صفحات ۱ تا ۱۱

# تحلیل ترمودینامیکی- مکانیکی عملکرد توربین انبساطی در نیروگاه‌های تولید برق

سید رضا موسوی [۱] ، کاوه آلبا[۲]

۱. کارشناسی ارشد مهندسی شیمی، دانشگاه غیر انتفاعی خرد، واحد بوشهر، بوشهر، ایران

**Email :** mohandes.reza90@gmail.com

۲. دکترای مکانیک از دانشگاه کلگری

**Email :** kevin.alba@ualberta.com

## چکیده:

گاز طبیعی معمولاً وقتی به مصرف کننده می رسد که فشار آن باید مقدار زیادی در درون ایستگاه های تقلیل فشارکاهش یابد می توانیم از افت فشاری که در ایستگاه های تقلیل فشارگاز باید بوجود آید برای تولید توان و یا تبرید استفاده کنیم. سوخت گازی با فشار بالا درون خط لوله اصلی به نیروگاه انتقال می یابد. فشار سوخت گاز معمولاً توسط یک ایستگاه تقلیل فشار کاهش یافته و در بیشتر حالات با صرف انرژی جهت استفاده در توربین های احتراقی گرم می گردد. به عنوان یک روش جانشین ، می توان از توربین های انبساطی (غیر احتراقی) جهت کاهش فشار و استفاده از انرژی آزاد شده استفاده نمود، در این مقاله ضمن یک سیکل باز سیستم تقلیل فشار ارائه شده است، جهت برآورد کمی، یک توربین گاز است سپس روش محاسبه بهبود کارآیی تشریح شده ومیزان توان خروجی از هر دو توربین انبساطی واحتراقی ارائه شده است. فشار گازطبیعی ارسالی به نیروگاه های حرارتی در ایستگاه های تقلیل فشار در چند مرحله شکسته شده تا در نهایت به میزان مطلوب سامانه های احتراق در نیروگاه های گازی و یا دیگ های نیروگاه های بخار برسد. این شکسته شدن فشار، موجب اتلاف اکسرژی محتوی و برودت گاز می شود،همچنین در این مقاله به بررسی فنی و اقتصادی طرح بازیافت اکسرژی اتلافی گاز طبیعی در ایستگاه تقلیل فشار نیروگاه شازند اراک با استفاده از توربین های انبساطی اقدام شده است ، بدین ترتیب که ابتدا به جمع آوری اطلاعات اولیه مورد نیاز طرح از قبیل داده های خط لوله گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار گاز نیروگاه و خروجی از آن و حرارت های اتلافی در سیکل اصلی و ... پرداخته و سپس به امکان سنجی فنی، آنالیز اکسرژی سیکل واحد پیشنهادی و آنالیز هزینه– فایده مبادرت شده است. توربین های گاز جدا از تولید برق به خاطر خصوصیات ویژه ای میتوانند در موارد دیگری مثل موتورهای جت در هواپیما برای تأمین نیروی محرکه هواپیما و نیروی جلو برندگی به کار رود.

**کلید واژگان:** توربین، نیروگاه، ارتعاشات، مکانیک، تولید برق

**۱- مقدمه:**

**۱-۱- تاریخچه توربین ها :**

از حدود ۸۰ سال قبل توربین ها جهت تولید برق مورد استفاده قرار می گرفته اند ، اما در بیست سال اخیر تولید این نوع توربین ها بیست برابر افزایش یافته است (جان پایر) اولین طرح توربین گازی مشابه توربین های گازی امروزی در سال ۱۷۹۱ به وسیله او پایه گذاری شد که پس از مطالعات زیادی بالاخره در اوایل قرن بیستم اولین توربین گازی که از یک توربین چند طبقه عکس العملی و یک کمپرسور محوری چند طبقه تشکیل شده بود ، تولید گردید. اولین دستگاه توربین گازی در سال ۱۹۳۳ در یک کارخانه فولاد ریزی در کشور آلمان نصب و مورد بهره برداری قرار گرفت، و آخرین توربین گازی با قدرت ۲۱۲ مگاوات در فرانسه مورد بهره برداری گرفت. در صنعت برق ایران اولین توربین گازی در سال ۱۳۴۳ در نیروگاه شهر فیروزه استان خراسان با قدرت ۱۲ مگاوات مورد استفاده قرار گرفته است، که شامل دو دستگاه بوده و هر کدام (۵ کاتلز برگ ) است ، در حال حاضر کوچکترین توربین گازی موجود در ایران توربین گاز سیار شرکت زیمنس با قدرت اسمی یک مگاوات و بزرگترین آن توربین گازی ۱۵۰، ۴۹ مگاوات می باشد.

