

مطالعه فنی و ترمودینامیکی استفاده از توربینهای انبساطی در تجهیزات سرچاهی مناطق گازی کشور

فاطمه گلخو^۱، محمود نقدبیشی^۲، سید محمد جوادی^۳، محسن کهرم^۴

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی شیمی صنایع گاز، دانشگاه فردوسی مشهد، f_golkhou@yahoo.com

^۲ کارشناس مهندسی نفت، شرکت پهرو برداری نفت و گاز شرق - naghdbishi@yahoo.com

^۳ دانشجوی دکتری مکانیک، - دانشگاه فردوسی مشهد، mohammad.javadi@gmail.com

^۴ دانشیار گروه مکانیک - دانشکده مهندسی، kahrom_m@yahoo.com

با وجود مخازن عظیم گازی در کشور و گسترش شبکه گاز رسانی و اینکه نیروگاههای موجود عمدتاً از گاز به عنوان سوخت اصلی استفاده می‌نمایند، قابلیت تولید برق با استفاده از توربینهای انبساطی در ایران بسیار بالاست. با توجه به این امر، استفاده از توربینهای انبساطی جهت بازیافت انرژی اتلافی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز باید به طور ویژه مورد توجه قرار گیرد. تاکنون در ایران نمونه‌هایی از توربینهای انبساطی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز در رودی شهر و نیروگاههای نکا و رامین اهواز مورد استفاده قرار گرفته است. بدلیل اختلاف ترکیبات گاز خروجی از چاه با گاز تصفیه شده شهری و شرایط مختلف دما و فشار، در این مقاله با شبیه سازی Aspen Hysys سیکل توربین انبساطی با استفاده از نرم افزارهای Aspen و Hysys برای گاز ترش چاههای منطقه، دمای تشکیل هیدرات و میعانات گازی و همچنین توان گرمکن مورد نیاز برای جلوگیری از تشکیل گازی و کار خالص تولیدی برای شرایط مختلف دما و فشار چاه محاسبه شده است.

نتئی

توربین انبساطی به نوعی توربین محوری یا گریز از مرکز اطلاق می‌شود که در آن گاز با فشار بالا منبسط شده و توان تولید می‌کند. این توان میتواند برای تولید برق در ژنراتور یا کار محوری در کمپرسور مورد استفاده قرار گیرد. با کاربرد توربین انبساطی می‌توان انرژی زنگنه شده در گاز طبیعی با فشار بالا به آسانی تبدیل و بازیافت نمود. گاز طبیعی با فشار بالا وارد توربین انبساطی شده و با فشار پائین از آن خارج می‌شود انرژی حاصل از کاهش فشار به حرکت دورانی تبدیل می‌گردد. از حرکت دورانی به وجود آمده می‌توان به عنوان نیروی محرکه برای ژنراتور جهت تولید الکتریسیته استفاده کرد. به این فن آوری تبدیل فشار به انرژی (Power Into Pressure) می‌گویند. در توربین، کار تئوری حاصل از انبساط گاز، توسط هد پلیتروپیکی تعریف می‌شود و نیز بازده پلیتروپیکی η_P طبق رابطه زیر محاسبه شده است:

$$\eta_P = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n} \quad \text{و} \quad k = \frac{C_P}{C_V}$$

k همان نمای آیزنتروپیک است که با فرض فرایند آدیباتیک و برگشت پذیر تعریف شده است. می‌توان k را همان نمای آدیباتیک نیز در نظر گرفت. همچنین نمای پلیتروپیکی n نیز توسط رابطه زیر تعریف می‌شود:

