336	191336		2		8
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	220752	227666		3		9
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	420480	129575	4	1	10	
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	294330	191336		2		11
غیر اقتصادی	< 0	> 20	> 20	204984	214950		3		12

همانگونه که مشاهده می شود در مجموع این نوع طراحی به لحاظ اقتصادی صرفه بیشتری نسبت به روش طراحی پیشین دارد، هرچند که برای سیستم دارای توربوآکسپندر هنوز هم در بیشتر سناریوها به لحاظ اقتصادی توجیه وجود ندارد.

4-5- پتانسیل تولید برق طرحهای پیشنهادی در ایران

4-5-1- مقدمه

پس از بررسی نتایج طرحهای پیشنهادی مختلف برای ایستگاههای تقلیل فشار گاز، اکنون باید بررسی نمود که با بکارگیری هر یک از این طرحها در تمامی ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی در ایران، قادر به تولید چه میزان برق بوده و پتانسیل تولید برق هر طرح در ایران چه میزان است. سازمان اطلاعات انرژی ایالات متحده آمریکا، در گزارشی، میزان مصرف روزانه گاز در ایران را در سال 2010، حدود 387 میلیون مترمکعب تخمین زده است [38] که از سال 2000 تا 2010 با نرخ رشد 8/3% افزایش یافته است. اکنون با فرض شرایط ایستگاه تقلیل فشار گاز غرب مشهد برای تمام ایران، به بررسی پتانسیل تولید برق طرحهای مختلف در ایران پرداخته می شود.

4-5-2- طرح بکارگیری سیستم CHP در ایستگاههای CGS

متوسط دبی عبوری از ایستگاه تقلیل فشار گاز غرب مشهد در حدود $173036 \text{ m}^3/\text{hr}$ می باشد. میزان تولید برق این ایستگاه برای سناریوی دوم آن که سیستم CHP دارای دو موتور 450 کیلووات می باشد، حدودا 253 کیلووات است. با در نظر گرفتن شرایط این ایستگاه و با در نظر گرفتن این سیستم دو موتور برای تمامی نقاط ایران، میزان پتانسیل تولید برق توسط این سیستم در کل ایران بصورت زیر قابل محاسبه می باشد.

$$\dot{V}_{CGS} = 173036(\text{m}^3 / \text{hr}) \times 24 = 4152864(\text{m}^3 / \text{day})$$

$$P_{elec, total} = \frac{387 \times 10^6 (\text{m}^3 / \text{day}) \times 253(\text{kW})}{\dot{V}_{CGS}} = 24 \text{ MW}$$

بنابراین پتانسیل تولید برق سالیانه توسط این سیستم در ایران حدوداً 24 مگاوات می باشد که معادل تولید 201/8 GWhr انرژی در سال می باشد. سود حاصل از فروش این میزان برق در حدود 12/6 میلیون دلار در سال خواهد بود.

4-5-3- طرح بکارگیری توربوآکسپندر در ایستگاههای CGS

میزان تولید برق ایستگاه غرب مشهد، برای سناریوی دوم آن که دارای دو توربین 3/3 مگاواتی با دبی طراحی $144000 \text{ m}^3/\text{hr}$ می باشد، حدوداً 3061 کیلووات است. با در نظر گرفتن شرایط این ایستگاه و با در نظر گرفتن این سیستم دو توربینه برای تمامی نقاط ایران، میزان پتانسیل تولید برق توسط این سیستم در کل ایران بصورت زیر قابل محاسبه می باشد.

$$\dot{V}_{CGS} = 173036(\text{m}^3 / \text{hr}) \times 24 = 4152864(\text{m}^3 / \text{day})$$

$$P_{elec,total} = \frac{387 \times 10^6(\text{m}^3 / \text{day}) \times 3061(\text{kW})}{\dot{V}_{CGS}} = 285\text{MW}$$

بنابراین پتانسیل تولید برق سالیانه توسط این سیستم در ایران حدوداً 285 مگاوات می باشد که معادل تولید 2440 GWhr انرژی در سال می باشد. سود حاصل از فروش این میزان برق در حدود 149.8 میلیون دلار در سال خواهد بود.

4-5-4- بکارگیری توربوآکسپندر و سیستم CHP در ایستگاههای CGS

میزان تولید برق ایستگاه غرب مشهد، برای سناریوی پنجم آن که دارای دو توربین 3/3 مگاواتی با دبی طراحی $144000 \text{ m}^3/\text{hr}$ و سه عدد موتور 1/3 مگاواتی می باشد، حدوداً 6026 کیلووات است. با در نظر گرفتن شرایط این ایستگاه و با در نظر گرفتن این سیستم دو توربینه که دارای سیستم CHP با سه موتور احتراق داخلی می باشد، برای تمامی نقاط ایران، میزان پتانسیل تولید برق توسط این سیستم در کل ایران بصورت زیر قابل محاسبه می باشد.

$$\dot{V}_{CGS} = 173036(m^3 / hr) \times 24 = 4152864(m^3 / day)$$

$$P_{elec,total} = \frac{387 \times 10^6(m^3 / day) \times 6026(kW)}{\dot{V}_{CGS}} = 562MW$$

بنابراین پتانسیل تولید برق سالانه توسط این سیستم در ایران حدوداً 562 مگاوات می باشد که معادل تولید 4850 GWhr انرژی در سال می باشد. سود حاصل از فروش این میزان برق در حدود 295/3 میلیون دلار در سال خواهد بود.

جدول (4-25) خلاصه ای از نتایج بررسی پتانسیل تولید برق در ایران را برای طرحهای مختلف نشان می دهد.