**۱-۲- نقش توربین گاز در صنعت برق**

توربین های گاز جدا از تولید برق به خاطر خصوصیات ویژه ای میتوانند در موارد دیگری مثل موتورهای جت در هواپیما برای تأمین نیروی محرکه هواپیما و نیروی جلو برندگی به کار رود یا مثلاً جهت به گردش در آوردن یک پمپ قوی به کار رود ، اما چون بحث ما پیرامون توربین های گازی است که در صنعت برق وجود دارد ، لذا مطالب خود را بر اساس همین موضوع پیگیری می کنیم ، با توجه به آمار و ارقام مشخص می شود که میزان مصرف برق در ساعات مختلف شبانه روز متفاوت است مثلاً در بعضی از ساعات شبانه روز (فاصله ساعت ۱۰:۰۰ تا ۱۲:۰۰ صبح و از تاریک شدن هوا به مدت تقریباً دو ساعت در شب) مصرف برق خیلی زیاد است و به میزان حداکثر خود می رسد (پیک بار) و در بعضی ساعات مثل ساعات بین نیمه شب تا بامداد مصرف برق خیلی پایین است و در بقیه اوقات یک مقدار متعادل را دارد ، یک مقدار از بار مصرفی تقریباً در تمام ساعات شبانه روز ثابت است که به آن بار پایه می گوییم و یک مقدار بار نیز تنها در ساعات محدودی از شبانه روز اتفاق می افتد و مقدار آن بیشتر از بار در بقیه ساعات شبانه روز می باشد ، این بار را بار حداکثر یا پیک می گوییم. نوسانات بین بار پایه و بار پیک را نیز به نام بار متوسط یا میانی می گوییم و برای تأمین بار پایه به نوعی نیروگاه احتیاج داریم که مخارج جاری آن پایین باشد. بار میانی نیز توسط ترکیبی از نیروگاه های مختلف که اقتصادی تر باشد ، تأمین می شود ، بنابراین یکی از بارزترین موارد استفاده از توربین های گاز در صنعت برق ، تأمین بار پیک توسط این واحد هاست. البته در کشورهایی مثل ایران که مسأله سوخت حتی گاز و گازوئیل مسأله مهمی را ایجاد نمی کند از واحد های گازی برای تأمین بار پایه نیز استفاده می ، در بعضی از واحد های گازی کلاچ مخصوص بین محور توربین و محور ژنراتور وجود دارد که می تواند این دو محور را از هم جدا کند و در واحدهایی که به این نوع کلاچ مجهز هستند می توان در حالی که ژنراتور به شبکه متصل است با خاموش کردن توربین و باز شدن کلاچ مورد نظر که با افت دور دوربین نسبت به ژنراتور صورت می گیرد ژنراتور را به صورت موتور در آورد و به این وسیله عمل تنظیم ولتاژ شبکه را انجام داد ، این کار معمولاً در شب ها بخاطر پایین بودن مصرف در شبکه ولتاژ انجام می شود به این نوع استفاده از ژنراتور اصطلاحاً کندانسور کردن می گویند.

**۱-۳- مزایای توربین گازی**

الف ) واحد های گازی بخاطر جمع کوچک و ساده بودن نصب خیلی سریع نصب می شود .

ب) واحد های گازی بعد از استارت ، در عرض چند دقیقه، معمولاً کمتر از ده دقیقه به مرحله بازدهی می رسند که در این زمان کوتاه ، توربین های گازی را قادر ساخته است که برای منظورهای اضطراری و در مواقعی که ماکزیمم مصرف برق را در سیستم قدرت داریم مورد استفاده قرار گیرد ، در ضمن تغییر بار قدرت تولید در این واحد ، سریع صورت می گیرد.

ج) قیمت و هزینه نصب واحد های گازی پایین است .

د) به علت سادگی ساختمان و کم بودن قسمت های کمکی ودرتوربین گاز بهره برداری از آن آسان می باشد ، در ضمن در واحد های گازی امکان کنترل و بهره برداری در محل و از راه دور وجود دارد .

ه) در توربین های گازی ، امکان استفاده از سوخت های مختلف و تعویض نوع سوخت در حال کار واحد به هنگام باردهی ، قدرت مانور خوبی به واحد می دهد.

**۱-۴- معایب توربین گازی**

الف) راندمان یا بازدهی واحد های گازی به خاطر دفع مقدار زیادی انرژی ، به صورت گرما از ۵۰۰ اگزوز ( برای یک واحد گازی با قدرت ۲۵ مگاوات دمای خروجی اگزوز، بیش از ۵۰۰ اگزوز می باشد ) و تشعشع مقداری گرما از جدار اتاق احتراق ، پایین تر می باشد، (ماکزیمم تا حدود ۲۷٪ برای سیکل ساده ).

ب) چون در واحد های گازی، معمولاً از گاز طبیعی یا سوخت های سبک استفاده می کنند ، لذا مخارج جاری آنها بالا می باشد ( به علت گرانی این گونه سوخت ها) ، ولی در عوض میزان آلودگی محیط زیست نسبت به نیروگاه های حرارتی دیگر با قدرت مشابه کمتر است.

## ۲- نتایج و بحث:

لازمه کار یک توربین ، وجود یک سیال کار مناسب ، یک منبع انرژی سطح بالا و یک منبع برای انرژی سطح پایین می باشد . هنگامی که سیال از درون توربین عبور می کند قسمتی از انرژی آن به طور مداوم به موتور منتقل شده و به کار مفید مکانیکی تبدیل می شود. توربین های بخار و گاز از انرژی حرارتی استفاده می کنند ، در حالی که توربین های آبی از انرژی جنبشی استفاده می کنند . اهداف اولیه یک طراح توربین حصول اطمینان از انجام این پروسه با حداکثر راندمان و داشتن نیروگاهی با حداکثر اعتماد در کمترین هزینه است. اهداف ثانویه این است که نیروگاه به کمترین نظارت وکمترین زمان برای راه اندازی و بهره برداری نیاز داشته باشد . این اهداف چندگانه با همدیگر مغایرت دارند . نتیجه نهایی یک هماهنگی قابل قبول بین آن ها خواهد. توربین ها بسته به موارد کاربرد از قبیل سرعت کارکرد ، تجربه پرسنل در راه اندازی ، تعمیر و نگهداری ، با مشکلات ارتعاشی مختلفی مواجه می شوند.