چکیده در این مقاله به بررسی فنی و ترمودینامیکی بازیافت انرژی حاصل از تقلیل فشار جریان گاز در توربین انبساطی به جای شیر اختناق در تجهیزات سرچاهی با استفاده از شبیه سازی فرایند در نرم افزار Aspen و Hysys پرداخته شده است. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش فشار ورودی به توربین، توان تولیدی افزایش و دمای خروجی کاهش می‌یابد. همچنین برای ترکیب درصد اجزای گاز ترش منطقه گازی مورد بررسی، دمای تشکیل هیدرات ۱۸/۵ و دمای تشکیل میعانات گازی ۷۶ درجه سانتیگراد محاسبه گردید. با توجه به دمای بالای تشکیل میعانات استفاده از توربینهای انبساطی دو فازی ضروری می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد با توجه به دما، فشار و ترکیب گاز فوق، جهت جلوگیری از تشکیل هیدرات، استفاده از گرمکن ضروری به نظر می‌رسد. همچنین با افزایش فشار ورودی، توان تولیدی توربین و توان مصرفی گرمکن افزایش یافته و ماکریزم کار خالص تولیدی در یک فشار خاص (فشار بهینه) بدست می‌آید. جهت بررسی صحت حل یک نمونه از شرایط موجود مدلسازی گردید که نتایج توافق خوبی با نتایج موجود نشان می‌دهد.

کلمات کلیدی: توربین انبساطی، تقلیل فشار، تشکیل هیدرات

مقدمه

گاز طبیعی پس از خروج از مخازن پرفشار گاز، با گذر از تجهیزات سرچاهی تقلیل فشار می‌یابد. در حالت متداول، این کاهش فشار در شیر فشارشکن (یا چک) و بصورت آنتالیی ثابت انجام می‌شود [۱]. با توجه به تلفات انرژی عظیم گاز طی این فرایند کاهش فشار، توربینهای انبساطی می‌توانند جایگزین بسیار مناسبی برای شیرهای فشارشکن مورد استفاده در تجهیزات سرچاهی می‌باشند. توربینهای انبساطی تا اواسط سال ۱۹۵۰ برای جدا سازی گازها از هم استفاده می‌شد. این توربینها کارکردی مشابه توربین بخار دارند. در صورتی که هدف سرد نمودن گاز باشد کار مکانیکی ایجاد شده به عنوان محصول جانبی کار خواهد بود و اگر کاهش فشار گاز مدنظر باشد سرمایی به دست آمده از انبساط گاز می‌تواند برای مصارف دیگر مورد استفاده قرار بگیرد.

یک متر مکعب هیدرات گازی می تواند حاوی ۱۶۰ متر مکعب متان باشد. برای پایداری هیدرات تشکیل شده ترکیب ویژه ای از فشار و دما لازم است و در ضمن باید گفت که سرعت تشکیل و تجزیه هیدرات نیز پایین می باشد. ترکیبات گازی آبدوست و دارای مولکولهای کوچک، گازهای اسیدی محلول در آب، نمکهای آلکیل آمونیوم می توانند تشکیل هیدرات بدنهند. بنابراین برای تشکیل هیدرات وجود آب به شکل مایع، مولکول های گازی که قادر به تشکیل هیدرات بوده و نیز ترکیب ویژه ای از دما و فشار، لازم است. از پارامترهای مهم قابل کنترل در مساله فوق جهت جلوگیری از تشکیل هیدرات دما می باشد بطوریکه می توان با محاسبه دمای تشکیل هیدرات، جریان گاز را به حدی گرم نمود تا دمای جریان گاز پس از خروج از توربین به دمای تشکیل هیدرات نرسد. به همین منظور در طراحی فرایند قبل از توربین انبساطی یک گرمکن جهت افزایش دمای جریان گاز ورودی به توربین نصب می گردد.

مدلسازی

کاهش فشار گاز در فرایند اختناق طبق اثر ژول تامسون سبب افت دمای گاز می شود. افت دمای گاز برای هر ۱ MPa کاهش فشار در انبساط آزاد، بسته به ترکیب گاز، در محدوده ۴/۵ تا ۶ درجه سانتیگراد می باشد [۱]. شبیه سازی برای گاز ترش منطقه با ترکیب درصد اجزاء جدول ۱، انجام شده است. گاز طبیعی خروجی از مخازن حاوی، رطوبت، متان و سایر هیدروکربنهاست سنتگین می باشد. این رطوبت اضافی در شرایط دما و فشار خاص می تواند سبب هیدراته شدن و مسائل ناشی از کریستالیزاسیون در توربین و سایر تجهیزات گردد. لذا دمای گاز خروجی از تجهیزات فشار شکن باید بالاتر از دمای تشکیل هیدرات برای گاز با ترکیب معین باشد. مشابه محاسبات مربوط به تعیین نقطه شبنم، در صورت برقرار بودن رابطه زیر هیدرات تشکیل می شود [۲]:

