



دانشکده مهندسی مکانیک

مهندسی سیستم‌های انرژی

عنوان

مطالعه و بررسی انرژی‌تیک عملکرد توربین انبساطی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز

دانشجو: سید امیررضا دانشمند

استاد راهنما

سید مجید هاشمیان

پایان‌نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

شهریور ۱۳۹۲

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

مهندسی سیستم‌های انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای سید امیررضا دانشمند

تحت عنوان:

مطالعه و بررسی انرژی‌تیک عملکرد توربین انبساطی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز

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

امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی :

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :

تقدیم به :

پدر و مادرم به خاطر زحمات بی دریغشان.

یارب دل ما را تو به رحمت جان ده

درد همه را به صابری درمان ده

این بنده چه داند که چه می باید جست

داننده تویی هر آنچه دانی آن ده

سپاس بی‌کران پروردگار یکتا را که هستی‌مان بخشید و به طریق علم و دانش
رهنمونمان شد و به همنشینی رهروان علم و دانش مفتخرمان نمود و خوشه‌چینی از علم
و معرفت را روزیمان ساخت.

تعهد نامه

اینجانب سید امیررضا دانشمند دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه مطالعه و بررسی انرژی‌تیک عملکرد توربین انبساطی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز تحت راهنمایی دکتر سید مجید هاشمیان متعهد می‌شوم .

- 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 می‌باشد 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 بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
 - 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:

امضا:

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 می‌باشد . 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 نمی‌باشد.

چکیده

در این پژوهش، امکان سنجی اقتصادی استفاده از توربین انبساطی به جای شیر فشار شکن در ایستگاه های تقلیل فشار گاز شهری به منظور بازیافت بخشی از انرژی جریان گاز طبیعی تحت فشار و تولید انرژی الکتریکی، بررسی خواهد شد. گاز طبیعی یکی از مهم ترین سوخت های فسیلی محسوب می گردد و توسط شبکه گسترده لوله کشی به کمک کمپرسور هایی که در حدود ۳٪ تا ۵٪ انرژی شیمیایی گاز را مصرف می نمایند، به اماکن مصرف انتقال می یابد. اما در انتهای مسیر انتقال و به منظور آماده سازی گاز جهت استفاده در نیروگاه ها، صنایع و شهرها، فشار بالای ایجاد شده توسط کمپرسور بوسیله ایستگاههای تقلیل فشار، به فشاری به مراتب پایین تر کاهش می یابد. هم اکنون در بیشتر ایستگاه های کشور از شیر فشار شکن (فرآیند ژول - تامسون) برای کاهش فشار استفاده می شود. در این نوع کاهش فشار به دلیل برگشت ناپذیری فرآیند، نوعی اتلاف انرژی به وجود می آید، در صورتی که می توان از انرژی ذخیره شده در گاز طبیعی طی فرآیند آیزنتروپیک استفاده نمود و از هدررفت آن جلوگیری کرد. بدین منظور می توان با استفاده از توربوآکسپندر (توربین گازی غیر احتراقی) به جای شیر فشار شکن، علاوه بر دستیابی به کاهش فشار مورد نیاز، از کار محوری ایجاد شده برای تولید برق استفاده نمود. کاهش فشار گاز سبب کاهش دمای گاز و تشکیل هیدرات میشود. کاهش دمای رخ داده در توربوآکسپندر بیشتر از شیر فشار شکن میباشد، به همین دلیل استفاده از توربوآکسپندر موجب مصرف انرژی گرمایی بیشتری می شود. برای جلوگیری از کاهش دمای بیش از حد و تشکیل هیدرات، جریان گاز قبل از انجام فرآیند انبساط پیش گرم می گردد.

واژه های کلیدی: ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی، تحلیل انرژی و انرژی، توربین انبساطی، شبیه ساز

فرایند HYSYS

۱ فصل اول : مقدمه	۱
۱-۱ آشنایی با ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز	۳
۲-۱ آشنایی با شبکه توزیع گاز طبیعی	۸
۳-۱ هیدرات‌های گازی	۱۰
۲ فصل دوم : مروری بر مفاهیم اولیه تحقیق	۱۵
۱-۲ فرآیند انبساط ژول تامسون	۱۶
۲-۲ مبانی تحلیل اگزرژی	۱۹
۱-۲-۲ مفهوم اگزرژی	۱۹
۲-۲-۲ مفاهیم و روابط اساسی در تحلیل اگزرژی	۲۱
۳-۲-۲ اگزرژی جریان پایا و مولفه‌های آن	۲۵
۴-۲-۲ قضیه گوی-استودلا	۲۸
۵-۲-۲ معیارهای عملکرد از دیدگاه تحلیل اگزرژی	۲۸
۳-۲ توربین انبساطی	۲۹
۱-۳-۲ کاربردهای توربین انبساطی	۳۰
۲-۳-۲ استفاده از توربین انبساطی برای تبدیل انرژی	۳۲
۳-۳-۲ روش‌های جذب توان در توربین انبساطی	۳۶
۴-۳-۲ مشخصات فنی توربین انبساطی	۳۸
۵-۳-۲ طبقه‌بندی توربین انبساطی از نظر طراحی	۴۰
۶-۳-۲ تشریح اجزای توربین انبساطی	۴۱
۷-۳-۲ محاسبات بازده توربین انبساطی	۵۰
۳ فصل سوم: شبیه‌سازی ایستگاه تقلیل فشار در وضعیت موجود و وضعیت مطلوب	۵۷
۱-۳ مروری بر پژوهش‌های انجام شده	۵۸
۲-۳ تحلیل انرژی و اگزرژی در شبکه انتقال گاز	۵۹
۳-۳ تحلیل ترمودینامیکی استفاده از توربین انبساطی در ایستگاه تقلیل فشار	۶۲

- ۳-۱ ویژگی‌های فنی ایستگاه تقلیل فشار دارای توربین انبساطی ۶۲
- ۳-۲ مدل ساده توربین انبساطی به همراه بویلر ۶۴
- ۳-۳ مدل توربین انبساطی به همراه سیکل CHP ۶۸
- ۳-۴ مطالعه موردی ایستگاه تقلیل فشار نیروگاه نكء ۷۲
- ۳-۵ شبیه‌سازی ایستگاه تقلیل فشار در نرم‌افزار HYSYS ۷۴
- ۳-۵-۱ شبیه‌سازی ایستگاه در وضعیت موجود ۷۴
- ۳-۵-۲ اولین مدل شبیه‌سازی شده از وضعیت مطلوب ۷۶
- ۳-۵-۳ دومین مدل شبیه‌سازی شده از وضعیت مطلوب ۷۹

۴ آنالیز اقتصادی ۸۳

- ۴-۱ نرخ بازگشت سرمایه ۸۴
- ۴-۲ ارزش خالص کنونی ۸۵
- ۴-۳ تخمین هزینه کلی سرمایه‌گذاری اولیه ۸۷
- ۴-۴ تخمین هزینه‌های عملیاتی سالیانه ۸۹
- ۴-۵ تغییر در جریان نقدی سالیانه ایستگاه ۹۰
- ۴-۵-۱ آنالیز اقتصادی اولین مدل پیشنهادی ۹۰
- ۴-۵-۲ آنالیز اقتصادی دومین مدل پیشنهادی ۹۲
- ۴-۶ نتیجه‌گیری ۹۳

منابع و مآخذ ۹۵

جدول ۱-۱ : انواع ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز.....	۴
جدول ۱-۲: روابط تجربی برای محاسبه اگزرژی شیمیایی سوخت‌های متداول	۲۷
جدول ۲-۲ : انتخاب توربین انبساطی بر اساس نسبت فشار	۵۲
جدول ۱-۳ : بالانس انرژی و اگزرژی برای شبکه انتقال گاز	۶۲
جدول ۲-۳ : اجزای تشکیل دهنده گاز عبوری از ایستگاه	۷۲
جدول ۳-۳ : مشخصات فیزیکی گاز عبوری از ایستگاه	۷۲
جدول ۴-۳ : مقادیر متوسط فشار ورودی و خروجی ایستگاه	۷۳
جدول ۵-۳ : مشخصات جریان‌ها در طرح شبیه‌سازی از وضعیت موجود	۷۵
جدول ۶-۳ : مشخصات جریان‌ها برای جداساز TEE-100	۷۸
جدول ۷-۳ : مشخصات جریان‌ها برای محفظه احتراق	۷۸
جدول ۸-۳ : مشخصات جریان‌ها برای مبدل حرارتی	۷۸
جدول ۹-۳ : مشخصات جریان‌ها برای توربین انبساطی	۷۹
جدول ۱۰-۳ : مشخصات مصرف و تولید انرژی در ایستگاه	۷۹
جدول ۱۱-۳ : مشخصات جریان‌ها برای جداساز TEE-100	۸۰
جدول ۱۲-۳ : مشخصات جریان‌ها برای محفظه احتراق	۸۱
جدول ۱۳-۳ : مشخصات جریان‌ها برای مبدل حرارتی	۸۱
جدول ۱۴-۳ : مشخصات جریان‌ها برای توربین انبساطی	۸۱
جدول ۱۵-۳ : مشخصات جریان‌ها برای توربین گازی	۸۲
جدول ۱۶-۳ : مشخصات مصرف و تولید انرژی در ایستگاه	۸۲
جدول ۱-۴ : فاکتورهای تنزیل محاسبه شده	۸۶
جدول ۲-۴ : هزینه کلی سرمایه‌گذاری به عنوان درصدی از هزینه ثابت سرمایه‌گذاری	۸۸
جدول ۳-۴ : تخمین هزینه خریداری تجهیزات در مدل ۱	۹۱
جدول ۴-۴ : تخمین هزینه کلی سرمایه‌گذاری اولیه در مدل ۱	۹۱
جدول ۵-۴ : تخمین هزینه عملیاتی سالیانه ایستگاه تقلیل فشار در مدل ۱	۹۱
جدول ۶-۴ : نتایج آنالیز اقتصادی برای اولین مدل پیشنهادی	۹۲
جدول ۷-۴ : تخمین هزینه خریداری تجهیزات در مدل ۲	۹۲
جدول ۸-۴ : تخمین هزینه کلی سرمایه‌گذاری اولیه در مدل ۲	۹۲

- جدول ۹-۴ : تخمین هزینه عملیاتی سالیانه ایستگاه تقلیل فشار در مدل ۲ ۹۳
- جدول ۱۰-۴ : نتایج آنالیز اقتصادی برای دومین مدل پیشنهادی ۹۳

- شکل ۱-۱: نمای کلی از ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری ۶
- شکل ۲-۱: نمودار انبساط شیرفشارشکن، توربین آیزنتروپیک و توربین واقعی ۷
- شکل ۳-۱: سطوح فشاری متداول در شبکه توزیع گاز طبیعی ۸
- شکل ۴-۱: سطوح فشاری متداول برای نصب توربین انبساطی ۹
- شکل ۵-۱: فرآیند کاهش فشار (۱) شیر انبساط ژول - تامسون، (۲) مشعل و مبدل حرارت. ۱۲
- شکل ۶-۱: فرآیند کاهش فشار و بازیافت انرژی به روش پیش گرمایش: (۱) اکسپندر، (۲) ژنراتور الکتریکی، (۳) مبدل حرارتی، (۴) منبع انرژی گرمایی ۱۳
- شکل ۷-۱: فرآیند کاهش فشار و بازیافت انرژی به روش نم زدایی: (۱) اکسپندر، (۲) ژنراتور الکتریکی، (۵) فرآیند حذف آب، (۶) مبدل حرارتی با دمای کمتر از محیط ۱۴
- شکل ۱-۲: روش های ایجاد فرآیند انبساط ۱۶
- شکل ۲-۲: منحنی های آنتالپی ثابت در فرآیند ژول تامسون ۱۸
- شکل ۳-۲: فرآیند بازیافت توان بوسیله توربین انبساطی در ایستگاه تقلیل فشار (سیکل بازیافت توان) ۳۴
- شکل ۴-۲: تولید توان توسط توربین انبساطی با استفاده از انرژی زمین گرمایی ۳۴
- شکل ۵-۲: بازیافت انرژی تلفات حرارتی توسط توربین انبساطی ۳۵
- شکل ۶-۲: شماتیک ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی به همراه توربین انبساطی ۳۶
- شکل ۷-۲: نمایی از سطح مقطع اکسپندر به همراه چرخ دنده برای بازیافت توان ۳۷
- شکل ۸-۲: شماتیک توربین انبساطی دارای اندازه گیر نیروی محوری ۳۹
- شکل ۹-۲: طرح ساده ای از اجزای اصلی توربین انبساطی به همراه ژنراتور ۴۱
- شکل ۱۰-۲: نمایی از سیستم روغن کاری ۴۴
- شکل ۱۱-۲: نمای دو بعدی و سه بعدی نازل ها ۴۵
- شکل ۱۲-۲: نمایی از سیستم گاز آب بندی ۴۶
- شکل ۱۳-۲: اجزای اصلی یک توربین انبساطی ۴۹
- شکل ۱۴-۲: بازده انواع توربین بر عنوان تابعی از سرعت ویژه ۵۲
- شکل ۱۵-۲: نمودار انتخاب سرعت محوری بر اساس قدرت شفت ۵۴
- شکل ۱۶-۲: تغییرات U/Co و درجه بازتاب توربین به عنوان تابعی از سرعت ویژه ۵۵
- شکل ۱۷-۲: الکتریسیته کلی بازیافت شده و تلفات اجزای سیکل ۵۷
- شکل ۱-۳: نمودار تحلیل انرژی و انرژی برای شبکه انتقال و توزیع گاز طبیعی. HP: پرفشار، MP: فشار متوسط، LP:

کم فشار.....	۶۰
شکل ۲-۳: سیستم کاهش فشار گاز مجهز به توربین انبساطی.....	۶۳
شکل ۳-۳: مدل ایستگاه تقلیل فشار گاز با استفاده از توربین انبساطی. HE: مبدل حرارتی، R1 , R2 : شیر فشار شکن	
.....	۶۴
شکل ۴-۳: مدل توربین انبساطی به همراه سیکل CHP.....	۶۹
شکل ۵-۳: طرح شبیه سازی شده از ایستگاه در وضعیت موجود در نرم افزار Hysys.....	۷۵
شکل ۶-۳: طرح پیش گرمایش گاز توسط مبدل حرارتی در وضعیت موجود.....	۷۶
شکل ۷-۳: اولین مدل شبیه سازی شده از وضعیت مطلوب.....	۷۷
شکل ۸-۳: دومین مدل شبیه سازی شده از وضعیت مطلوب.....	۸۰

۱ فصل اول : مقدمه

با توجه به مصرف روزافزون انرژی در جهان، نیاز به استحصال بیشتر منابع انرژی امری اجتناب‌ناپذیر می‌باشد. بشر متمدنی امروزه برای تمام کارهای روزمره خود به انرژی نیازمند است و هم چنین ادعا می‌شود که منابع فسیلی به زودی تمام می‌شود. به همین دلیل انرژی‌های تجدید پذیر^۱ از جمله انرژی خورشیدی، انرژی باد، انرژی امواج و توده‌های زیستی به طور ویژه مورد توجه قرار گرفته‌اند و در برخی موارد درصد بالایی از انرژی مورد نیاز یک کشور را تامین می‌کنند. در همین راستا کشورها، جوامع و صنایعی موفق‌تر خواهند بود که با انجام تحقیقات و مطالعات، موفق به یافتن و پس از آن به کار بردن راه‌های جلوگیری از اتلاف انرژی شوند.

پراکندگی منابع گاز طبیعی در نقاط خاص باعث شده است تا از سیستم‌های مختلفی برای انتقال و توزیع گاز استفاده شود. امروزه، انتقال گاز طبیعی از طریق دو روش اصلی مایع‌سازی گاز طبیعی و انتقال از طریق خطوط لوله تحت فشار بالا دارای توجیه اقتصادی و صرف انرژی کمتر می‌باشد. روش اول به منظور انتقال برون مرزی^۲ و یا درون مرزی (مناطق فاقد شبکه خط لوله) و روش دوم یا همان انتقال متداول گاز طبیعی با خط لوله، در مناطق درون مرزی و دور از ساحل دریا استفاده می‌شود. مصرف انرژی در هر دو روش انتقال شامل دو بخش است: بخش اول مرتبط با کاهش حجم و بخش دوم مرتبط با فاصله پالایشگاه تا محل مصرف می‌باشد. از لحاظ تئوری در روش دوم، امکان بازیابی آن بخش از انرژی که صرف کاهش حجم گاز شده است، در محل مصرف وجود دارد.

سیستم‌های متداول خطوط لوله انتقال گاز دارای ساختار طبقه‌ای متشکل از ۳ یا ۴ سطح فشاری می‌باشد که توسط ایستگاه‌های تقویت و تقلیل فشار به هم متصل شده‌اند. مرحله ی فشار بالا، بخش انتقال و مراحل فشار پایین به عنوان بخش توزیع طبقه بندی می‌شوند [۱].

مرحله فشار بالا شامل انتقال گاز به مسافت‌های طولانی در گستره ۵۰ تا ۹۰۰۰ کیلومتر تحت فشار ۲ تا ۱۰ مگاپاسکال می‌باشد. تلفات اصطکاکی خطوط لوله انتقال گاز به نقاط دوردست که سبب افت فشار گاز می‌شود، توسط ایستگاه‌های تقویت فشار جبران می‌گردد. هزینه فشرده‌سازی در این ایستگاه‌ها تابعی از دبی

^۱ Renewable Energy

^۲ Extraterritorial

جریان گاز ، مسافت انتقال ، قطر لوله و سطح فشار مورد نیاز است. مصرف انرژی در ایستگاه های تقویت فشار بین ۳ تا ۵ درصد انرژی شیمیایی گاز منتقل شده و ۲۵ تا ۵۰ درصد کل هزینه انتقال^۱ را تشکیل می دهد.

اما با توجه به نیاز مصرف کنندگان مختلف به فشار پایین تر، لازم است که فشار آن در محل مصرف تقلیل پیدا کند. این امر در یک ایستگاه تقلیل فشار^۲ با کاهش انرژی فشاری ذخیره شده انجام می گیرد. در اکثر این ایستگاه ها، فشار گاز توسط شیر فشارشکن به مقدار مورد نیاز کاهش می یابد و طی این فرآیند پتانسیل کاری مربوط به گاز تحت فشار را از بین می رود.

هدف از این پژوهش، امکانسنجی فنی اقتصادی بازیافت انرژی از فرایند تقلیل فشار گاز در شبکه توزیع و انتقال گاز طبیعی است در این پژوهش از تئوریهای موجود در بررسی سیستم های انرژی به کمک آنالیز انرژی استفاده شده و تجارب موجود در خصوص جایگزینی توربین های انبساطی با شیرهای فشارشکن بررسی خواهد شد.

۱-۱ آشنایی با ایستگاه های تقلیل فشار گاز

در مسیر انتقال گاز طبیعی از پالایشگاه ها به محل های مصرف، انواع ایستگاه های تقویت و تقلیل فشار گاز وجود دارند. گاز با فشاری در حدود ۶ مگاپاسکال به نزدیکی شهرها یا نیروگاه ها انتقال می یابد. برای آماده سازی فشار گاز جهت مصارف شهری با عبور گاز از نوعی ایستگاه تقلیل فشار موسوم به ایستگاه دروازه شهری^۳ C.G.S ، به فشاری معادل ۱/۷ مگاپاسکال تقلیل یافته و سپس وارد حلقه اصلی توزیع شهری گردد. در حلقه توزیع شهری فشار گاز برای مصرف خانوار ها و صنایع توسط ایستگاه هایی موسوم به T.B.S در مناطق مناسبی از سطح شهر به فشاری معادل ۰/۶ مگاپاسکال کاهش می یابد. انواع ایستگاه های تقلیل فشار گاز با توجه به فشار ورودی به صورت زیر است:

^۱ Transport costs

^۲ Pressure reducing station

^۳ City gate station

جدول ۱-۱: انواع ایستگاه های تقلیل فشار گاز

نوع ایستگاه تقلیل فشار	محدوده فشار ورودی (MPa)
C.G.S	۱/۷-۶/۸
T.B.S	۰/۴-۱/۷
رگلاتور منازل	۰/۰۰۰۴-۰/۰۰۱۷
C.G.S/T.B.S	۰/۴-۶/۸
ایستگاه تقلیل فشار نیروگاه ها	۶/۸ تا مقدار مورد نیاز بویلر های نیروگاه

یک ایستگاه تقلیل فشار گاز متناسب با ظرفیت، فشار ورودی و خروجی، تعداد و مراحل شکست فشار و خطوط آن به شکل های مختلفی طراحی و ساخته می شود. با وجود این تنوع به طور کلی تجهیزات به کار رفته در ساختمان ایستگاه به شرح زیر است:

۱. فیلترها
۲. گرم کن ها
۳. رگلاتورها^۱
۴. کنتورها
۵. شیرهای اطمینان^۲
۶. شیرهای قطع فشار^۳ (فشارشکن)
۷. فشارسنج ها و ترمومترها و عایق های الکتریکی
۸. شیرها و فلنج ها
۹. بودار کننده ها

^۱ Regulator^۲ Safety valves^۳ pressure cut-off valves

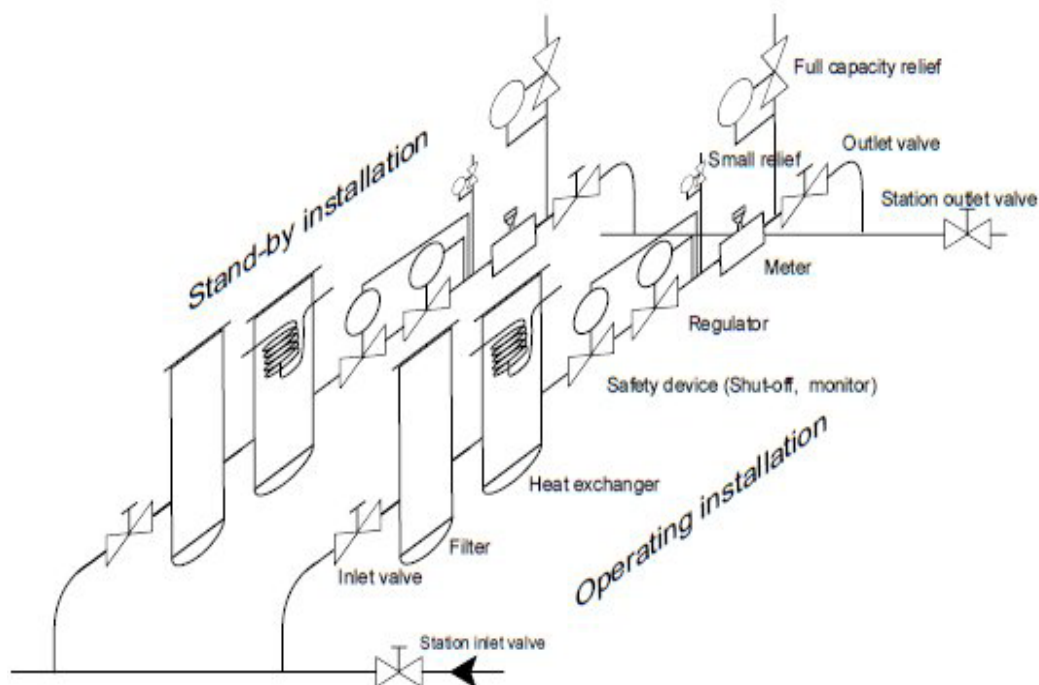
اجزاء بیان شده براساس شرایط محیطی، کاربرد ایستگاه و شیرهای فشارشکن مورد استفاده تغییر می کند، اما همیشه و در همه ایستگاه ها یک شیر ورودی، یک فیلتر، یک شیر قطع کننده جریان، یک شیر فشارشکن و یک شیر اطمینان وجود دارد. فعالیت اصلی ایستگاه برعهده رگلاتور یا همان شیرفشارشکن بوده و چهار جزء دیگر به منظور افزایش ایمنی و قابلیت اطمینان ایستگاه به کار می روند.

بر اساس قوانین ترمودینامیک در اثر افت فشار گاز، دمای آن کاهش یافته و ممکن است موجب یخ زدگی گاز و یا همان تشکیل هیدرات^۱ در جدار لوله ها گردد. در مواردی که نسبت فشار ایستگاه و دمای گاز ورودی چنان است که پس از کاهش فشار، احتمال تشکیل هیدرات در جریان خروجی افزایش می یابد، از یک گرم کن بین فیلتر و شیر قطع کننده جهت افزایش دمای گاز استفاده می شود تا پس از فرایند افت فشار، دمای گاز کمتر از دمای شبنم جریان نشود. در این حالت دمای گاز توسط دما سنج هایی قبل و بعد از گرمکن و یک دماسنج نیز در خروجی رگلاتور اندازه گیری می شود.

شکل ۱-۱ نمای متداول یک ایستگاه تقلیل فشار گاز را نشان می دهد. به طور معمول در ابتدای ورود گاز به ایستگاه با عبور از یک فیلتر تصفیه (S.O.V) مواد جامد و ذرات معلق همراه گاز جدا شده و گاز عاری از هرگونه ناخالصی می شود. گاز وارد شیرقطع کننده و سپس وارد شیر فشارشکن می گردد. در شیر فشارشکن با توجه به نوع مصرف فشار تا مقدار مورد نیاز کاهش می یابد. در نهایت گازی که دارای فشار پایینی است، ضمن عبور از شیر اطمینان و کنتور اندازه گیری دبی گاز به سمت مصرف کننده هدایت می گردد. در این سیستم چنانچه به دلایلی فشار در خروجی از شیر فشارشکن از حد مجاز تایین شده بالاتر باشد (حدود ۱۵٪) شیر اطمینان عمل نموده و مقداری از گاز را به هوای آزاد تخلیه می کند و فشار را در حد فشار تنظیم شده^۲ برای شیر اطمینان ثابت نگه می دارد. اما در صورتی که افزایش فشار در خروجی رگلاتور ادامه یابد و به نقطه تنظیم شیر قطع کننده (S.O.V) برسد، در این حالت شیر قطع کننده فعال شده و مسیر گاز را قطع می نماید. صافی های مربوط به فیلتراسیون پس از گذشت مدت زمانی تعویض می شوند. برای جلوگیری از قطع جریان هنگام تعویض صافی ها، گاز از طریق یک خط موازی نصب شده در جهت فیلتر به ایستگاه هدایت می گردد.

^۱ Hydrate

^۲ Adjusted pressure



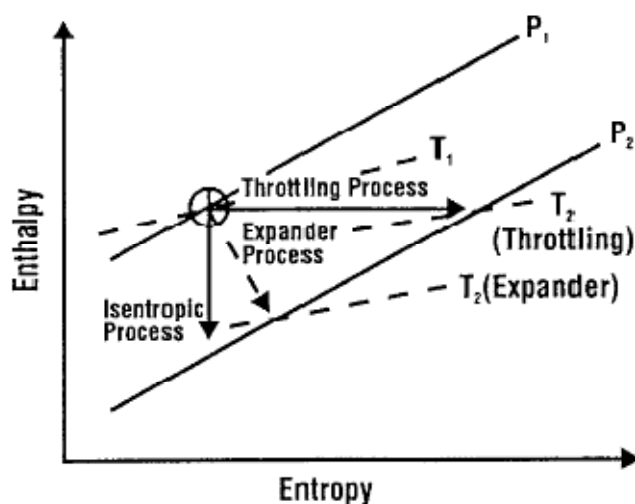
شکل ۱-۱: نمای کلی از ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری [۱]

تغییر دبی گاز در این نوع ایستگاه ها به آرامی صورت گرفته و در نتیجه به شیرهای فشارشکن سریع العمل نیازی نیست اما گاز تحویلی در یک صبح سرد زمستان و یک بعد از ظهر گرم تابستان بسیار متفاوت خواهد بود. در مناطقی که مقادیر دبی تفاوت زیادی دارند، ایستگاه ها را به صورت چندخط موازی می سازند. آخرین بخش ایستگاه تقلیل فشار، واحد بودار کننده گاز است. دو مشکل اصلی این نوع ایستگاه ها، یخ زدن گاز و سر و صدای تولید شده در هنگام عبور گاز از رگلاتورها می باشد.

فشار گاز در بیشتر ایستگاه های تقلیل فشار موجود با استفاده از شیر فشار شکن کاهش می یابد. فرایند شکستن فشار یک فرایند آنتالپی ثابت است که تقریباً در دمای ثابت صورت می گیرد. این فرایند که فرآیند ژول تامسون نامیده می شود از لحاظ ترمودینامیکی بازگشتناپذیر^۱ است و تمام انرژی فشاری موجود در گاز در

^۱ Irreversible

نتیجه تلفات اصطکاکی از بین می‌رود. از طریق جایگزینی توربین انبساطی (توربو اکسپندر) با شیر فشارشکن مورد استفاده در ایستگاه های تقلیل فشار گاز طبیعی، می‌توان بخشی از انرژی فشاری جریان گاز را مهار نمود. کار مکانیکی تولید شده توسط توربین انبساطی نیز می‌تواند برای به حرکت در آوردن محور ژنراتور متصل به آن و در نتیجه تولید توان الکتریکی مورد استفاده قرار بگیرد. در نمودار مولیر شکل ۱-۲، فرایند شیر فشارشکن و همچنین فرایند انبساط آیزونتروپیک توربین انبساطی نشان داده شده است. در حالت اول کار تولیدی صفر و در حالت دوم میزان کار تولید شده حداکثر است.



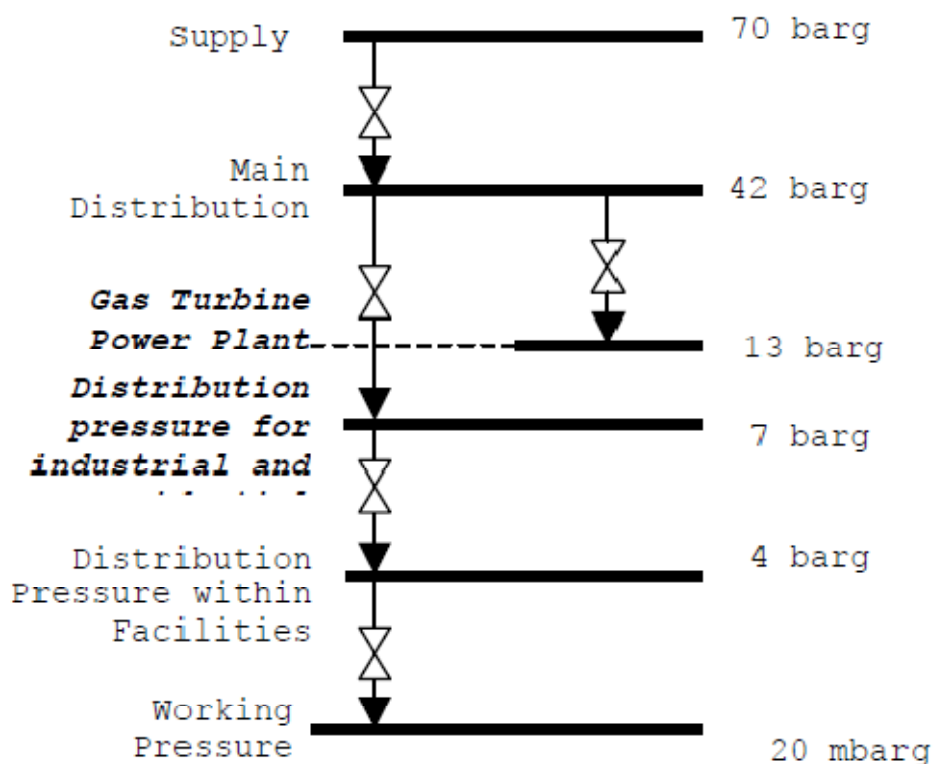
شکل ۱-۲: نمودار انبساط شیرفشارشکن، توربین آیزونتروپیک و توربین واقعی [۲]

سابقه استفاده از توربین های انبساطی مربوط به صنایع مایع سازی هوا^۱ و گاز طبیعی می‌باشد. در این صنایع، توان تولید شده برای تامین بخشی از انرژی مورد نیاز برای بکار انداختن کمپرسورهای هوا یا گاز طبیعی استفاده می‌شوند. اساسا توربو اکسپندر یک توربین گازی شعاعی یا محوری است که با انبساط گاز از فشار بالا در جریان بالادست به فشار پایین در جریان پایین دست، انرژی فشاری را به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کند. در این فرایند دمای گاز خروجی بسته به نسبت فشار انبساط، نوع گاز و راندمان انبساط کمتر از دمای گاز ورودی خواهد بود.