**۲-۱- فرآیند انبساط در شیر فشار شکن**

انبساط در شیر فشار شکن بر اساس فرآیند انبساط ژول – تامسون می باشد . انبساط ژول – تامسون عبارت است از حرکت گاز از طریق یک مجرای بند منفذ دار از ناحیه ی با فشار بالا به ناحیه ی با فشار پایین که این فرآیند به صورت پایا و آدیاباتیک انجام می شود . هنگامی که دبی جریان به مقدار کافی کم باشد ، فشار و دمای گاز در هر دو ناحیه پر فشار و کم فشار به خوبی قابل تعیین است ،

با این وجود چنین فرآیندی الزاماً برگشت ناپذیر خواهد بود . از آنجا که در این فرآیند انتقال حرارت وجود ندارد ، هیچ کار محوری انجام نشده و به علاوه هیچ گونه تغییری در انرژی پتانسیل ایجاد نم یشود ، معادله جریان پایا به صورت معادله (۱) می باشد :

**سرعت v ، آنتالپی h :**

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} = h_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (۱)$$

عبارت های انرژی جنبشی قابل صرف نظر کردن است اگر :

۱- این انرژی ها در دو طرف ، مساوی نگه داشته شود .

۲- با بزرگتر قرار دادن قطر ناحیه ۲ از قطر ناحیه ۱ این انرژی ها تقریباً مساوی می شوند و یا با این فرض ساده کننده که دبی حجمی جریان پایین بوده و اختلاف این انرژی جنبشی قابل صرف نظر کردن باشد ، معادله پایا به صورت معادله ساده زیر خواهد شد :

$$h = h \quad (۲)$$

به عبارت دیگر در یک انبساط ژول – تامسون آنتالپی های ابتدایی و انتهایی برابر می باشند . باید دقت کرد از آنجایی که گاز در عبور از شرایط تعادلی اولیه به شرایط تعادل نهایی ، از شرایط غیر تعادلی عبور می کند، لذا فرآیند برگشت ناپذیر خواهد بود.

## ۲-۲ - جایگزینی شیرهای فشارشکن با توربین های انبساطی

توربین های انبساطی جایگزین بسیار مناسبی برای شیرهای فشارشکن مورد استفاده در ایستگاه های تقلیل فشار می باشند. درخطوط انتقال گاز برای اینکه گاز را توسط لوله هایی باقطر کمتر منتقل نمایند و نیز افت فشار در مسیرهای طولانی جبران شود، در ابتدا فشار مسیر را توسط توربوکمپرسورهای تقویت تا ۷۰ بار افزایش می دهند، این فشار معمولاًخیلی بالاتر از فشار مورد نیاز در نقاط مصرف است. به همین دلیل در نزدیکی محل مصرف، این فشار در ایستگاه های تقلیل فشار توسط شیرهای فشارشکن شکسته می شود. در صورت جایگزینی این شیرها با توربین های انبساطی، بخشی از اکسرژی اتلافی گاز به صورت کار محوری قابل بازیابی خواهد بود.

## ۲-۳- پارامترهای اساسی جهت نصب توربین انبساطی

پارامترهای مهم که در انتخاب نیروگاه ها جهت نصب توربین انبساطی باید به آن ها توجه شوند، فهرست وار بصورت زیراند:

الف - کیفیت و وزن مولکولی گاز.

ب - دبی حجمی گاز مصرفی : هم روی مقدار توان استحصالی و هم روی راندمان توربین تأثیر دارد.

ج- اختلاف فشار گاز در ورودی و خروجی ایستگاه با مقدار توان استحصالی نسبت مستقیم دارد.

Ln(P1/P2)

## ۲-۴- تأمین برق اولیه جهت راه اندازی سیستم توربین انبساطی

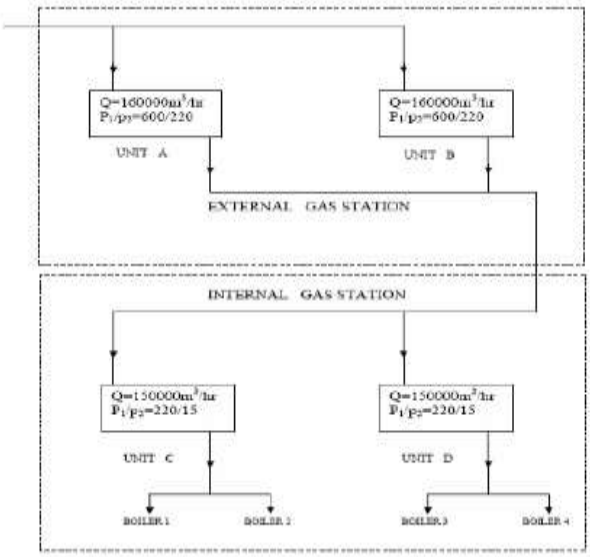
با توجه به شرایط نیروگاه و فاصله ایستگاه تقلیل فشار گاز و نیروگاه ، در صورت نیاز ، برق اولیه جهت راه اندازی توربین انبساطی نیز هزینه متفاوتی خواهد داشت که گزینه های مختلفی جهت تحقق این امر وجود دارد ، از جمله موارد ذیل :

الف – تابلو راه انداز توربین انبساطی به تابلو تغذیه اصلی نیروگاه متصل شود.