جدول 4-25: پتانسیل تولید برق طرحهای مختلف تولید انرژی در ایستگاههای تقلیل فشار در ایران

طرح پیشنهادی	پتانسیل تولید برق سالانه در ایران (MW)	درآمد حاصل از فروش برق (میلیون دلار)
سیستم CHP	24	12.6
توربوآکسپندر	285	149.8
سیستم CHP + توربوآکسپندر	562	295.3

4-6- پیش بینی عملکرد اقتصادی سیستمهای تولید انرژی در ایستگاههای CGS

تا به اینجا، با بررسی ایستگاههای تقلیل فشار گوناگون با سایزها و اندازه های مختلف، به بررسی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستمهای بازیافت انرژی و تولید حرارت با طرحهای گوناگون در این ایستگاهها پرداخته شد. اما یکی از سؤالات اساسی در این رابطه آن است که چگونه می توان بدون طراحی تفصیلی یک ایستگاه و طراحی سناریوهای گوناگون و تحلیل فنی و اقتصادی یک به یک آنها، در همان ابتدا، به یک پیش بینی نسبتاً قابل اطمینان در رابطه با توجیه پذیر بودن طرح مورد نظر برای آن ایستگاه دست یافت. با توجه به بررسی هایی که در این پژوهش بر روی چندین ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی صورت گرفت که هر کدام از این ایستگاهها دارای اندازه و سایزی متمایز با دیگری بودند، و با توجه به نتایج حاصله از طراحی سناریوهای گوناگون برای هر یک، اکنون می توان تا حدودی

مشخص نمود که برای ایستگاهی با سائزی مشخص آیا اصولاً بکارگیری هر یک از طرحهای پیشنهادی بیان شده اقتصادی است یا خیر. پارامتری به نام فاکتور قابلیت (CF) معرفی می شود که بصورت زیر تعریف خواهد شد:

$$CF = \frac{(1 \times ESN) + (0 \times NESN)}{(ESN + NESN)} \quad 0 \leq CF \leq 1 \quad (1-4)$$

که ESN تعداد سناریوهای اقتصادی و NESN نیز تعداد سناریوهای غیر اقتصادی طرح پیشنهادی برای ایستگاه CGS مورد نظر است. اگر پروژه ای دارای CF برابر با یک باشد، از هر جهت مناسب و دارای توجیه اقتصادی خواهد بود و چنانچه مقدار آن صفر باشد، پروژه کاملاً غیر اقتصادی می باشد. محدوده مناسب برای اینکه ایستگاهی دارای قابلیت برای اجرای پروژه ای خاص باشد، پروژه هایی با CF بزرگتر از 0.5 در نظر گرفته می شود.

جدول (4-26) مقدار CF چندین ایستگاه تقلیل فشار را برای سه طرح پیشنهادی تولید و بازیافت انرژی نشان می دهد.

جدول 4-26: مقدار CF ایستگاههای CGS برای سه طرح تولید و بازیافت انرژی

غرب مشهد	شرق مشهد	قدیم مشهد	نیشابور	بیرجند	
173036	116971	64953	24822	14344	(m ³ /hr)
0.67	0.32	صفر	صفر	صفر	CHP
1	0.87	0.67	0.23	صفر	توربوواکسپندر
1	0.84	0.5	0.1	صفر	توربوواکسپندر+CHP

با توجه به نتایج بدست آمده در این تحقیق و با بررسی چندین ایستگاه تقلیل فشار دیگر مانند ایستگاههای تقلیل فشار شرق مشهد با دبی متوسط 116971m³/hr و یا ایستگاه تقلیل فشار نیشابور و با متوسط دبی عبوری 24822m³/hr نهایتاً بطور تقریبی می توان حد پایین دبی حجمی یک ایستگاه را برای آنکه اجرای هر یک از سیستمهای پیشنهادی به لحاظ اقتصادی قابلیت اجرا داشته

باشند با درصدی خطا مشخص نمود. جدول (4-27) حد پایین دبی حجمی ایستگاههای CGS را برای داشتن قابلیت اجرای سه سیستم پیشنهادی در آنها نشان می دهد.

جدول 4-27: محدوده قابل اجرای سیستمهای مختلف از نظر اقتصادی

سیستم پیشنهادی	محدوده قابل اجرای طرح
سیستم CHP	دبی حجمی متوسط $< 146000 \text{ m}^3/\text{hr}$
توربوآکسپندر	دبی حجمی متوسط $< 47000 \text{ m}^3/\text{hr}$
توربوآکسپندر + سیستم CHP	دبی حجمی متوسط $< 69000 \text{ m}^3/\text{hr}$

فصل پنجم

نتیجه گیری و ارائه

پیشنهادات

5-1- جمع بندی و نتیجه گیری

در پژوهش حاضر به بررسی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستمهای تولید همزمان برق و گرما و نیز برخی سیستمهای تولید انرژی از جریان سیال مانند توربین های انبساطی در ایستگاه های تقلیل فشار گاز طبیعی پرداخته شده است. به طور معمول گاز طبیعی پر فشار (5-7MPa) قبل از استفاده در محلهای مصرف، می بایست در نقاطی از مسیر انتقال در ایستگاههای تقلیل فشار، به فشاری به مراتب پایین تر و قابل استفاده برای مصرف کننده برسد. معمولا این افت فشار توسط شیرهای انبساطی صورت می پذیرد که حین عبور گاز از آنها، فشار و دمای گاز طی یک فرایند انتالپی ثابت و با توجه به اثر ژول تامسون، کاهش می یابند. بدین ترتیب بخش اعظمی از انرژی موجود در گاز که بصورت انرژی فشاری، در آن موجود است، هدر خواهد رفت. استفاده از توربینهای انبساطی بموازات شیرهای انبساطی موجود در ایستگاه، راهی مفید و قابل اطمینان برای تبدیل این حجم عظیم انرژی موجود در گاز به انرژی الکتریکی می باشد. با توجه به نوع فرایند ترمودینامیکی توربینهای انبساطی، میزان افت دما در این تجهیز نسبت به شیرهای انبساطی بیشتر خواهد بود، لذا نیاز حرارتی ایستگاه بیش از وضعیت معمول و بدون توربوآکسپندر است. بدین منظور پیشنهاد می گردد که بجای تأمین

نیاز حرارتی از طریق هیترهای موجود در ایستگاه که ممکن است قادر به برآورده سازی کامل نیاز ایستگاه نباشند، از سیستمهای تولید همزمان برق و گرما بعنوان تأمین کننده بخش اعظم این حرارت استفاده گردد. ضمن آنکه انرژی الکتریکی تولیدی توسط این سیستم، نیز به عنوان یک محصول ثانویه بسیار مفید و قابل توجه خواهد بود. بدین ترتیب در مجموع ایستگاه تقلیل فشار به یک نیروگاه تولید برق کوچک تبدیل می گردد که می توان برق آن را برای برخی مصارف داخلی و مهمتر از آن عرضه به شبکه سراسری و فروش، مورد استفاده قرار داد.