^۱ Liquefying air

۲-۱ آشنایی با شبکه توزیع گاز طبیعی^۱

شبکه‌های توزیع گاز نیز همچون شبکه‌های توزیع جریان برق، در سطوح پتانسیلی (فشاری) مختلف کار می‌کنند. سطح فشاری ۷۰ بار برای انتقال گاز از مراکز تولید به ایستگاه‌های اصلی توزیع که در آنها فشار تا حدود ۴۲ بار کاهش می‌یابد، بکار می‌رود. مصرف‌کنندگان بزرگ مانند نیروگاه‌های برق، صنایع متالورژیکی، صنایع لاستیک‌سازی، صنایع سیمان و ... در این فشار تغذیه می‌گردند. در سطح بعد، فشار گاز طبیعی در ایستگاه‌های توزیع تا حدود ۷ بار کاهش می‌یابد. گاز بطور متوسط در فشار ۷ بار به مناطق مسکونی و شهرک-های صنعتی توزیع می‌رسد. در نهایت گاز با فشار ۴ بار در حلقه‌های شهری توزیع می‌گردد تا اینکه فشار در محل‌های مصرف تا سطح عملیاتی مورد نیاز وسیله کاهش می‌یابد.



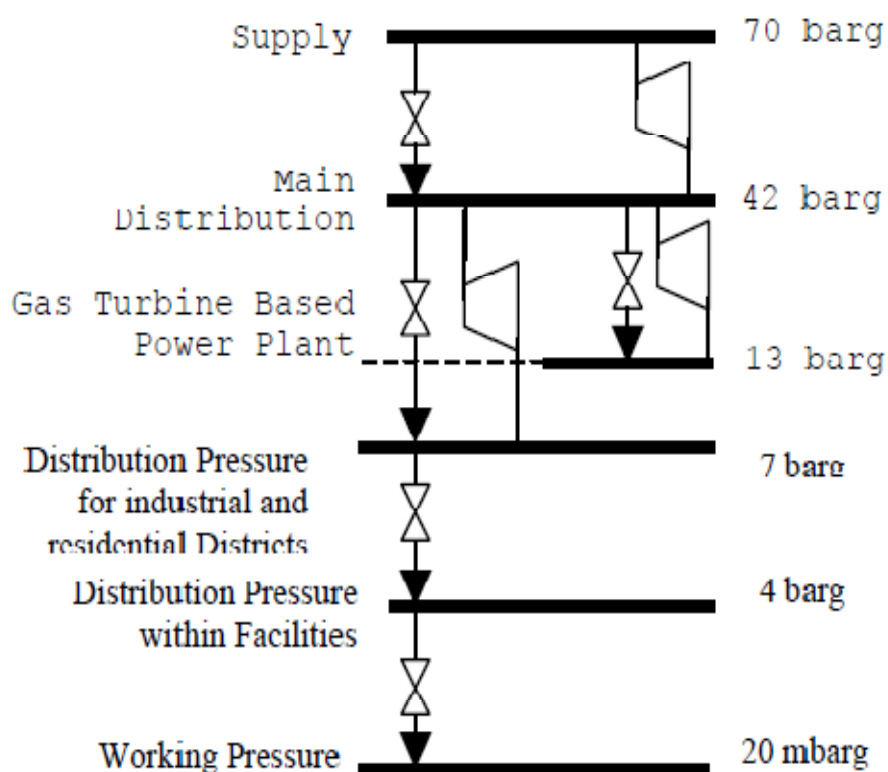
شکل ۳-۱: سطوح فشاری متداول در شبکه توزیع گاز طبیعی [۳]

شایان ذکر است که در شبکه توزیع گاز طبیعی تنها سطوح فشاری خاصی برای نصب توربین انبساطی

^۱ Natural gas distribution network

مناسب هستند در شکل ۴-۱ این سطوح نشان داده شده است. این ایستگاه ها که غالباً نیروگاه های برق و شرکت های صنعتی بزرگ را تغذیه می کنند، از نسبت فشاری و دبی جریانی بالا و پایدار برخوردارند و نزدیک شبکه توزیع برق می باشند. بدین ترتیب توان الکتریکی تولید شده توسط توربین انبساطی در این ایستگاه ها با صرف کمترین هزینه انتقال، قابل استفاده در شبکه برق خواهد بود. ایستگاه های تقلیل فشار پایین دست برای نصب توربوآکسپندر جذابیتی ندارند زیرا:

- بسیار پراکنده اند و تعداد محدودی از تجهیزات را تغذیه می نمایند.
- دبی جریان و نسبت های فشاری پایینی دارند که سبب پایین بودن میزان بازیافت انرژی می شود.
- هزینه سرمایه گذاری اولیه بالایی دارند و زمان بازگشت سرمایه طولانی است.



شکل ۴-۱: سطوح فشاری^۱ متداول برای نصب توربین انبساطی [۳]

^۱ Pressure levels

۳-۱ هیدرات‌های گازی^۱

هیدرات‌های گازی جامداتی یخ گونه بوده که به علت محبوس شدن مولکول‌های کوچک هیدروکربن مانند اتان، پروپان و یا ترکیباتی از قبیل دی اکسید کربن و نیتروژن درون حفره‌های خالی تشکیل شده توسط مولکول‌های آب در دماهای پایین و فشار بالا تشکیل می‌شوند. این ترکیبات از خانواده کلاریت‌ها (Clathrates) می‌باشند. کلاریت‌های محلول‌های جامد تلقی می‌شوند که از ترکیب تعدادی مولکول میزبان و یک یا چند مولکول مهمان تشکیل شده‌اند. در ساختار هیدرات بین مولکول‌های آب، پیوند هیدروژنی قوی وجود دارد، در حالی که هیچ برهم‌کنش شیمیایی میان مولکول‌های مهمان و مولکول‌های میزبان وجود ندارد و آنها تنها به کمک نیروهای واندروالسی در کنار یکدیگر نگه داشته می‌شوند.

شرایط تشکیل هیدرات در خطوط انتقال گاز عبارتند از:

- وجود آب بیشتر از حد مجاز در خط لوله
- تغییرات فشاری
- دمای پایین
- حضور مواد تشکیل دهنده هیدرات مانند متان، اتان، دی اکسید کربن و ...

در یک ایستگاه تقلیل فشار گاز بایستی با نقطه تشکیل هیدرات گاز فاصله داشته باشیم. برای دستیابی به این امر بایستی دمای گاز در خروجی از ایستگاه بیشتر از دمای نقطه، شبنم گاز باشد. به همین دلیل و نیز برای مصرف بهینه انرژی، دمای خروجی از ایستگاه‌های تقلیل حداقل 10°C در نظر گرفته می‌شود. شایان ذکر است که در این دما واکنش احتراق گاز دارای راندمان مناسبی است. تشکیل هیدرات گازی به این دلیل نگران کننده است که می‌تواند منجر به محدودیت بالقوه در جریان و نیز ساییدگی تجهیزات شود. این نکته برای ماشین‌آلات پرسرعت همچون توربو اکسپندر ها از اهمیت خاصی برخوردار است.

برای جلوگیری از تشکیل هیدرات گازی سه روش وجود دارد. این روش‌ها عبارتند از:

^۱ Gas hydrates

- گرم کردن گاز طبیعی قبل از انبساط تا دماهای بالا.
- حذف آب^۱ از گاز طبیعی قبل از انبساط.
- تزریق بازدارنده های شیمیایی^۲ به جریان گاز.

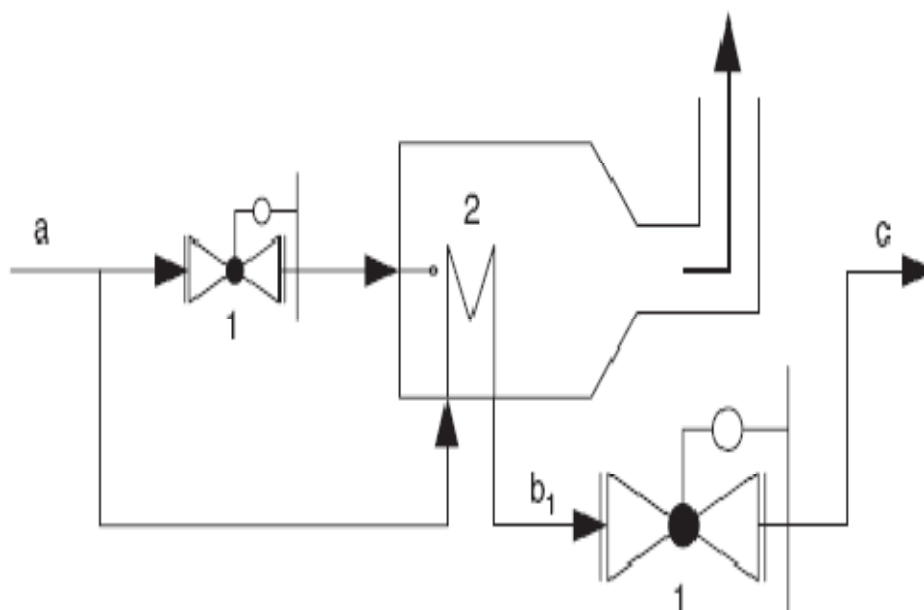
از روش اول و روش دوم که به ترتیب پیش گرمایش و نمزدایی نامیده می شوند در ایستگاه های تقلیل فشار گاز استفاده می شود.

روش پیش گرمایش:

کاهش فشار ناگهانی گاز در ایستگاه های تقلیل فشار گاز، سبب کاهش دمای گاز و تشکیل هیدرات می شود. به منظور جلوگیری از وقوع این امر در ایستگاه های تقلیل فشار موجود بخش کوچکی از جریان اصلی گاز طبیعی را به منظور پیش گرمایش کل جریان و افزایش دمای جریان، قبل از انبساط می سوزانند. بدین ترتیب، دمای گاز خروجی از شیر فشار شکن در خارج از ناحیه تشکیل هیدرات نگاه داشته می شود. در شکل ۱-۵، نمونه ای از فرآیند توصیف شده نشان داده شده است. گاز طبیعی با فشار بالا و در دمای محیط وارد ایستگاه تقلیل فشار می شود. بخش کمی از جریان گاز از جریان اصلی جدا شده و فشار آن تا فشار عملیاتی بویلر کاهش می یابد. جریان اصلی گاز با عبور از بویلر و استفاده از انرژی حرارتی بدست آمده از سوزاندن جریان فرعی گاز، گرم می شود. حال جریان گاز طبیعی با فشار و دمای بالای و با عبور از یک شیر ژول تامسون طی فرآیندی آنتالپی ثابت به فشار پایین و دمای محیط منبسط می گردد. گاز پس از انبساط، ایستگاه تقلیل فشار را ترک نموده و به شبکه توزیع محلی وارد می شود.

^۱ Remove water

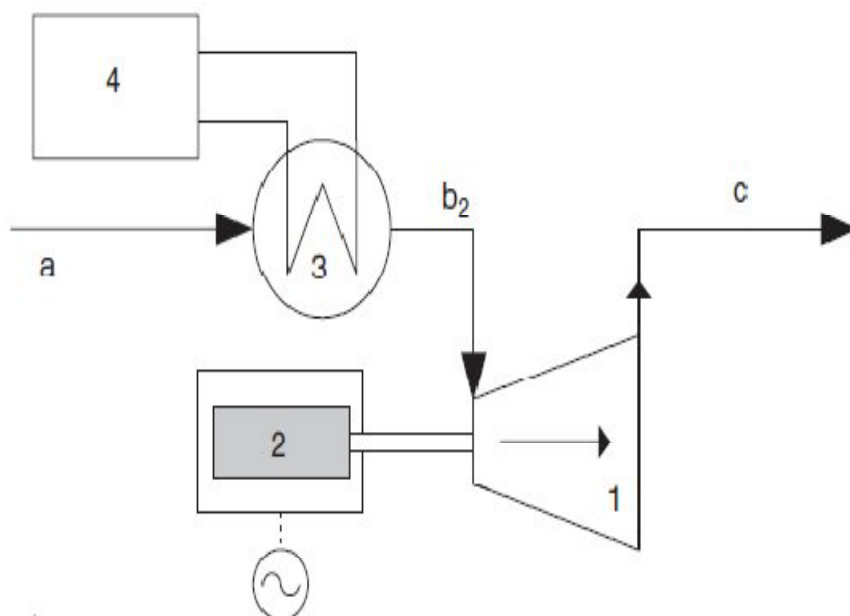
^۲ Chemical inhibitors



شکل ۵-۱: فرآیند کاهش فشار (۱) شیر انبساط ژول - تامسون، (۲) مشعل و مبدل حرارت [۴].

در صورت استفاده از توربین انبساطی به جای شیر فشارشکن در ایستگاه تقلیل فشار، فرآیند به کمک شکل ۶-۱ توصیف می‌شود. ملاحظه می‌شود که گاز طبیعی با فشار بالا در دمای محیط وارد ایستگاه تقلیل فشار می‌شود. حرارت تولید شده در منبع گرم توسط یک سیال ثانویه و طی عبور از یک مبدل حرارتی به جریان گاز انتقال می‌یابد. انرژی ورودی منبع گرم می‌تواند از گرمای بدست آمده از سوزاندن بخش کوچکی از جریان گاز طبیعی، گرمای اتلافی از یک دستگاه کوپل شده و یا گرمای اتلافی^۱ صنعت تامین گردد. جریان اصلی گاز پیش گرم شده با عبور از توربین انبساطی دچار کاهش دما و فشار می‌گردد. کار مکانیکی محوری تولید شده در توربین انبساطی به کمک یک ژنراتور الکتریکی به الکتریسیته تبدیل می‌شود. در نهایت، گاز در فشار دلخواه و در دمای محیط وارد شبکه توزیع می‌گردد.

^۱ Waste heat

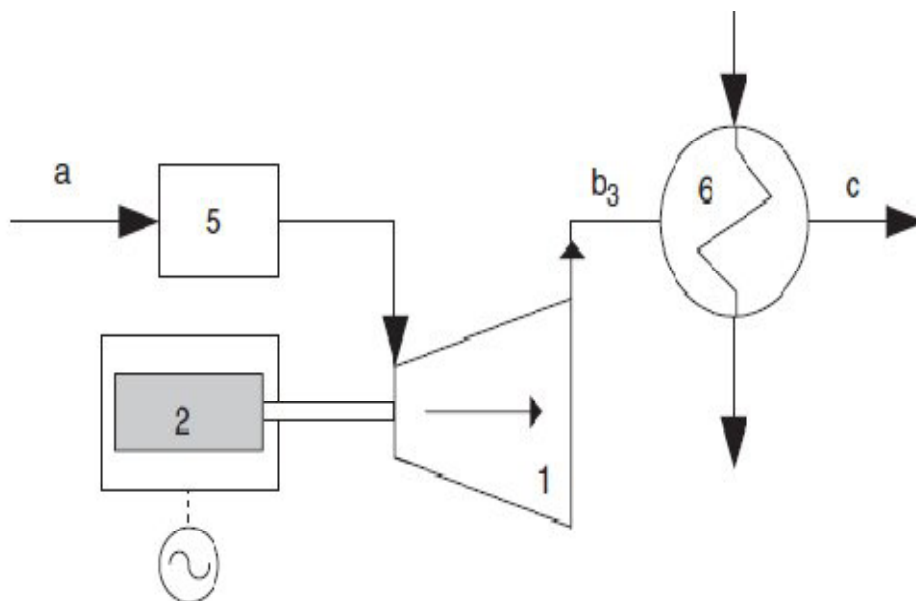


شکل ۶-۱: فرآیند کاهش فشار و بازیافت انرژی به روش پیش گرمایش: (۱) اکسپندر، (۲) ژنراتور الکتریکی، (۳) مبدل حرارتی، (۴) منبع انرژی گرمایی [۴].

روش نمزدایی^۱:

سیستم بازیافت انرژی بکار گرفته شده در روش نمزدایی در شکل ۶-۱ نشان داده شده است. در این روش فرآیند حذف آب جایگزین فرآیند پیش گرمایش می شود. گاز طبیعی با فشار بالا و در دمای محیط به ایستگاه تقلیل فشار وارد می شود. سپس محتوای آب موجود در جریان گاز تا حدی کاهش می یابد که کاهش دمای ایجاد شده بر اثر انبساط سبب وارد شدن گاز به ناحیه تشکیل هیدرات نشود. با عبور از توربین انبساطی فشار و دمای جریان گاز خشک به فشار پایین و دمای محیط کاهش می یابد. در نهایت گاز خروجی از اکسپندر با عبور از یک مبدل حرارتی به دمای محیط رسیده و وارد شبکه توزیع گاز می شود.

^۱ Dehydration



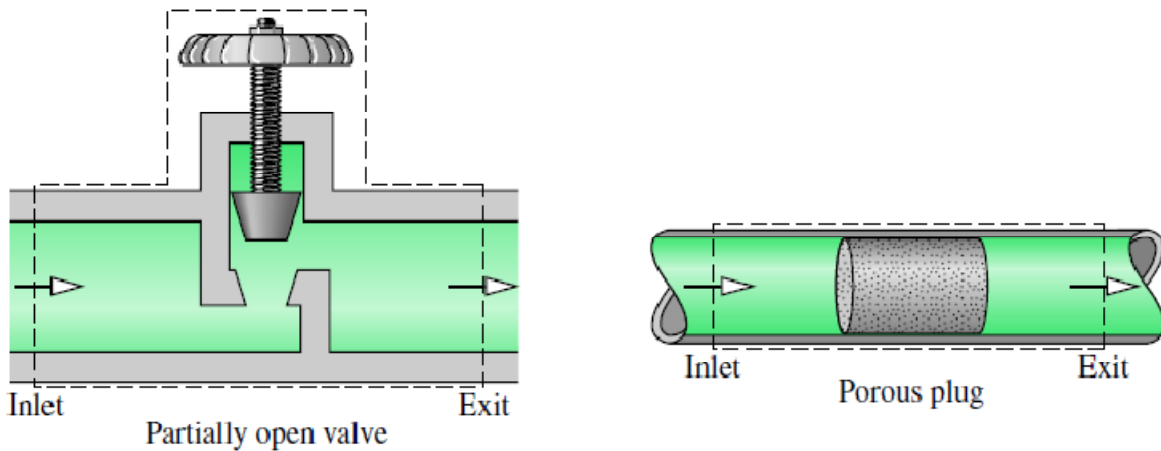
شکل ۷-۱: فرآیند کاهش فشار و بازیافت انرژی به روش نم زدایی: (۱) اکسپندر، (۲) ژنراتور الکتریکی، (۵) فرآیند حذف آب، (۶) مبدل حرارتی با دمای کمتر از محیط [۴].

۲ فصل دوم : مروری بر مفاهیم اولیه تحقیق

در این فصل ابتدا به توضیحاتی در مورد فرآیند انبساط ژول تامسون پرداخته می‌شود، سپس مبانی و تعاریف مرتبط با آنالیز اکسرژی را مطرح کرده و در نهایت معرفی کامل توربین های انبساطی، طبقه بندی توربین های انبساطی از نظر طراحی و کاربرد آنها در صنعت بیان می‌گردد.

۱-۲ فرآیند انبساط ژول تامسون [۵،۶]

فرآیند انبساط^۱ در شیرهای فشار شکن یک فرآیند ژول تامسون به حساب می‌آیند. فرآیند ژول تامسون عبارت است از عبور سیال از یک مجرای محفظه دار به منظور ایجاد افت فشار در جریان سیال. همانگونه که در شکل ۱-۲ نشان داده شده است این فرآیند را می‌توان به دو روش انجام داد. روش اول استفاده از یک شیر نیمه باز و روش دوم استفاده از یک صفحه سوراخ دار می‌باشد. هنگامی که دبی جریان به مقدار کافی کم باشد، فشار و دمای گاز در هر دو ناحیه کم فشار و پر فشار به خوبی قابل تعیین است.



شکل ۱-۲: روش های ایجاد فرآیند انبساط

$$0 = \dot{Q}_{cv} + \dot{W}_{cv} + \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) - \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) \quad (1-2)$$

از آنجا که در این فرآیند انتقال حرارت وجود ندارد و هم چنین هیچ کار محوری انجام نمی‌گیرد و نیز هیچ گونه تغییر در انرژی پتانسیل ایجاد نمی‌گردد، معادله جریان پایا به صورت زیر خواهد بود:

^۱ Expansion process

$$\left(h_1 + \frac{v_1^2}{2}\right) = \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2}\right) \quad (2-2)$$

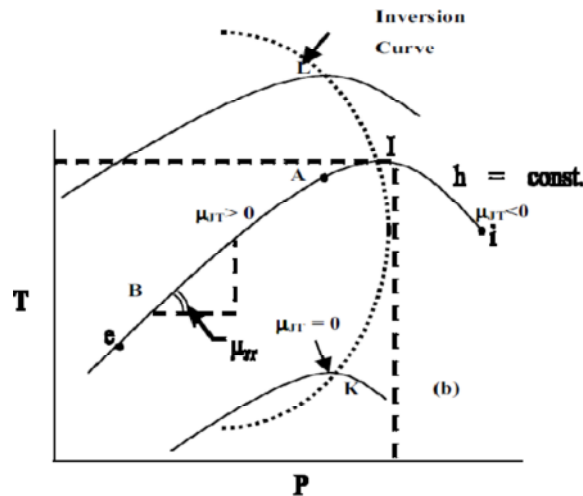
در فرآیندی که گاز منبسط می‌شود، حجم مخصوص افزایش می‌یابد و چنانچه قطر لوله بعد از اریفیس ثابت باشد، انرژی جنبشی سیال افزایش می‌یابد. به همین دلیل برای ثابت نگه داشتن سرعت خطی سیال، قطر لوله را بعد از فرآیند انبساط افزایش می‌دهند. با توجه به این مطلب تغییرات سرعت نسبتاً نا چیز و عبارت‌های انرژی جنبشی قابل صرف نظر می‌باشد. در این صورت معادله جریان پایا به صورت زیر ساده خواهد شد:

$$h_1 = h_2 \quad (3-2)$$

به عبارت دیگر در یک انبساط ژول تامسون آنتالپی‌های ابتدایی و انتهایی برابر خواهد بود. در این فرآیند گاز با عبور از یک سری شرایط غیر تعادلی از شرایط تعادلی اولیه به شرایط تعادلی نهایی می‌رسد. بنا براین این انبساط یک فرآیند آنتالپی ثابت خواهد بود، به این معنی که تنها آنتالپی‌های اولیه و ثانویه با هم برابر خواهند بود.

برای درک بهتر این فرآیند می‌توان یک رشته آزمایش‌های ژول تامسون انجام داد. در هر آزمایش مقادیر P_1 و T_1 در طرف فشار بالا ثابت نگه داشته می‌شود و در طرف فشار پایین P_2 مقادیر مختلف به خود گرفته و آنگاه مقادیر T_2 متناظر با هر فشار قابل اندازه‌گیری می‌باشد. منحنی گذرنده از نقاط (T_1, P_1) و (T_2, P_2) یک منحنی آنتالپی ثابت می‌باشد. با انجام یک رشته آزمایش مشابه دیگر و با تغییر در فشار و دمای ورودی در هر آزمایش منحنی‌های مورد نظر در مقادیر مختلف آنتالپی بدست خواهد آمد. این مجموعه منحنی‌های آنتالپی ثابت^۱ در شکل ۲-۲ نشان داده شده است. در این شکل شیب هر یک از منحنی‌های آنتالپی ثابت در نمودار T-P در هر نقطه ضریب ژول تامسون μ نامیده می‌شود.

^۱ Constant enthalpy curves



شکل ۲-۲: منحنی های آنتالپی ثابت در فرآیند ژول تامسون

این ضریب می تواند مقادیر مثبت، منفی و یا صفر را به خود بگیرد. نقطه ای که در آن ضریب ژول تامسون برابر صفر است، نقطه ماکزیمم منحنی آنتالپی ثابت بوده و نقطه وارونگی نامیده می شود. مکان هندسی کلیه نقاط وارونگی، منحنی وارونگی را تشکیل می دهند. در سمت راست منحنی وارونگی که ضریب ژول تامسون مثبت است، با کاهش فشار دما نیز کاهش می یابد. در سمت چپ منحنی وارونگی که ضریب ژول تامسون منفی است با کاهش فشار، دما افزایش می یابد. نقطه ای که منحنی وارونگی محور دما را قطع می کند، ماکزیمم دمای وارونگی نام دارد. هنگامی که دمای اولیه انبساط ژول تامسون بالاتر از ماکزیمم دمای وارونگی باشد، کاهش دما در فرآیند انبساط غیر ممکن است.

ضریب ژول تامسون به صورت زیر تعریف می شود:

$$\mu_J = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h \quad (۴-۲)$$

رابطه میان گرمای ویژه C_p و ضریب ژول تامسون μ_J توسط روابط زیر قابل حصول است:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_T \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P = -1 \quad (۵-۲)$$

اولین فاکتور در این عبارت ضریب ژول تامسون و سومین فاکتور گرمای ویژه می باشد. بنابراین:

$$C_p = \frac{-1}{\mu_j \left(\frac{\partial P}{\partial h} \right)_T} \quad (۶-۲)$$

می دانیم که:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T = \frac{1}{\left(\frac{\partial P}{\partial h} \right)_T} \quad (۷-۲)$$

در نتیجه:

$$C_p = -\frac{1}{\mu_j} \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T \quad (۸-۲)$$

لازم به ذکر است فرآیند انبساط صورت گرفته در ایستگاه های تقلیل فشار گاز در زمره فرآیند های با μ_j مثبت است و بنابراین با کاهش دمای گاز همراه خواهد بود.

۲-۲ مبانی تحلیل انرژی

۱-۲-۲ مفهوم انرژی

قانون اول ترمودینامیک، انرژی های مختلف را فقط از لحاظ کمی ارزیابی می کند. از دیدگاه قانون اول، ۱۰۰ کیلو ژول گرما، با ۱۰۰ کیلو ژول کار، ارزش یکسانی دارد. در حالی که در عمل، کل انرژی گرمایی، به کار تبدیل نمی شود. قانون اول ترمودینامیک، هیچ گونه محدودیتی در مورد جهت عبور کار و گرما قائل نیست. با ارائه قانون دوم ترمودینامیک، این کاستی ها رفع شده است. به طوری که قانون دوم ترمودینامیک، قادر است مسیر پیشرفت واکنشها، فرآیندها و همچنین مقدار تلفات سیکل را پیشگویی کند. نتیجه مستقیم استفاده از قانون دوم، منجر به ارائه تحلیل انرژی گردید که ابزاری قوی و سودمند در ارزیابی کمی و کیفی انرژی های موجود می باشد.

تحلیل انرژی^۱ با ادغام قانون اول و دوم ترمودینامیک، این امکان را فراهم می آورد که روش مطلوب تحلیل سیستمهای انرژی و همچنین شناخت واضح سطوح انرژی و فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی یک سیستم،

^۱ Exergy analysis

مشخص گردد.

تحلیل اگزرژی، بر پایه قانون اول و دوم ترمودینامیک، از اوایل قرن گذشته مورد توجه واقع شده و از سال ۱۹۳۰ میلادی، این تحلیل توسعه بیشتری نموده است. با شروع بحران انرژی در دهه ۷۰ میلادی، تحلیل اگزرژی در رأس تحقیقات ترمودینامیکی سه دهه اخیر قرار گرفت. بر طبق قانون دوم ترمودینامیک در هر فرآیند واقعی، آنتروپی تولید شده متناسب با از دست رفتن اگزرژی و نابودی آن در طی فرآیند می باشد.

بنا به تعریف، اگزرژی حداکثر کار مفیدی است که از مقدار مشخصی از انرژی موجود یا از جریانی از مواد، حاصل می شود. در تحلیل اگزرژی، هدف اساسی تعیین محل و مقدار تولید بازگشت ناپذیری ها در طی فرآیندهای مختلف سیکل ترمودینامیکی و عوامل مؤثر بر تولید این بازگشت ناپذیری می باشد. از این طریق، علاوه بر ارزیابی کارایی اجزای مختلف سیکل ترمودینامیکی، راه های افزایش راندمان سیکل نیز شناسایی می گردد. در تحلیل اگزرژی سعی می شود با به کارگیری همزمان قوانین اول و دوم ترمودینامیک و استفاده از محیط پیرامون به عنوان حالت مرجع، بیشترین کار تولید شده در سیکل، به دست آید. تحلیل اگزرژی شامل دو مرحله اساسی می باشد. مرحله اول، شناسایی و بررسی فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی سیستم بر پایه تعیین اتلافات اگزرژی می باشد. اتلافات اگزرژی با نوشتن موازنه اگزرژی در قسمتهای مختلف سیستم بدست می آید. مرحله دوم، تعیین بیشترین اصلاحات ممکن در سیستم بر پایه مفاهیم اتلافات اگزرژی اجتناب پذیر^۱ و اتلافات اگزرژی اجتناب ناپذیر^۲ است [۷].

کمترین میزان اگزرژی در سیستم طی فرآیندی که نمی توان با تکنیک های موجود و ملاحظات اقتصادی مانع نابودی آن شد را اتلافات اگزرژی اجتناب ناپذیر می نامند. با این تعریف، اتلافات اگزرژی قابل اجتناب، بیشترین پتانسیل بهینه شدن فرآیند را مشخص می سازد. بنابراین یک سیستم، به سرعت توسط تحلیل اگزرژی تحلیل می گردد و نیز فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی و بیشترین اصلاحات ممکن، مشخص می گردند.

^۱ Avoidable Exergy Losses

^۲ Inevitable Exergy Losses

۲-۲-۲ مفاهیم و روابط اساسی در تحلیل اگزرژی

تحلیل اگزرژی از یک سری مفاهیم و روابط اساسی به دست آمده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای تجزیه و تحلیل سیستم ها استفاده می کند. همچنین، در این تحلیل، محیط پیرامون به عنوان حالت مرجع، تعریف می گردد که در ادامه، این مفاهیم و روابط به طور اختصار توضیح داده می شوند.