ب- به صورت مستقل برق به تابلو راه انداز توربین انبساطی تغذیه شود.

## ۲-۵- نصب توربین انبساطی در نیروگاه حرارتی شازند اراک

دیاگرام ایستگاه تقلیل فشار گاز خارجی مربوط به شرکت گاز در نیروگاه شازند در شکل (۱) آورده شده است . دبی هر ایستگاه ۱۶۰۰۰۰ متر مکعب در ساعت است ، لذا توان قابل استحصال از هر ایستگاه برابر ۹MW با خواهد بود.




شکل ۱- نقشه ایستگاه های تقلیل فشار گاز داخلی و خارجی نیروگاه شازند اراک

$$\frac{P_2}{P_1}=\frac{600psi}{220psi}$$

$$T_2=15^\circ C$$

$$T_1=20^\circ C$$

بدین ترتیب امکان نصب دو توربین انبساطی هر کدام به ظرفیت ۴,۳ مگاوات برای این ایستگاه مورد انتظار می باشد.

## ۲-۶- ایستگاه داخلی (مربوط به شرکت توانیر)

تحلیل داده های مربوط به ظرفیت ایستگاه تقلیل فشار گاز داخلی نیروگاه شازند اراک با استفاده از نرم افزار Thermoflow .

$$\frac{P_2}{P_1}=\frac{220psi}{15psi}$$

دبی هر ایستگاه Q=150000m3/hr

$$T_1=20^\circ C, T_2=15^\circ C$$

$$\frac{P_2}{P_1}=\frac{220psi}{15psi}$$

$$T_1=20^\circ C, T_2=15^\circ C$$

با توجه به اینکه در سیکل اصلی نیروگاه شازند ، مهم ترین نقطه تلفات بلودان بویلرها می باشد ، لذا بهترین انتخاب جهت گرمایش گاز ورودی به توربین انبساطی ، استفاده ازیک منبع حرارت اتلافی بزرگ می باشد . بنا بر اطلاعات بهره برداری کسب شده از نیروگاه، دبی بخار مصرفی هر واحد تقریباً ۲۸۳ (نزدیک به ۱۰۰۰ تن بر ساعت ) می باشد . همچنین ( kg/s) دبی بلودان برای هر واحد به طور متوسط ۱۰ الی ۲۰ تن در ساعت است بنابراین داریم :

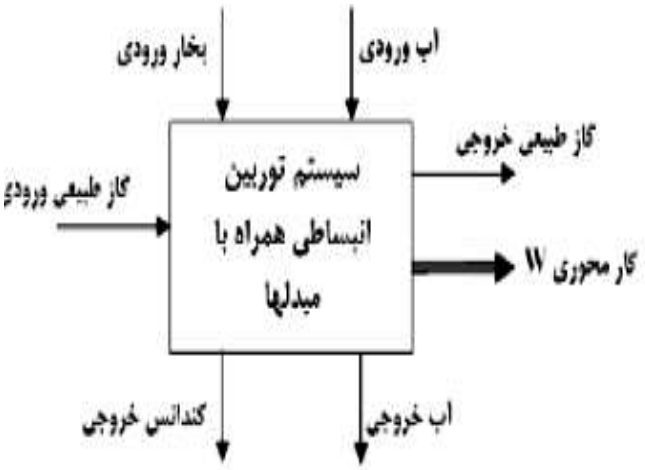
4×(10~20)=Min 40 Ton/hr , Max 80 Ton /hr= Min 11 ~Max 22kg/s

به بیان دیگر در حال حاضر از تانک بلوادن بویلرها بین ۱۱ تا ۲۲ کیلوگرم بر ثانیه بخار با دمای حدود ۳۰۰ درجه سانتی گراد تلف می شود. همچنین با بررسی های به عمل آمده به این نتیجه رسیدیم که در واحد توربین انبساطی برای این نیروگاه حرارتی آب خنک کننده 2×(65+35)=200 Ton/hr حداکثر مقدار برای خنک کاری روغن یاتاقان های توربین و خنک کاری ژنراتور $37^\circ C$ لازم است که باید سرمایش این میزان آب سیکل از دمای $32^\circ C$ به نحوی تأمین شود. لذا در صورتی که گاز به دمای خروجی از توربین های انبساطی بتواند چنین سرمایشی را تأمین کنند ، لذا به اقتصادی تر شدن طرح کمک خواهد شد، درغیر این صورت باید به دنبال راه حل دیگری بود. طبق آنچه که گفته شد، ملاحظات زیر نیز در طراحی واحد پیشنهادی در نظر گرفته شده