برای شبیه سازی این سیستم، برنامه ای رایانه ای برای طراحی و مدلسازی بخشهای مختلف آن و بررسی و مقایسه فنی و اقتصادی سناریوهای گوناگون قابل اجرا، ایجاد شده و توسعه یافته است. سیستم تولید همزمان در این تحقیق از نوع موتور احتراق داخلی در نظر گرفته شده است. بدین ترتیب سه طرح کلی برای ایستگاههای تقلیل فشار گاز پیشنهاد شده است، که عبارتند از سیستمی شامل تنها توربواکسپندر، سیستمی شامل تنها تجهیزات تولید همزمان برق و گرما برای تأمین نیاز حرارتی و تولید برق بعنوان محصولی ثانویه و در نهایت سیستمی که مجموعه ای کامل از تمام این فناوریها را در کنار یکدیگر داراست.

در این برنامه، با استفاده از الگوریتمی ابتکاری، به انتخاب و تعیین سایز و اندازه فنی ترین سیستم با بیشترین میزان تولید مبادرت شد. این الگوریتم چهار مرحله ای، با طی مسیری منطقی مجموعه ای از سناریوها را برای هر کدام از سه طرح پیشنهادی در اختیار قرار خواهد داد که سایز و اندازه تجهیزات منتخب خود آن سناریوها نیز هر کدام از نظر فنی و اقتصادی بهترین گزینه برای آن سناریو هستند. مرحله نخست طراحی شامل تعیین سایز و اندازه توربواکسپندری است که قادر به تولید بیشترین توان الکتریکی صرفنظر از نوع سیستم تولید همزمان بکار رفته در سیستم باشد. اینکار نیز با بررسی و مقایسه فنی توربین های انبساطی با اندازه های گوناگون و با محدوده عملکرد متفاوت صورت میپذیرد. بدین ترتیب بهترین اندازه و سایز توربواکسپندر ممکن برای یک سناریو مشخص خواهد شد. مرحله دوم از الگوریتم ارائه شده، شامل تعیین نیاز حرارتی ایستگاه تقلیل فشار گاز و سپس تعیین

سایز منتخب سیستم تولید همزمان برق و گرما که در صورت نصب آن در ایستگاه، میزان برق تولیدی ایستگاه حداکثر مقدار ممکن برای آن سناریو باشد. در مرحله اول و دوم بررسی ها مبنای طراحی سیستم، بدترین شرایط ممکن برای ایستگاه در طول سال در نظر گرفته میشود. بدین معنی که کمترین دما، بیشترین دبی حجمی سالیانه و بیشترین فشار ورودی به ایستگاه مبنا قرار داده شده و سیستم بر این اساس طراحی خواهد شد. تعیین دما، فشار و دبی حجمی مبنا، با توجه به اطلاعات ایستگاه در مدت چند سال صورت میگیرد.

در مرحله سوم از طراحی سناریو، با دانستن سایز و اندازه توربواکسپنדרها و موتورهای احتراق داخلی موجود در سیستم، شبیه سازی را برای روزهای مختلف از سال انجام داده و با بالانس انرژی، مجموع توان تولیدی روزانه ایستگاه در هر روز بطور مشخص و با توجه به شرایط ایستگاه، تعیین میگردد. بدلیل نوسانات بسیار زیاد در ایستگاههای تقلیل فشار در طول یکسال و تغییرات شرایط گاز ورودی به آنها، میزان نیاز حرارتی ایستگاه در روزهای مختلف متفاوت با یکدیگر بوده و لذا لزوما همه توربواکسپنדרها و موتورهای سیستم تولید همزمان در همه روزها، با ظرفیت کامل خود کار نخواهند کرد. حتی در برخی روزها امکان دارد از میان چند توربواکسپندر و موتور احتراق داخلی موجود در ایستگاه، تعدادی از آنها خارج از مدار قرار داشته و قادر به کار در آن شرایط نباشند. لذا برای آنکه سیستم بگونه ای مدل شود که از انعطاف کافی برای تغییر وضعیت در شرایط مختلف برخوردار باشد، میزان توان خروجی و راندمان توربواکسپندر، تابعی از دبی عبوری گاز و دمای ورودی به ایستگاه بوده و از سوی دیگر نیز، عملکرد موتور در شرایطی غیر از بار کامل آن نیز با ارائه روابطی مدل شده اند. همچنین محدوده عمل هر یک از این تجهیزات، بسته به سایز و اندازه آنها متغیر است.

مرحله چهارم و نهای سایزینگ سیستم، تکرار مراحل اول تا سوم با تغییر دبی حجمی یا به عبارتی دیگر تغییر نیاز حرارتی مبنا است. علت این امر نیز آن است که، طراحی ایستگاه بر مبنای دبی حداکثر، بدلیل آنکه در عمل تعداد روزهایی از سال که ایستگاه چنان شرایطی را تجربه نماید چندان زیاد نیست، چندان منطقی نبوده و در واقع سیستم در این حالت در تعداد محدود تری از روزهای

سال ظرفیت تولید بالایی دارد. لذا با تغییر مبنای طراحی که با در نظر گرفتن درصدهای مختلفی از دبی ماکزیمم سالیانه قابل انجام است، و با تکرار مراحل پیشین برای یک سناریو، سیستمی با سائزی متفاوت و مسلماً کوچکتر از سیستم طراحی شده بر مبنای دبی حداکثر بدست می آید که حتی با وجود سائز کوچکتر ممکن است قادر به تولید متوسط توان بیشتری در طول سال باشد. چنانچه حتی تفاوت چندانی در میزان تولید برق این سیستمها وجود نداشته باشد، باز هم گاهی تفاوت قابل ملاحظه ای را می توان مابین این سیستمها از نظر اقتصادی مشاهده نمود. ممکن است سیستمی که بر مبنای 100٪ دبی ماکزیمم سالیانه طراحی می شود به لحاظ اقتصادی توجیه نداشته باشد، اما طراحی همان سناریو بر مبنای درصد پایین تری از دبی حجمی ماکزیمم، علاوه بر اینکه از نظر فنی شرایط بهتری دارد، از نظر اقتصادی نیز گزینه ای قابل قبول باشد.