۱-۲-۲-۲ تعریف اگزرژی

اگر ماده، ضمن یک فرآیند بازگشت پذیر از حالت اولیه خود به حالت مرده برسد، در این صورت حداکثر کار بازگشت پذیر به دست می آید که آن را اگزرژی یا قابلیت انجام کار ماده می نامند [۸].

۲-۲-۲-۲ حالت مرده^۱

حالت مرده، به حالتی از ماده گفته می شود که در آن حالت، ماده با محیط در تعادل حرارتی، مکانیکی و شیمیایی باشد. در حالت مرده، دمای ماده برابر با دمای محیط و فشار ماده برابر فشار اتمسفر و سرعت ماده نسبت به محیط، صفر و انرژی پتانسیل آن نیز صفر است [۸].

۳-۲-۲-۲ حالت مرده محدود^۲

حالت مرده محدود، به حالتی گفته می شود که در آن ماده با محیط در تعادل حرارتی و مکانیکی بوده، سرعت و انرژی پتانسیل آن صفر باشد. هر چند ممکن است تعادل شیمیایی بین ماده و محیط برقرار نباشد [۸].

۴-۲-۲-۲ تعریف محیط از دیدگاه تحلیل اگزرژی

از دیدگاه تحلیل اگزرژی، محیط جسم بزرگی است که در تعادل ترمودینامیکی^۳ کامل قرار دارد و در آن هیچ گونه گرادیانی اعم از فشار، دما و پتانسیل شیمیایی وجود ندارد و بدست آوردن کار از برهم کنش اجزای مختلف آن با یکدیگر غیر ممکن است.

هر سیستمی که خارج از محیط باشد، دارای حداقل یک پارامتر متفاوت با محیط است و از برهم کنش آن

^۱ Dead state

^۲ Restricted dead state

^۳ Thermodynamic equilibrium

سیستم و محیط، امکان بدست آوردن کار وجود دارد. بنابراین، محیط جسم مرجعی است که برای ارزیابی پتانسیل کاردهی سیستمهای مختلف، به کار گرفته می شود [۸].

۵-۲-۲-۲ اصل افزایش آنتروپی^۱

آنتروپی یک خاصیت ترمودینامیکی است و آنتروپی یک سیستم عایق شده همواره در حال افزایش است، یعنی :

$$(\Delta S)_{\text{isolated system}} \geq 0 \quad (9-2)$$

که در آن علامت مساوی برای حالت ایده آل در فرایندهای برگشت پذیر می باشد. بر اساس رابطه (۹.۲) در یک سیستم مجزا، تنها فرایندهایی رخ می دهند که با افزایش آنتروپی همراه باشند [۹].

۶-۲-۲-۲ معادله گیبس [۹]

بکار بردن اصل افزایش آنتروپی در تحلیل ترمودینامیکی سیستمهای ماکروسکوپی، نیازمند ارزیابی تغییرات آنتروپی سیستم مورد نظر است. برای تعیین حالت ترمودینامیکی یک ماده خالص تراکم پذیر لازم است دو خاصیت مستقل آن معلوم باشد که در این صورت می توان خواص دیگر آن را بدست آورد. یعنی:

$$U = U(S, V) \quad (10-2)$$

با دیفرانسیل گیری کامل از معادله (۱۰.۲) بصورت زیر داریم:

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_V dS + \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_S dV \quad (11-2)$$

از طرفی با توجه به معادلات ماکسول :

$$dU = TdS - PdV \quad (12-2)$$

که با مقایسه دو معادله فوق نتیجه می شود :

^۱ Principle of entropy increase

$$P = -\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_S, \quad T = \left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_V \quad (۱۳-۲)$$

برای سیستمی متشکل از چندین جزء که مقادیر آنها در حال تغییر است، انرژی داخلی را می توان بصورت زیر نوشت :

$$U = U(S, V, n_1, n_2, \dots, n_N) \quad (۱۴-۲)$$

که n_i تعداد مول هر جزء و N تعداد اجزاء موجود در سیستم است. با دیفرانسیل گیری از معادله بالا نتیجه می شود :

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_{V, n_j} dS + \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_{S, n_j} dV + \sum_{j=1}^N \left(\frac{\partial U}{\partial n_j}\right)_{V, S} dn_j \quad (۱۵-۲)$$

با تعریف خاصیتی به نام پتانسیل شیمیایی μ_j به صورت :

$$\mu_j = \left(\frac{\partial U}{\partial n_j}\right)_{V, S, n_j} \quad (۱۶-۲)$$

$$dU = TdS - PdV + \sum_{j=1}^N \mu_j dn_j \quad (۱۷-۲)$$

که در آن $T.dS$ اثر انتقال حرارت $P.dV$ اثر انتقال کار ناشی از تغییر حجم و $\sum \mu_j dn_j$ اثر انتقال جرم می باشد.

این رابطه را می توان به تابع گیبس که بصورت زیر بیان می گردد ارتباط داد :

$$G = U + PV - TS \quad (۱۸-۲)$$

با انجام عملیات مشابه برای G خواهیم داشت :

$$dG = -SdT + VdP + \sum_{j=1}^N \mu_j dn_j \quad (۱۹-۲)$$

که در این رابطه :

$$\mu_j = \left(\frac{\partial G}{\partial n_j} \right)_{T,P,n_j} \quad (20-2)$$

مهمترین کاربرد تابع گیبس، محاسبه انرژی شیمیایی در فرآیندهایی که شامل واکنشهای شیمیایی است، می باشد و نشان دهنده پتانسیل شیمیایی یک ماده در حالت داده شده است. مقدار این داده در واحد مول برای یک ماده به صورت زیر بیان می شود :

$$\bar{g}(T, P) = \bar{h}(T, P) - T\bar{s}(T, P) \quad (21-2)$$

و برای مخلوطی از گازهای ایده آل در فشار P و دمای T برابر است با :

$$\bar{g}(T, P) = \sum_{i=1}^N y_i \bar{g}_i(T, y_i, P) \quad (22-2)$$

که y_i کسر مولی ماده i در مخلوط می باشد.

۷-۲-۲-۲ انرژی غیر جریانی^۱

اگر ماده ای از یک حالت اولیه معین، طی یک فرآیند بازگشت پذیر که در یک سیستم بسته صورت می گیرد، در حالتی که تنها با اتمسفر تبادل حرارت نماید، به حالت مرده خود برسد، در این صورت مقدار کار بازگشت پذیر، حداکثر شده که این مقدار را اصطلاحاً انرژی غیر جریانی ماده می گویند [۸].

$$\varphi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P(v - v_0) \quad (23-2)$$

که در این حالت φ نشانگر انرژی غیر جریانی می باشد.

۸-۲-۲-۲ انرژی جریانی^۲

اگر ماده ای از یک حالت اولیه معین، طی یک فرآیند حالت پایا جریان پایای بازگشت پذیر، در حالتی که تنها با اتمسفر دارای تبادل حرارتی است، به حالت مرده خود برسد، مقدار کار بازگشت پذیر، حداکثر شده و این مقدار اصطلاحاً انرژی جریانی ماده نامیده می شود [۸].

^۱ Non-flow exergy

^۲ Exergy flow

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{vel^2}{2} + gz \quad (24-2)$$

که در این حالت Ψ ، نشانگر انرژی جریانی می باشد.

۳-۲-۲ انرژی جریان پایا^۱ و مولفه‌های آن

انرژی نیز مانند انرژی، دارای مؤلفه‌های مختلفی است. در غیاب اثرات میدانهای هسته‌ای، مغناطیسی، الکتریکی و کشش سطحی، می توان رابطه زیر را برای کل انرژی نوشت [۱۰].

$$Ex = Ex_k + Ex_p + Ex_{ph} + Ex_{di} + Ex_Q + Ex_{ch} \quad (25-2)$$

که در آن Ex_k انرژی جنبشی، Ex_p انرژی پتانسیل، Ex_{ph} انرژی فیزیکی یا ترمودینامیکی، Ex_{di} انرژی دیفیوژنی، Ex_Q انرژی انتقال حرارت، Ex_{ch} انرژی شیمیایی می باشد.

۱-۳-۲-۲ انرژی جنبشی

انرژی جنبشی، جزء انرژیهای سامان یافته می باشد. یعنی در تبدیل انرژی می تواند به صورت کامل به کار (انرژی) تبدیل شود. انرژی جنبشی ماده ای به جرم m از رابطه زیر به دست می آید [۸]:

$$Ex_k = \frac{1}{2} m \cdot vel^2 \quad (26-2)$$

۲-۳-۲-۲ انرژی پتانسیل

انرژی پتانسیل نیز مانند انرژی جنبشی، جزء انرژیهای سامان یافته می باشد. انرژی پتانسیل ماده ای به جرم m که نسبت به یک حالت مرجع، در ارتفاع Z قرار دارد، از رابطه زیر به دست می آید [۸]:

$$Ex_p = mgz \quad (27-2)$$

۳-۳-۲-۲ انرژی فیزیکی

انرژی فیزیکی، ماکزیمم کار قابل دستیابی از ماده ای است که از حالت اولیه خود ضمن یک فرآیند کاملاً

^۱ steady flow exergy

برگشت پذیر که فقط تبادل حرارتی با محیط دارد، به حالت مرده محدود برسد که مقدار آن از این رابطه بدست می آید [۸]:

$$Ex_{ph} = (h - h_0) - T(s - s_0) \quad (2-28)$$

۴-۳-۲-۲ اگزرژی دیفیوژنی^۱

ماکزیمم کار قابل دستیابی از یک ماده است که از حالت مرده محدود به حالت مرده که با P_0^i و T_0 مشخص می شود، برسد که P_0^i فشار جزئی مربوط به جزء ماده مورد نظر در محیط است. این مقدار اگزرژی در واحد مول برای گاز ایده آل برابر است با [۸]:

$$Ex_{di} = T_0 R \cdot \ln\left(\frac{1}{y_0}\right) \quad (2-29)$$

که y_0 کسر مولی گاز در محیط می باشد. همچنین اگزرژی دیفیوژنی برای گاز ایده آلی که جزء λ ام یک گاز مرکب است، برابر است با:

$$Ex_{di}^i = T_0 R \cdot \ln\left(\frac{y^i}{y_0^i}\right) \quad (2-30)$$

و برای یک گاز مخلوط برابر است با:

$$Ex_{di} = T_0 R \cdot \sum_{i=1}^N \ln\left(\frac{y^i}{y_0^i}\right) \quad (2-31)$$

که y^i و y_0^i به ترتیب، کسر مولی گاز در مخلوط و محیط می باشد.

۵-۳-۲-۲ اگزرژی انتقال حرارت

اگزرژی انتقال حرارت از سطح کنترل، برابر ماکزیمم کار قابل حصول از انرژی حرارتی منتقل شده می باشد. در این شرایط، محیط به عنوان منبع انرژی حرارتی با پتانسیل صفر در نظر می باشد، T_s گرفته می شود. اگر آهنگ انتقال حرارت از یک سیستم که دمای سطح کنترل آن مقدار Q_s در نظر گرفته شود، اگزرژی انتقال

^۱ Exergy diffusion

حرارت آن از رابطه زیر بدست می آید [۸] :

$$Ex_Q = \dot{Q}_S \left(1 - \frac{T_0}{T_S} \right) \quad (۳۲-۲)$$

۶-۳-۲-۲ اگزرژی شیمیایی

اگزرژی شیمیایی مقدار کار قابل دستیابی از یک ماده است که آن ماده در حالت شرایط محیط (T_0 و P_0) می تواند تولید کند. بطوری که ماده با اجزاء تشکیل دهنده محیط واکنش شیمیایی انجام داده و محصولات واکنش نهایتاً به حالت مرده برسند.

یکی از کاربردهای مهم مفهوم فوق، محاسبه اگزرژی شیمیایی سوخت می باشد که برای سوختهای هیدروکربنی با فرمول شیمیایی (C_nH_m) مقدار اگزرژی شیمیایی برابر است با [۸] :

$$Ex_{ch} = -\Delta G(T_0, P_0) + T_0 R \cdot \ln \left(\frac{(y_{O_2}^\circ)^{n+\frac{m}{4}}}{(y_{CO_2}^\circ)^n (y_{H_2O}^\circ)^m} \right) \quad (۳۳-۲)$$

که در این رابطه :

$$-\Delta G = \bar{g}_{C_nH_m}(T_0, P_0) - n \cdot \bar{g}_{CO_2}(T_0, P_0) - \left(\frac{m}{2} \right) \bar{g}_{H_2O}(T_0, P_0) \quad (۳۴-۲)$$

برای سوختهای دارای فرمول شیمیایی فوق، روابط تجربی ارائه گردیده که مهمترین این روابط در جدول (۱.۲) آورده شده است [۱۰]. در این جدول:

$$\zeta = \frac{Ex_{ch}}{LHV} \quad \text{و} \quad LHV = \text{سوخت پایین حرارتی ارزش}$$

جدول ۱-۲: روابط تجربی برای محاسبه اگزرژی شیمیایی سوختهای متداول

ماده سوختی	رابطه تجربی
سوخت های هیدروکربنی گازی	$\zeta = 1.033 + 0.0169 \frac{m}{n} - \frac{0.0698}{n}$
سوخت های هیدروکربنی مایع	$\zeta = 1.033 + 0.0119 \frac{m}{n} - \frac{0.042}{n}$

سوخت های هیدروکربنی جامد	$\zeta = 1.033 + 0.0159 \frac{m}{n} - \frac{0.042}{n}$
--------------------------	--

۴-۲-۲ قضیه گوی-استودلا^۱

بر طبق این قضیه، برای یک حجم کنترل و در صورتی که دمای محیط T_0 فرض شود، مقدار تلفات انرژی از رابطه زیر بدست می آید [۷]:

$$I = T_0 S_{\text{gen}} \quad (۳۵-۲)$$

آهنگ تغییر خالص آنروپی برای کل فرآیند برابر است با:

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \frac{dS}{dT} + \sum_{\text{out}} \dot{m}S - \sum_{\text{in}} \dot{m}S - \sum_{i=0}^N \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \quad (۳۶-۲)$$

۵-۲-۲ معیارهای عملکرد از دیدگاه تحلیل انرژی

موازنه انرژی بر پایه مفهوم آن، برای سیستمی که در حالت پایا بوده و دارای انرژی ورودی و خروجی باشد بصورت زیر نوشته می شود [۸]:

$$I = \sum_{\text{in}} E_x - \sum_{\text{out}} E_x \quad (۳۷-۲)$$

بنابراین با توجه به رابطه بالا، می توان بازده انرژی را بصورت زیر تعریف کرد:

$$\eta_{II} = \frac{\sum_{\text{out}} E_x}{\sum_{\text{in}} E_x} = 1 - \frac{I}{\sum_{\text{in}} E_x} \quad (۳۸-۲)$$

^۱ The Gouy-Stodola Theorem

۲-۳ توربین انبساطی^۱ [۱۱]

توربین انبساطی تجهیز چرخشی مدرنی است که انرژی فشاری جریان گاز یا بخار را به انرژی مکانیکی تبدیل می کند. از آنجایی که هر توربین نظیر توربین بخار و یا توربین گاز نیز وظیفه انبساط سیال و تولید انرژی را بر عهده دارد، می توان آنها را نیز توربین انبساطی نامید، اما در حالت معمول توربین انبساطی شامل توربین بخار و توربین گازی نمی شود و فقط در مورد توربینی بکار می رود که جایگزین فرآیند انبساط آنتالپی ثابت در یک شیر فشار شکن می شود.

در این فرآیند اگر سرمایش جریان گاز یا بخار هدف اصلی باشد، کار مکانیکی تولید شده به عنوان محصول جانبی در نظر گرفته می شود و اگر بازیافت انرژی^۲ هدف اصلی باشد، در این صورت سرمایش ایجاد شده به عنوان محصول جانبی در نظر گرفته می شود. به طور کلی مستقل از اینکه سرمایش و یا بازیافت انرژی هدف اصلی باشد، همواره این فرآیند با کاهش فشار گاز یا بخار همراه خواهد بود. در هر صورت هدف اصلی و اولیه از بکارگیری توربین انبساطی در فرآیندها حفظ و پایستن انرژی می باشد. توربین های انبساطی امروزه این کار را با بازیافت انرژی از گاز سرد (نوع تبریدی) و یا از گازهای داغ در دمای بالاتر از 600°C را انجام می دهند. مدل های تجاری موجود در محدوده توان ۷۵kw تا بالاتر از ۲۵MW در دسترس هستند و در بسیاری از کاربردها قابلیت استفاده دارند.

با افزایش آگاهی نسبت به مسائل زیست محیطی در مقیاس جهانی و مورد تاکید قرار گرفتن این ملاحظات شرایط بازار توربین انبساطی بهبود یافته و تقاضای بیشتری برای این وسیله ایجاد شده است. سازندگان توربومشین با درک صحیح این پتانسیل مشخصات و ویژگیهای طراحی توربین انبساطی را به نحوی توسعه داده اند که کاربرد آسان، پایین بودن هزینه تعمیرات و نگهداری و بهینه سازی از جمله قابلیت های آنها می باشد.

به طور کلی استفاده از توربین انبساطی در چرخه فرآیندی زمانی که یک یا چند مورد از شرایط زیر فراهم

^۱ turboexpander

^۲ Energy Recovery

باشد، توصیه می گردد [۱۲]:

- افت فشار رایگان در جریان گاز
- بازیافت اتان
- نیاز به چیدمان فشرده پالایشگاه
- هزینه بالای تاسیسات
- وجود انعطاف پذیری در عملیات

علاوه بر موارد ذکر شده در بالا چندین عامل دیگر نیز وجود دارد که در انتخاب نهایی فرآیند اثر می گذارد. اگر دو یا چند مورد از شرایط بالا به طور همزمان وجود داشته باشد عموماً توربواکسپندر بهترین انتخاب خواهد بود.

۲-۳-۱ کاربردهای توربین انبساطی [۱۱]

برای سال‌های متمادی توربواکسپندر در صنایع فرایندی تبرید^۱ به منظور فراهم کردن مبرد دما پایین مورد استفاده قرار می گرفت و بازیافت انرژی در رده دوم اهمیت قرار داشت. بازده اکسپندر مقدار مبرد تولید شده را تعیین می کرد و در صنایع فرایندی گاز مقدار تولیدات به مقدار مبرد در دسترس بستگی داشت. بنابراین توجه زیادی بر بالا بودن بازده و البته قابلیت اطمینان وجود داشت.

بازار اصلی توربین های انبساطی عبارت است از :

- انبساط جریان گاز طبیعی دارای فشار بیشتر از ۲۰ bar.
- واحدهای جداسازی اجزاء هوا در دمای پایین.
- انبساط با فشار کمتر از ۵۰۰ Kpa در واحدهای فرآیند هیدروکربنی.

توربین های انبساطی جداساز گاز^۲ به دو نوع تقسیم می شود :

^۱ Industrial process refrigeration

^۲ Gas Separator

- نوع اول در محدوده توان پایین تا حدود ۷۵Kw می باشد. در این نوع، توان منبسط کننده کمتر از حدی است که بتواند به طور اقتصادی بازیافت گردد. در نتیجه توسط ترمز روغنی^۱ و یا تجهیزات مشابه جذب می شود.
 - نوع دوم شامل محدوده توان ۷۵Kw تا ۱۵۰۰Kw می باشد. این توان جهت راندن ژنراتور الکتریکی و یا کمپرسورهای تقویتی فرآیند مناسب است.
- توربین های انبساطی گاز هیدروکربنی در محدوده توان ۷۵Kw تا ۶۰۰۰Kw و بالاتر گسترده شده اند. بیشتر این نوع ماشین ها در حالت معمولی جهت بازیافت توان و اتصال به کمپرسور طراحی می شوند. توربین های انبساطی که برای خالص سازی گازهایی هم چون H_2 و هلیوم از طریق چگالیدن الاینده ها بکار می روند، به طور معمول در واحدهای کوچک ۴kw تا ۴۰kw و در سرعت های ۴۵۰۰rpm تا ۷۰۰۰rpm کار می کنند و جهت بازیافت توان غیراقتصادی می باشند. همچنین توربین های انبساطی بزرگ متعددی در محدوده فشار ۱۳Mpa تا ۲۰Mpa کار می کنند که بیشتر آنها در سرچاه های گاز طبیعی یافت می شوند. گاز طبیعی بطور معمول در صنایع فرآیندی از فشار ورودی ۵Mpa تا ۱۰Mpa به فشار خروجی ۱/۵Mpa تا ۵Mpa منبسط می گردد. هر گاه نسبت انبساط در محدوده ۲:۱ تا ۴:۱ باشد، یک منبسط کننده تک مرحله ای بسیار مناسب است. محدوده بازده های معمول در گستره ۸۴ تا ۸۶ درصد می باشد.

با این توضیحات کاربردهای مهم توربین های انبساطی به شرح زیر خلاصه می گردد:

۱. بازیافت انرژی فشاری و تولید توان
۲. فرآیند سرمایش
۳. صنایع نفت و گاز مانند LNG و LPG
۴. جداسازی اجزاء هوا
۵. مایع سازی گازهایی نظیر هلیوم
۶. جداسازی مواد قابل میعان از گاز طبیعی

^۱ Brake oil

۲-۳-۲ استفاده از توربین انبساطی برای تبدیل انرژی [۱۱]

ده‌ها سال توسعه در فناوری توربین‌های انبساطی آنها را به ماشین‌های پر بازدهی تبدیل کرده که می‌توانند برای بازیافت انرژی از گازهای فرآیندی با عیار پایین حرارتی و یا جریان تحت فشار گاز در ایستگاه تقلیل فشار بکار روند. انجام تغییرات و بهینه سازی های اخیر در ساخت توربین انبساطی قابلیت اطمینان آنها را به اندازه‌ای افزایش داده است که برای ارائه سرویس بدون مراقبت بر پایه ۲۴ ساعت شبانه روز و هفت روز هفته بسیار مناسب می باشند. تعدادی از تغییرات اخیر عبارتند از آبنندی^۱ بهتر محور و واحدهای کنترلی بهتر در جهت نظارت بر عملکرد یاطاقان ها.

در گذشته استفاده از توربین انبساطی به عنوان واحد بازیافت انرژی به دلایل زیر دارای محدودیت بود :

۱. افزایش مدت زمان بازگشت سرمایه گذاری اولیه به دلیل پایین بودن توان الکتریکی بازیافت شده توسط توربین انبساطی.
۲. به جز در حالت هایی که نیاز ضروری به وجود توربین انبساطی وجود داشت، یافتن امکانی برای مصرف توان بازیافت شده کاری مشکل بود.
۳. اگر این توربین به عنوان بار پایه بکار گرفته می شد، پیوستگی زمان کار و قابلیت اطمینان به این منبع انرژی بسیار ضروری بود، چرا که در غیر اینصورت مجموعه نیازمند تجهیزات در حالت انتظار، قطعات یدکی و توجه و مراقبت زیاد می گردید.
۴. فقدان اعتماد به تدابیر و تمهیدات جدید در زمینه بازیافت توان صنایع دولتی و خصوصی را نسبت به سرمایه گذاری در این سیستم ها بی میل ساخته بود.

امروزه توربین‌های انبساطی به طور کامل واجد شرایط لازم برای تامین نیازهای تبدیل انرژی هستند، زیرا :

۱. در سال های اخیر ارتقای عظیمی در شرایط و نگرش کاربران ایجاد شده و با افزایش قیمت توان الکتریکی مدت زمان بازگشت سرمایه گذاری اولیه به طور گسترده ای بهبود یافته است.
۲. بازده بالا و دوره بازگشت سرمایه پایین استفاده از توربین انبساطی را حتی برای واحدهای کوچک از نظر اقتصادی جذاب ساخته است.

^۱ Sealing

۳. این ماشین ها درجه بالایی از اعتماد پذیری را از خود نشان داده اند.

صدها واحد برای سال های زیاد و بدون وقفه در حال کار بوده اند و این امر نیاز به تجهیزات و پشتیبانی محافظه کارانه را حذف کرده و نشان داده است که عملیات بدون مراقبت امکان پذیر می باشد.

۲-۳-۱ باز یافت انرژی حرارتی و فشاری تلف شده

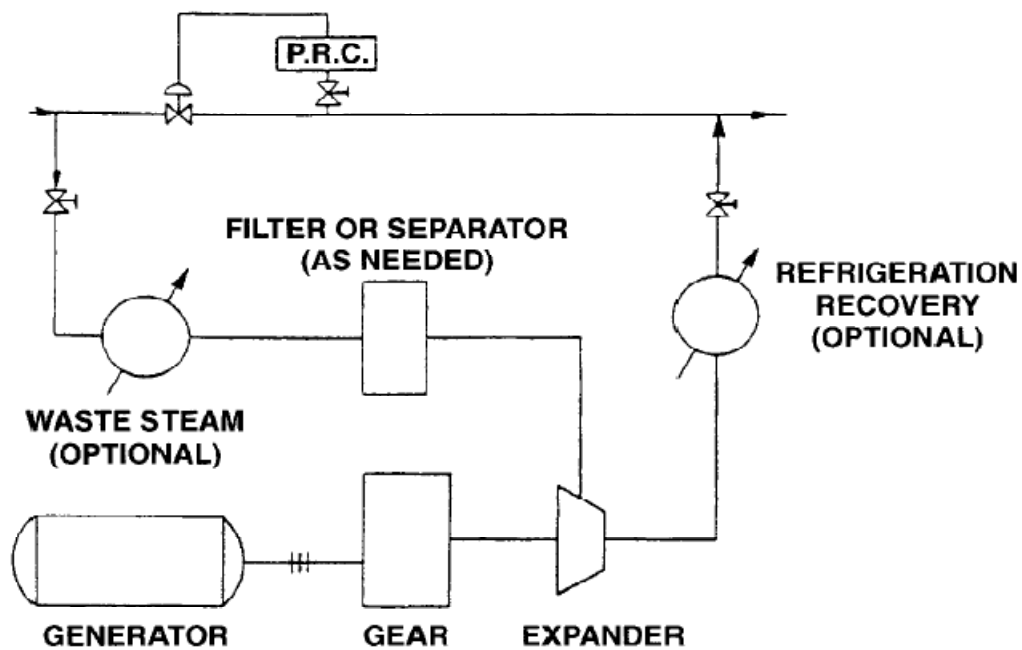
کاربرد های بازیافت توان با استفاده از توربین انبساطی به طور مداوم در حال افزایش است. واحدهای بزرگ و کوچک زیادی در حال فعالیت یا شروع به کار می باشند. تعدادی از این واحدها جهت مطالعه و به حداقل رساندن ضعف ها و مشکلات احتمالی به طور آزمایشی در حال راه اندازی می باشند. پتانسیل کاربرد توربین های انبساطی در مقیاس های بزرگ هم چون انرژی زمین گرمایی^۱، انرژی گرمایی اقیانوس^۲، انرژی خورشیدی، تلفات حرارتی جریان های فرآیندی و انرژی چاه های گاز طبیعی و انرژی گاز تحت فشار در ایستگاه های تقلیل فشار از دیگر منابع انرژی مورد توجه می باشند.

نمودار فرآیندی چنین کاربردهایی از بازیافت توان نسبتا ساده می باشد. در شکل های ۲-۳ و ۲-۴ دو نمونه از این کاربردها را ملاحظه می شود. آرایش نمودار شامل سیکل جداکننده ذرات معلق، ذرات جامد و مایع در ورودی توربین انبساطی می باشد و در اغلب موارد جریان ورودی گرم می شود، تا اینکه دمای گاز در خروجی از توربین انبساطی به نقطه انجماد گاز نرسد. این افزایش دما هم چنین باعث افزایش مقدار توان قابل بازیافت نیز می شود. بایستی دقت شود دمای خروجی در محل تخلیه بالاتر از نقطه شبنم گاز منبسط شده باشد. چنانچه گاز در دمای نزدیکی به نقطه شبنم وارد توربین انبساطی شود، در این صورت توربین در محدوده میعان عمل کرده و خروجی توربین یک جریان دو فازی می باشد که باعث خوردگی^۳ شدید و مشکلات بسیار در توربین های معمولی میشود. با این حال طراحی توربین های جریان شعاعی این مشکل را برطرف نموده است [۱۱].

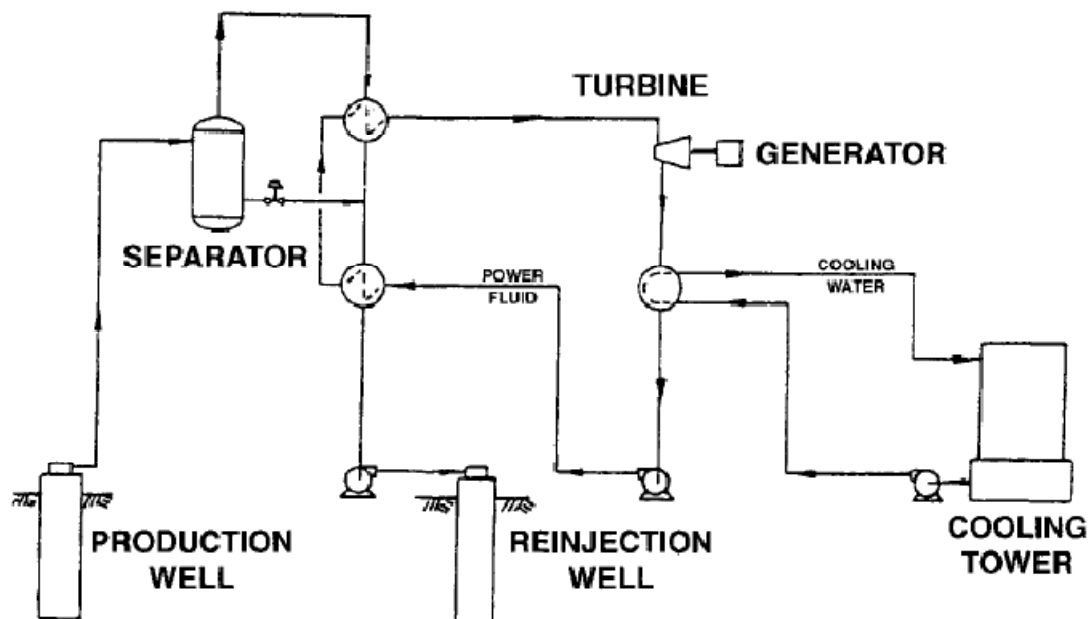
^۱ Geothermal Energy

^۲ Ocean thermal energy

^۳ Corrosion

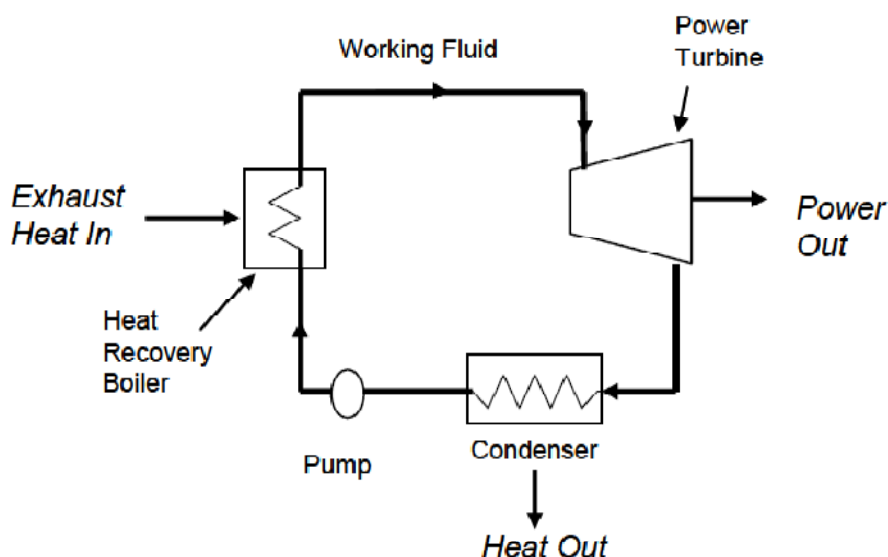


شکل ۲-۳: فرآیند بازیافت توان بوسیله توربین انبساطی در ایستگاه تقلیل فشار (سیکل بازیافت توان)



شکل ۲-۴: تولید توان توسط توربین انبساطی با استفاده از انرژی زمین گرمایی

کاربرد دیگر توربین انبساطی در بازیافت تلفات حرارتی از جریان های داغ هدر رفت موجود در یک فرایند است. در این از حالت گرمای جریان داغ در فرایندی شبیه چرخه رانکین^۱ برای جوشاندن یک سیال ثانویه و تهیه بخار استفاده می شود و بخار تهیه شده به توربین انبساطی فرستاده می شود. در چنین حالت هایی توربین انبساطی می تواند نیروی محرک یک کمپرسور یا ژنراتور الکتریکی باشد و میزان قابل توجهی از انرژی الکتریکی را بازیافت نماید. در شکل ۵-۲ نمودار جریانی بازیافت انرژی از تلفات حرارتی به وسیله یک توربین انبساطی نشان داده شده است [۱۳].