است؛ پیش گرمایش گاز طبیعی قبل از توربین انبساطی طوری انتخاب گردید که حرارت اتلافی یاد شده در نیروگاه مذکور برای تأمین آن کفایت کند و نیاز به منبع دیگری نباشد. در صورت امکان باید کل سرمایش مورد نیاز سیکل آب خنک کننده مذکور از گاز خروجی از توربین ها بازیافت شود. در غیر این صورت باید یک سیستم خنک کن کمکی با حداقل ظرفیت ممکن به واحد اضافه شود. لازم به ذکر است دو توربین انبساطی پیش بینی شده در این طرح به صورت موازی با شیرهای فشار شکن موجود قرار می گیرند تا در مواقع آغاز به کار نیروگاه توربین های انبساطی و شیرهای فشارشکن روی خط Stand by قرار گیرند و پس از آن شیرهای فشار شکن از مدار خارج و توربین های انبساطی وارد مدار خواهند شد

## ۲-۷- آنالیز اکسرژی طرح

برای تحلیل اکسرژی و محاسبه راندمان اکسرژتیک طرح از مطابق با نتایج بدست آمده از SOURSE, SINK مدل مدلسازی ترمودینامیکی طرح استفاده می کنیم. ورودی های کل سیستم شامل جریان بخار برای گرمایش گاز، جریان آب خنک اکسرژی و کار SOURSE شونده و جریان گاز را به عنوان اکسرژی در نظر می گیریم ، در ضمن برای سادگی از افت فشار جزیی خط بخار و آب صرفه نظر می شود. نسبت تغییرات اکسرژی به کار محوری تولید شده ، بیانگرSource راندمان اکسرژتیک سیستم می باشد. بدیهی است که راندمان100%مطابق با قانون دوم ترمودینامیک، بیانگر تعادلی و سکون محض بودن سیستم بوده و راندمان های اکسرژتیک زیر % 40 نیزنشان دهنده اتلاف اکسرژی ق ابل توجه و از بین رفتن فرصت‌های
مناسب بازیافت در طرح پیشنهادی می باشد، لذا راندما ن اکسرژتیک بین% ۶۵ تا % ۷۵ مقدار مناسبی برای طرح پیشنهادی خواهد بود.




شکل ۲– مدل توربین انبساطی جهت تحلیل اکسرژی

با استفاده از روابط محاسبه جریان اکسرژی و نتایج بدست آمده از مدلسازی طرح،T&P FORMULA خواهیم داشت:

## ۲-۸- تغییرات اکسرژی جریان های منبع

بنابراین راندمان اکسرژتیک سیستم توربین انبساطی پیشنهادی برای نصب در ایستگاه داخلی نیروگاه شازند اراک برابر خواهد بود با:

$$\eta_{EX-TOTAL} = \frac{|\Delta EX_{SINK}|}{|\Delta EX_{SOURSE}|} = \frac{19174}{27342} = 70\%$$

بدین ترتیب راندمان اکسرژی برای واحد توربین انبساطی پیشنهادی در نیروگاه مذکور 70 % محاسبه می شود که گویای جذابیت طرح و استفاده مناسب و اقتصادی از تغییرات اکسرژی جریان های منبع می باشد.

$$\Delta EX_{SOURSESTEAM} = \Delta H(1-\frac{T_0}{T_{LM}}) = 9362(3039-834)(1-\frac{298}{573-468}\,Ln\frac{573}{468}) = 879KW$$

$$\Delta EX_{SOURSEWATER} = \Delta H(1-\frac{T_0}{T_{LM}}) = 0.64(155-1342)(1-\frac{298}{310-305}\,Ln\frac{310}{305}) = 36KW$$

$$\Delta EX_{SOURSE-GAS}=nRT_0Ln\frac{P2}{P1}+\Delta H(1-\frac{T_0}{T_{LM}})=$$

$$\frac{5276}{16034}(8.314(298)Ln\frac{20}{2.06}+(5276)(7.556+2407)(1-\frac{298}{30112-288}Ln\frac{30112}{288})$$

$$=1851KW$$

کارمحوری بازیافتی از تغییرات اکسرژی منابع:

$$\Delta EX_{TOTAL-SOURSE}=8795+36+18511=27342KW$$

$$\Delta\ EX\ _{SINK}\ =\ W\ =\ 19174\ \ \ KW$$

مقدار اکسرژی بازیافت نشده و هدر رفته برابر خواهد بود با:

$$\sigma T_0=\left|\Delta EX_{SOURSE}\right|-\left|\Delta EX_{SINK}\right|=27342-19174=8168KW$$

## ۲-۹- تولید توان

حال به تحلیل قابلیت کاردهی(اکسرژی) جریان ورودی به ایستگاه های تقلیل فشار و چگونگی افزایش آن با فشار ورودی و دمای ورودی (تأثیر پیش گرم کردن گاز) و تولید توان در طی این فرآیند می پردازیم می دانیم که اکسرژی جریان ورودی بدون انتقال حرارت از حجم کنترل از رابطه زیر بدست می آید:

$$ex_{in}=(h-h_0)-T_0(s-s_0)$$

می دانیم که پیش گرم کردن گاز باعث افزایش اکسرژی و در نتیجه توان می شود.

گازطبیعی انتقال یافته توسط خط لوله حاوی رطوبت، م تان و سایر هیدروکربن های سنگین می باشد، که پس از عبور از فیلتر وجداکننده اولیه جهت احتراق از ایجاد چگالش در ایستگاه تقلیل فشار گرم می گردد، رطوبت اضافی می تواند سبب هیدراته شدن و مسائل ناشی از کریستالیزاسیون در خط لوله گردد، برخی از سیستم های احتراق مدرن نیازمند دمای مشخص سوخت ورودی جهت کمک به بهبود احتراق می باشند، فشار بحرانی اجزای سنگین گاز طبیعی در جدول شماره (۱) ارائه شده است.