$$\sum \frac{y_i}{k_i} = 1 \quad (1)$$

علاوه بر این، اثبات تعادلی بخار جامد (هیدرات) برای متان، اتان، پروپان، بوتان، دی اکسید کربن و سولفید هیدروژن می باشد. ترکیب درصد اجزاء اجزای چاه گاز ترش خانگیران در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱- ترکیب درصد اجزاء گاز ترش			
جزء	درصد مولی	جزء	درصد مولی
Methane	89.155	n-Hexane	0.020
Ethane	0.497	n-Octane	0.070
Propane	0.060	C9+	0.030
i-Butane	0.020	H ₂ O	0.696
n-Butane	0.040	H ₂ S	3.466
i-Pentane	0.020	CO ₂	5.333a
n-Pentane	0.030	Nitrogen	0.457

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}$$

همین رابطه برای نمای آدیباپاتیک نیز تعریف می شود.

بررسی تشکیل هیدرات در توربین انبساطی

وجود مایعات و بویژه جامدات در هنگام استفاده از توربین انبساطی موجب صدمه زدن به توربین شده و به مرور زمان کارکرد توربین را با مشکل مواجه خواهد ساخت. از این‌رو باید قبل از استفاده از توربین از عدم وجود این مواد اطمینان حاصل نمود. برخی از سازندگان توربین های انبساطی قادر به تولید توربین هایی با توانایی وجود مایع در جریان خروجی می باشند. ولی حضور جامدات به سبب سرعت چرخش بسیار بالای توربین با به وجود آوردن سایش بسیار زیاد به طور قطعی، موجب از کار افتادگی سریع توربین خواهد شد. در هنگامی که جریان ورودی دارای مواد جامد باشد، می توان با قرار دادن فیلترهای مناسب مانع ورود این مواد به داخل توربین گردید. در این مورد خاص باید مسئله دیگری نیز به دقت مورد بررسی قرار گیرد.

گاز ورودی حاوی مقداری رطوبت به صورت بخار آب می باشد که به دلیل کاهش چشمگیر دما و فشار در توربین انبساطی امکان مایع شدن آب در توربین وجود دارد. هنگام وجود آب مایع درون جریانی که شامل فاز گازی حاوی مواد هیدروکربنی سبک مانند متان باشد، در شرایط خاصی از دما و فشار، ماده جامدی تحت عنوان هیدرات یا بخ گازی به وجود خواهد آمد.

در طبیعت آب و گاز طبیعی همراه هم هستند و در مخازن گاز، این دو در حال تعادل می باشند. بطور کلی آئی که هنگام خروج گاز از چاه به همراه آن بالا می آید، جزئی مزاحم در گاز طبیعی است، زیرا:

۱- سبب خوردگی در خطوط انتقال گاز ترش (گاز همراه با H₂S) می گردد.

۲- ارزش حرارتی گاز طبیعی را پایین می آورد.

۳- بالا رفتن فشار یا پایین آمدن دما در هنگام انتقال گاز طبیعی سبب میان آب شده و آب در فاز مایع راندمان خطوط انتقال گاز را شدیداً کاهش می دهد.

۴- پایین آمدن بیش از حد دما در فصل زمستان یا پس از افت شدید آدیباپاتیک (که باعث افت سریع دما می گردد) سبب بروز پدیده ای به نام تشکیل هیدرات در خط لوله انتقال گاز طبیعی می شود.

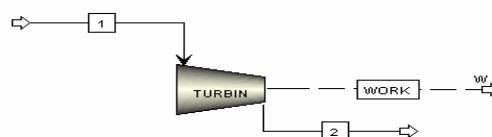
هیدراتهای گازی، کریستالهای جامدی مانند بخ هستند که از مولکولهای آب به عنوان میزان و مولکولهای گاز به عنوان میهمان تشکیل شده اند. آب تحت فشار و دمای خاصی در حضور مولکولهای گاز یک شبکه قفس مانند را به وجود می آورد و سپس مولکولهای گاز وارد این قفسه ها یا حفره ها شده و هیدرات گازی جامد را به وجود می آورند. فرمول عمومی هیدراتهای گازی تشکیل شده با متan به صورت CH₄.nH₂O می باشد که n ≥ 5.75 است.