با توجه به الگوریتم پیشنهادی و با توجه به محدودیتها و نکات مرتبط با طراحی هر یک از تجهیزات، و با توجه به قوانین ترمودینامیک، چندین ایستگاه تقلیل فشار گاز که دارای ظرفیتها و اندازه های متفاوت از یکدیگرند و همگی از گاز پالایشگاه خانگیران تغذیه می شوند، مورد مطالعه و بررسی موشکافانه قرار گرفتند. ایستگاه بیرجند، قدیم مشهد و غرب مشهد از جمله این ایستگاهها هستند که بترتیب دارای ظرفیت پایین تا بسیار زیاد می باشند. هر یک از سه طرح پیشنهادی برای هر یک از این ایستگاهها مورد بررسی قرار گرفته و سناریوهای گوناگونی برای هر کدام از این طرحها پیشنهاد شده است.

نتایج بررسی ها نشان می دهند که بطور کلی ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند با توجه به اندازه و سائز آن گزینه مناسبی برای هیچ کدام از سه طرح پیشنهادی نبوده و هیچ کدام از سناریوهای این سه طرح قطعاً از نظر اقتصادی توجیه نخواهند داشت. در رابطه با ایستگاه قدیم مشهد نیز با توجه به ویژگیهای این ایستگاه مشخص شد که این ایستگاه برای اجرای برخی طرحها و سناریوها مناسب و برای برخی نیز گزینه ای نامناسب خواهد بود. بعنوان مثال بکارگیری سیستم تولید همزمان به تنهایی در این ایستگاه، برای هیچکدام از سناریوها از نظر اقتصادی توجیهی نخواهد داشت، درحالیکه برخی از

سناریوهای دو طرح دیگر برای این ایستگاه قابل اجرا و ممکن است. در میان تمامی این موارد، ایستگاه تقلیل فشار گاز غرب مشهد بدلیل اندازه وسایز بزرگ آن از جذابیت خاصی برخوردار است و بیشتر سناریوهای تعریفی مربوط به سه طرح پیشنهادی، برای این ایستگاه قابل اجرا چه از نظر فنی و چه از نظر اقتصادی خواهد بود.

طراحی ایستگاه برمبنای ترکیبی از نیاز حرارتی و نیاز به برق یک روش طراحی مناسب برای ایستگاههای تقلیل فشار گاز می باشد که در آن انتخاب تجهیزات براساس نیاز حرارتی صورت می پذیرد، اما در نهایت تجهیزات تا حداکثر توان الکتریکی خود برق تولید می کنند. این روش خصوصاً برای ایستگاههای کوچکی مانند ایستگاه بیرجند که دبی گاز ورودی و سایز ایستگاه چندان بزرگ نیست مناسب تر از روش طراحی صرف برمبنای نیاز حرارتی است.

با توجه به نتایج بدست آمده از مطالعات موردی انجام شده و مقایسه آنها با هم و نیز با دیگر ایستگاههای تقلیل فشار، مانند ایستگاه شرق مشهد و نیشابور، پارامتری به نام فاکتور قابلیت تعریف شد که قادر به پیش بینی تقریبی در مورد اقتصادی بودن هر یک از سه طرح پیشنهادی برای اجرا در یک ایستگاه تقلیل فشار است. با در نظر گرفتن اینکه پروژه زمانی قابل اجراست که فاکتور قابلیت آن از 0.5 بزرگتر باشد و با مقایسه ایستگاههای بررسی شده با یکدیگر و تعیین رابطه بین فاکتور قابلیت آنها و دبی حجمی متوسط ایستگاه، حداقل دبی حجمی لازم برای اینکه هر کدام از این سه طرح قابل اجرا و اقتصادی باشند، معین شده است.

نکته نهایی در رابطه با هر یک از این طرحها، پتانسیل تولید برق در کل ایران با بکارگیری هر کدام از آنهاست. با توجه به مصرف روزانه گاز طبیعی در ایران که در حدود 387 میلیون مترمکعب می باشد، این نتایج حاصل شد که بدون توجه به بحث اقتصادی و تنها به لحاظ فنی بکارگیری سیستم تولید همزمان به تنهایی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز، حداکثر قادر به تولیدی در حدود 24 مگاوات در سال خواهد بود که درآمد حاصل از فروش این برق با فرض قیمت کیلووات برق 0.06 دلار، حدوداً 12.6 میلیون دلار خواهد بود. این درحالیست که سیستمهای پیشنهادی توربوآکسپندر دار تنها و سیستم

دارای توربوآکسپندر و سیستم تولید همزمان بترتیب قادرند توانی در حدود 285 مگاوات و 562 مگاوات تولید نمایند که میزان درآمد حاصل از فروش برق برای این دو، بترتیب برابر با 150 و 295 میلیون دلار پیش بینی میشود.

5-2- ارائه پیشنهادات برای پژوهشهای آینده

با توجه به تجربیات و فعالیتهای صورت گرفته در پایان نامه حاضر، در ذیل پیشنهاداتی جهت ادامه این پژوهش ارائه شده است.

- 1- توسعه الگوریتم حاضر برای طراحی و شبیه سازی جزئی تر برخی از تجهیزات سیستم پیشنهادی مانند طراحی و شبیه سازی سیستمهای انتقال حرارت موجود در ایستگاه تقلیل فشار گاز
- 2- توسعه الگوریتم برای امکان بررسی عملکرد فنی و اقتصادی بکارگیری برخی دیگر از انواع محرکهای اولیه مانند سلولهای سوختی، میکروتوربینها و توربینهای گاز در ایستگاههای تقلیل فشار
- 3- استفاده از روشهای بهینه سازی مانند الگوریتمهای ژنتیک چند هدفه برای تعیین سایز و اندازه بهینه سیستمهای پیشنهادی و بدست آوردن مجموعه پاسخهای نخبه.
- 4- توسعه بیشتر زیر برنامه های ارائه شده برای طراحی و مدلسازی توربوآکسپندر و سیستم تولید همزمان برق و گرما
- 5- استفاده از الگوریتم ارائه شده بمنظور بررسی فنی و اقتصادی تعداد بیشتری از ایستگاههای تقلیل فشار به منظور پیش بینی بهتر و دقیقتر درباره عملکرد سیستمهای پیشنهادی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز و تعیین دقیقتر شروط لازم برای اقتصادی بودن سیستم و حداقل ملزومات ایستگاه
- 6- بررسی میزان دسترس پذیری و قابلیت استفاده از توربوآکسپندر در شرایط مختلف بعنوان یک پروژه مستقل.
- 7- بررسی قابلیت استفاده و دسترس پذیری توربوآکسپندر به عنوان یک پارامتر مهم در مسئله.