جدول ۱- فهرست دما و فشار بحرانی

| جزء موجود در گازطبیعی | فشار بحرانی (بار) | دمای بحرانی |
|---|---|---|
| متان $CH_4$ | ٤٦/٢٦ | ١٩٠/٨ |
| اتان $C_2H_6$ | ٤٨/٩٤ | ٣٠٥/٦ |
| پروپان $C_3H_8$ | ٤٢/٥٧ | ٣٧٠ |
| n- متان $C_4H_{10}$ | ٣٧/٢٢ | ٤١٦/٧ |
| اتیلن $C_2H_4$ | ٥١/٢ | ٢٨٣ |

خواص گاز متان جهت محاسبات به عنوان خواص گازطبیعی در نظر گرفته شده است. این فرض برای جزء مولی بیش از 90 درصد متان در گازطبیعی فرض مناسبی است. هرچند با داشتن آنالیز گازطبیعی H، برای کمپرسور C می توان محاسبات را بر آن مبنا انجام داد . علامات اختصاری برای کولر داخلی به کار گرفته شده I ، برای مبدل حرارتی X ، برای توربین T ، برای مشعل B است.

## ۲-۱۰- بررسی ترمودینامیکی

کاربرد قانون اول برای اولین مرحله توربین انبساطی عبارت است از:

$$\phi-w_t=m_g(h_2-h_1) \qquad (۱)$$

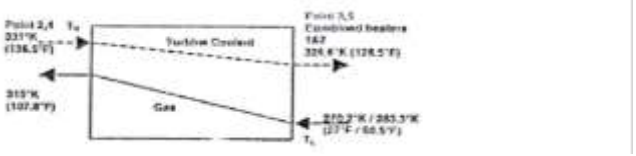
$$W_{t(1.2)}=m_g\eta(h_1-h_{2s}) \qquad (۲)$$

بایستی در نظر داشت که کاربرد شرایط گاز کامل برای متان در این شرایط فرض صحیحی نیست. آنتالپی در خروجی مرحله اول توربین عبارت است از:

$$h_t=h_1+\eta_3\left[h_{2s}-h_1\right] \qquad (۳)$$

دما با توجه به میزان آنتالپی و فشار تعیین می شود. قانون اول را برای مرحله دوم توربین به صورت زیر می توان نوشت:

$$W_{t(3.4)} = m_g \eta_t (h_3 - h_{45}) \quad (4)$$
$$h_4 = h_3 + \eta_4 [h_{45} - h_2] \quad (5)$$




نمودار۱- دیاگرام هیتر مرحله دوم / هیتر مرحله اول

همچنین آنتالپی (S) ، مرحله دوم از طریق همان دما مشخص خواهد شد.

معمولاً توربین های انبساطی دارای یک محور نیستند. راندمان طراحی( $\eta t$ )85% در نظر گرفته شده است نتیجه می دهد (Lm) .

$$W_t = [W_{t(1.2)} + W_{(3.4)}]\eta_g (1 - L_m) \quad (6)$$

ترکیب معادلات شماره (۱و۲)

با در نظر گرفتن اتلاف مکانیکی کاهنده سرعت (1608) انرژی آزاد کند .معمولاً سیال کار در 30 KJ/S میزان سیستم خنک کن توربین گازسیستم خنک کن اتیلن گلیکول و یا پروپیل گلیکول مخلوط با آب می باشد .مخلوط بایستی جهت حفظ سیال خنک کن خارج از نقطه ذوب یا جوش سیستم تنظیم گردد. غالباً یک کولر هوایی جهت حذف حرارت به جهت رانش هوا از مبدل می روند. طراحی کولرها بایستی به گونه ی HP به کار رود. دو فن با ظرفیت بالا باشد که درجه حرارت ورودی به توربین های احتراقی افزایش یابد. به عنوان یک فرض سطح مورد نیاز مبدل متناسب با بار حرارتی در نظر گرفته شده است. حرارت ورودی بخش گاز را می توان به صورت زیر نوشت:

$$Q_{2-3} = m_8 (h_3 - h_2) \quad (7)$$
$$Q_{4-5} = m_g (h_5 - h_4) \quad (8)$$
$$Q_{net} = Q_{2-3} + Q_{4-5} \quad (9)$$

براساس محاسبات انجام شده در نتیجه = Q4.5 397/5 KJ/s و Q2-3 = 590/3 KJ/S برابر است، (Qe) انرژی ورودی به مبدل ها از سیستم خنک کن Qnet = 987 /8 KJ/s و 1608 صرف نظر از سایر اتلاف ها، میزان بهره وری در کولر در حدود 61 % خواهد بود.

$$U_{nf\,\mathrm{inf}\,an} = [Q_{net} / Q_C] \times 100\%$$

کاهش دمای خنک کن به وسیله جریان خنک کن اضافه تعیین می شود.