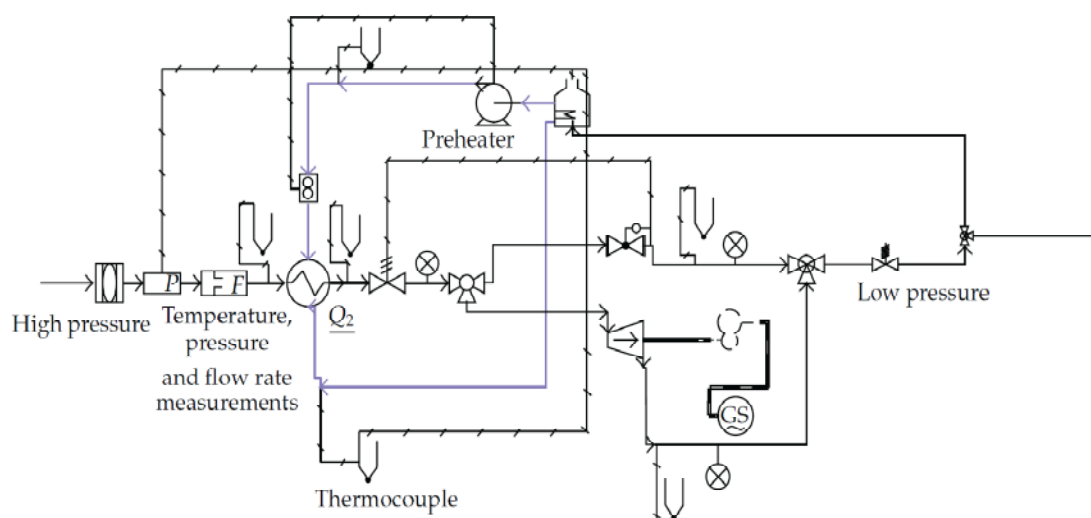
شکل ۵-۲ : بازیافت انرژی تلفات حرارتی توسط توربین انبساطی

در شکل ۵-۲ نمای نهایی از کنترل واحد عملیاتی یک ایستگاه تقلیل فشار گاز مجهز به توربین انبساطی نشان داده شده است. بخش پیش گرمایش آن شامل یک بویلر صنعتی^۲ است که گاز طبیعی را می سوزاند و آبگرم را در دمایی تولید می نماید که متناسب با افت دمای ایجاد شده در اثر تقلیل فشار باشد. برای دستیابی به بیشترین تولید الکتریسیته با کمترین دمای خروجی و بیشترین فشار خروجی سیستم کنترلی بایستی طوری طراحی شود که امکان افزایش یا کاهش دمای پیش گرمایش به میزان دلخواه داده شود. این امر پایداری تولید

^۱ Rankine cycle

^۲ Industrial Boilers

انرژی الکتریکی را تضمین می نماید [۱۴].



شکل ۲-۶: شماتیک ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی به همراه توربین انبساطی

۳-۳-۲ روش‌های جذب توان در توربین انبساطی [۱۱]

روش‌های جذب توان که برای منبسط کننده‌های بازیافت انرژی قابل استفاده می باشند عبارتند از:

۱. اتصال مستقیم به کمپرسور

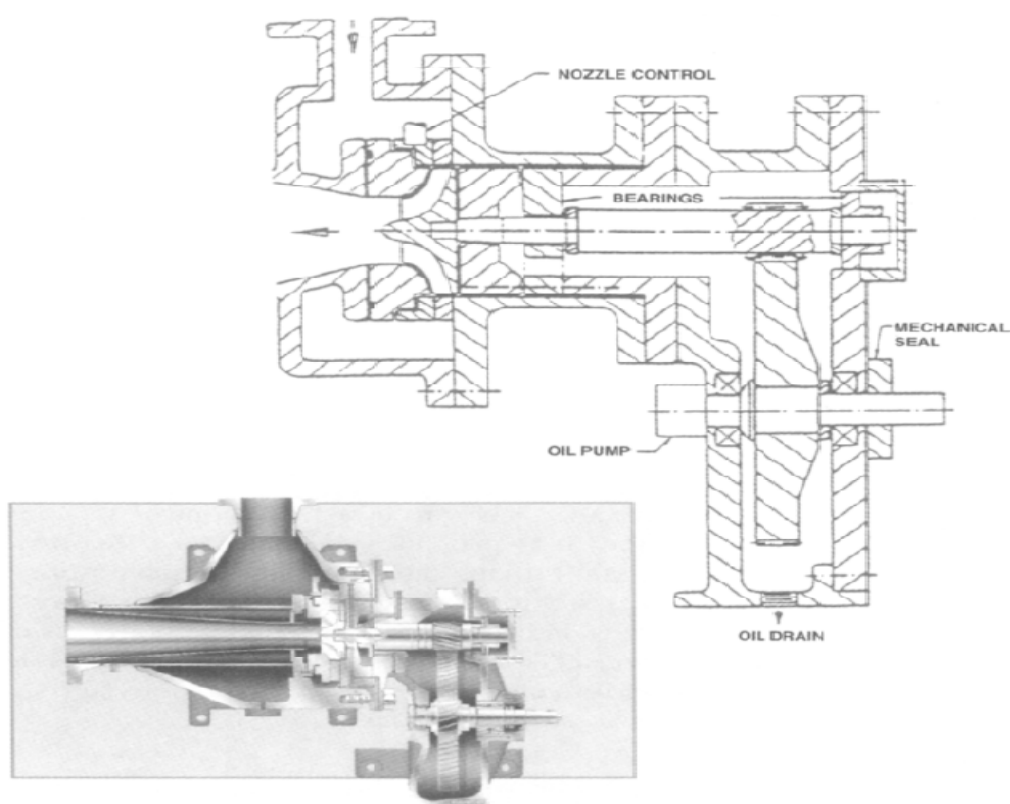
۲. اتصال به چرخ دنده و ژنراتور

متداول ترین روش جذب توان منبسط کننده اتصال آن به یک کمپرسور گریز از مرکز تک مرحله ای است که بطور مستقیم بر روی محور توربین انبساطی سوار می گردد. در فرآیندهای تبریدی توان تولید شده توسط توربین انبساطی که از تقلیل فشاری جریان به وجود می آید، صرف نیرو بخشیدن به کمپرسوری می شود که جریان دیگری را متراکم و منتقل می نماید. دستگاه توربین انبساطی متصل به کمپرسور به گونه ای طراحی می شود که یاطاقان‌های^۱ توربین انبساطی، محور کمپرسور را هم تحت پوشش قرار دهد. زیرا این عمل سبب کاهش هزینه ها خواهد شد.

^۱ bearings

اگر در واحد هیچ کاربردی برای کمپرسور وجود نداشته باشد و در عین حال توان با ارزش باشد، از یک جعبه دنده کاهنده سرعت همراه با یک ژنراتور نیز روشی مفید و قابل اعتماد جهت بهره برداری از توان توربین انبساطی است. این آرایش شامل یک چرخ دنده سرعت بالا، اتصالات و یک ژنراتور می باشد. سایر ماشین های دوار مانند پمپ نیز می توانند جهت جذب انرژی توربین انبساطی بکار روند.

یک اکسپندر به همراه یک جعبه دنده کاهنده سرعت، مدل ساده شده ای از این مفهوم می باشد. در این مدل چرخ دنده پینیون بر روی محور توربین انبساطی سوار است. همانگونه که در شکل ۷-۲ نشان داده شده است، چرخ دنده پینیون به طور مستقیم چرخ دنده کاهنده سرعت را فعال نموده و سرعت توان در دسترس را بسته به نیاز فرایند به ۳۰۰۰rpm تا ۳۶۰۰rpm کاهش می دهد. این آرایش مزیت هایی دارد، ابتدا اینکه سبب آبیندی بهتر محور در سرعت پایین محور شده و دوم اینکه توان هدر رفته در یاطاقان های یک چرخ دنده کاهنده سرعت خارجی و اتصالات آن را نخواهد داشت.



شکل ۷-۲: نمایی از سطح مقطع اکسپندر به همراه چرخ دنده برای بازیافت توان

۴-۳-۲ مشخصات فنی توربین انبساطی [۱۱]

با توجه به کاربرد های گفته شده و بسیاری از کاربردهای هیدروکربنی توربین های انبساطی می توان گفت که توربین های انبساطی ماشین الات خاصی هستند که بایستی بر اساس نیاز های فنی ویژه ای طراحی شوند. مهم ترین این نیازها عبارتند از:

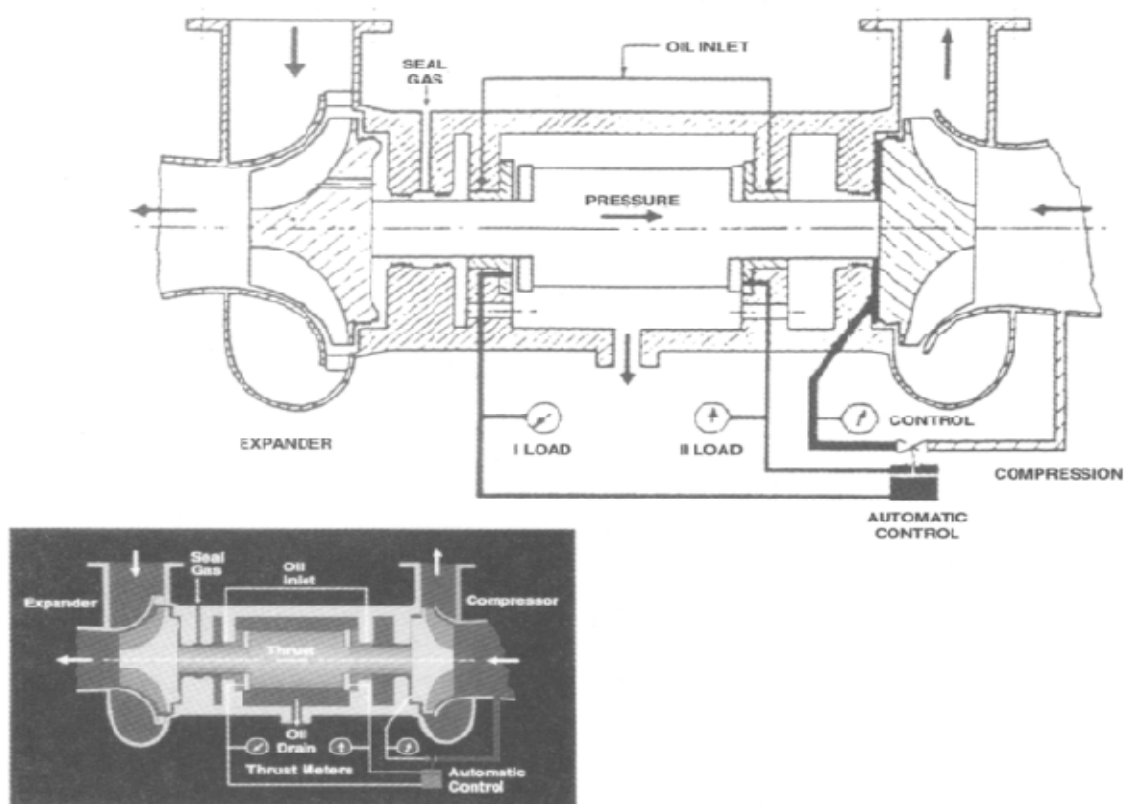
۱. نگه داشتن بازده بالا در صورت تغییر جریان
۲. تحمل ذرات گرد و غبار و چگالیده های جریان گاز
۳. یاتاقان های پر قدرت جهت جلوگیری از خرابی در صورت نامیزانی روتور، تشکیل رسوبات یخی و یا خوردگی
۴. دارا بودن بازده بالا (به طور عمومی نیازمند سرعت بالا)
۵. اعتماد پذیری^۱ اثبات شده
۶. محدوده گسترده در اندازه.

۱-۴-۳-۲ اندازه گیر نیروی یاتاقان محوری

تجهیزاتی که دارای فشار بیشتر از ۱۰ bar در جریان ورودی هستند، متحمل نیروهای محوری^۲ بوده و این نیرو بایستی توسط یاتاقان های طولی کنترل گردد. در فشارهای بالاتر ایجاد توازن بین نیروهای محوری ناشی از جریان ورودی و یاتاقان های طولی ضروری است. در برخی موارد ممکن است نیروی محوری جریان ورودی بیشتر از مقدار قابل تحمل یاتاقان های طولی شود. این عدم تعادل در نیروهای محوری می تواند در اثر ساییدگی تجهیزات آبنبدی، یخ زدگی و یا بروز شرایط خارج از طرح رخ دهد. این مشکل توسط اندازه گیر نیروی محوری نصب شده بر روی هر یاتاقان برطرف شده است. به خاطر وجود این ویژگی در توربین های انبساطی قابلیت اطمینان آنها به طور ویژه ای افزایش پیدا کرده است.

^۱ Reliability

^۲ Axial forces



شکل ۲-۸: شماتیک توربین انبساطی دارای اندازه گیر نیروی محوری

۲-۳-۴-۲ مشکلات مرتبط با سائزهای مختلف توربین انبساطی

مشکلات اصلی مرتبط با سائزهای کوچک توربین انبساطی عبارتند از:

- تأثیرات عدد رینولدز
- انتقال حرارت
- درزگیری و مسائل مکانیکی هم چون یاتاقان ها و سرعت بحرانی^۱

در سائزهای میانی این نوع مشکلات کمتر شده است اما سرعت سائیدگی یاتاقان ها و ارتعاشات بسیار مهم و قابل توجه هستند. به علاوه در سائزهای میانی و بزرگتر یاتاقان های محوری نیاز به توجه بیشتری دارند. از طرفی این مشکل با توجه به تکنولوژی های متداول امروزی نظیر اندازه گیر نیروی محوری و شیر تنظیم

^۱ Critical speed

محوری به طور مؤثری برطرف شده است.

۲-۳-۵ طبقه‌بندی توربین انبساطی از نظر طراحی [۱۱]

از لحاظ جهت جریان توربین انبساطی به دو دسته عمده توربین جریان محوری^۱ و توربین جریان شعاعی^۲ تقسیم بندی می شود. همانگونه که از نام آنها پیداست در توربین های جریان محوری جریان سیال عامل در راستای محور توربین وارد و در همان راستا خارج می گردد، اما در توربین جریان شعاعی، جریان سیال عامل در راستای شعاع وارد و در راستای محور خارج می شود. یک مزیت توربین جریان شعاعی نسبت به توربین جریان محوری آن است که در توربین جریان شعاعی نیروی گریز از مرکز به عنوان یک عامل مهم در انتقال انرژی بین سیال و توربین عمل می کند. از آنجا که توربین های جریان شعاعی می توانند در هر مرحله نسبت فشاری زیادی (در حدود ۴ به ۱) ایجاد نمایند، در سرعت های مخصوص پایین (هد بالا و دبی پایین) بیشتر مورد استفاده قرار می گیرند. از همه مهم تر اینکه کار تولید شده در توربین شعاعی تک مرحله ای معادل با کار تولید شده در توربین محوری دو یا چند مرحله ای می باشد. این واقعیت از آنجا ناشی می شود که توربین های جریان شعاعی دارای سرعت نوک بیشتری نسبت به توربین های جریان محوری هستند. از آنجا که توان خروجی تابع توان دوم سرعت نوک است، برای یک دبی مشخص کار تولیدی در توربین جریان شعاعی بزرگتر از کار تولیدی یک توربین تک مرحله ای با جریان محوری می باشد.

توربین انبساطی جریان شعاعی دارای ویژگیهای عملکردی خاصی می باشد که آن را برای بازیافت انرژی بسیار مناسب ساخته است. این ماشین ها می توانند در محدوده گسترده ای از شرایط عملیاتی بکار گرفته شوند به گونه ای که بدون پیش گرمایش گاز و با وجود تغییرات دمای گاز ورودی نیز قابل استفاده باشند. این مطلب از آن جهت حائز اهمیت است که در اکثر ایستگاه های تقلیل فشار گاز فشار ورودی، ترکیب جریان گاز و محتویات قابل چگالش در فصل های مختلف سال متغیر می باشد. به طور خلاصه توربین های جریان شعاعی به خاطر داشتن مزیت های زیر بیشتر در صنایع بازیافت توان و تبرید مورد استفاده قرار می گیرند :

^۱ Axial Turbines

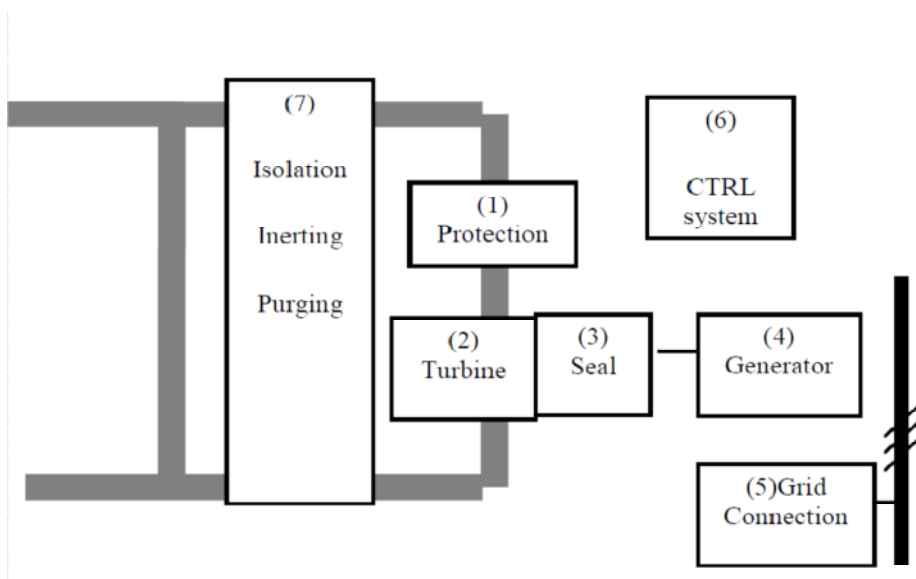
^۲ Radial inflow turbine

- دارا بودن بازدهی بالا (۷۵٪ تا ۹۰٪)
- قابلیت استفاده در دماهای بسیار پایین تا حد صفر مطلق هم چون فرآیند مایع سازی گاز هلیوم
- قابلیت استفاده در سیستم های تبرید با دبی های پایین
- قابلیت اطمینان بالا

۶-۳-۲ تشریح اجزای توربین انبساطی [۱۵]

مطابق شکل ۹-۲، سیستم توربین انبساطی/ ژنراتور را می توان به زیر بخش های عملیاتی زیر تقسیم نمود :

۱. محافظ توربین
۲. توبواکسپندر و تجهیزات کمکی مربوطه
۳. سیستم جلوگیری از نشت گاز^۱
۴. ژنراتور
۵. اتصال به شبکه
۶. سیستم کنترلی
۷. جداسازی، بی اثر نمودن و تخلیه.



شکل ۹-۲ : طرح ساده ای از اجزای اصلی توربین انبساطی به همراه ژنراتور

^۱ Gas Leak

(۱). محافظ توربین

شیر قطع کننده فوری^۱:

در صورت بروز شرایط بحرانی که می تواند منجر به آسیب ژنراتور یا توربین گردد مانند اغزش ژنراتور، افزایش بیش از حد سرعت اکسپندر، کم شدن فشار روغن روان کننده و ... واحد در حالت اضطراری قرارپ گرفته و باید خاموش شود. این کار توسط بستن شیر قطع کننده فوری ورودی و در کمتر از ۵۰۰ میلی ثانیه صورت می گیرد. با از دست رفتن سیگنال الکتریکی یا عدم تامین هوای نیوماتیک این شیر بسته می گردد. این شیر که مجهز به یک موقعیت سنج است از طرف کنترل دهان، شیر در زمان راه اندازی توربین انبساطی از بالا رفتن بیش از حد سرت آن جلوگیری به عمل می آورد.

صافی ورودی توربین :

با وجود این صافی، توربین از هر گونه خسارات بوجود آمده در اثر ذرات معلق جریان ورودی در امان خواهد بود.

(۲). توربین انبساطی و تجهیزات کمکی مربوط

توربو اکسپندر:

توربو اکسپندر یک دستگاه کارتریجی آماده است که امکان جابه جایی سریع محفظه آن از جمله قطعات بدون دخالت لوله های فرآیندی وجود دارد. توربو اکسپندر مورد بررسی در این جا از نوع جریان شعاعی می باشد.

سیستم روغن روان کننده :

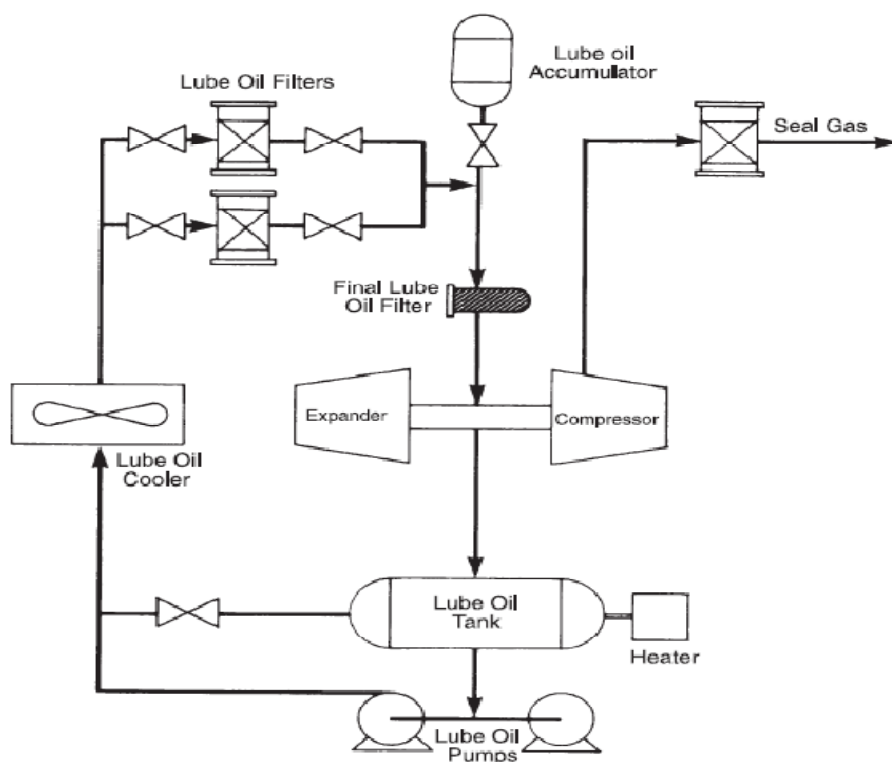
^۱ Emergency shut-off valve

سیستم روغن کاری برای عملکرد درست توربین انبساطی ضروری است. این سیستم یک حلقه بسته است که شامل چاله تخلیه روغن روان کننده می باشد و به طور مشترک برای اکسپندر و جعبه دنده بکار می رود. سیستم روان کننده ژنراتور مستقل عمل می کند و شامل حلقه روغن جدا و یاطاقان هایی می شود که به طور مجزا روغن کاری شده اند.

اجزای اصلی حلقه روغن کاری عبارتند از:

- مخزن روغن به همراه کولر: مخزن روغن به عنوان یک تانک نوسان گیر عمل می کند و سبب گردش بهتر روغن در مدار می شود. هم چنین افزایش فشار ایجاد شده ناشی از یاطاقان های توربین و چرخ دنده را از طریق خارج کردن گاز آبنندی از روغن انجام می دهد. مخزن بایستی به یک کولر مجهز گردد تا در صورت لزوم دمای روغن را به دمای مناسب به یک شروع سرد برساند.
- پمپ های روغن روانکاری : پمپ اصلی که با کاهش سرعت ایجاد شده توسط چرخ دنده سوار بر محور توربین رانده می شود و پمپ ثانویه که در حالت آماده باش بوده و توسط نیروی الکتریکی رانده میشود. در هنگام راه اندازی و یا مواقع ضروری پمپ الکتریکی به صورت موازی با پمپ مکانیکی عمل می کند.
- خنک کن روغن و شیر کنترل دما : بایستی روغن را به منظور کنترل دما و جلوگیری از انباشت حرارتی ناشی از عبور از یاطاقان ها خنک نمود. خنک کننده روغن بخش جدایی ناپذیر سیستم روغن کاری است که وظیفه تنظیم حرارتی را دارد که در یاطاقان ها ایجاد می شود. این خنک کننده می تواند از نوع فن خنک کننده با هوا یا مبدل پوسته لوله خنک شونده با آب باشد.
- یک شیر فیلتر دو تایی
- شیرهای کنترل فشار^۱ : به منظور تثبیت جریان روغن به یاطاقان های توربین و چرخ دنده در دما و فشار مناسب از سیستم کنترلی استفاده می گردد.

^۱ Pressure control valves



شکل ۲-۱۰: نمایی از سیستم روغن کاری

حفاظت در برابر فشار بیش از حد تانک روغن روان کننده^۱ با چندین وسیله مدرج شده بر طبق سطوح عملیاتی کنترل می شود:

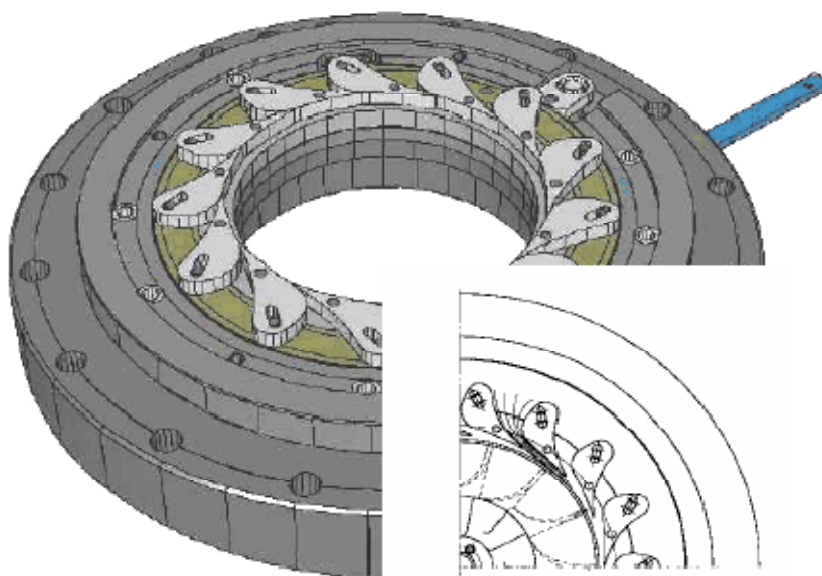
- سطح اول: هشدار ایجاد شده از طریق فرستنده فشار که ثبات فشار سیستم را تثبیت می کند.
- سطح دوم: باز شدن پیچ سیستم سولونوئید
- سطح سوم: بکار افتادن شیر اطمینان فشار
- سطح چهارم: ترکیدن دیسک انفجاری که تنها در صورت خرابی فاجعه آمیز سیستم صورت می گیرد و گاز را به اتمسفر تخلیه می کند.

نازل ها:

سیستمی است که سوار بر چرخ اکسپندر می باشد و ترکیبات جریان گاز عملیاتی و توان ژنراتور را کنترل

^۱ Lubricating oils

می نماید. تیغه های نازل ساختار ساده ای دارند که باعث شتاب دادن بدون شوک جریان سیال و تامین بیشترین دامنۀ ممکن برای عبور سیال می شود. همانگونه که در شکل ۲-۱۰ دیده می شود، تنظیم تیغه ها به کمک اهرمی که توسط سیستم محرکه نیوماتیک و فرستنده جریان الکتریکی فشاری به حرکت در می آید انجام می گیرد.



شکل ۲-۱۱: نمای دو بعدی و سه بعدی نازل ها

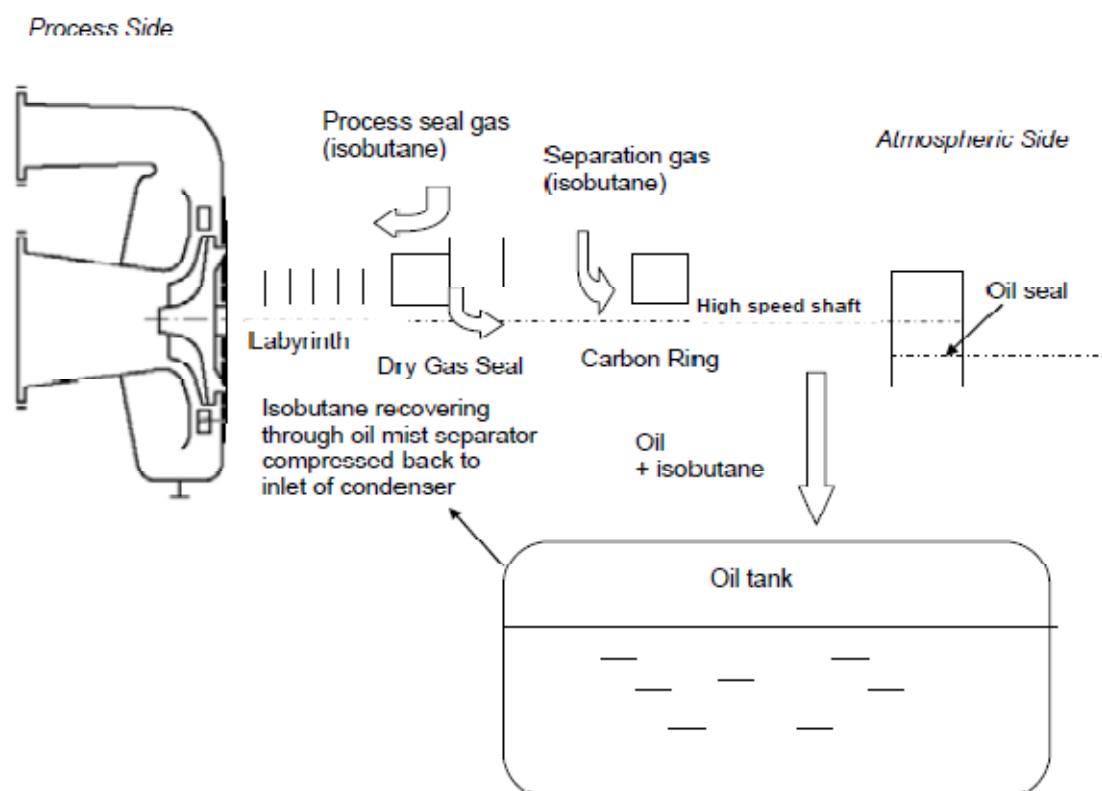
از منظر کنترلی نازل های متغییر درست مانند شیر فشار شکن عمل می کنند، با این تفاوت که تلفات ناشی از خاصیت خفه کنندگی این شیر ها را ندارند. می توان از وسایل کنترلی متداول برای تنظیم تیغه ها استفاده نمود. نازل های متغییر امکان بهینه سازی جریان عبوری از اکسپندر و در نتیجه توانایی راه اندازی اکسپندر در سطح خوبی از راندمان مطابق شرایط عملیاتی را می دهند.