- [1] Rami, Golli E.L., Jean-Jacques B., Bruno D. and François M., (2007), "Modeling of a pressure regulator", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 84, Issue 4, pp. 234-243.
- [2] Pozivil J., (2004), "Use of expansion turbine in natural gas pressure reduction stations", *J. Acta Montanistica Slovaca*, Vol.9, pp. 258-260
- [3] Farzaneh-Gord M., Manzari M., Maghrebi M., Hashemi S., Eftekhari H. and Farokhi A., (March 24-27, 2007), "Using pressure exergy of natural gas in Bandar-Abbas refinery gas pressure drop station", The 2nd ICMSAO, Abu Dhabi, UAE
- [4] Farzaneh-Gord M., Hashemi S. and Sadi M., (2007), "Energy destruction in Iran's natural gas pipe line network", *J. Energy Exploration and Exploitation*, Vol. 25, pp. 393-406
- [5] Farzaneh-Gord M. and Deymi-Dashtebayaz M., (2008), "Recoverable energy in natural gas pressure drop stations: A case study of the Khangiran gas refinery", *Energy Exploration and Exploitation*, Vol. 26, pp. 71-82
- [6] Khalili E., (May 24-25, 2009), "Energy Regeneration in natural gas pressure reduction stations by use of gas turbo-expander", Second Iranian Pipe & Pipeline Conference, Razi International Conference Center, Tehran, Iran
- [7] عطایی آ، حکیمی آ، خلجی اسدی م و پنجه شاهی م، (2007) "امکان سنجی فنی و اقتصادی نصب توربین انبساطی در نیروگاه های حرارتی (مطالعه موردی نیروگاه شازند اراک)", بیست و دومین کنفرانس بین المللی برق، ایران
- [8] صادقی ح، بهافرید ف و موسوی آرا م، (22 و 23 خرداد 1386)، "بازیافت انرژی به وسیله توربین انبساطی در نیروگاه بیستون کرمانشاه" ششمین همایش ملی انرژی، ایران
- [9] Cho S.Y., Cho C.H. and Kim C., (2008), "Performance characteristics of a turbo-expander substituted for expansion valve on air-conditioner", *J. Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, Issue 8, pp. 1655-1665
- [10] Sanaye S., Aghaei-Meybodi M. and Shokrollahi S., (2008), "Selecting the prime movers and nominal powers in combined heat and power systems", *Applied Thermal Engineering* Vol. 28, pp. 1177-1188
- [11] Sanaye S. and Shokrollahi S., (June 14-17, 2004), "Selection and sizing of prime movers in combined heat and power systems", Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, Austria, Vienna
- [12] Kavvadias K.C., Tosios A.P. and Maroulis Z.B., (2010), "Design of a combined heating, cooling and power system: sizing, operation strategy selection and parametric analysis", *J. Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp. 833-845

- [13] Fuel Cells Bulletin, (2008), "FCE, Enbridge power up first DFC-ERG system", Issue 12, pp. 5-6
- [14] Howard C.R., (2011), "An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 2165-2170
- [15] Farzaneh-Gord M., Arabkoohsar A., Rezaei M., Deymi-Dashtebayaz M. and Rahbari H.R., (2011), "Feasibility of employing solar energy in natural gas pressure drop stations", *Energy Institute* Vol. 84, pp. 165-173
- [16] COGEN Europe (The European Association for the Promotion of Cogeneration, www.cogen.org), (2001), "The European educational tool on cogeneration", 2nd edition, pp. 7-8
- [17] Wu D.W. and Wang R.Z. (2006), "Combined cooling, heating and power: A review", *J. of Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 32, pp.459-495
- [18] Flin D. (2010), "Cogeneration-A user's guide", The Institution of Engineering and Technology, London, UK.1, pp.1-10
- [19] WADE (World Alliance of Decentralized Energy, www.localpower.org). (2002), "Guide to decentralized energy technologies"
- [20] Goldstein L. et al. (2003), "Gas-fired distributed energy resource technology characterizations" NREL (National Renewable Energy Laboratory), United States.1
- [21] EPA (www.epa.gov) "Technology characterization: reciprocating engines", March 2002
- [22] EPA (www.epa.gov) "Technology characterization: steam turbines", March 2002.
- [23] Alanne K. Saari A. (2004), (Laboratory of Construction Economics and Management, Helsinki University of Technology). "Sustainable small-scale CHP technologies for buildings: the basis for multi-perspective decision-making. *Renew Sustain Energy Rev*", pp.401-31.
- [24] EPA (www.epa.gov) "Technology characterization: micro-turbines". March 2002.
- [25] Bloch H. and Soares C., (2001) "Turbo-expanders and Process Applications", Gulf Professional Publishing, Texas, USA.1
- [26] General Electric Company (www.ge-energy.com), (2008) "Turbo-expander generators for natural gas applications", USA
- [27] Konukman A. and Akman U., (2005) "Flexibility and operability analysis of a HEN-integrated natural gas expander plant." *J. of Chemical Engineering Science* Vol. 60, Issue 24, pp. 7057-7074

- [28] Hedman B.A., (2008), "Waste energy recovery opportunities for interstate natural gas pipeline", Energy and Environmental Analysis Inc., ICF International Company, pp.20-24
- [29] Herrán-González A., De La Cruz J.M., De Andrés-Toro B., and Risco-Martín J.L., (2008), "Modeling and simulation of a gas distribution pipeline network", *J. of Applied Mathematical Modeling*, Vol.33, Issue 3, pp. 1584-1600
- [30] Mokhatab S., Poe W.A. and Speight J.G., (2006), "Handbook of natural gas transmission and processing", Gulf Professional publishing, Texas, USA
- [31] Instromet International Company (www.instromet.com), (2000), "Regulator station handbook", London, UK.
- [32] Che DF., Liu Y.H. and Gao C.Y., (2004), "Evaluation of retrofitting a conventional natural gas fired boiler into a condensing boiler" *J. of Energy Conversion And Management*, Vol.45, Issue 20, pp. 3251-3266
- [33] Atlas-Copco company, (www.atlascopco.com), (2009), "Atlas-copco gas and process solutions, driving expander technology"
- [34] Dresser Company, A series of information of Waukesha gas generator sets, See PDF files at (www.dresser.com)
- [35] Wartsila Company, (2011), "Wartsila Generator sets- Product Guide Introduction", See PDF at (www.Wartsila.com)
- [36] Peters M.S. and Timmerhaus K.L., (1991), "Plant design and economics for chemical engineers", McGraw-Hill Publishing, 4, pp. 137-215
- [37] شرکت گاز استان خراسان جنوبی، بیرجند
- [38] United States Energy Information Administration (www.eia.gov)