ورودی های مدلسازی توربین انبساطی، دما و فشار گاز ورودی به گرمکن و توربین، فشار گاز خروجی از توربین، دبی مولی جریان گاز و ترکیب اجزاء آن می باشند. راندمان ایزنتروپیک توربین در این شبیه سازی ۸۰٪، دبی گاز ۵۰ میلیون فوت مکعب بر روز، محدوده فشار ورودی بین ۲۰۰۰ psia تا ۳۵۰۰ psia، دمای ورودی 80°C و فشار خروجی ۱۳۰۰ psia در نظر گرفته شده است.

نتایج و بحث

بخش اول: طراحی فرایند با نصب توربین انبساطی

برای بررسی اثر دما و فشار ورودی بر کار تولیدی و دمای خروجی توربین، در مدل اولیه با صرفنظر از گرمکن محاسبات برای جریان گاز با فشار بین ۲۰۰۰ تا ۳۵۰۰ psia و دمای ورودی 100°C و 200°C انجام شده است. در شکل ۱ مدل توربین انبساطی و جریانهای ورودی و خروجی به آن نشان داده شده است.



شکل ۱- توربین انبساطی، گرمکن و جریان های ورودی و خروجی آن

جدول ۳ ورودی ها و نتایج محاسبه شده توسط HYSYS را نشان میدهد.

جدول ۳- ورودی ها و نتایج محاسبه شده توسط HYSYS				
دما ورودی C	فشار ورودی psi	دما خروجی C	توان تولیدی KW	
۱۰۰	۲۰۰۰	۷۱	۵۹۰	
۱۰۰	۲۵۰۰	۵۷	۸۶۱	
۱۰۰	۳۰۰۰	۴۶	۱۰۶۷	
۱۰۰	۳۵۰۰	۳۷	۱۲۳۳	
۲۰۰	۲۰۰۰	۱۶۸	۸۱۴	
۲۰۰	۲۵۰۰	۱۵۲	۱۲۰۴	
۲۰۰	۳۰۰۰	۱۳۹	۱۵۰۷	
۲۰۰	۳۵۰۰	۱۲۸	۱۷۵۳	

همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است، با افزایش فشار ورودی، میزان کار تولیدی افزایش و دمای خروجی از توربین کاهش می یابد. کاهش دمای خروجی با افزایش فشار ورودی نشان می دهد بررسی شرایط تشکیل هیدرات و میعنانات گازی در فشارهای بالا از اهمیت بیشتری برخوردار است.

انتخاب معادله حالت مناسب یکی از مهمترین پارامترها در دقت و صحت نتایج حاصل از شبیه سازی فرایند میباشد. معادله حالت انتخابی در این شبیه سازی، معادله پینگ رابینسون بوده [۳] که برای سیستم هیدرولوگیکی دارای قطبی و یا مواد مختصر قطبی مناسب است. برای سیستم های شیمیایی غیرایدهآل معمولاً بهتر است سیستم ترمودینامیکی دوگانه استفاده گردد. در این روش یک معادله حالت برای پیش بینی ضرایب فوگاسیته بخار (معمولاً سیستم گاز ایدهآل یا معادلات حالت PR,RK,SRK) و یک مدل ضریب فعالیت برای فاز مایع انتخاب می شود. برای انتخاب معادله حالت مناسب از روش اریک کارلسون استفاده می شود. در فرایندها، اکسپندر جهت کاهش فشار در خط جریان استفاده می شود. در مسائل مربوط به اکسپندر دو روش کلی وجود دارد. این دو روش در جدول ۲ به اختصار آمده است.