سیستم گاز آبندی^۱:

به منظور جلوگیری از نشت گاز، گاز آبندی بین چرخ اکسپندر و یاطاقان بکار می رود تا بخار روغن روانکاری به جریان فرآیندی مهاجرت نکند و گاز فرآیندی هدر نرود. مکانیزم آبندی متشکل از دو حلقه است.

^۱ Sealing gas system

یک سطح صاف ثابت و یک سطح دوار دارای شیار که روی محور سوار می شود و در هنگام دوران شیار ها به طور دائم گاز آبندی را به حفره همگرا شونده ای پمپ می کند. بسته به هندسه شیار آبندی، ضخامت فیلم گاز^۱ بین سطوح آبندی ثابت و دوار معمولاً بین ۳ تا ۸ میکرون متغیر است. عموماً منبع گاز آبندی همان سیال کاری در ورودی اکسپندر می باشد.



شکل ۲-۱۲: نمایی از سیستم گاز آبندی

جعبه دنده :

اکسپندر با سرعت بیشتری نسبت به ژنراتور می چرخد. بنابر این کاهش سرعت شفت برای ژنراتور ۵۰Hz دو یا چهار قطبی به ترتیب ۱۵۰۰rpm تا ۳۰۰۰rpm و برای ژنراتور ۶۰Hz دو یا چهار قطبی به ترتیب به ۱۸۰۰rpm تا ۳۶۰۰rpm در ثانیه است. معمولاً یک جعبه دنده ستاره ای یا اپی سیکلیک (چرخ دنده ای که در داخل یا خارج چرخ دنده دیگر حرکت می کند) گزینه قابل ترجیح است.

^۱ Gas film thickness

(۴) ژنراتور و اتصال به شبکه برق

ژنراتور می تواند از نوع سنکرون یا آسنکرون باشد. ژنراتور سنکرون با سرعت همزمان سازی می چرخد و برای تولید برق نیاز به تحریک الکتریکی دارد. ژنراتور آسنکرون^۱ یا همان القایی، سریع تر از سرعت همزمان سازی می چرخد و از القای الکتریکی تولید توان الکتریکی می کند. بارگیری ژنراتور توسط توان مکانیکی که توربین به ژنراتور می دهد و توسط اتصال به شبکه برق صورت می گیرد. فرکانس ژنراتور د محدود فرکانس شبکه توزیع برق تعیین می شود. توان مکانیکی توربین از طریق عمل نازل متغییر ورودی در یک حالت فرآیندی مشخص کنترل می شود. هرچه تیغه های هادی ورودی بازتر باشد توان الکتریکی بیشتری توسط چرخ تولید می شود. ژنراتور آسنکرون در حین تولید توان الکتریکی، توان واکنشی مصرف می کند. میزان توان واکنشی مصرف شده بستگی به ساختار ماشین دارد. و با توان الکتریکی تولید شده توسط ژنراتور تغییر می کند.

(۵) محافظ

حفاظت الکتریکی از ژنراتور به وسیله رله حفاظتی چند کاربردی انجام می گیرد. به علاوه، ژنراتور مجهز به سیم پیچ ها و حسگر های دمایی یا طاقان است که در صورت بروز دماهای بسیار بالا اعلام اشغال کرده و هشدار می دهد. در صورت بروز خطا توربین دچار لغزش می گردد.

(۶) سیستم کنترلی

تولید توان بهینه به طور غیر مستقیم از طرق کنترل فشار گاز ورودی به اکسپندر تحت شرایط کاری نرمال صورت می گیرد. کنترل فشار گاز ورودی به اکسپندر نیز از طریق باز کردن نازل های ورودی به اکسپندر انجام می شود.

(۷) جداسازی، بی اثر نمودن و تخلیه

جداسازی توربین : در پی توقف نرمال یا از کار افتادن اضطراری توربین، ورودی اکسپندر بایستی ایزوله

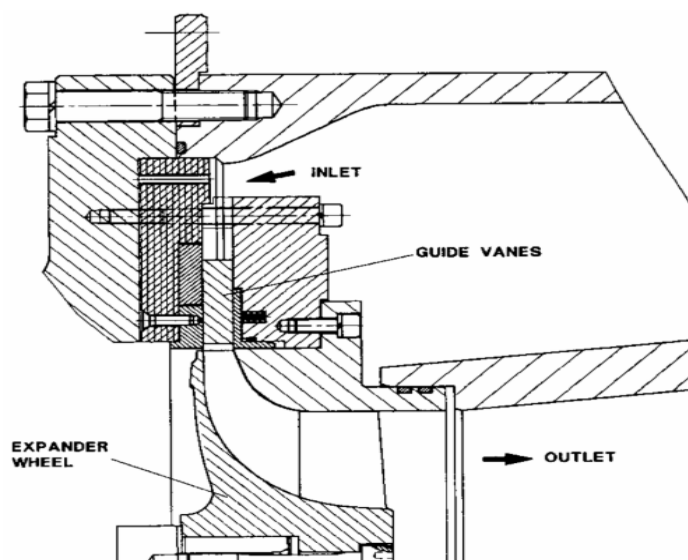
^۱ Asynchronous generators

شود. این عمل توسط یک شیر قطع کننده فوری یا خودکار انجام می گیرد. جداسازی خروجی اکسپندر نیز باید توسط یک شیر خودکار برای جلوگیری از نشت گاز ابندی و کم کردن تصاعدی فشار ماشین صورت گیرد. به علاوه برای مقاصد تعمیرات و نگه داری^۱، بایستی خطوط مکش و تخلیه مجهز به شیرهای دستی جداساز فرآیند باشند.

در شکل ۱۲.۲ اجزاء اصلی توربین انبساطی جریان شعاعی نشان داده شده است. این اجزا عبارتند از :

۱. یک محفظه لوله مانند فشار بالا که گاز در ابتدا از میان آن جریان یافته و توسط تیغه های هادی که در اطراف چرخ ها قرار دارند منبسط می گردد.
۲. گاز در تیغه های آن شتاب می گیرد و به چرخ توربین وارد می گردد. این عمل انرژی جنبشی موجود در گاز را به انرژی مکانیکی تبدیل می نماید.
۳. گاز چرخ را به طور محوری در سطح فشاری پایین ترک می کند و سپس از افشانه خروجی عبور می نماید. در این افشانه بخشی از سرعت گاز تبدیل به فشار شده و به سرعت های نرمال خط لوله کاهش می یابد.
۴. توان تولیدی از چرخ به محور داده می شود. محور داخل یاطاقان های سرعت بالا به حرکت در می آید. این توان را می توان برای راندن یک کمپرسور یا ژنراتور بازیابی نمود.

^۱ Repair and maintenance



شکل ۲-۱۳: اجزای اصلی یک توربین انبساطی

شرایطی که در زمان بهره‌برداری از توربین‌های انبساطی، از کار اندازی فوری^۱ را به منظور پرهیز از آسیب جدی ایجاب می‌نماید عبارتند از:

۱. ارتعاشات بالا
۲. جریان پایین روغن روان کاری
۳. سطح بالای مایع جدا ساز
۴. افت فشار بالای غربال ورودی
۵. بار محوری بالا
۶. دمای بالای روغن روانکاری
۷. فشار پایین روغن روانکاری
۸. سرعت بالای محور

عمل اصلی سیگنال از کاراندازی جلوگیری از ورود گاز است. این عمل با بکارگیری شیرهای قطع کننده فوری در ورودی و خروجی اکسپندر صورت می‌گیرد. به طور همزمان با کم شدن سرعت اکسپندر یک کیسه

^۱ Set of immediate

تحت فشار روغن را به یاطاقان می رساند و شیر کنار گذر اکسپندر به طور خودکار باز می شود تا ایستگاه در وضعیت ژول تامسون به کار خود ادامه دهد. در پی اولین راه اندازی اکسپندر و یا پس از یک توقف طولانی مدت باید از گاز بی اثری هم چون نیتروژن، به منظور پاک سازی توربین و جعبه دنده استفاده شود. برای این عمل شیر قطع کننده فوری، شیرهای جداساز فرایند و نازل های متغییر بسته نگاه داشته می شوند. یک شیر پاک سازی مخصوص که به محفظه ماشین و جعبه دنده متصل است، برای این منظور تعبیه شده است. گاز پاک سازی از طریق خط تخلیه به بالای تانک روغن هدایت می شود.

۷-۳-۲ محاسبات بازده توربین انبساطی^۱

بازده توربین انبساطی عبارت است از نسبت کار واقعی تولید شده توسط اکسپندر به کار ایده آل تولید شده در فرایند آیزنتروپیک. بسته به ترکیبات گاز و نسبت انبساط و احتمال تشکیل میعانات گازی، بازده توربین انبساطی در محدوده ۸۰٪ تا ۹۰٪ می باشد. توربین انبساطی ممکن است در شرایط سرعت متغییر و یا سرعت ثابت به کار برده شود. در کاربردهای سرعت متغییر به ویژه در اتصال به کمپرسور، مشخصات عملکردی توربین نسبت به تغییر شرایط طراحی بسیار حساس می باشد. بازده یک توربین انبساطی به دبی جریان، سرعت چرخش محور و افت آنتالپی ایجاد شده در جریان گاز وابسته است [۱۱].

بازده توربین انبساطی تابعی از چهار پارامتر اساسی زیر می باشد [۱۱]:

- سرعت ویژه :

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q_3}}{(778\Delta h)^{\frac{3}{4}}} \quad (۳۹-۲)$$

- قطر ویژه :

$$D_s = \frac{D_2(778\Delta h)^{\frac{1}{4}}}{\sqrt{Q_3}} \quad (۴۰-۲)$$

^۱ efficiency calculations

• نسبت فشار :

$$P_r = \frac{P_1}{P_3} \quad (۴۱-۲)$$

• عدد رینولدز :

$$Re = \frac{U_2 D_2}{V_2} \quad (۴۲-۲)$$

که در معادلات فوق :

$N =$ (rpm) سرعت شفت

$Q_3 =$ دبی حجمی خروجی $\left(\frac{ft^3}{sec}\right)$

$\Delta h =$ اختلاف آنتالپی ایده آل $\left(\frac{Btu}{lb}\right)$

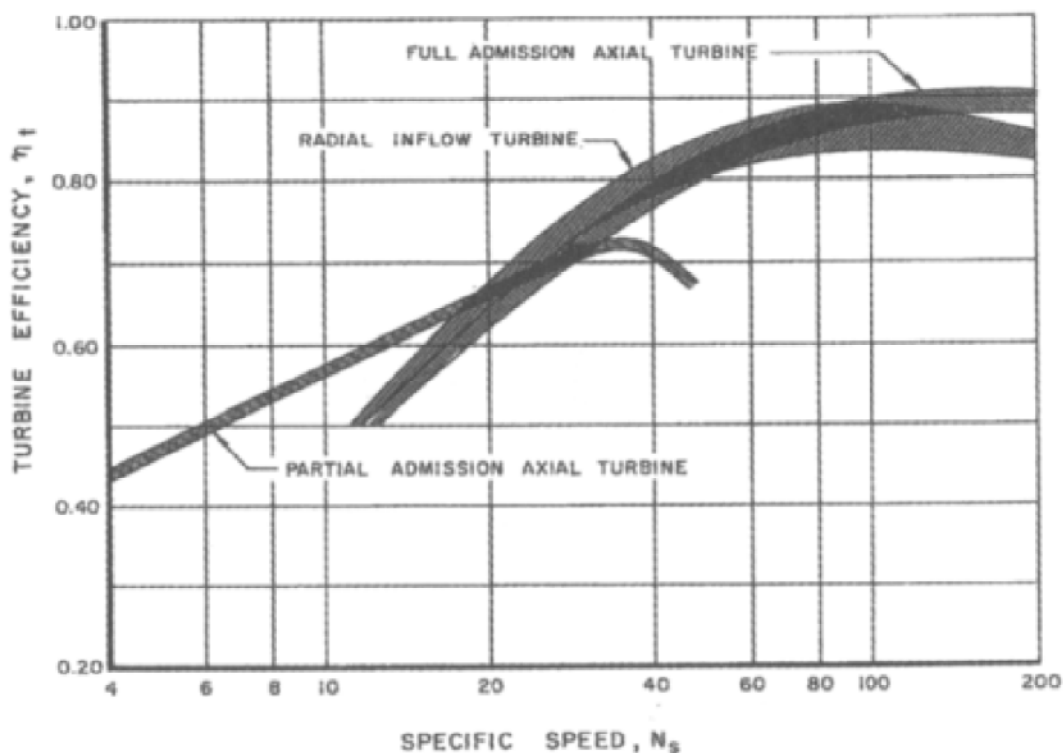
$U_2 =$ سرعت نوک توربین $\left(\frac{ft}{sec}\right)$

$D_2 =$ قطر نوک (ft)

$v_2 =$ ویسکوزیته سینماتیکی گاز فرآیندی ورودی $\left(\frac{ft^2}{sec}\right)$

برای تخمین اولیه بازده توربین انبساطی در بیشتر موارد می توان از تاثیر عدد رینولدز ($Re \geq 10^5$)^۱ چشم پوشی نمود و از نمودار بازده – سرعت ویژه که در شکل ۱۳.۲ برای سه مدل از توربین های انبساطی رایج نشان داده شده است، استفاده کرد. به خاطر مزایای اقتصادی توربین های شعاعی، این توربین ها در محدوده سرعت ویژه $20 \leq N_s \leq 140$ بهترین انتخاب هستند. البته شایان ذکر است که بازده بهینه در $N_s = 80$ قابل دستیابی می باشد.

^۱ Effect of Reynolds number



شکل ۲-۱۴: بازده انواع توربین بر عنوان تابعی از سرعت ویژه^۱ [۱۱]

انتخاب نوع توربین انبساطی به طور ویژه ای به عامل نسبت فشار بستگی دارد و مطابق قاعده سرانگشتی زیر صورت می گیرد:

جدول ۲-۲: انتخاب توربین انبساطی بر اساس نسبت فشار [۱۱]

نسبت فشار	نوع توربین
$Pr \leq 40 : 1$	توربین محوری با دخول جزئی
$Pr \leq 30 : 1$	توربین جریان شعاعی
$Pr \leq 20 : 1$	توربین محوری ضربه ای با دخول کامل
$Pr \leq 5 : 1$	توربین محوری واکنشی با دخول کامل

^۱ Special speed

به دلیل اینکه در بیشتر کاربردهای توربین انبساطی نسبت فشار بالا همزمان با سرعت ویژه پایین مورد نیاز می باشد، توربین های محوری با نعوذ جزئی و یا توربین های جریان شعاعی به صورت جدی مورد توجه واقع شده اند. جهت محاسبه سرعت ویژه N_s ، انتخاب یک سرعت محوری منطقی و متداول ضروری است. ابتدا بایستی قدرت محوری شفت^۱ را با استفاده از رابطه زیر محاسبه نمود :

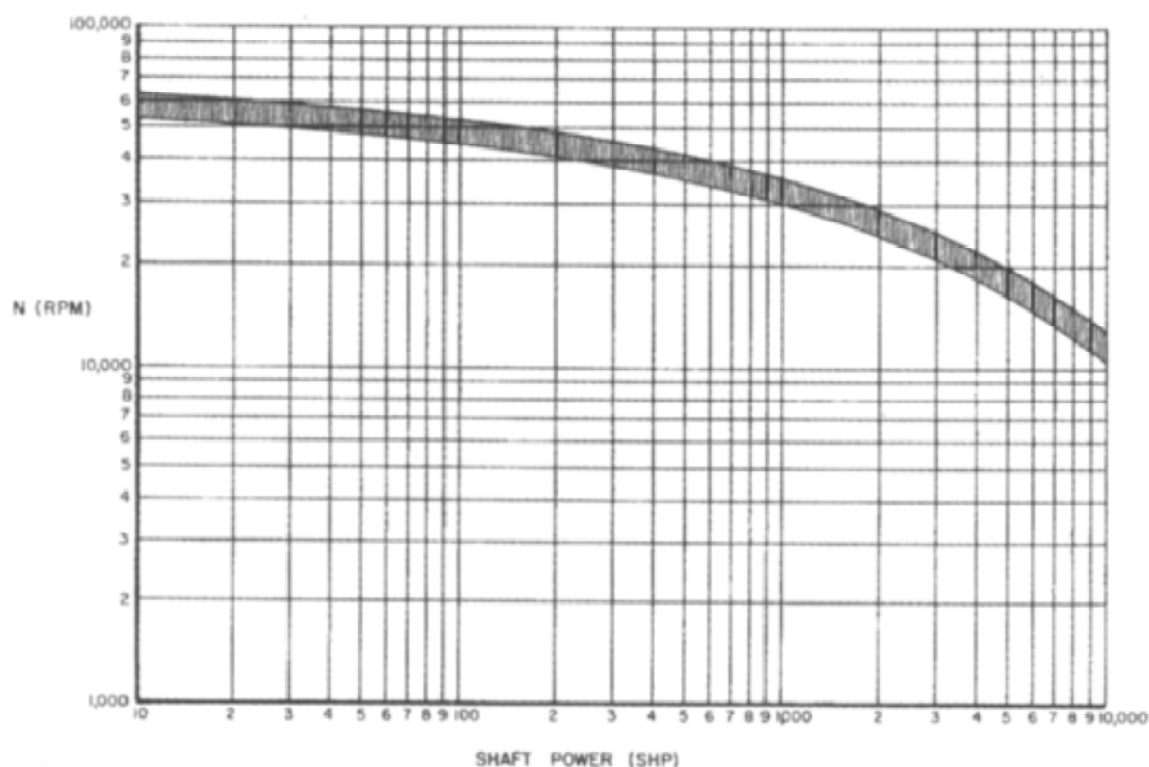
$$SHP = 1.41 w \Delta h \eta_t \quad (۴۳-۲)$$

که در این رابطه : w دبی جرمی جریان،

Δh = اختلاف آنتالپی ایده آل و بازده توربین ۰/۰۸ می باشد.

برای قدرت محوری محاسبه شده، سرعت شفت متناسب با یاطاقان های پیشرفته امروزی در شکل زیر ارائه شده است. سرعت های کمتر از سرعت بحرانی نشان داده شده در شکل می توانند به عنوان سرعت شفت انتخاب شوند. . برای سرعت ویژه محاسبه شده کمتر از ۲۰، توربین جریان محوری با دخول جزئی و برای سرعت ویژه بیشتر از ۱۴۰ ، توربین بازتابی محوری با دخول کامل انتخاب می گردد.

^۱ Shaft power



شکل ۲-۱۵: نمودار انتخاب سرعت محوری بر اساس قدرت شفت [۱۱]

از آنجایی که در اکثر فرآیندهای پتروشیمیایی و جداسازی هوا، مشخصات فنی ارائه شده منجر به انتخاب توربین انبساطی شعاعی می شود، از این رو روش محاسبه مقدماتی انتخاب سائز که محدود به توربین جریان شعاعی می شود، در ادامه بیان خواهد شد. در مورد این توربین ها نسبت سرعت مهم ترین عامل برای تایین عملکرد آنهاست. نسبت سرعت یک پارامتر بدون بعد^۱ است که اندازه فیزیک منبسط کننده را به شرایط کاری مورد نظر ارائه می دهد.

$$\frac{U}{C_0} = \frac{N_s D_s}{154} \quad (۴۴-۲)$$

که در این رابطه : U = سرعت نوک (ft/sec)

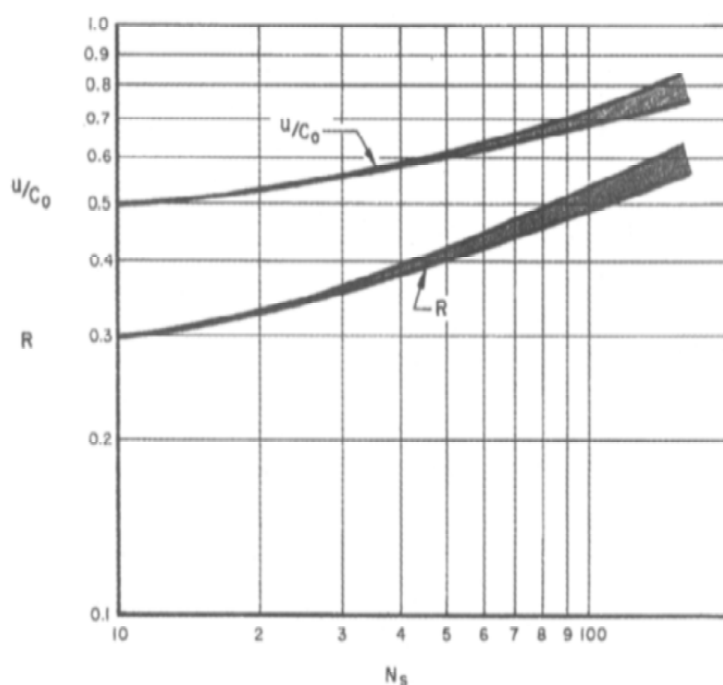
C_0 = سرعت فوران (ft/sec)

^۱ Dimensionless parameter

دانستن تابعیت U/C_0 به عنوان تابعی از سرعت ویژه برای انتخاب سائز توربین انبساطی کافی است و مقادیر تجربی آن در شکل زیر مشاهده می گردد. با یک U/C_0 مشخص می توان سرعت نوک^۱ را به صورت زیر محاسبه کرد :

$$C_0 = 223 \sqrt{\Delta h} \quad (۴۵-۲)$$

$$U = \left(\frac{U}{C_0} \right) 223 \sqrt{\Delta h} \quad (۴۶-۲)$$



شکل ۱۶-۲ : تغییرات U/C_0 و درجه بازتاب توربین به عنوان تابعی از سرعت ویژه

پس از مشخص شدن N ، قطر نوک از طریق معادله زیر محاسبه می شود :

$$D = 229 \frac{U}{N} \quad (۴۷-۲)$$

با دانستن مقادیر اولیه بازده، توان محور و قطر نوک، طراحی تفصیلی مکانیکی و آیرودینامیکی ماشین

^۱ Tip speed

توسط گروهی از متخصصان فرآیند و توربین انجام پذیر می باشد. برای رسیدن به این هدف دانستن مقدار دقیق هر یک از متغیرهای زیر برای طراح ضروری است :

- Δh = اختلاف آنتالپی ایده آل
- V_3 = حجم ویژه در خروجی توربین
- W = دبی جرمی کلی ورودی به توربین
- T_1 = دمای ورودی
- P_1 = فشار ورودی و P_3 = فشار خروجی

۲-۳-۷-۱ بازده کلی الکتریسیته بازیافت شده

تلفات انرژی در توربین انبساطی را می توان با محاسبه بازده حرارتی آن بدست آورد. با این وجود جهت محاسبه الکتریسیته کلی قابل بازیافت بایستی تلفات دیگر را نیز در نظر گرفت [۱۵].

تلفات یاطاقان ها :

ماشین آلاتی که دارای سرعت دورانی بالایی هستند از یاطاقان های کاهشی تکیه گاهی استفاده می کنند. این یاطاقان ها به دلیل دارا بودن استحکام بسیار بالا و خصوصیت میرایی سبب پایداری^۱ بیشتر روتور می شوند و راه حلی برای مشکل ناپایداری و نازک بودن لایه روغن ارائه می دهند. تلفات این یاطاقان ها در محدوده ۱۰KW تا ۴۰KW برای گستره توان محور اکسپندر از ۱۰۰۰KW تا ۸۰۰۰KW می باشد.

تلفات جعبه دنده :

تلفات جعبه دنده به طور معمول در محدوده ۱/۵% تا ۲% از توان محور است.

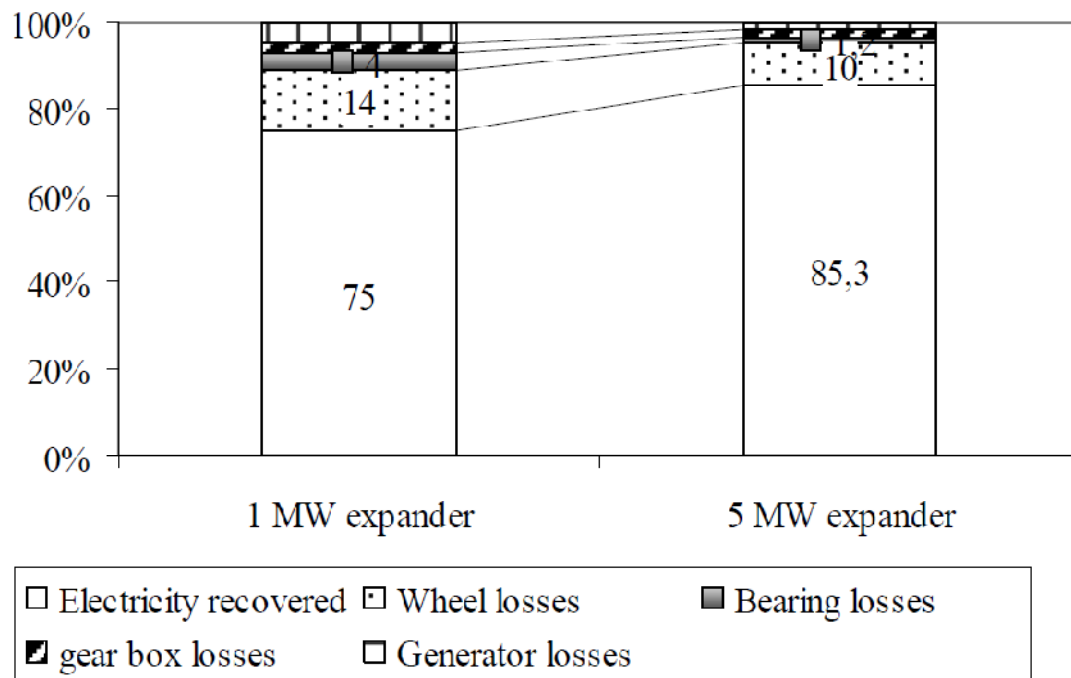
تلفات ژنراتور :

این مورد به پارامترهای زیادی از جمله شرایط محیطی، نوع سنکرون یا آسنکرون، توان خروجی و تعداد قطب ها بستگی دارد.

^۱ Stability

الکتریسیته بازیافت شده :

مشابه تمام ماشین های مکانیکی، با افزایش توان و یا سایز اکسپندر مقدار تلفات ویژه کاهش می یابد. در شکل ۲-۱۶ نمودار الکتریسیته بازیافت شده توسط دو نمونه توربین انبساطی نشان داده شده است. مقادیر بیان شده در نمودار ها تقریبی بوده و به داده های فرایندی و سیال کاری انتخاب شده بستگی دارند.



شکل ۲-۱۷: الکتریسیته کلی بازیافت شده و تلفات اجزای سیکل

توان الکتریکی حاصل از فرآیند بازیافت انرژی را می توان توسط رابطه زیر بیان نمود :

$$\dot{W}_{gen} = \dot{m}(h_{in} - h_{out})\eta_{GB}\eta_{Gen} \quad (2-48)$$

راندمان الکتریکی η_{Gen} راندمان جعبه دنده ای است که با اکسپندر کوپل شده است و η_{GB} که در این رابطه ژنراتور می باشد. راندمان جعبه دنده و ژنراتور ثابت فرض می شود [۴].

^۱ Exergy recovery

۳ فصل سوم: شبیه‌سازی ایستگاه تقلیل فشار در وضعیت موجود و

وضعیت مطلوب

در این فصل ابتدا مروری بر پژوهش‌های انجام شده در زمینه استفاده از توربین‌های انبساطی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز انجام می‌شود. سپس ایستگاه تقلیل فشار مورد بررسی معرفی شده و در نهایت انجام شبیه‌سازی ایستگاه در وضعیت موجود و وضعیت مطلوب بررسی می‌شود.

۳-۱ مروری بر پژوهش‌های انجام شده

از آنجایی که انتقال گاز مایع روش مفیدی برای صادرات آن محسوب می‌شود، انتقال و توزیع گاز توسط شبکه لوله کشی برای مصارف داخلی کشور مناسب تر است. همانطور که در فصل اول بیان شد، شبکه انتقال و توزیع گاز دارای سه تا چهار سطح فشاری مختلف می‌باشد و در نهایت به ایستگاه تقلیل فشار گاز ختم می‌شود. در اکثر این ایستگاه‌ها فرآیند کاهش فشار با استفاده از شیرهای فشار شکن انجام می‌شود. این روش گرچه تامین جریان گاز با فشار مناسب را تضمین می‌کند اما باعث تخریب انرژی فشاری جریان گاز خواهد شد. به علاوه در بیشتر ایستگاه‌ها به منظور جلوگیری از تشکیل هیدرات، جریان گاز قبل از انبساط گرم می‌شود [۱۶].

در واقع می‌توان انرژی فیزیکی جریان گاز را توسط توربین‌های انبساطی به کار مکانیکی تبدیل کرد. کار تولید شده می‌تواند به ژنراتور کوپل شده و برق تولید نماید و یا اینکه به طور مستقیم در فرآیند تولید هیدروژن استفاده شود [۱۷] و یا در صنایع مربوطه برای راه اندازی کمپرسور استفاده شود [۱۸]. اکسپندرهایی با تکنولوژی مناسب توسط شرکت‌های مختلفی در سطح جهانی ارائه می‌شود [۱۹].

اصلی‌ترین مشکل در زمینه استفاده از توربین‌های انبساطی در ایستگاه‌های تقلیل فشار اینست که افت دمای گاز در طی عبور از اکسپندر بیشتر از افت دمای آن طی عبور از شیر فشار شکن می‌باشد و به انرژی گرمایی بیشتری نیاز خواهد بود. برای ایستگاه‌های صنعتی استفاده از گرمای هدر رفت برای گرمایش گاز ایده مناسبی است [۲۰] برای سایر ایستگاه‌ها می‌توان گرمای مورد نیاز را از بویلرهای گازی [۲۱]، واحدهای تولید همزمان با موتور IC [۲۲] و یا پیل‌های سوختی^۱ [۲۳] تامین نمود. در برخی موارد نیز انبساط بدون گرمایش و در صورت پایین بودن احتمال تشکیل هیدرات و استفاده از گاز سرد خروجی برای کاربردهای تبرید پیشنهاد شده است [۲۴].