پیوست الف:

رابطه مورد استفاده برای محاسبه خواص گاز طبیعی بر مبنای دما، فشار و وزن مخصوص گاز طبیعی توسعه می یابد. این سه خاصیت، خواصی قابل اندازه گیری می باشند. وزن مخصوص نشاندهنده ترکیبات گاز مورد بررسی است. وزن مخصوص گاز طبیعی به صورت زیر تعریف می شود:

$$\gamma = \frac{M_w}{28.966} \quad (\text{الف-1})$$

در این رابطه، γ وزن مخصوص گاز طبیعی می باشد، M_w وزن مولکولی گاز طبیعی است و 28.966 نیز وزن مولکولی هوا می باشد. محدوده فشار، دما و وزن مخصوص در رابطه ارائه شده برای تعیین خواص گاز طبیعی بصورت زیر می باشد:

$$1 \leq P(\text{MPa}) \leq 25; 250 \leq T(\text{Kelvin}) \leq 350 \quad (\text{الف-2})$$

$$16.3164 \leq M_w \left(\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right) \leq 20.68875 \quad \text{or} \quad 0.5633 \leq \gamma \leq 0.7142 \quad (\text{الف-3})$$

تمامی خواص ترمودینامیکی بغیر از آنتروپی را می توان با استفاده از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$\text{Properties}(T', P', \gamma') = A_1(T', \gamma')P'^4 + A_2(T', \gamma')P'^3 + A_3(T', \gamma')P'^2 + A_4(T', \gamma')P' + A_5(T', \gamma') \quad (\text{الف-4})$$

که $A_i(T', \gamma')$ با $i=1, \dots, 5$ بصورت زیر تعریف می شود:

$$A(T', \gamma') = B_1(T')\gamma'^2 + B_2(T')\gamma' + B_3(T') \quad (\text{الف-5})$$

و $B_j(T')$ با $i=1, 2, 3$ بصورت زیر تعریف میگردد:

$$B(T') = C_1T'^2 + C_2T' + C_3 \quad (\text{الف-6})$$

T' ، P' و γ' بترتیب توابعی از دما، فشار و وزن مخصوص هستند که بصورت زیر محاسبه می شوند:

$$T' = \frac{T-300}{50}, P' = \frac{P-13}{7.3598}, \gamma' = \frac{\gamma-0.62541}{0.07894} \quad (\text{الف-7})$$

آنتروپی نیز از طریق رابطه زیر تعیین می شود:

$$\text{Properties}(T', P', \gamma') = A_1(T', \gamma')P'^6 + A_2(T', \gamma')P'^5 + A_3(T', \gamma')P'^4 + A_4(T', \gamma')P'^3 + A_5(T', \gamma')P'^2 + A_6(T', \gamma')P' + A_7(T', \gamma') \quad (\text{الف-8})$$

که $A_i(T', \gamma')$ با $i=1, \dots, 7$ با استفاده از رابطه (الف-5) محاسبه می شود.

جداول (الف-1) تا (الف-4) ضرایب روابط (الف-4) تا (الف-6) را بترتیب برای دانسیته، ضریب ژول تامسون، آنتالپی و انرژی داخلی نشان می دهند. جدول (الف-5) نیز ضرایب مربوط به معادلات (الف-8)، (الف-5) و (الف-6) را برای محاسبه آنتروپی نشان می دهد.

جدول الف-1: ضرایب مربوط به معادلات (الف-4) تا (الف-6) برای محاسبه دانسیته

For A_1	C_1	C_2	C_3	For A_2	C_1	C_2	C_3
B_1	-0.05526	0.15435	-0.13256	B_1	-0.18862	0.15832	0.119
B_2	1.7407	-1.9248	0.18575	B_2	0.072855	0.82626	-1.3017
B_3	3.1504	-3.4759	0.37415	B_3	-1.7437	4.1125	-3.6585
For A_3	C_1	C_2	C_3	For A_4	C_1	C_2	C_3
B_1	0.25149	-0.8673	1.0182	B_1	0.67253	-0.58572	-1.7529
B_2	-7.1057	8.3016	-1.2637	B_2	0.3058	-5.7102	14.733
B_3	-14.053	16.529	-3.6958	B_3	8.2435	-29.149	75.528
For A_5	C_1	C_2	C_3				
B_1	0.05925	0.95545	-4.4321				
B_2	7.67	-14.843	21.723				
B_3	22.282	-51.938	122.61				

جدول الف-2: ضرایب مربوط به معادلات (الف-4) تا (الف-6) برای محاسبه ضریب ژول تامسون

For A_1	C_1	C_2	C_3	For A_2	C_1	C_2	C_3
B_1	0.015242	-0.02024	0.006303	B_1	0.002989	0.003903	-0.0119
B_2	-0.0802	0.091225	-0.01184	B_2	-0.00388	-0.02925	0.044848
B_3	-0.15841	0.17414	-0.01737	B_3	0.10906	-0.21735	0.15645
For A_3	C_1	C_2	C_3	For A_4	C_1	C_2	C_3
B_1	-0.06231	0.088841	-0.03494	B_1	-0.00143	-0.03948	0.086607
B_2	0.28676	-0.33769	0.051414	B_2	-0.01626	0.17636	-0.28268
B_3	0.60542	-0.66236	0.039215	B_3	-0.47244	1.2269	-1.5934
For A_5	C_1	C_2	C_3				
B_1	0.037538	-0.05477	0.035244				
B_2	-0.17759	0.19477	0.18748				
B_3	-0.42575	-0.19045	2.8794				