$$Q_{net} = m_c C_{pc} (T_h - T_i)$$
$$\Delta t = Q_{net} / (m_c C_{pc})$$

## ۳- نتیجه گیری:

فشار گاز ارسالی به نیروگاه های حرارتی در ایستگاه های تقلیل فشار در چند مرحله شکسته شده تا در نهایت به میزان مطلوب سامانه های احتراق در نیروگاه های حرارتی برسد ، توربین های انبساطی تجهیزاتی هستند که انرژی ناشی از فشار جریان گاز یا بخار را به کار مکانیکی تبدیل می کنند ، این توربین های در فرآیند انبساطی آنتالپی ثابت ، جایگزین شیرهای فشار شکن گاز طبیعی در ایستگاه های تقلیل فشار می شوند ، در این مقاله ضمن بررسی اجمالی تکنولوژی توربین های انبساطی به امکان سنجی فنی و اقتصادی طرح بازیافت بخشی از اکسرژی اتلافی گاز طبیعی در ایستگاه تقلیل فشار نیروگاه شازند اراک با استفاده از توربین های انبساطی پرداختیم ، بررسی ها نشان داد که اماکن نصب واحدی مشتمل بر دو دستگاه توربین انبساطی ۱۰،۷ مگاواتی در نیروگاه حرارتی شازند اراک وجود دارد ، به طوری که کل گرمایش مورد نیاز گاز ورودی به توربین ها توسط حرارت های اتلافی موجود در سیکل اصلی قابل تأمین و همه

سرمای مورد نیاز جهت خنک کاری توربین ها نیز از گاز خروجی از توربین های انبساطی قابل بازیافت خواهد بود ، به بیان دیگر نشان داده شد که با اجرای این طرح بدون اینکه کوچکترین مصرف انرژی جدیدی به نیروگاه تحمیل شود و صرفاً با بازیافت بخشی از اکسرژی اتلافی گاز و بخشی از حرارت تلف شده در تانک توان الکتریکی خالص ۱۹ MW بلودان ، امکان تولید بیش از پیش فراهم خواهد شد و حتی مقدار سرمایش مورد نیاز طرح نیز توسط خود آن قابل تأمین می باشد ، در آنالیز جریان اکسرژی واحد پیشنهادی ، راندمان اکسرژتیک مقدار مطلوب ۷۰٪ برآورد گردید ، نتایج طراحی مقدماتی و آنالیز هزینه فایده طرح نشان داد که کل هزینه سرمایه گذاری برای اجرای طرح مذکور ۱۳۱۲۰۴۵۳ دلار و نرخ بازگشت سرمایه حدود ۳ سال خواهد بود.

استفاده از ایستگاه های تقلیل فشار گاز طبیعی جهت تولید توان و تبرید از لحاظ تئوری امکان پذیر است و می تواند مقدار قابل توجهی الکتریسیته و سرمایش خصوصاً در حالت استفاده از توربین های انبساطی تولیدکند. پارامترهای مهم در افزایش توان تولیدی و افزایش اکسرژی ورودی افزایش فشار خط لوله انتقال که همان فشار ورودی به ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی است و افزایش دمای ورودی است که افزایش فشار ورودی تبرید تولیدی در خروجی را هم افزایش می دهد. در فرآیند اختناق که فرآیند کنونی است نیز اگر چه تولید توان نداریم اما بعضاً می توان تبرید زیادی تولید کرد. در مجموع طبق محاسبات صورت گرفته منافع تولیدی ایستگاه های تقلیل فشار گاز آنقدر زیاد است که باید هر چه بیشتر ازاین منافع استفاده کرد.

سیستم بازیابی انرژی ارائه شده به ویژه برای ایستگاه های بزرگ که دارای تعداد واحد توربین بیشتر می باشند بهبود مناسبی را در عملکرد واحد باعث می شود. چون برآورد میزان بهبود مستقیماً با فشار گاز ورودی ، میزان سوخت و میزان انرژی محصولات احتراق در دسترس از توربین گاز ارتباط دارد ، با روش مشابهی می توان ، برای هر واحد توربین گازی محاسبات را انجام داد. توربین گاز برای یک فشار مشخص ، میزان بهبود کارآیی سیستم بستگی مستقیم به میزان جران سوخت دارد. یک افزایش در جریان سوخت یک افزایش در میزان حرارت بازیابی شده و بالعکس متناسب با آن یک افزایش در میزان انرژی محصولات احتراق خروجی از توربین احتراقی دارد. در شرایط نمونه مورد برای یک درصد در کارآیی واحد را می توان به دست آورد. به علاوه ، با افزایش قدرت ۷۲ درصد و یک افزایش به علاقه شرکت ملی گاز به انتقال سوخت با فشار بالاتر می توان در طراحی خط لوله ، فشار مناسب تر و بالاتری را مد نظر قرار داد . چنانچه ذکر شد فشار میانی توربین غیر احتراقی ۴۱ بار در نظر گرفته شده است. کاربرد وسیع توربین انبساطی در دنیا، توربین انبساطی و بهینه‌سازی مصرف سوخت و انرژی،

قابلیت دست‌یابی به توان الکتریکی بازیافت (توسط توربین انبساطی) تا ۵۰۰ مگاوات و بیشتر در ایران،

ضرورت ایجاد بذل توجه مسئولین ذیربط به استفاده از توربین‌های انبساطی، ضرورت برقراری هماهنگی کامل میان سازمان‌های ذیربط: مجری طرح، نیروگاه، شرکت گاز، مشاور و پیمانکار، از نتایج این تحقیق است.