^۱ Fuel cells

پوزیویل^۱ [۲۱] در گزارشی نتایج شبیه سازی در یکی از ایستگاه های تقلیل فشار گاز در کشور جمهوری چک را ارائه نموده است. در این مقاله بیان شده است که افت دمای $0/45-0/6^{\circ}\text{C}$ به ازای هر bar افت فشار گاز در طی عبور از شیر فشار شکن رخ می دهد، در حالی که این مقدار افت دما طی عبور گاز از توربین انبساطی و بسته به ترکیبات گاز طبیعی $2-1/5^{\circ}\text{C}$ می باشد.

کاستسکی^۲ [۲۵] کارآیی سیستم ساده ای متشکل از توربین انبساطی و یک عدد بویلر به منظور برآورده کردن نیاز گرمایش را بررسی نموده است. در این مقاله از این گونه سیستم ها به عنوان منابع انرژی هیبریدی یاد شده است، زیرا بخشی از انرژی الکتریکی تولید شده مربوط به بازیافت انرژی از جریان تحت فشار گاز بوده و بخش دیگر نیز مربوط به انرژی حاصل از پیش گرمایش جریان گاز می باشد. بنابراین کیفیت ترمودینامیکی سیستم بایستی با استفاده از راندمان انرژی بیان شود. در این مقاله نشان داده شده است که تلفات انرژی سیستم عمدتاً مربوط به بخش پیش گرمایش به دلیل اختلاف دمای بالا در هنگام انتقال حرارت می باشد.

۳-۲ تحلیل انرژی و انرژی در شبکه انتقال گاز

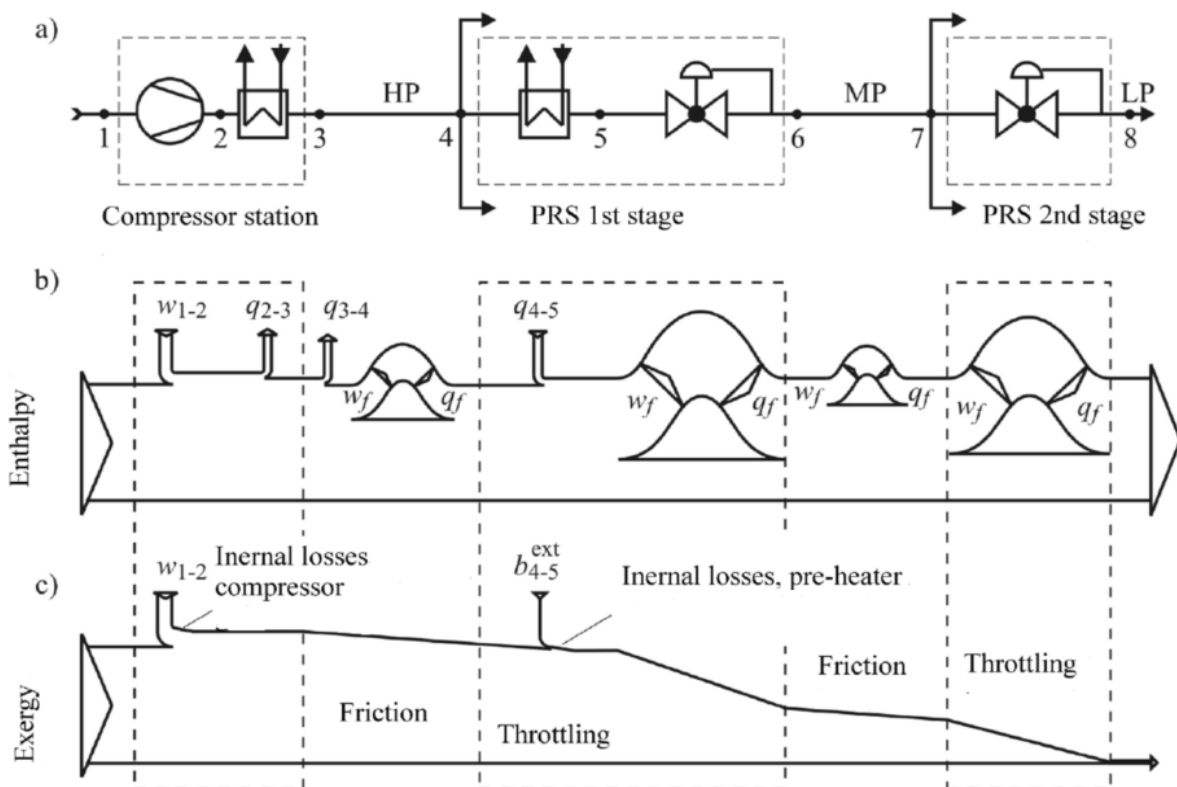
در این بخش تحلیل انرژی و انرژی را برای شبکه فرضی انتقال انجام می دهیم. در شکل زیر مدل ساده شده شبکه انتقال گاز دارای سه سطح فشاری مختلف مشاهده می شود. مقادیر پارامترهای انتخاب شده در بیشتر شبکه های انتقال گاز به همین صورت انتخاب می شود. در این شبکه مقدار فشار گاز ورودی به کمپرسور ۳MPa و دمای ورودی 10°C فرض می شود. گاز توسط کمپرسوری با بازدهی آیزنتروپیک ۸۲٪ به فشار ۴/۵MPa متراکم می شود. در خروجی کمپرسور دمای گاز به منظور افزایش دبی جریان در پایین دست به 30°C کاهش می یابد. به دلیل تلفات اصطکاکی در لوله ها، فشار گاز در آستانه ورود به ایستگاه تقلیل فشار ۲/۵MPa خواهد بود. در این نقطه دما نیز به مقدار 10°C کاهش یافته است.

به منظور گازرسانی به مناطق مختلف، شبکه لوله کشی در نقطه چهار به سه قسمت تقسیم می شود. یکی از مسیرها برای ادامه تحلیل انتخاب می شود. به منظور جبران کردن اثرات ناشی از فرآیند ژول تامسون و

^۱ Pozivil

^۲ Kostowski

جلوگیری از تشکیل هیدرات در خروجی شیر فشار شکن، جریان گاز قبل از اجرای فرآیند کاهش گرم می‌شود. این گرمایش سبب می‌شود دمای گاز به 20°C برسد. سپس گاز از شیر فشار شکن عبور کرده و به فشار 0.4MPa می‌رسد. در ادامه مسیر به دلیل تلفات اصطکاکی^۱ فشار گاز به 0.25MPa خواهد رسید. در این نقطه نیز مسیر دچار انشعاباتی می‌شود. در فرایند کاهش فشار دوم و به منظور رسیدن به سطح فشار مناسب برای مصارف خانگی، فشار گاز به $2/5\text{KPa}$ کاهش می‌یابد.



شکل ۳-۱: نمودار تحلیل انرژی و اگزرژی برای شبکه انتقال و توزیع گاز طبیعی. HP: پرفشار، MP: فشار متوسط، LP: کم فشار.

در ادامه تحلیل انرژی و اگزرژی سیکل بررسی خواهد شد. از آنجایی که دبی جرمی گاز متغیر است، تحلیل بر مبنای مقادیر ویژه مولی انجام می‌شود.

تحلیل انرژی:

^۱ Friction losses

با فرض جریان پایا^۱ برای جریان گاز و با صرف نظر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، قانون بقای انرژی برای بخش فرضی $i-j$ از شبکه انتقال گاز در مسیر ۸-۱ به صورت زیر است:

$$q_{i-j} = h_i - h_j + w_{i-j} \quad (۱-۳)$$

پارامترهای این معادله به صورت زیر است:

- q_{i-j} = مقدار تبادل گرمای سیستم در بخش $i-j$.
- w_{i-j} = مقدار تبادل کار سیستم در بخش $i-j$. (کار ورودی مثبت و کار خروجی منفی)
- h = مقادیر آنتالپی گاز.

لازم به ذکر است که مقادیر w_f ناشی از غلبه بر نیروهای اصطکاکی در نظر گرفته نشده است، زیرا این مقدار به گرمای اصطکاکی q_f تبدیل می شود. هم چنین انرژی شیمیایی گاز طی فرآیند ثابت خواهد ماند. آنتالپی گاز $h(P, T, x)$ تابعی است از فشار، دما و ترکیبات گاز. ترکیبات گاز مطابق با مرجع گاز طبیعی NIST2 انتخاب شده است.

نتایج تحلیل انرژی در شکل ۳-۱ قسمت b و جدول ۳-۲ نشان داده شده است. در نمودار تحلیل انرژی علاوه بر تبادلات کار و گرما، مقادیر کار اصطکاکی که به گرمای اصطکاکی تبدیل می شود، نیز نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود تحلیل انرژی ویژگیهای ترمودینامیکی شبکه انتقال گاز را به خوبی بیان نمی کند. با استفاده از تحلیل انرژی می توان ارزیابی بهتری از شبکه انتقال گاز بدست آورد و فرصت های ایجاد کار را بررسی نمود. در ادامه تحلیل انرژی سیستم را بیان می کنیم.

تحلیل انرژی :

همانگونه که در شکل ۳-۱ مشاهده می شود، تحلیل انرژی فرصت های تلف شده برای ایجاد کار مکانیکی در شبکه انتقال گاز را نشان نمی دهد. مشاهده می شود مقادیر آنتالپی گاز در طول مسیر تقریباً ثابت است. انتقال گاز پس از نقطه ۷ امکان پذیر نمی باشد زیرا جریان گاز فشار کافی برای غلبه بر نیروهای اصطکاکی را

^۱ Steady flow

دارا نیست. برای انجام تحلیل اگزرژی از اگزرژی فیزیکی رابطه ۲-۲۸، اگزرژی انتقال حرارت رابطه ۲-۳۲ و موازنه اگزرژی رابطه ۲-۳۶ استفاده می شود.

تغییرات اگزرژی در شبکه گاز رسانی در شکل ۳-۱ قسمت C و جدول ۳-۲ قابل مشاهده است. همانطور که در نمودار مشاهده می شود، اگزرژی فیزیکی گاز در تمام مسیر در حال تخریب است اما بیشترین تخریب اگزرژی در عبور گاز از شیر فشار شکن رخ می دهد.

جدول ۳-۱: بالانس انرژی و اگزرژی برای شبکه انتقال گاز

فرآیند	q_{i-j}	w_{i-j}	Ex_{in}		Ex_{des}
۱-۲	۰	-۱۱۰۲	۸۰۴۷	۱۱۰۲	۱۸۲
۲-۳	-۵۵۸	۰	۸۹۶۸	۰	۳۹
۳-۴	-۴۲۲	۰	۸۹۲۹	۰	۱۳۵۶
۴-۵	۳۹۶	۰	۷۵۶۴	۸۹	۸۹
۵-۶	۰	۰	۷۵۶۴	۰	۳۷۴۷
۶-۷	۲۷	۰	۳۸۱۷	۰	۸۴۵
۷-۸	۰	۰	۲۹۷۳	۰	۲۹۰۴

۳-۳ تحلیل ترمودینامیکی استفاده از توربین انبساطی در ایستگاه تقلیل فشار

۱-۳-۳ ویژگیهای فنی^۱ ایستگاه تقلیل فشار دارای توربین انبساطی

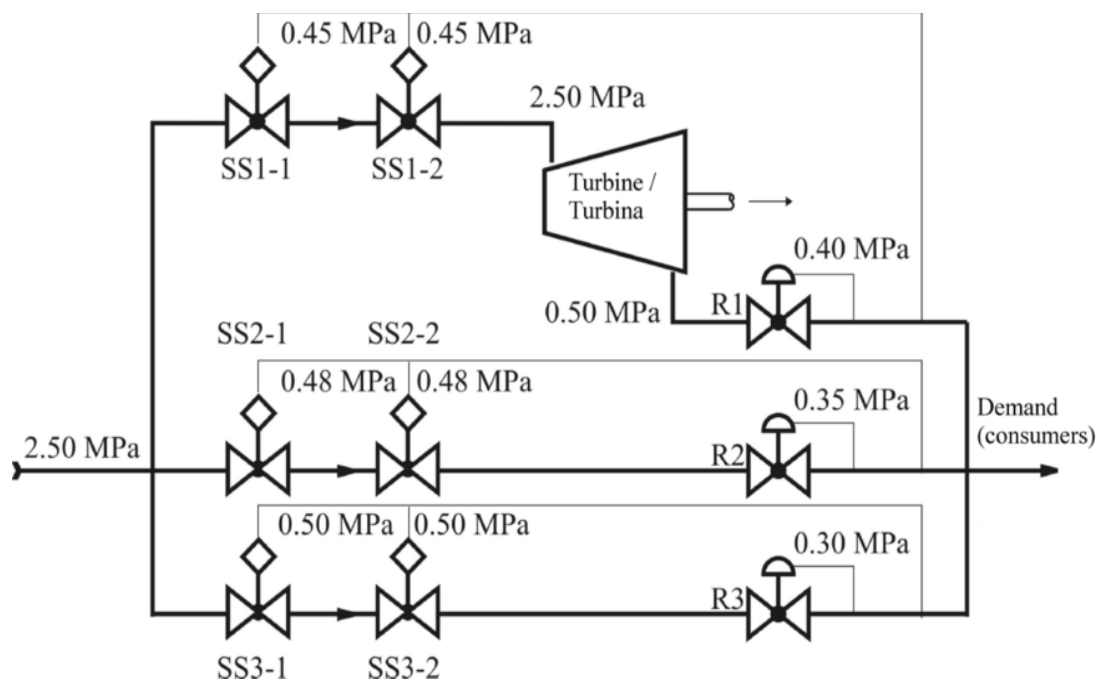
جایگزینی توربین انبساطی با شیر فشار شکن تنها در صورتی امکان پذیر است که وظایف اصلی ایستگاه تقلیل فشار اجرایی شوند. این وظایف عبارتند از:

- تطبیق جریان با میزان نیاز مشتری از طریق رگولاتور

^۱ Technical Specifications

- کاهش فشار گاز
- پایدار سازی فشار خروجی

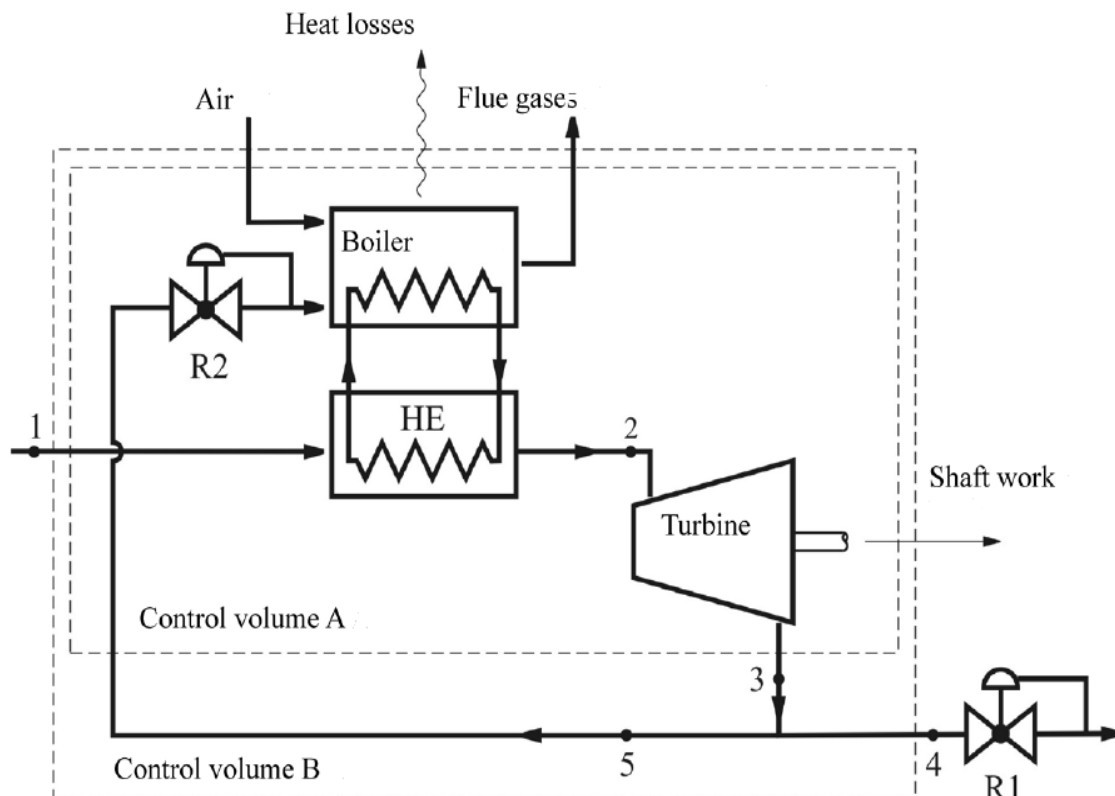
شایان ذکر است که توربین انبساطی تنها وظیفه دوم را انجام می دهد، بنابراین توربین بایستی به موازات خط کاهش فشار موجود در ایستگاه تقلیل فشار نصب گردد. بعلاوه نصب شیر فشار شکن در پایین دست توربین انبساطی به منظور پایدارسازی فشار جریان گاز ضروری می باشد. هم چنین خط کاهش فشار توربین انبساطی به شیرهای محافظ فشار بالا مجهز می گردند. شکل ۲-۳ نمایی از ایستگاه تقلیل فشار دارای سه خط کاهش فشار را نشان می دهد. در شرایط نرمال عملیاتی، با عبور گاز از توربین انبساطی فشار به 0.45 MPa و با عبور از شیر فشار شکن به 0.4 MPa کاهش می یابد. اگر جریان گاز در پایین دست متناسب با نیاز مصرف کننده نباشد، فشار گاز افت کرده و سبب مشدود شدن مسیر یک و باز شدن شیر کاهش فشار R_2 می شود. هر خط به طور جداگانه مجهز به شیرهای محافظ پر فشار می باشد و در صورت فشار بالاتر از فشار طراحی بعد از شیر فشار شکن، جریان گاز را قطع می نمایند. در صورت خرابی و تعمیرات در خطوط یک و دو و یا در صورتی که خط دو بسته و جریان در خط یک ناکافی باشد، جریان در خط سه برقرار می شود.



شکل ۲-۳: سیستم کاهش فشار گاز مجهز به توربین انبساطی [۲۵]

۲-۳-۳ مدل ساده توربین انبساطی به همراه بویلر

در این بخش تحلیل ترمودینامیکی سیستم کاهش فشار گاز با استفاده از توربین انبساطی به همراه یک بویلر برای پیش گرمایش جریان گاز انجام می‌شود. نمایی از این سیستم در شکل زیر نشان داده شده است.



شکل ۳-۳: مدل ایستگاه تقلیل فشار گاز با استفاده از توربین انبساطی. HE: مبدل حرارتی، R2، R1: شیر فشار شکن [۲۵]

گرمای مورد نیاز به منظور اجرای عمل پیش گرمایش از طریق سوزاندن بخشی از جریان گاز طبیعی از جریان پایین دست توربین انبساطی تهیه می‌شود. گرمای تولید شده از طریق مبدل حرارتی تعبیه شده به جریان گاز انتقال می‌یابد. برای تحلیل سیستم از دو حجم کنترل^۱ استفاده می‌شود. در اولین حجم کنترل کار تولیدی با مقدار سوخت ورودی به سیستم مقایسه می‌شود و دومین حجم کنترل بازده کلی سیستم را تعریف می‌کند. سیستم دارای دو شیر فشار شکن می‌باشد. شیر فشار شکن اصلی R₁ آخرین تعدیل در جریان گاز را اعمال می‌نماید. برای آسان شدن تحلیل این شیر خارج از حجم کنترل در نظر گرفته شده است. شیر فشار

^۱ Control Volumes

شکن R_2 ، فشار را به فشار مورد نیاز برای فرآیند احتراق کاهش داده و در داخل حجم کنترل A قرار گرفته است.

فرض هایی برای ساده سازی سیستم به ترتیب زیر در نظر گرفته می شود:

- فشار و دمای ورودی ثابت است.
- تلفات گرمایی سیستم مربوط به بخش گرمایش بوده و توربین آدیاباتیک است.
- بازده مبدل حرارتی برابر ۰/۹ است.

بعلاوه فرض می شود کیفیت ترمودینامیکی سیستم مستقل از مقیاس است. بنابراین برای هر مقدار فشار مورد نیاز خروجی از توربین P_3 ، پارامترهای مستقل طراحی عبارتند از دمای جریان گاز پس از پیش گرمایش و راندمان آیزنتروپیک توربین. پاسخ سیستم به این پارامترهای طراحی توسط شاخص های ترمودینامیکی زیر بیان می شود:

- کار خالص خروجی^۱
- نسبت کار به سوخت که مقدار کار تولیدی را به سوخت شیمیایی مصرف شده ارتباط می دهد.
- بازدهی کلی سیستم که مقدار انرژی تلف شده در سیستم را نسبت به کل انرژی ورودی جریان گاز نشان می دهد.
- بازده قانون دوم که میزان کار بازیافتی از انرژی در دسترس را نشان می دهد.

تحلیل انرژی :

به دلیل اینکه گاز طبیعی نوعی سوخت محسوب می شود، آنتالپی آن از دو بخش شیمیایی و فیزیکی تشکیل می شود. در این تحلیل آنتالپی شیمیایی با LHV و آنتالپی فیزیکی با h نشان داده می شود. به منظور تعیین تمام جریان های انرژی در سیستم، ابتدا ضروری است معادلات بقای انرژی برای هر یک از تجهیزات نوشته شود. حل معادلات انرژی برای توربین (T) و مبدل حرارتی (HE)، امکان تعیین کار ویژه خروجی (W) و گرمای تولیدی مورد نیاز در بویلر (q_b) را فراهم می کند. با فرض اینکه دمای گاز خروجی مشخص است، مصرف

^۱ The net work output

ویژه سوخت در توربین را می‌توان از موازنه انرژی بر روی بویلر (B) تعیین کرد. معادلات بقا برای یک کیلو مول گاز در نقطه ۱ به صورت زیر است :

$$T: \quad W = h_2^G - h_3^G \quad (2-3)$$

$$HE: \quad q_b = (h_2^G - h_1^G) \cdot \frac{1}{\eta_{HE}} \quad (3-3)$$

$$B: \quad v_5(h_2^{NG} + LHV) + v_5 v^A h^A = q_B + v_5 v^F h^F \quad (4-3)$$

اندیس های NG، A و F به ترتیب نشانگر گاز طبیعی، هوا و گازهای حاصل از احتراق هستند. نسبت مولی هوا و گازهای حاصل از احتراق به واحد گاز سوزانده شده بیان می‌شود و با v^F و v^A نمایش داده می‌شود. مصرف ویژه سوخت v_5 به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$v_5 = \frac{\dot{n}_5}{\dot{n}_1} \quad (5-3)$$

کار ویژه^۱ یکی از شاخص های سیستم است که بطور مستقیم از معادله ۳-۲ نتیجه می‌شود. شاخص دیگر نسبت کار به سوخت است که در حجم کنترل A و به صورت زیر تعریف می‌شود :

$$\varepsilon = \frac{W}{v_5 \cdot LHV} \quad (6-3)$$

لازم به ذکر است که نباید مقدار ε را به عنوان بازده در نظر گرفت زیرا ممکن است مقدار آن بزرگتر از واحد باشد. وقوع این امر بدان علت است که توربین انبساطی یک وسیله بازیابی کار می‌باشد نه یک وسیله استاندارد برای تولید انرژی. البته می‌توان راندمان کلی سیستم که توصیف کننده عملکرد توربین انبساطی به همراه در نظر گرفتن تمامی اجزای ایستگاه را تعریف نمود. این تعریف جریان های مهم انرژی در مرزهای حجم کنترل B را شامل می‌شود.

$$\eta_s = \frac{\dot{E}_{ch,4}^{NG} + \dot{W}}{\dot{E}_{ch,1}^{NG}} \quad (7-3)$$

تحلیل انرژی :

^۱ Special work

کیفیت ترمودینامیکی سیستم را می‌توان با استفاده از بازده قانون دوم بیان نمود. این بازده به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{II} = \frac{\text{اگرژی باز یافت شده}}{\text{اگرژی دسترس}}$$

برای تحلیل سیستم توربین انبساطی، اگرژی عبوری از مرزهای حجم کنترل از پارامترهای زیر تشکیل می‌شود:

- اگرژی شیمیایی که به محتوای اجزای قابل احتراق^۱ بستگی دارد.
- اگرژی فیزیکی که در نتیجه اختلاف فشار و دما با شرایط محیطی است.
- تبادل اگرژی کار و انتقال حرارت با محیط اطراف.

اگرژی شیمیایی گاز طبیعی برای جریان گاز محتوی مقادیر زیاد متان به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Ex_{ch}^{NG} = 1/04 \text{ LHV}^{NG} \quad (۸-۳)$$

محاسبات اگرژی شیمیایی گازهای حاصل از احتراق تنها به در نظر گرفتن تغییرات غلظت اجزای غلیظ نسبت به محیط اطراف می‌شود:

$$Ex_{ch}^F = T_0 R_u \sum_{i=1}^N x_i \ln \frac{x_i}{x_{i,O}} \quad (۹-۳)$$

$x_{i,O}$ غلظت جزء مورد نظر در محیط را نشان می‌دهد.

برای محاسبه اگرژی فیزیکی گازهای حاصل از احتراق از رابطه ۲-۲۸ استفاده می‌شود. تلفات گرمایی به محیط دارای محتوای اگرژی منفی می‌باشد. بنابراین جریان‌های مهم اگرژی عبوری از مرزهای حجم کنترل A به صورت زیر است:

$$Ex_{ch,1}^{NG} = v_5 (Ex_{ph,5}^{NG} + Ex_{ch,5}^{NG}) = w + Ex_{ph,3}^{NG} + v_5 v^F (Ex_{ph}^F + Ex_{ch}^F) + Ex_{des} \quad (۱۰-۳)$$

^۱ Combustible components

Ex_{des} تلفات انرژی در داخل سیستم را شامل می‌شود. توجه شود که انرژی شیمیایی جریان اصلی گاز در معادله فوق ذکر نشده است، زیرا این انرژی در طی عبور از سیستم تخریب نمی‌شود. بازده قانون دوم از معادله ۱۰.۳ نتیجه می‌شود. این نکته بایستی مورد توجه قرار گیرد که انرژی بازیافتی ممکن است انرژی فیزیکی جریان خروجی را نیز شامل شود که این امر بستگی به تولید کار بیشتر از سیستم دارد.

$$\eta_{II} = \frac{W}{Ex_{ch,1}^{NG} + v_5(Ex_{ch,5}^{NG} + Ex_{ch,5}^F)} \quad (11-3)$$

۳-۳-۳ مدل توربین انبساطی به همراه سیکل CHP

تولید همزمان برق و حرارت^۱ یک روش صرفه جویی انرژی است که در آن برق و حرارت بطور همزمان تولید می‌شوند. حرارت حاصل از تولید همزمان می‌تواند بمنظور گرمایش ناحیه‌ای^۲ یا در صنایع فرآیندی مورد استفاده قرار گیرد.

فرآیند تولید همزمان می‌تواند بر اساس استفاده از توربینهای گاز، توربینهای بخار یا موتورهای احتراقی بنا نهاده شود و منبع تولید انرژی اولیه نیز شامل دامنه وسیعی است که می‌تواند سوختهای فسیلی، زیست توده، زمین گرمایی یا انرژی خورشیدی باشد.

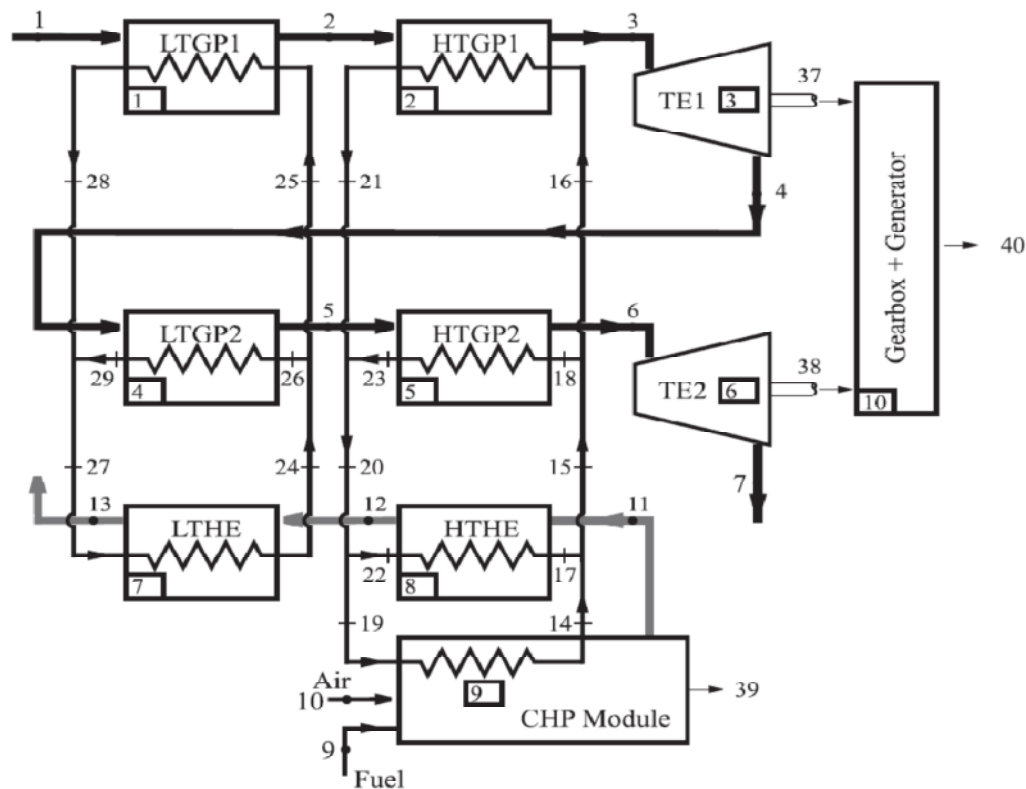
این سیستم شامل دو مرحله کاهش فشار گاز طبیعی با استفاده از توربین انبساطی بوده و برای ایستگاه هایی که نسبت کاهش فشار بزرگتر از ۴:۱ می باشد مناسب است. پیش گرمایش گاز قبل از هر مرحله انبساط توسط گرمای گاز خروجی از سیکل CHP انجام می شود. این سیکل نیز در تولید برق سیستم سهیم است. این سیستم را می توان یک واحد هیبریدی تولید انرژی الکتریکی دانست، زیرا بخشی از الکتریسیته تولید شده بدست آمده از انرژی فشاری جریان گاز و بخش دیگر از انرژی حاصل از سوخت پیش گرمایش گاز است.

نمایی از این سیستم در شکل ۳-۴ نشان داده شده است. گاز طبیعی پرفشار قبل از ورود به اولین توربین انبساطی در مبدل های گرمایی دما پایین و دما بالا گرم می شود. سپس گاز از توربین انبساطی عبور کرده و به

^۱ Combined Heat and Power

^۲ District heating

فشار میانی می‌رسد. با عبور مجدد گاز از مبدل‌های دما پایین و دما بالا، دومین مرحله انبساط انجام می‌شود. توربین‌های انبساطی توان‌های W_{37} و W_{38} را تولید می‌کنند. این توان‌ها در چرخ دنده و ژنراتور به توان الکتریکی $W_{EL,40}$ تبدیل می‌شوند.