جدول الف-3: ضرایب مربوط به معادلات (الف-4) تا (الف-6) برای محاسبه آنتالپی


<i>For A₁</i>	C ₁	C ₂	C ₃	<i>For A₂</i>	C ₁	C ₂	C ₃
B ₁	0.23536	-0.38033	0.19855	B ₁	0.43936	-0.45315	-0.02597
B ₂	-0.78975	1.0733	-0.32314	B ₂	-1.178	0.91628	0.39662
B ₃	-3.0909	3.8865	-1.0332	B ₃	-0.4224	-1.2654	2.6406
<i>For A₃</i>	C ₁	C ₂	C ₃	<i>For A₄</i>	C ₁	C ₂	C ₃
B ₁	-1.0239	2.0382	-1.8366	B ₁	-1.1998	1.0624	1.6883
B ₂	3.2382	-4.843	1.9398	B ₂	3.5961	-2.8299	-1.5916
B ₃	14.76	-21.626	12.979	B ₃	-1.478	21.888	-67.311
<i>For A₅</i>	C ₁	C ₂	C ₃				
B ₁	0.502	-5.578	6.565				
B ₂	-1.901	-6.156	-4.34				
B ₃	-19.34	167.9	-131.2				

جدول الف-4: ضرایب مربوط به معادلات (الف-4) تا (الف-6) برای محاسبه انرژی داخلی

<i>For A₁</i>	C ₁	C ₂	C ₃	<i>For A₂</i>	C ₁	C ₂	C ₃
B ₁	0.25132	-0.3521	0.13108	B ₁	0.25301	-0.18932	-0.13035
B ₂	-0.80744	0.99402	-0.20444	B ₂	-0.7492	0.44572	0.41918
B ₃	-2.4667	2.8722	-0.49952	B ₃	0.53947	-2.1242	2.4279
<i>For A₃</i>	C ₁	C ₂	C ₃	<i>For A₄</i>	C ₁	C ₂	C ₃
B ₁	-1.0812	1.7895	-1.1521	B ₁	-0.67335	0.18565	2.2516
B ₂	3.292	-4.4129	1.324	B ₂	2.4149	-1.2358	-1.2587
B ₃	11.507	-14.898	5.592	B ₃	-4.486	21.857	-60.922
<i>For A₅</i>	C ₁	C ₂	C ₃				
B ₁	0.6633	-5.804	5.535				
B ₂	-2.234	-2.993	-2.703				
B ₃	-15.888	129.5	-104.11				

جدول الف-5: ضرایب مربوط به معادلات (الف-4) تا (الف-6) برای محاسبه آنتروپی

<i>For A₁</i>	C ₁	C ₂	C ₃	<i>For A₂</i>	C ₁	C ₂	C ₃
B ₁	-0.00033	0.000423	0.000261	B ₁	-0.00099	0.001026	-0.00057
B ₂	0.000743	-0.001	-0.0026	B ₂	0.003706	-0.00349	0.003969
B ₃	0.004234	-0.00473	0.022844	B ₃	0.003733	-0.00295	-0.03382
<i>For A₃</i>	C ₁	C ₂	C ₃	<i>For A₄</i>	C ₁	C ₂	C ₃
B ₁	0.002197	-0.003	0.000394	B ₁	0.004791	-0.00497	0.000461
B ₂	-0.00586	0.007762	0.002631	B ₂	-0.01618	0.014682	-0.00114
B ₃	-0.0282	0.032628	-0.04156	B ₃	-0.01318	0.005427	0.034677
<i>For A₅</i>	C ₁	C ₂	C ₃	<i>For A₆</i>	C ₁	C ₂	C ₃
B ₁	-0.00528	0.00878	-0.0037	B ₁	-0.00638	0.006062	-0.00097
B ₂	0.015066	-0.02109	-0.00634	B ₂	0.020652	-0.01787	0.032951
B ₃	0.07261	-0.09597	0.13997	B ₃	-0.0032	0.068045	-0.45239
<i>For A₇</i>	C ₁	C ₂	C ₃				
B ₁	0.00337	-0.0192	-0.17762				
B ₂	-0.00491	-0.0196	0.47858				
B ₃	-0.11575	0.57495	-2.2514				



www.theco.ir
شرکت مهندسی توس هنگام
(دکو)

Toos Hengam Engineering Company

WATER BATH HEATER

کد سند: EC142
شماره بازنگری: 1
تاریخ بازنگری: 85/09/30
صفحه 1 از 1

DATA SHEET

CLIENT		SUPPLIER	
Name :	OSPHOOR ENGINEERING COMPANY	Name :	THECO
Inquiry no:	ش 8781155	Project no :	PTC-841
Item no :	02	Date :	87.05.05
No. of units required :	1		
Date :	87.03.22		

CLIENT DATA

DESIGN DATA			
Gas flow rate :	30,000	scmh	Max. ambient temperature : 60 °C
Max. pressure line :	1080	psi	Min. ambient temperature : 20 °C
Min. pressure line :	400	psi	Max. relative humidity :
Max gas temperature :	38	°C	Max. wind velocity :
Min gas temperature :	10	°C	Max. rainfall in day :