## منابع و مراجع:

[1] F. G. Mahmood, D. D. Mahdi, A New Approach for Enhancing Performance of A Gas Turbine (Case Study: Khangiran Refinery), *Appl. Energy, 86*, 2750-2759, 2009.
[2] Büche, D, Multi-Objective Evolutionary Optimization of Gas Turbine Components, Unpublished (Doctoral Dissertation) Swiss Federal Institute of Technology, Zürich, 2003.
[3] T. K. Ibrahim, M. M. Rahman, A. N. Abdalla, Study on the effective parameter of gas turbine model with intercooled compression process, *Scientific Research and Essays, 5*, 3760-3770, 2010.
[4] Q. M. Jaber, J. O. Jaber, M. A. Khawaldah, Assessment of Power Augmentation from Gas Turbine Power Plants Using Different Inlet Air Cooling Systems, *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 1*, 7-15, 2007.
[5] F. I. Abam, I. U. Ugot and D. I. Igbong, Thermodynamic assessment of grid-based gas turbine power plants in Nigeria, *J. Emerg. Trends Eng. Applied Sci., 2*, 1026-1033, 2011.
[6] M. Farzaneh-Gord, M. Deymi-Dashteba, Approach for Enhancing Performance of a Gas Turbine (Case Study: Khangiran Refinery), *Applied Energy*, *86*, 2750-2759, 2009.
[7] J. Bird, W. Grabe, Humidity effects on gas turbine performance, ASME Paper No 91-GT-329, 1991.
[8] A. A. El-Hadik, The impact of atmospheric conditions on gas turbine performance, *J Eng Gas Turb Power, 112*, 590-596, 1993.
[9] T. K. Ibrahim, M. M. Rahman, A. N. Abdalla, Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review, *International Journal of Physical Sciences, 6*, 620-627, 2011.
[10] X. Shi, B. Agnew, D. Che, J. Gao, Performance enhancement of conventional combined cycle power plant by inlet air cooling, inter-cooling and LNG cold energy utilization, *Applied Thermal Engineering 30*, 2003-2010, 2010.
[11] R. Hosseini, A. Beshkani, M. Soltani, Performance improvement of gas turbines of Fars (Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler, *Energy Conversion and Management 48*, 1055–1064, 2007.
[12] M. Farzaneh-Gord, M. Deymi-Dashtebayaz, Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance, *Energy, 36*, 1196-1205, 2011.
[13] I. Al-Tobi, Performance Enhancement of Gas Turbines by Inlet Air Cooling, International Conference on Communication, Computer and Power (ICCCP'09) Muscat, February 15-18: 165 – 170, 2009
[14] F. I. Abam, I. U. Ugot, D. I. Igbong, Performance Analysis and Components Irreversiblities of a (25 MW) Gas Turbine Power Plant Modeled with a Spray Cooler, *American J. of Engineering and Applied Sciences 5*, 35-41, 2012.

[15] R. S. Johanson, The Theory and Operation of Evaporative Coolers for Industrial Gas Turbine Installations, Gas Turbine and Aero-engine Congress and Exposition, June 5-9, Amsterdam, The Netherlands, Paper No. 88-GT-41, 1988.
[16] I. S. Ondryas, D. A. Wilson, M. Kawamoto, G.L. Haub, Options in Gas Turbine Power Augmentation Using Inlet Air Chilling, Engineering for Gas Turbine and Power, Transaction of the ASME, Vol. 113, 203- 211, 1991.
[17] T. Johnke, M. Mast, Power boosters—technologies to enhance gas turbine power output on demand, Siemens Power J Online May (2002) www.siemenswestinghouse.com/download/pool/mast_engl_3.pdf.
[18] M. Ameri, S. H. Hejazi, The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller, *Appl. Therm. Eng, 24*, 59-68, 2004.
[19] E. Kakaras, S. Doukelis, S. Karellas, Compressor intake-air cooling in gas turbine plants, *Energy, 29*, 2347-2358, 2004.
[20] P. Ewa, J. Szymon, M. Andrzej, Impact of inlet air cooling on gas turbine performance, *Journal of Power Technologies, 92*, 249–257, 2012.

[21] P. S. Ana Paula, R. A. Claudia, L. S. Edson, Comparison of Different Gas Turbine Inlet Air Cooling Methods, World Academy of Science, Engineering and Technology, *61*, 40 -45, 2012.
[22] H. Kurt, Z. Recebli, E. Gredik, Performance analysis of open cycle gas turbines, *International Journal of Energy Research*, *33*, 285-294, 2009.
[23] C. Yang, C. Yang, Z and R. Cai, Analytical Method Evaluation of Gas Turbine Inlet Air Cooling in Combined Cycle Power Plant, *Applied Energy*, *86*, 848-856, 2009.
[24] G. M. Zaki, R. K. Jassim, M. M. Alhazmy, Energy, Exergy and Thermoeconomics Analysis of Water Chiller Cooler for Gas Turbines Intake Air Cooling, *Smart Grid and Renewable Energy*, *2*, 190-205, 2012.
[25] M. Jonsson, J. Yan, Humidified gas turbines-a review of proposed and implemented cycles, *Energy*, *30*, 1013-1078, 2005.