شکل ۳-۴: مدل توربین انبساطی به همراه سیکل CHP

گرمای مورد نیاز برای انجام عمل پیش گرمایش در یک سیستم CHP که متشکل از موتور گازی و ژنراتور الکتریکی است، تولید می‌شود. گرمای تولید شده توسط دو سیکل بسته آبگرم، به گازهای فشار بالا و فشار متوسط منتقل می‌شود. توان تولید شده توسط موتور گاز سوز به توان الکتریکی W_{39} تبدیل می‌شود. بنابراین کل سیستم انبساط دو بخش تولید توان الکتریکی مستقل را داراست.

ارزیابی ترمودینامیکی^۱ سیستم از طریق تحلیل انرژی و اگزرژی جریان‌های مربوط انجام می‌شود. با در

^۱ Thermodynamic assessment

نظر گرفتن فرض‌های ساده ساز زیر که باعث تغییرات مهم در ارزیابی ترمودینامیکی سیستم نمی‌شود، تحلیل انجام می‌شود. این فرض‌ها عبارتند از

- ویژگیهای گاز طبیعی نزدیک به ویژگیهای متان است.
- تمامی مبدل‌ها و اکسپندر‌ها از لحاظ تبادل گرما با محیط آدیاباتیک هستند.

تحلیل انرژی :

سیستمی از معادلات بقای جرم و انرژی به منظور تشخیص مقادیر آنتالپی جریان‌ها در تمام نقاط سیستم بکار گرفته می‌شوند. قانون بقای جرم برای تمام مبدل‌های انتقال حرارت به صورت زیر است :

$$\sum m_{in} = \sum m_{out} \quad (12-3)$$

دبی جرمی سوخت ورودی^۱ به سیکل chp بر اساس میزان الکتریسیته تولید شده، بازده الکتریکی سیکل و ارزش حرارتی پایین سوخت تعیین می‌شود :

$$\dot{n}_9 = \frac{\dot{W}_{el,39}}{LHV_9 \eta_{el,CHP}} \quad (13-3)$$

قانون بقای انرژی برای هر تجهیز موجود در سیستم به صورت زیر نوشته می‌شود :

$$\dot{Q} + \sum \dot{H}_{in} = \sum \dot{H}_{out} + \dot{W}_{shaft} \quad (14-3)$$

از آنجایی که ترکیبات گاز ورودی به ایستگاه دچار تغییر نمی‌شود، آنتالپی شیمیایی تنها برای سوخت وارد شده به سیکل CHP محاسبه می‌شود :

$$\dot{H}_9 = \dot{m}_9 (h_{ph,9} + h_{ch,9}) \quad (15-3)$$

ارزش حرارتی پایین سوخت (LHV) به عنوان آنتالپی شیمیایی سوخت در نظر گرفته می‌شود. بر طبق تعریف LHV آنتالپی فیزیکی برای تمامی محصولات و واکنش‌گرها در دمای 298/15°K و فشار 101325Pa انتخاب می‌شود.

^۱ Mass flow rate

محاسبه آنتالپی فیزیکی متان با استفاده از خواص گاز واقعی در حلگر معادلات مهندسی (EES) محاسبه می‌شود. حل کردن معادلات بقای جرم و انرژی منجر به محاسبه دبی جرمی و دما برای تمامی جریان‌ها و هم چنین میزان انرژی تبدیلی در تجهیزات می‌شود. تعیین جریان‌های عبوری از مرزهای سیستم از طریق معادله زیر حاصل می‌شود:

$$\dot{H}_{ph,1} + \dot{H}_9 + \dot{H}_{10} = \dot{H}_{ph,7} + \dot{H}_{13} + \dot{W}_{el,39} + \dot{W}_{el,40} + |\Delta\dot{Q}| \quad (۱۶-۳)$$

Q نشان دهنده میزان تلفات گرمایی به محیط توسط موتور، جعبه دنده و ژنراتور الکتریکی می‌شود. با در نظر گرفتن جریان‌هایی که ارزش اقتصادی دارند، نسبت کارایی^۱ به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$PR = \frac{\dot{W}_{el,40} + \dot{W}_{el,39}}{\dot{m}_9 LHV_9} \quad (۱۷-۳)$$

این نسبت میزان انرژی الکتریکی تولید شده را به جریان انرژی شیمیایی مصرف شده در موتور گرمایی ارتباط می‌دهد. این نسبت را نمی‌توان به عنوان راندمان سیکل در نظر گرفت زیرا قابلیت ایجاد کار از جریان پرفشار را شامل نمی‌شود. این قابلیت تنها توسط تحلیل انرژی قابل تشخیص است.

تحلیل انرژی:

مفهوم انرژی به عنوان پتانسیل ایجاد کار در یک فرآیند ترمودینامیکی نسبت به محیط در زمان تحلیل گاز پرفشار مفید می‌باشد. با صرف نظر از انرژی جنبشی و پتانسیل، انرژی یک جریان از حاصل جمع انرژی فیزیکی و انرژی شیمیایی بدست می‌آید:

$$Ex = Ex_{ph} + Ex_{ch} \quad (۱۸-۳)$$

انرژی فیزیکی از رابطه ۲-۲۸ و انرژی شیمیایی از رابطه ۳-۸ محاسبه می‌شود. رابطه فوق انرژی ویژه را محاسبه می‌کند. انرژی کل از حاصل ضرب دبی جرمی جریان در انرژی ویژه بدست می‌آید:

$$\dot{Ex} = \dot{m} \cdot Ex \quad (۱۹-۳)$$

روابط انرژی انتقال حرارت و موازنه انرژی در قسمت‌های قبل ذکر شده است.

^۱ Performance Ratio

۳-۴ مطالعه موردی ایستگاه تقلیل فشار نیروگاه نکاء

این ایستگاه گاز مورد نیاز نیروگاه را با مشخصات شیمیایی و فیزیکی زیر فراهم می کند :

جدول ۳-۲: اجزای تشکیل دهنده گاز عبوری از ایستگاه

درصد مولی	اجزای تشکیل دهنده
۳/۷	نیتروژن
۸۹/۸	متان
۱/۱	دی اکسید کربن
۳/۷	اتان
۰/۹۸	پروپان
۰/۲۲	ایزو بوتان
۰/۲۹	نرمال بوتان
۰/۱۰	نرمال پنتان
۰/۰۷	ایزو پنتان
۰/۰۴	هگزان
۱	مجموع

جدول ۳-۳: مشخصات فیزیکی گاز عبوری از ایستگاه

مقدار	مشخصات فیزیکی
۱۷/۹۳ gr/mol	وزن مولکولی متوسط
۰/۷۵۸ kg/m ³	چگالی گاز در دمای 15°C و فشار 1013/25 mbar
۳۴/۴ Mj/m ³	ارزش حرارتی خالص در دمای 15°C و فشار 1013/25 mbar
۳۸/۲ Mj/m ³	ارزش حرارتی کلی در دمای 15°C و فشار 1013/25 mbar

فصل سوم: شبیه‌سازی ایستگاه تقلیل فشار در وضعیت موجود و وضعیت مطلوب

مقادیر متوسط فشار ورودی و خروجی ایستگاه در جدول زیر بیان شده است :

جدول ۳-۴ : مقادیر متوسط فشار ورودی و خروجی ایستگاه

ماه	فشار ورودی (bar)	فشار خروجی (bar)
فروردین	۴۷/۱۲	۵/۵
اردیبهشت	۴۷/۰۵	۵/۵
خرداد	۴۷/۷۳	۵/۵
تیر	۴۸/۷۵	۵/۵
مرداد	۵۲/۰۲	۵/۵
شهریور	۴۲/۸۵	۵/۶
مهر	۴۶/۱۷	۵/۶
آبان	۴۷/۶۰	۵/۵
آذر	۴۲/۲۹	۵/۵
دی	۴۴/۶۰	۵/۵
بهمن	۴۲/۶۳	۵/۴
اسفند	۴۴/۵۴	۵/۵

لازم به ذکر است که دبی اسمی ایستگاه $20000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ می باشد. هم چنین دمای گاز ورودی و خروجی از ایستگاه 15°C می باشد. در شرایطی که تمامی واحدهای نیروگاه در حال فعالیت باشند، دبی ورودی به ایستگاه تقلیل فشار $15500 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ می باشد. این ایستگاه مجهز به دو خط تقلیل فشار می باشد. دبی هر خط معادل نیمی از دبی کل ورودی به ایستگاه می باشد. گرمای مورد نیاز هر خط به منظور جلوگیری از تشکیل هیدرات توسط هیترهای الکتریکی تامین می شود.

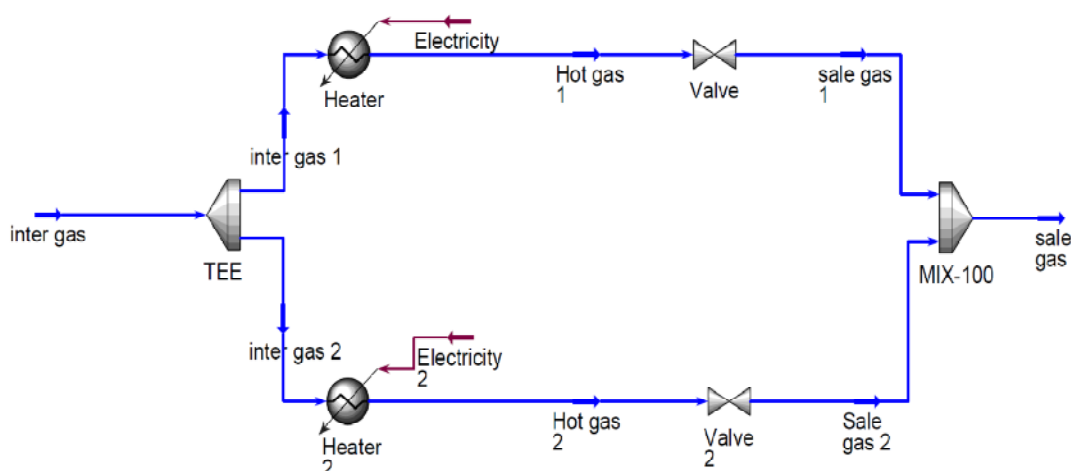
۳-۵ شبیه‌سازی ایستگاه تقلیل فشار در نرم‌افزار HYSYS

در این بخش شبیه‌سازی ایستگاه تقلیل فشار در وضعیت موجود و وضعیت مطلوب با استفاده از نرم‌افزار Hysys انجام می‌شود. نرم‌افزار Hysys یکی از قدرتمندترین نرم‌افزارهای شبیه‌سازی در رشته‌های مهندسی به شمار می‌آید که بیشتر در رشته‌های مهندسی شیمی و پتروشیمی کاربرد دارد اما در رشته‌ای همچون مکانیک نیز می‌تواند کاربرد داشته باشد. طراحی منعطف به همراه دقت بالای نرم‌افزار و قدرتمندی آن که ناشی از بسته‌های خواص مربوط به مواد مختلف می‌باشد، سبب شده است تا این نرم‌افزار مدل‌سازی‌های بسیار واقعی را ارائه دهد. با استفاده از این نرم‌افزار می‌توان فرآیندهای مختلف در صنایع نفت، گاز و پتروشیمی را مدل‌سازی نمود، که از این جمله می‌توان به شیرین‌سازی در صنایع نفتی اشاره کرد. خواص مواد مختلف شیمیایی و پتروشیمی و ... در کتابخانه‌های نرم‌افزار به صورت بسته‌ها و پکیج‌ها در دسترس است. به‌علاوه در نرم‌افزار Hysys می‌توان تمامی دستگاه‌هایی را که در انجام یک فرآیند مورد نیاز است را به صورت تک‌تک و جداگانه طراحی نمود و سپس آن را شبیه‌سازی کرد. برای مثال می‌توان برج تقطیر را طراحی کرد و شرایط و ورودی‌ها و خروجی‌های آن را مشخص نمود و سپس این برج تقطیر را شبیه‌سازی نمود. با انجام این کار برای تک‌تک دستگاه‌های مورد نیاز برای انجام فرآیند، می‌توان خط تولید را در کارخانه برای انجام فرآیند، طراحی و شبیه‌سازی کرد و با اجرا کردن شبیه‌سازی می‌توان مشاهده و بررسی کرد که آیا طرح درست اجرا می‌شود یا خیر و مشکلات طرح را بررسی کرد. اگر قسمتی از طرح دارای مشکلی باشد با اجرای شبیه‌سازی می‌توان بخشی از دستگاهی را که ایراد دارد شناسایی کرد و سپس مجدداً آن را اصلاح نمود.

۳-۵-۱ شبیه‌سازی ایستگاه در وضعیت موجود

در شکل زیر طرح شبیه‌سازی شده از ایستگاه در وضعیت موجود مشاهده می‌شود. در این حالت گاز ورودی به ایستگاه به دو قسمت مساوی تقسیم شده و در دو خط کاهش فشار که به موازات یکدیگر نصب شده‌اند، جریان می‌یابد. پیش‌گرمایش گاز توسط هیترهای الکتریکی^۱ صورت می‌گیرد. پس از انجام فرآیند کاهش فشار، دو جریان با یکدیگر ترکیب شده و به محل مصرف منتقل می‌شود.

^۱ Electric heaters



شکل ۳-۵: طرح شبیه‌سازی شده از ایستگاه در وضعیت موجود در نرم افزار Hysys

در جدول زیر متغیرهای طراحی^۱ برای جریان‌های اصلی بیان شده است:

جدول ۳-۵: مشخصات جریان‌ها در طرح شبیه‌سازی از وضعیت موجود

Name	IG	IG1	IG2	HG1	HG2	SG1	SG2	SG
Temperature[C]	۱۵	۱۵	۱۵	۳۵/۴	۳۵/۴	۱۵	۱۵	۱۵
Pressure[Kpa]	۵۰۰	۵۰۰	۵۰۰	۴۹۶۰	۴۹۶۰	۵۶۰	۵۶۰	۵۶۰
MolarFlow[Nm ³ /h]	۱۵۵۰۰	۷۷۵۰	۷۷۵۰	۷۷۵۰	۷۷۵۰	۷۷۵۰	۷۷۵۰	۱۵۵۰۰
MassFlow[kg/s]	۳۴/۴۳	۱۷/۲۲	۱۷/۲۲	۱۷/۲۲	۱۷/۲۲	۱۷/۲۲	۱۷/۲۲	۳۴/۴۳
MassEnthalpy[kj/kg]	-۴۳۵۸	-۴۳۸۵	-۴۳۸۵	-۴۳۰۸	-۴۳۰۸	-۴۳۰۸	-۴۳۰۸	-۴۳۰۸
MassEntropy[kj/kg.K]	۸/۳۵۴	۸/۳۵۴	۸/۳۵۴	۸/۵۲۶	۸/۵۲۶	۹/۵	۹/۵	۹/۵

با توجه به مقادیر پارامترها در جدول فوق و در نظر گرفتن دمای متوسط ۱۵°C برای هوای محیط در طول

سال، میزان تخریب انرژی در شیرهای فشار شکن به صورت زیر محاسبه می شود:

$$Ex_{des} = (h_{in} - h_{out}) - T_0(S_{in} - S_{out}) \quad (۲۰-۳)$$

$$Ex_{des} = (-4358 + 4308) - 288.15(8.526 - 9.5) = 280.65 \frac{kJ}{kg} \quad (۲۱-۳)$$

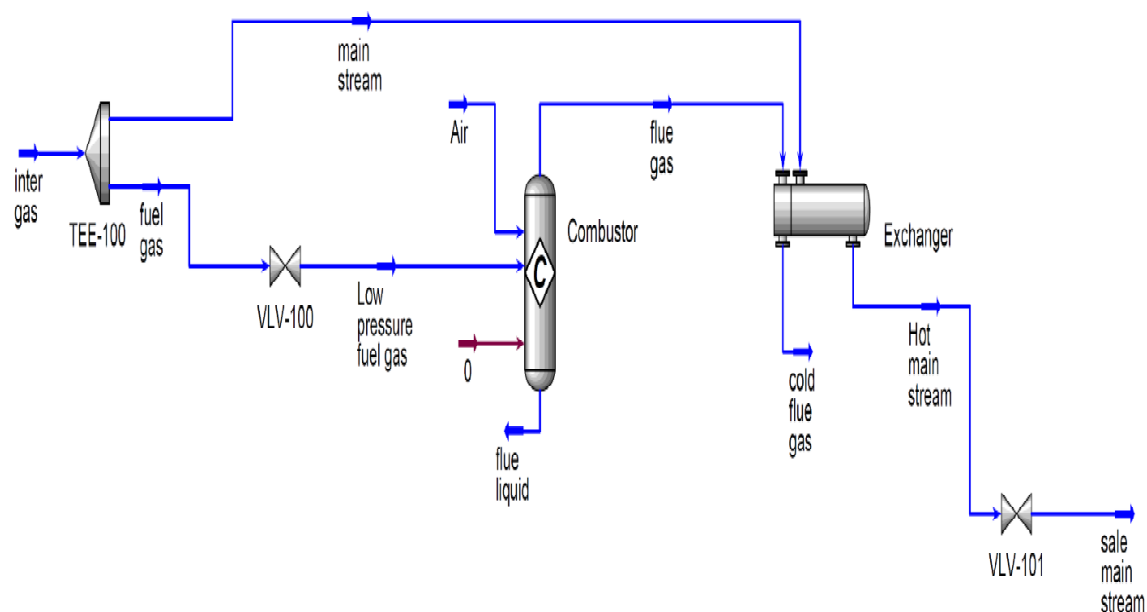
$$\dot{E}x_{des} = \dot{m} \times Ex_{des} = 34.43 \times 280.65 = 9663Kw \quad (۲۲-۳)$$

^۱ Design variable

ایستگاه در تمام روزهای سال در حال کار است، بنابراین میزان تخریب انرژی در سال برابر خواهد بود با :

$$Ex_{des} = 9663 \times 8760 = 84647880 \frac{\text{Kwh}}{\text{yr}} \quad (3-23)$$

مشاهد می شود که میزان تخریب انرژی تنها در یکی از ایستگاه‌های کشور نزدیک به ۸۴Gwh انرژی می‌باشد. بدیهی است که حتی با بازیافت بخشی از این منبع انرژی صرفه جویی زیادی در مقادیر نقدینگی حاصل خواهد شد. در صورتی که از احتراق بخشی از گاز طبیعی برای پیش گرمایش کل جریان استفاده شود، آنگاه میزان گاز مصرف شده توسط ایستگاه $1500 \text{ Nm}^3/\text{h}$ خواهد بود. در شکل زیر نمودار فرایندی^۱ این مدل مشاهده می شود.



شکل ۳-۶: طرح پیش گرمایش گاز توسط مبدل حرارتی در وضعیت موجود

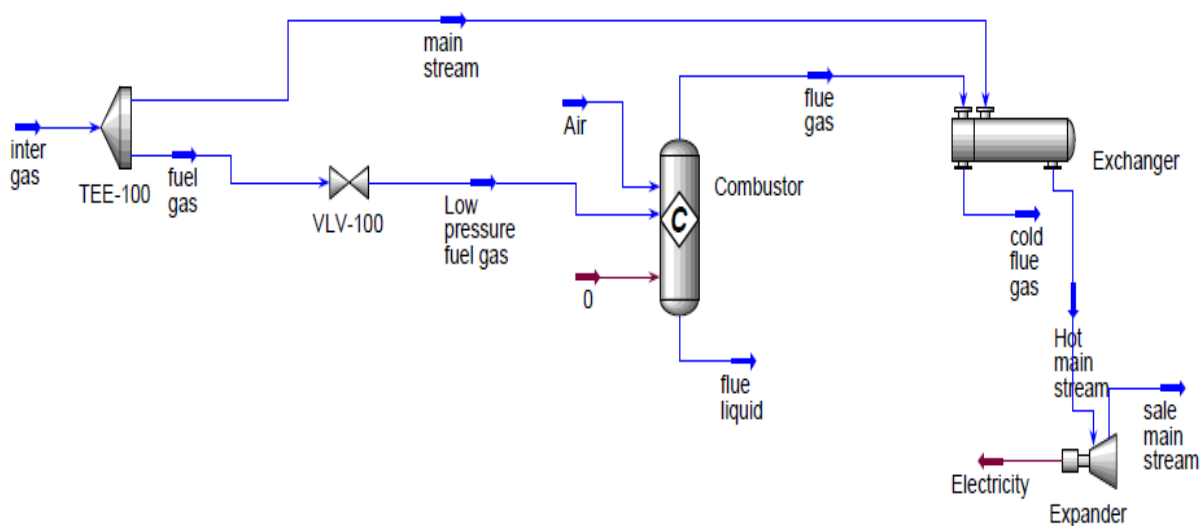
در ادامه به شبیه سازی ایستگاه در وضعیت مطلوب می پردازیم.

۳-۵-۲ اولین مدل شبیه‌سازی شده از وضعیت مطلوب

مطابق نمودار فرآیندی ارائه شده در شکل ۳-۶، بخشی از جریان گاز ورودی از جریان اصلی جدا شده و به

^۱ Process diagram

منظور انجام عمل پیش گرمایش وارد محفظه احتراق می‌شود. فرآیند به این صورت است که سیال گرم مورد استفاده در مبدل حرارتی از طریق احتراق گاز جدا شده از جریان اصلی با هوای ورودی به محفظه احتراق تولید می‌شود و با جریان اصلی گاز ورودی به ایستگاه به عنوان سیال سرد تبادل حرارت می‌نماید. میزان انرژی تامین شده از محفظه احتراق که به منظور پیش گرمایش گاز در مبدل حرارتی مصرف می‌شود، با جریان Flue gas قابل مشاهده است. جریان اصلی گاز نیز که ابتدا در مبدل حرارتی گرم و سپس در اکسپندر دچار کاهش فشار می‌شود، با نام main stream دیده می‌شود.



شکل ۳-۷: مدل شبیه سازی شده از وضعیت مطلوب شماره ۱

لازم به ذکر است که محفظه احتراق در این مدل و مدل‌های بعدی به کمک یک راکتور درصد تبدیل شبیه سازی شده است. از آنجا که گاز طبیعی ورودی به ایستگاه با ۱۵٪ مولی هوای اضافه می‌سوزد، لذا واکنش احتراق صورت گرفته در این راکتور^۱ متشکل از یک مجموعه هشت واکنشی است که هر واکنش نماینده احتراق هر یک از هشت ترکیب قابل احتراق موجود در گاز طبیعی می‌باشد. این واکنش‌ها در پنجره Simulation basis manager و در سربرگ Reaction تعریف شده‌اند. مقدار گاز جدا شده از جریان اصلی به نحوی انتخاب می‌شود که دمای جریان گاز اصلی در خروجی از اکسپندر مقداری در حدود ۱۰°C را دارا باشد. در ادامه

^۱ Reactor

فصل سوم: شبیه‌سازی ایستگاه تقلیل فشار در وضعیت موجود و وضعیت مطلوب

مشخصات اصلی جریان‌ها برای اجزای مختلف فرآیند بیان شده است.

جدول ۳-۶: مشخصات جریان‌ها برای جداساز TEE-100

Name	Inter gas	Fuel gas	Main stream
Temperature[C]	۱۵	۱۵	۱۵
Pressure[kpa]	۵۰۰	۵۰۰	۵۰۰
Molarflow[Nm ³ /h]	۱۶۴۵۰۰	۹۵۰۰	۱۵۵۰۰۰
Mass flow[Kg/s]	۳۴/۶۴	۲/۰۴۴	۳۳/۳۵
MassEnthalpy[kj/kg]	-۴۴۲۳	-۴۴۲۳	-۴۴۲۳
MassEntropy[kj/kg.k]	۸/۶۱۶	۸/۶۱۶	۸/۶۱۶

جدول ۳-۷: مشخصات جریان‌ها برای محفظه احتراق

Name	Air	L.P Fuel gas	Flue gas
Temperature[C]	۱۵	-۲/۷۳	۸۶۸/۹
Pressure[kpa]	۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۵۰۰
Molar flow[Nm ³ /h]	۱۰۳۰۰	۹۵۰۰	۱۹۸۲۰
Mass flow[Kg/s]	۳/۵۴۰	۲/۰۴۴	۵/۷۲۷
MassEnthalpy[kj/kg]	-۱۳/۸۱	-۴۴۲۳	-۱۵۸۸
MassEntropy[kj/kg.k]	۴/۴۳۶	۹/۱۵۶	۹/۲۴۱

جدول ۳-۸: مشخصات جریان‌ها برای مبدل حرارتی

Name	M stream	H.M stream	Flue gas	C. Flue gas
Temperature[C]	۱۵	۱۵۵	۸۶۸/۹	۳۹/۴۲
Pressure[kpa]	۵۰۰	۴۹۲۰	۱۵۰۰	۱۲۰۰
Molar flow[Nm ³ /h]	۱۵۵۰۰۰	۱۵۵۰۰۰	۱۹۸۲۰	۱۹۸۲۰
Mass flow[Kg/s]	۳۳/۳۵	۳۳/۳۵	۵/۷۲۷	۵/۷۲۷
MassEnthalpy[kj/kg]	-۴۴۲۳	-۴۰۸۱	-۱۵۸۸	-۳۶۰۹
MassEntropy[kj/kg.K]	۸/۶۱۶	۹/۵۹۲	۹/۲۴۱	۶/۲۱۹

فصل سوم: شبیه‌سازی ایستگاه تقلیل فشار در وضعیت موجود و وضعیت مطلوب

جدول ۳-۹: مشخصات جریان‌ها برای توربین انبساطی

Name	H.M stream	S.M stream
Temperature[C]	۱۵۵	۱۱/۳۳
Pressure[kpa]	۴۹۲۰	۵۰۰
Molar flow[Nm ³ /h]	۱۵۵۰۰۰	۱۵۵۰۰۰
Mass flow[Kg/s]	۳۳/۳۵	۳۳/۳۵
MassEnthalpy[kj/kg]	-۴۰۸۱	-۴۳۸۴
MassEntropy[kj/kg.k]	۹/۵۹۲	۹/۸۰۹

در جدول زیر میزان کار تولیدی توسط اکسپندر با راندمان ۸۴٪ و هم چنین میزان گاز مصرف شده در ایستگاه مشاهده می شود:

جدول ۳-۱۰: مشخصات مصرف و تولید انرژی در ایستگاه

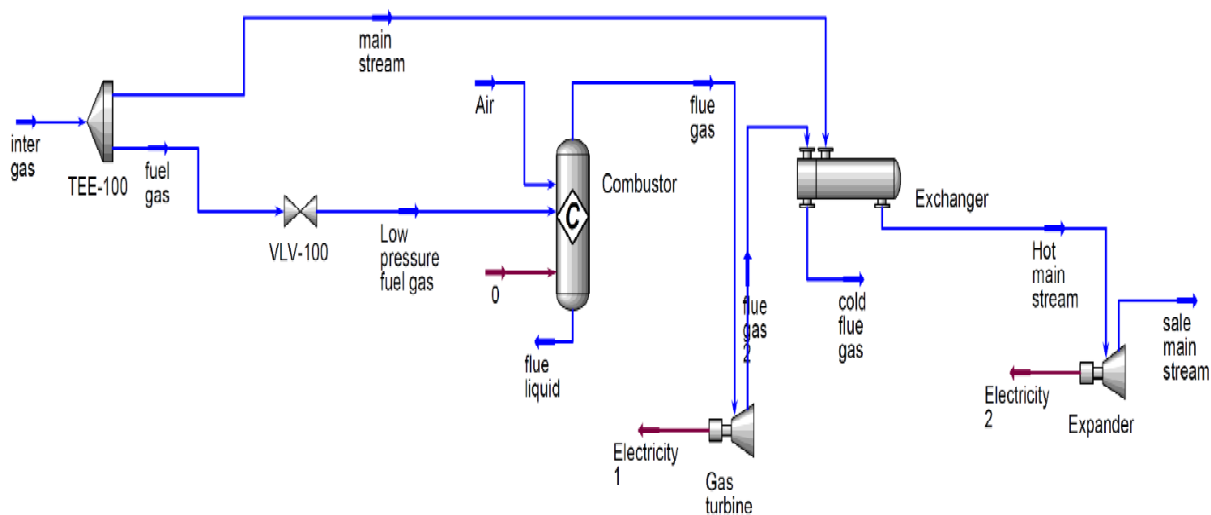
میزان گاز مصرف شده در ایستگاه (Nm ³ /h)	بازده قانون دوم ترمودینامیک (/.)	نسبت کارآیی PR	کار مکانیکی تولید شده توسط اکسپندر (KW)
۹۵۰۰	۵۶	۱/۷۳	۱۰۲۰۰

۳-۵-۳ دومین مدل شبیه‌سازی شده از وضعیت مطلوب

در این مدل پیش گرمایش گاز قبل از انبساط توسط گرمای گاز خروجی از سیکل CHP انجام می شود. مقدار گاز ورودی به محفظه احتراق به نحوی انتخاب می شود که دمای جریان گاز اصلی در خروجی از اکسپندر مقدار ۱۰°C را دارا باشد. جریان گاز پس از یک مرحله کاهش فشار وارد محفظه احتراق شده و با ۱۵٪ مولی هوای اضافه می سوزد. محصولات احتراق پس از عبور از توربین گازی^۱ وارد مبدل حرارتی می شوند و به عنوان سیال گرم با جریان اصلی گاز به عنوان سیال سرد تبادل حرارت می نماید. در این مدل نیز محفظه احتراق

^۱ Gas Turbine

توسط یک رآکتور درصد تبدیل شبیه سازی شده است.