SUPPLIER DATA

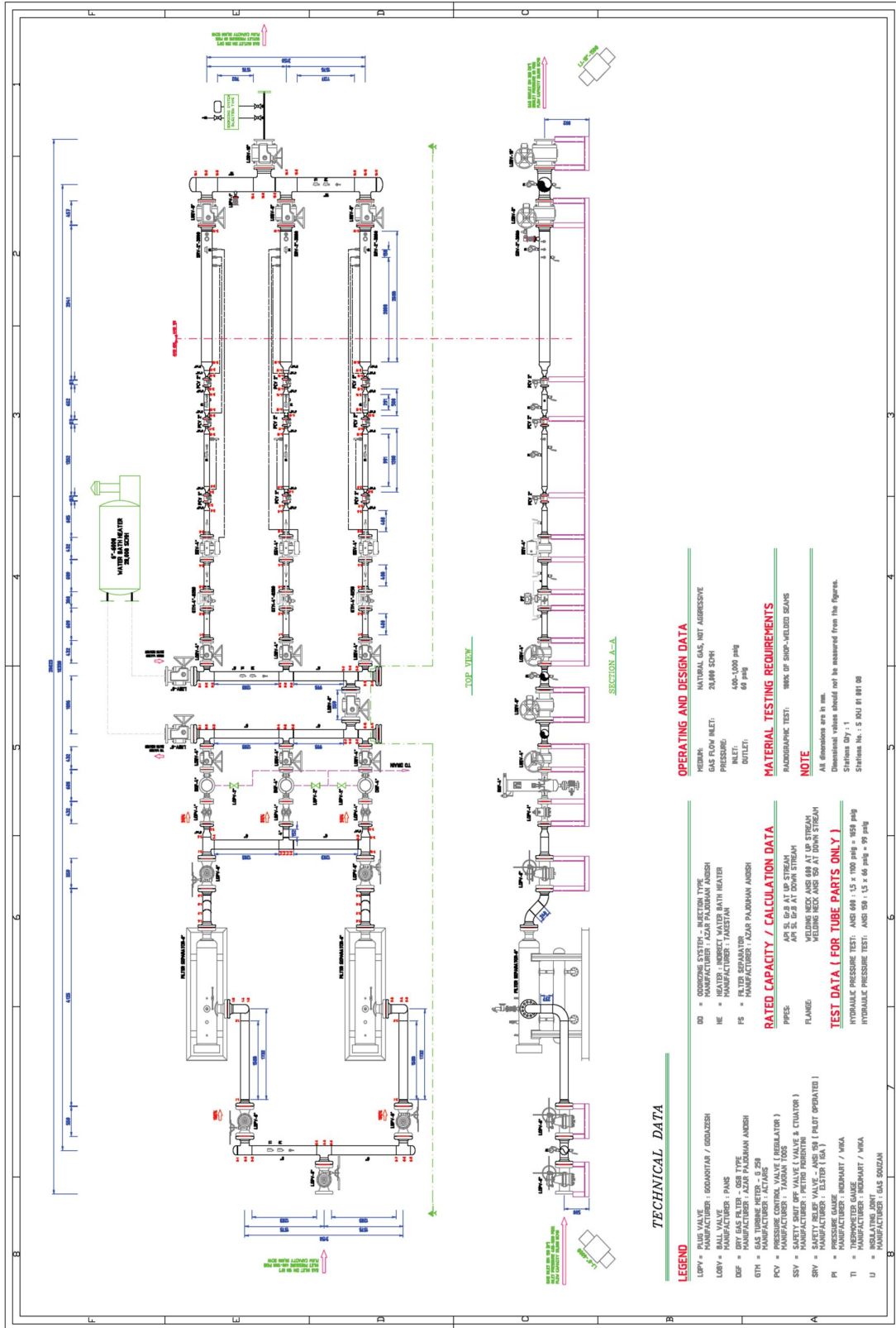
PROCESS DATA			
Design temp	100		°C
Design pressure	1200		PSI
Hydro. test pressure	1800		PSI
NDT	RT <input checked="" type="checkbox"/>	PT <input type="checkbox"/>	U.T <input type="checkbox"/> M.T <input type="checkbox"/>
Paint type/th	ZINC SILICATE		
Installation	OUT DOOR		

DESIGN DATA	
End connection size	6"
Coil size	4" SCH 80
Fire tube size	20" SCH 10
No. of coil	3
No. of fire tube	1
Gas velocity in coil	17.2
Collector	Yes <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/>
Insulation	Yes <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/> Material : AL
Min inlet temperature	10 °C
Out let temperature	38 °C
Net absorbed heat duty	507000 Kcal/h
Gross heat duty	520000 Kcal/h
Fire tube heat flux	32000 Kcal/h
Max. bath temp.	88 °C

NOT: CLIENT DATA SHOULD BE PREPARE BY CLIENT, IF YOU HAVE ANY LIMITED ABOUT INFORMATION PLEASE CONTACT WITH THECO.

Engineering Dept. - 9/2003 - Y:\Inquiry&Contract (IS&CS)\800-900\PTC-841\Bid\Doc 1\W.B.H\W.B.H
30.000\DATA SHEET\EC142-30000.doc Printed in THECO.

Page 90 of 100





Abstract from Supplementary Curriculum Dissertation
Student Name: Mohsen Student Surname: Khatib
Supervisors: Dr. Mahmood Farzaneh-Gord, Dr. Mohammad Mohsen Shahmardan
Advisor: Dr. Mehdi Deimi-Dashtebayaz
Branch: Mechanical Eng. Tendency: Energy Conversion Grade: MSc
Dissertation Title: Utilization of cogeneration system in Birjand pressure drop station
Advocating Date: January 2012
Keywords: Combined Heat and Power, Turbo-Expander, City Gate Station, Sizing
<p>Abstract</p> <p>In this project, the utilization of combined heat and power systems and turbo-expanders in city gate stations is investigated technically and economically. Usually, high pressure natural gas loses its pressure in city gate stations by using expansion valves, to achieve to an appropriate and reliable pressure for consumption. But, in this expansion method, a considerable amount of pressure exergy of natural gas stream is ignored. Turbo-expander is a reliable technology to convert this exergy to a useful form of energy such as mechanical or electrical energy. Because of increasing in heat requirements of station by using this system, it has been suggested to utilize a CHP system to meet the requirements of the station and to generate electricity as a peripheral product.</p> <p>Three different options with some different scenarios are introduced to utilize in CGS. A new algorithm is utilized to simulate and modeling of this options and scenarios. These options are utilization of just an expander in CGS, to utilize just a CHP system in CGS and the last case is to utilize both of them in typical city gate stations.</p> <p>Some city gate stations are investigated as case studies. These stations are Birjand, Mashhad West and Mashhad East city gate stations. A new parameter is introduced that is called capability factor to forecast the operation of different CGSs with different sizes.</p> <p>Finally, as regards daily natural gas consumption in Iran that is reported to be about 387 million cubic meters, it is specified that the potential of utilizing these three options to generate electricity is about 24MW, 285MW and 562MW respectively, that specially the third one is a considerable amount of energy with a benefit of selling electricity about 295M\$ in a year.</p>



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical Engineering

Utilization of cogeneration system in Birjand pressure drop station

Mohsen Khatib

Supervisors:

Dr. Mahmood Farzaneh-Gord

Dr. Mohammad Mohsen Shahmardan

Dr. Mehdi Deimi-Dashtebayaz

January 2012