شکل ۳-۸: مدل شبیه سازی شده از وضعیت مطلوب شماره ۲

در ادامه مشخصات جریان ها بیان شده است:

جدول ۳-۱۱: مشخصات جریان ها برای جداساز TEE-100

Name	Inter gsa	Fuel gas	Main stream
Temperature[C]	۱۵	۱۵	۱۵
Pressure[kpa]	۵۰۰۰	۵۰۰۰	۵۰۰۰
Molar flow[Nm ³ /h]	۱۶۸۰۰۰	۱۳۰۰۰	۱۵۵۰۰۰
Mass flow[kg/s]	۳۵/۳۲	۲/۷۹۷	۳۳/۳۵
MassEnthalpy[kj/kg]	-۴۴۲۳	-۴۴۲۳	-۴۴۲۳
MassEntropy[kj/kg.K]	۸/۶۱۶	۸/۶۱۶	۸/۶۱۶

فصل سوم: شبیه‌سازی ایستگاه تقلیل فشار در وضعیت موجود و وضعیت مطلوب

جدول ۳-۱۲: مشخصات جریان‌ها برای محفظه احتراق

Name	Air	L.P Fuel gas	Flue gas
Temperature[C]	۱۵	۰/۰۴	۸۶۵
Pressure[kpa]	۲۰۰۰	۲۰۰۰	۲۰۰۰
Molar flow[Nm ³ /h]	۱۴۰۰۰	۱۳۰۰۰	۲۷۰۰۰
Mass flow[Kg/s]	۵/۰۰۶	۲/۷۹۷	۷/۸۰۳
MassEnthalpy[kj/kg]	-۱۵/۰۳	-۴۴۲۳	-۱۱۹۹
MassEntropy[kj/kg.K]	۴/۳۴۹	۹/۰۲۴	۹/۱۴۳

جدول ۳-۱۳: مشخصات جریان‌ها برای مبدل حرارتی

Name	M stream	H.M stream	Flue gas 2	C F gas
Temperature[C]	۱۵	۱۵۵	۶۴۱	۴۸۰/۲۹
Pressure[kpa]	۵۰۰۰	۴۹۲۰	۳۸۴	۱۲۴/۶
Molar flow[Nm ³ /h]	۱۵۵۰۰۰	۱۵۵۰۰۰	۲۷۰۰۰	۲۷۰۰۰
Mass flow[Kg/s]	۳۳/۳۵	۳۳/۳۵	۷/۸۰۳	۷/۸۰۳
MassEnthalpy[kj/kg]	-۴۴۲۳	-۴۰۷۸	-۲۱۱۲	-۳۵۳۳
MassEntropy[kj/kg.k]	۸/۶۱۶	۹/۵۹	۹/۲۷۴	۶/۳۰۹

جدول ۳-۱۴: مشخصات جریان‌ها برای توربین انبساطی

Name	H.M stream	S.M stream
Temperature[C]	۱۵۵	۱۱۰/۳۳
Pressure[kpa]	۴۹۲۰	۵۰۰
Molar flow[Nm ³ /h]	۱۵۵۰۰۰	۱۵۵۰۰۰
Mass flow[Kg/s]	۳۳/۳۵	۳۳/۳۵
MassEnthalpy[kj/kg]	-۴۰۷۸	-۴۳۸۳
MassEntropy[kj/kg.K]	۹/۵۹	۹/۸۱۴

فصل سوم: شبیه‌سازی ایستگاه تقلیل فشار در وضعیت موجود و وضعیت مطلوب

جدول ۳-۱۵: مشخصات جریان‌ها برای توربین گازی

Name	Flue gas	Flue gas 2
Temperature[C]	۸۶۵	۶۴۱
Pressure[kpa]	۲۰۰۰	۳۸۴
Molar flow[Nm ³ /h]	۲۷۰۰۰	۲۷۰۰۰
Mass flow[Kg/s]	۷/۳۳۲	۷/۸۰۳
MassEnthalpy[kj/kg]	-۱۱۹۹	-۲۱۱۲
MassEntropy[kj/kg.k]	۹/۱۴۳	۹/۲۷۴

در جدول زیر میزان انرژی مکانیکی تولید شده در توربین‌ها و هم‌چنین میزان گاز مصرف شده در ایستگاه مشاهده می‌شود:

جدول ۳-۱۶: مشخصات مصرف و تولید انرژی در ایستگاه

میزان گاز مصرف شده (Nm ³ /h)	بازده قانون دوم ترمودینامیک (%)	نسبت کارآیی PR	کل انرژی مکانیکی تولید شده (kW)	انرژی تولیدی در توربین گاز (kW)	انرژی تولیدی در اکسپندر (kW)
۱۳۰۰۰	۶۱	۱/۵۷	۱۴۲۳۰	۴۰۳۰	۱۰۲۰۰

در این فصل پروژه از دیدگاه فنی^۱ مورد بررسی قرار گرفت و همانطور که مشاهده گردید، انرژی زیادی از فرآیند کاهش فشار گاز قابل بازیافت می‌باشد. اما آنالیز اقتصادی و بررسی ارزش ریالی، یکی از ملزومات همه طرح‌های صنعتی می‌باشد و در فصل بعد به این مهم پرداخته می‌شود.

^۱ technical viewpoint

برای اتمام موفق یک طرح مهندسی، تخمینی از هزینه‌های اساسی پروژه شامل سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه سوخت، هزینه‌های تعمیر و نگهداری و هزینه نهایی محصول ضروری می باشد. این تخمین بر اساس در نظر گرفتن فرضیات و پیش‌بینی‌های اقتصادی، تکنولوژیکی و قانونی و با استفاده از تکنیک‌های اقتصاد مهندسی صورت می‌گیرد. در اقتصاد مهندسی روش‌های مختلفی برای تحلیل اقتصاد طرح وجود دارد، این روش‌ها عبارتند از:

۱. نرخ بازگشت سرمایه^۱
۲. دوره بازگشت سرمایه‌گذاری^۲
۳. درآمد خالص^۳
۴. ارزش خالص کنونی^۴
۵. زمان تخفیف‌یافته بازگشت سرمایه^۵

لازم به ذکر است که روش‌های اول تا سوم ارزش زمانی پول را در نظر نمی‌گیرند، اما دو روش باقیمانده با توجه به ارزش زمانی پول تحلیل اقتصادی را انجام می‌دهند. در این پژوهش از روش‌های اول و چهارم به منظور انجام تحلیل اقتصادی استفاده می‌شود [۲۶].

۴-۱ نرخ بازگشت سرمایه

نرخ بازگشت سرمایه مدت زمانی است که سود حاصل از پروژه برابر با میزان سرمایه‌گذاری اولیه گردد. مطابق تعریف بالا بعد از اتمام زمان بازگشت سرمایه تمام هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه جبران گشته و هر میزان صرفه جویی بدست آمده پس از این زمان به عنوان سود خالص محسوب می‌شود. واضح است که هر چه نرخ بازگشت سرمایه کوتاه‌تر باشد، سرمایه‌گذاری جذاب‌تر خواهد بود. حداکثر زمان بازگشت سرمایه قابل قبول در کشور های مختلف متفاوت است و به فرهنگ اقتصادی کشورها بستگی دارد. در برخی کشورها حداکثر زمان بازگشت سرمایه پنج سال می‌باشد. رابطه زیر برای محاسبه نرخ بازگشت سرمایه استفاده می‌شود:

^۱ Return on Investment

^۲ Payback Period

^۳ Net Return

^۴ Net Present Value

^۵ Discounted Payback Period

$$PB = \frac{CC}{AS} \quad (۱-۴)$$

پارامترهای رابطه بالا عبارتند از:

PB : نرخ بازگشت سرمایه، CC : میزان سرمایه گذاری اولیه^۱، AS : میزان سود سالیانه حاصل از اجرای پروژه^۲.

۴-۲ ارزش خالص کنونی

نرخ بازگشت سرمایه روش ساده ای ست که برای برآورد سریع اقتصادی بودن یک طرح استفاده می شود و چند ضعف اساسی دارد :

- این روش میزان سود حاصل از پروژه پس از اتمام زمان بازگشت سرمایه را در نظر نمی گیرد.
- نرخ بازگشت سرمایه ارزش زمانی^۳ پول را در نظر نمی گیرد. به عبارت ساده تر صد هزار تومان پول پول در زمان حال بسیار با ارزش تر از صد هزار تومان پول در ده سال بعد می باشد.

برای فائق آمدن بر این مشکلات از روش ارزش خالص کنونی استفاده می شود. روش ارزش خالص کنونی تغییر عوامل تاثیر گذار بر جریان نقدی را بر اثر اجرای طرح بررسی می نماید. با فرض آنکه جریان نقدی به طور گسسته در پایان هر سال ارزش گذاری شود و از بهره مرکب گسسته^۴ استفاده نماییم، ارزش خالص کنونی بدین صورت تعریف می شود :

$$NPV = -TCI + \sum_{i=1}^n \frac{S_i}{(1 + \frac{IR}{100})^i} \quad (۲-۴)$$

که در آن n طول عمر عملیاتی پروژه بر حسب سال، IR حداقل نرخ بهره قابل قبول سالیانه، TCI کل هزینه سرمایه گذاری اولیه و S_i میزان سود حاصل از پروژه در سال i بر اثر اجرای طرح پیشنهادی نسبت به حالت

^۱ Capital cost

^۲ Annual net cost saving

^۳ Time value

^۴ Discrete compound interest

فعلی می باشد. در این پژوهش برای انجام محاسبات اقتصادی نرخ بهره سالیانه ۱۶٪ و طول عمر عملیاتی سیستم ۱۰ سال در نظر گرفته می شود.

جدول ۴-۱: فاکتورهای تنزیل محاسبه شده^۱ [۲۷]

Year	Discount rate % (or interest rate %)							
	2	4	6	8	10	12	14	16
0	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
1	0.980	0.962	0.943	0.926	0.909	0.893	0.877	0.862
2	0.961	0.925	0.890	0.857	0.826	0.797	0.769	0.743
3	0.942	0.889	0.840	0.794	0.751	0.712	0.675	0.641
4	0.924	0.855	0.792	0.735	0.683	0.636	0.592	0.552
5	0.906	0.822	0.747	0.681	0.621	0.567	0.519	0.476
6	0.888	0.790	0.705	0.630	0.564	0.507	0.456	0.410
7	0.871	0.760	0.665	0.583	0.513	0.452	0.400	0.354
8	0.853	0.731	0.627	0.540	0.467	0.404	0.351	0.305
9	0.837	0.703	0.592	0.500	0.424	0.361	0.308	0.263
10	0.820	0.676	0.558	0.463	0.386	0.322	0.270	0.227
11	0.804	0.650	0.527	0.429	0.350	0.287	0.237	0.195
12	0.788	0.625	0.497	0.397	0.319	0.257	0.208	0.168
13	0.773	0.601	0.469	0.368	0.290	0.229	0.182	0.145
14	0.758	0.577	0.442	0.340	0.263	0.205	0.160	0.125
15	0.743	0.555	0.417	0.315	0.239	0.183	0.140	0.108
16	0.728	0.534	0.394	0.292	0.218	0.163	0.123	0.093
17	0.714	0.513	0.371	0.270	0.198	0.146	0.108	0.080
18	0.700	0.494	0.350	0.250	0.180	0.130	0.095	0.069
19	0.686	0.475	0.331	0.232	0.164	0.116	0.083	0.060
20	0.673	0.456	0.312	0.215	0.149	0.104	0.073	0.051

^۱ Computed discount factors

۳-۴ تخمین هزینه کلی سرمایه گذاری اولیه

اولین گام در انجام آنالیز اقتصادی تخمین هزینه سرمایه گذاری اولیه می باشد. کل هزینه سرمایه گذاری شامل دو بخش می شود [۲۶]:

- هزینه های ثابت سرمایه گذاری^۱
- هزینه های عملیاتی سرمایه گذاری^۲

هزینه های ثابت سرمایه گذاری شامل دو بخش می شود: هزینه های مستقیم و هزینه های غیر مستقیم. هزینه های مستقیم از جمع هزینه مستقیم تک تک تجهیزات شامل هزینه خرید، ارسال و نصب بدست می آید. هزینه نصب تجهیزات نزدیک به نیمی از هزینه خریداری آن هاست که باید در محاسبه کل هزینه سرمایه گذاری به حساب آید. این هزینه ها شامل تاسیسات، ابزار دقیق، سیستم برق، کارهای عمرانی و ساخت و ساز می شوند. هزینه های مستقیم دیگری در خارج از محل وجود دارند، از قبیل: ساختمان ها، محوطه سازی، امکانات خدماتی، تجهیزات غیر فرایندی. هزینه های غیر مستقیم شامل هزینه مهندسی و نظارت، مخارج ساخت و ساز، قرارداد های پیمان کاری و حوادث پیش بینی نشده است. در نهایت، هزینه های کاری سرمایه گذاری شامل مواد خام، پول نقد در دسترس و مالیات های قابل پرداخت می شود. هزینه های راه اندازی سیستم که شامل اصلاحات فرایندی و نیروی کار راه اندازی نیز بایستی مد نظر قرار بگیرند. یک راه آسان برای تخمین هزینه کلی سرمایه گذاری، استفاده از ضریب لانگ است. برای واحدهای عملیاتی ضریب لانگ برای تبدیل هزینه تجهیزات خریداری و نصب شده به هزینه کلی سرمایه گذاری، برابر ۶ است. اما اگر طراحی های مورد نظر نیازمند دقت بیشتری در زمان تجزیه و تحلیل اقتصادی باشند، از جدول ۴-۱ استفاده می نماییم. در این جدول، هزینه های مختلف سرمایه گذاری در پروژه های صنعتی به عنوان درصدی از هزینه ثابت سرمایه گذاری تفکیک شده اند.

^۱ Fixed Capital Investment

^۲ Working Capital Investment

جدول ۴-۲: هزینه کلی سرمایه گذاری به عنوان درصدی از هزینه ثابت سرمایه گذاری

		محدودهٔ درصدهای معمول از FCI	درصدهای انتخاب شده از FCI	درصدهای نرمال شده از FCI
هزینه‌های مستقیم	هزینهٔ خریداری تجهیزات	۱۵-۴۰	۴۰	۳۵
	هزینهٔ نصب تجهیزات	۶-۱۴	۱۴	۱۰
	سنگش و کنترل	۲-۱۲	۹	۶
	لوله کشی	۴-۱۷	۸	۹/۸۳
	سیستم‌های الکتریکی	۲-۱۰	۷	۵
	ابنیه	۲-۱۸	۴	۳/۱۳
	عمران	۲-۵	۳	۲
	سرویس‌های تاسیسات ^۱	۸-۳۰	۱۰	۸
	زمین	۱-۲	۰	۰
هزینه‌های غیر مستقیم	مهندسی و سوپروایزر	۴-۴۰	۱۲	۸
	هزینه‌های ساخت و ساز	۴-۱۷	۶	۴
	هزینه‌های دولتی	۱-۳	۲	۱/۵
	هزینهٔ پیمانکار	۲-۶	۳	۲/۵
	هزینه‌های احتمالی	۵-۱۵	۵	۴
	بهسازی	۱	۱	۱
هزینه‌هی غیر مستقیم + هزینه‌های مستقیم = هزینه‌های ثابت سرمایه گذاری			۱۲۰	۱۰۰
هزینه‌های ثابت سرمایه گذاری × ۱۵/۸۵ = هزینه‌های عملیاتی سرمایه گذاری				
هزینه‌های عملیاتی سرمایه گذاری + هزینه‌های ثابت سرمایه گذاری = هزینهٔ کلی سرمایه گذاری				

^۱ Service facility

با توجه به درصد های نرمال شده در جدول بالا می توان گفت هزینه تجهیزات خریداری و نصب شده که با Eq نشان داده می شود، تقریباً نیمی از هزینه های ثابت سرمایه گذاری را تشکیل می دهد. بنابراین برای محاسبه ضریب لانگ از روابط زیر استفاده می شود:

$$Eq = \frac{1}{2} \cdot FCI \quad (3-4)$$

$$WC = \frac{15}{85} \cdot FCI \quad (4-4)$$

$$TCI = FCI + WC = 2.35Eq \quad (5-4)$$

بنابراین در آنالیز اقتصادی به منظور تخمین کل هزینه سرمایه گذاری از ضریب لانگ^۱ ۲/۳۵ استفاده می شود.

۴-۴ تخمین هزینه های عملیاتی سالیانه

کل هزینه های عملیاتی^۲ سالیانه ایستگاه شامل سه بخش می شود:

- هزینه های عملیاتی مستقیم^۳
- هزینه های ثابت
- هزینه های بالاسری

هزینه های عملیاتی مستقیم ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی شامل هزینه تسهیلات و مواد خام و پرسنل برای عملیات واحد می گردد. هزینه های ثابت شامل مواردی مانند استهلاک تجهیزات و ساختمان ها، مالیات، بیمه، تعمیرات و نگهداری می شود. به علاوه، هزینه های غیر عملیاتی مانند مدیریت، توزیع و بازاریابی و تحقیق و توسعه نیز حائز اهمیت اند. در این پژوهش به دلیل اینکه ایستگاه تقلیل فشار گاز زیرمجموعه ای از نیروگاه در حال فعالیت می باشد، از هزینه های بالا سری، بیمه و مالیات و نیروی کار صرف نظر شده است و تنها هزینه های تسهیلات و مواد خام و تعمیر و نگهداری در نظر گرفته می شود.

^۱ Long index

^۲ Total operating costs

^۳ Direct operating costs

گاز طبیعی تنها تسهیلات و مواد خامی است که در مدل‌های پیشنهادی ایستگاه تقلیل فشار استفاده می‌شود. بنابه استعلام صورت گرفته از شرکت گاز ایران، قیمت گاز طبیعی برای نیروگاه‌ها و صنایع در سال ۱۳۹۱ به ازای هر متر مکعب ۷۰۰ ریال می‌باشد. هزینه تعمیر و نگهداری^۱ نیز ۴٪ هزینه ثابت سرمایه‌گذاری سالیانه در نظر گرفته می‌شود. هم‌چنین بنا به استعلام صورت گرفته از وزارت نیرو قیمت تمام شده هر کیلووات ساعت برق بین ۹۰۰ تا ۱۰۰۰ ریال می‌باشد. بنابراین می‌توان قیمت فروش هر کیلووات برق تولیدی به شبکه توزیع را ۹۰۰ ریال در نظر گرفت.

۴-۵ تغییر در جریان نقدی سالیانه^۲ ایستگاه

در ادامه نتایج انجام تحلیل اقتصادی برای مدل‌های پیشنهادی ذکر شده بر اساس مشخصات عملیاتی بیان شده در جداول فصل قبل، بیان می‌شود. در این تحلیل پارامترهایی از قبیل ارزش خالص کنونی و زمان بازگشت سرمایه مرتبط با هر یک از مدل‌های پیشنهادی محاسبه می‌گردد. در ابتدا تخمینی از هزینه‌های سرمایه‌گذاری و هزینه‌های عملیاتی انجام شده، سپس پارامترهای اقتصادی برآورد خواهند شد. توضیحات لازم در باره تحلیل هر یک از مدل‌های پیشنهادی در بخش مربوط ارائه خواهد شد.

۴-۵-۱ آنالیز اقتصادی اولین مدل پیشنهادی

هزینه خریداری توربین انبساطی و محفظه احتراق به همراه مبدل حرارتی از روابط زیر بدست می‌آید. در این روابط تابع هزینه بر اساس توان اسمی تجهیزات ارائه شده است.

$$C_{Ex} = 2573 \times W_{Ex}^{0.617} \$ \quad (۴-۶)$$

$$C_{C\&E} = 64662.6 \times \left(\frac{P(kw)}{280} \right)^{0.73} \$ \quad (۴-۷)$$

تجهیزات اصلی استفاده شده در اولین مدل پیشنهادی عبارتند از توربین انبساطی و محفظه احتراق به همراه مبدل حرارتی. در جدول زیر نحوه محاسبه هزینه این تجهیزات ارائه شده است.

^۱ Operating and Maintenance costs

^۲ Annual cash flow

جدول ۳-۴: تخمین هزینه خریداری تجهیزات در مدل ۱

تجهیزات	توان اسمی	تخمین هزینه خریداری
توربین انبساطی	10200kw	$2573 \times 10200^{0.617} = 762,369\$$
محفظه احتراق به همراه مبدل حرارتی	11410kw	$64662.6 \times \left(\frac{11410}{280}\right)^{0.73} = 968,372\$$

تخمین هزینه کلی سرمایه‌گذاری اولیه از طریق جمع هزینه خرید و نصب تجهیزات و استفاده از ضریب لانگ به منظور تخمین کل هزینه سرمایه‌گذاری بدست می‌آید.

جدول ۴-۴: تخمین هزینه کلی سرمایه‌گذاری اولیه در مدل ۱

هزینه خرید تجهیزات	$762,369\$ + 968,372\$ = 1,730,741\$$
هزینه نصب تجهیزات	$\frac{10}{35} \times 1,730,741\$ = 494,497\$$
هزینه سرمایه‌گذاری اولیه با استفاده از ضریب لانگ	$2.35 \times (1,730,741\$ + 494,497\$) = 5,229,310\$$

برای محاسبه هزینه عملیاتی سالیانه^۱، تعداد ساعات کار ایستگاه به میزان ۸۳۲۲ ساعت در نظر گرفته می‌شود.

جدول ۵-۴: تخمین هزینه عملیاتی سالیانه ایستگاه تقلیل فشار در مدل ۱

هزینه مواد خام (گاز طبیعی)	$8000 \left(\frac{m^3}{hr}\right) \times 8322 \left(\frac{hr}{yr}\right) \times 0.0695 \left(\frac{\$}{m^3}\right) = 4,627,032 \left(\frac{\$}{yr}\right)$
هزینه تعمیرات و نگهداری	$\frac{2,225,238\$}{20} \times 0.04 = 4,450 \left(\frac{\$}{yr}\right)$
کل هزینه عملیاتی سالیانه	$4,627,032 \left(\frac{\$}{yr}\right) + 4,450 \left(\frac{\$}{yr}\right) = 4,631,482 \left(\frac{\$}{yr}\right)$

نتایج حاصل از انجام آنالیز اقتصادی برای اولین مدل پیشنهادی در جدول زیر بیان شده است.

^۱ annual operating cost

جدول ۴-۶: نتایج آنالیز اقتصادی برای اولین مدل پیشنهادی

درآمد حاصل از فروش برق به شبکه توزیع	$10200(kw) \times 8322 \left(\frac{hr}{yr}\right) \times 0.0826 \left(\frac{\$}{kwhr}\right) = 7,011,451 \left(\frac{\$}{yr}\right)$
سود خالص سالیانه ایستگاه	$7,011,451 \left(\frac{\$}{yr}\right) - 4,631,482 \left(\frac{\$}{yr}\right) = 2,379,969 \left(\frac{\$}{yr}\right)$
دوره بازگشت سرمایه (PP)	$\frac{5,229,310\$}{2,379,969 \left(\frac{\$}{yr}\right)} = 2.19(yr)$
ارزش خالص کنونی (NPV)	8,036,629\$

۴-۵-۲ آنالیز اقتصادی دومین مدل پیشنهادی

تجهیزات اصلی استفاده شده در دومین مدل پیشنهادی عبارتند از توربین انبساطی، توربین مربوط به سیکل CHP و محفظه احتراق به همراه مبدل حرارتی. در جدول زیر نحوه محاسبه هزینه این تجهیزات ارائه شده است.

جدول ۴-۷: تخمین هزینه خریداری تجهیزات در مدل ۲

تجهیزات	توان اسمی	تخمین هزینه خریداری
توربین انبساطی	10200kw	765,149\$
توربین انبساطی مربوط به سیکل CHP	4030kw	431,432\$
محفظه احتراق به همراه مبدل حرارتی	11660kw	983,815\$

تخمین هزینه کلی سرمایه‌گذاری اولیه از طریق جمع هزینه خرید و نصب تجهیزات و استفاده از ضریب لانگ به منظور تخمین کل هزینه سرمایه‌گذاری بدست می‌آید.

جدول ۴-۸: تخمین هزینه کلی سرمایه‌گذاری اولیه در مدل ۲

هزینه خرید تجهیزات	$765,149\$ + 431,432\$ + 983,815\$ = 2,180,396\$$
هزینه نصب تجهیزات	$\frac{10}{35} \times 2,180,396\$ = 622,970\$$
هزینه سرمایه‌گذاری اولیه با استفاده از ضریب لانگ	$2.35 \times (2,180,396\$ + 622,970\$) = 6587910\$$

برای محاسبه هزینه عملیاتی سالیانه، تعداد ساعات کار ایستگاه به میزان ۸۳۲۲ ساعت در نظر گرفته می‌شود.

جدول ۴-۹: تخمین هزینه عملیاتی سالیانه ایستگاه تقلیل فشار در مدل ۲

هزینه مواد خام (گاز طبیعی)	$11500 \left(\frac{m^3}{hr} \right) \times 8322 \left(\frac{hr}{yr} \right) \times 0.0695 \left(\frac{\$}{m^3} \right) = 6,651,358 \left(\frac{\$}{yr} \right)$
هزینه تعمیرات و نگهداری	$\frac{2,803,366\$}{15} \times 0.04 = 5,606 \left(\frac{\$}{yr} \right)$
کل هزینه عملیاتی سالیانه	$6,651,358 \left(\frac{\$}{yr} \right) + 5,606 \left(\frac{\$}{yr} \right) = 6,656,964 \left(\frac{\$}{yr} \right)$

نتایج حاصل از انجام آنالیز اقتصادی برای اولین مدل پیشنهادی در جدول زیر بیان شده است.

جدول ۴-۱۰: نتایج آنالیز اقتصادی برای دومین مدل پیشنهادی

درآمد حاصل از فروش برق به شبکه توزیع	$14230(kw) \times 8322 \left(\frac{hr}{yr} \right) \times 0.0782 \left(\frac{\$}{kwhr} \right) = 9,267,813 \left(\frac{\$}{yr} \right)$
سود خالص سالیانه ایستگاه	$9,267,813 \left(\frac{\$}{yr} \right) - 6,656,964 \left(\frac{\$}{yr} \right) = 2,610,849 \left(\frac{\$}{yr} \right)$
دوره بازگشت سرمایه (PP)	$\frac{6,587,910\$}{2,610,849 \left(\frac{\$}{yr} \right)} = 2.52(yr)$
ارزش خالص کنونی (NPV)	7,964,955\$

۴-۶ نتیجه‌گیری

مطالعه موردی بر روی یکی از ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز و شبیه‌سازی آن نشان داد که سالیانه در حدود ۸۰ Gwhr انرژی فشاری موجود در جریان گاز از بین می‌رود. به منظور جلوگیری از هدررفت این منبع انرژی، مدل‌های پیشنهادی استفاده از توربین انبساطی به جای شیر فشارشکن ارائه و شبیه‌سازی این مدل‌ها در نرم‌افزار Hysys انجام گردید. پس از انجام شبیه‌سازی مشاهده گردید که تنها با مصرف مقداری انرژی اولیه، اولین مدل پیشنهادی قابلیت تولید ۱۰ Mw الکتریسیته و دومین مدل نیز قابلیت تولید ۱۴ Mw الکتریسته را دارا

می‌باشند. دلیل افزایش مصرف گاز در مدل‌های شبیه‌سازی شده این است که استفاده از توربین انبساطی به جای شیر فشارشکن سبب کاهش دمای بیشتر گاز می‌گردد و بنابراین به انرژی گرمایی بیشتری برای انجام عمل پیش‌گرمایش نیاز است. البته این نوع واحدهای تولید انرژی الکتریکی را می‌توان واحدهای ترکیبی تولید انرژی دانست، زیرا بخشی از الکتریسیته تولیدی مربوط به انرژی فشاری جریان گاز و بخش دیگر مربوط به انرژی حاصل از پیش‌گرمایش گاز می‌باشد.

در انتها نیز به منظور بررسی ارزش مالی مدل‌ها، آنالیز اقتصادی طرح‌ها صورت گرفت و مشخص گردید که دوران بازگشت سرمایه در اولین مدل پیشنهادی ۲/۱۹ سال و در دومین مدل ۲/۵۲ سال می‌باشد. همچنین ارزش خالص فعلی در اولین مدل ۸,۰۳۶,۶۲۹ دلار و در دومین مدل ۷,۹۶۴,۹۵۵ دلار خواهد بود. مطلوب بودن پارامترهای اقتصادی بدست آمده دلیلی بر توجیه‌پذیری اقتصادی مدل‌های پیشنهادی و اجرای این طرح می‌باشد.

لذا شاخص‌های ترمودینامیکی و اقتصادی بدست آمده از آنالیزها نشان‌دهنده کیفیت بالای نصب توربین انبساطی در ایستگاه تقلیل فشار می‌باشد. بنابراین با توجه به روند فزاینده مصرف گاز طبیعی در کشور و وجود تعداد زیادی ایستگاه تقلیل فشار و تنها با مصرف مقداری انرژی اولیه می‌توان مقادیر زیادی برق تولید نمود.

منابع و مأخذ

- [1] Instrument; Regulator gas station handbook.
- [2] Ernest E. Ludwig; "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants", 3th ed, Volume 3, Gulf Professional Publishing, 2001.
- [3] Elsobki M. S., FL-salmawy, H. A.; "Power Generation Using Recovered Energy From Natural Gas Networks", 17th International Conference on Electricity Distribution, Barcelona, 12-15 May 2003.
- [4] Jesse D. Maddaloni, Andrew M. Rowe; "Natural gas exergy recovery powering distributed hydrogen production", International Journal of Hydrogen Energy 32 (2007) 557 – 566, 2006.
- [5] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro; "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", 5th ed, John Wiley & Sons, 2006.
- [6] Kalyan A., Ishwar K. P., "Advanced thermodynamics engineering", CRC Press LLC, 2002.
- [7] J. Van Wylen, E. Sonntag, Fundamental of Classical Thermodynamics, 5th ed., John Wiley, NewYork, 1998.
- [8] K. Wark, Advance Thermodynamics for Engineers, 2nd ed., Mc Graw-Hill, NewYork, 1990.
- [9] W. L. Kam, Applied Thermodynamics: Availability Method And Energy Conversion, 2nd ed., Taylor & Francis, Washington, 1996.
- [10] X. Feng, X. Zhu, Combined Pinch and Exergy Analysis for Process Modification, Applied Thermal Engineering, vol 17, pp 249-261, 1997.
- [11] Heinz P. Bloch C. S., "Turboexpander And Process Applications", Gulf Professional Publishing, 2001.
- [12] Gas Processors Suppliers Association, "Engineering Data Book", Section 13, Compressors and Expanders, 2004.
- [13] Bruce A. H., "Waste Energy Recovery Opportunities for Interstate Natural Gas Pipelines", Energy and Environmental Analysis, Inc., 2008.
- [14] Arcangelo P., Francesco V., "Design Optimization of a Natural Gas Substation with Intensification of the Energy Cycle", Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Salerno, 2010.

- [15] Frédéric Marcuccilli, Samuel Zouaghi, Radial Inflow Turbines for Kalina and Organic Rankine Cycles, Proceedings European Geothermal Congress, 2007.
- [16] Wojciech J. Kostowski, Sergio Uson, "Thermoeconomic assessment of a natural gas expansion system integrated with a co-generation unit", Applied Energy (101) 58–66, 2013.
- [17] Maddaloni JD, Rowe AM. Natural gas exergy recovery powering distributed hydrogen production. Int J Hydrogen Energ 2007; 32(5):557–66.
- [18] Bisio G., Thermodynamic analysis of the use of pressure exergy of natural gas. Energy 1995; 20(2):161–7.
- [19] Valero A, Lozano M, Munoz M. A general theory of exergy saving. Part I: On the exergetic cost. In: Gaggioli R, editor. Computer aided engineering and energy systems. Second law analysis and modeling, vol. 3, New York, USA: ASME; 1986. p. 1–8.
- [20] Sadeghi H, Fouladi H, Kazemi H., Power generation through recovery of natural gas pressure loss and waste heat energy of steam power plant in expansion turbine. In: Proc of ECOS 2004, vol. 3, Guanajuato, Mexico, July 7–9; 2004. p. 1255–63.
- [21] Pozřivil J. Use of expansion turbines in natural gas pressure reduction stations. Acta Monta Slovaca 2004;9(3):258–60.
- [22] Daneshi H, Zadeh HK, Choobari AL. Turboexpander as a distributed generator. In: IEEE power & energy society general meeting, vols. 1–11, Pittsburgh PA, USA, July 20–24; 2008. p. 244–50.
- [23] An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations
- [24] Faddeev IP. Turbo expanders to utilize the pressure of natural gas delivered to Saint Petersburg and industrial centers. Chem Petrol Eng 1998;34(11–12):704–11.
- [25] Kostowski WJ. The possibility of energy generation within the conventional natural gas transport system. Strojarsstvo 2010;52(4):429–40.
- [26] Adrian bejan, George T., Michael M., "thermal Design and Optimization", A Wiley-Interscience Publication, 1996.

- [27] Clive Beggs, "Energy: Management, Supply and Conservation", Elsevier Science & Technology Books, 2002.