جدول ۲- دو روش HYSYS در حل مسائل اکسپندرها

با منحنی تغییرات

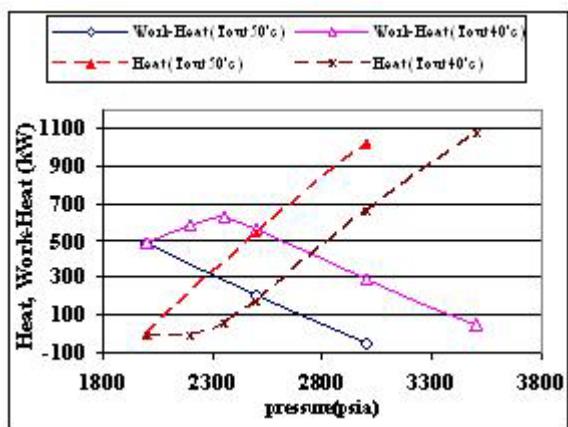
- ۱- دبی و فشار ورودی مشخص است
- ۲- فشار خروجی مشخص است
- ۳- بازده آدیباتیک یا پلی تروپیک مشخص است
- ۴- HYSYS مقدار انرژی مورد نیاز، دمای خروجی و دیگر بازده ها را محاسبه می کند

- ۱- دبی و فشار ورودی مشخص است
- ۲- سرعت مورد نیاز مشخص است
- ۳- HYSYS با استفاده از منحنی تغییرات، بازده و هد جریان را تعیین می کند

بدون منحنی تغییرات

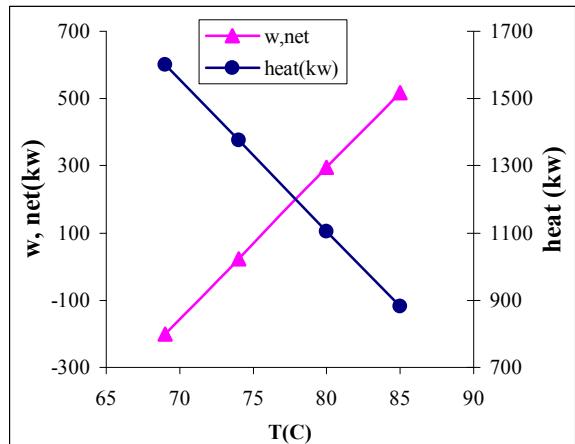
- ۱- دبی و فشار ورودی مشخص است
- ۲- بازده و کار مورد نیاز مشخص است
- ۳- HYSYS فشار خروجی، دمای خروجی و دیگر بازده ها را محاسبه می کند

- ۱- دبی و فشار و بازده مشخص است
- ۲- HYSYS با میان یابی روی منحنی سرعت و هد جریان را محاسبه می کند
- ۳- HYSYS دما، فشار و کار لازم را محاسبه می کند



شکل ۴- محاسبه توان خالص تولیدی برای دو دمای خروجی مختلف توربین (دمای ورودی گاز به گرمکن: ۸۰ درجه سانتیگراد)

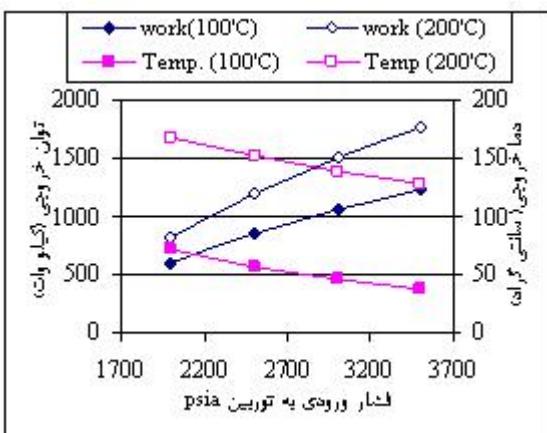
در شکل ۵ اثر دمای جریان گاز ورودی به گرمکن بر توان مصرفی گرمکن و کارخالص تولیدی نشان داده است. نتایج نشان می دهد با توجه به دبی بالای جریان، هر چه دمای جریان گاز ورودی به گرمکن بیشتر باشد، توان مصرفی گرمکن کاهش و کار خالص افزایش می یابد. با توجه به منفی شدن کار خالص تولیدی در دماهای پایین جریان گاز ورودی، می توان دریافت دمای جریان گاز نیز جزو فاکتورهای مهم صرفه اقتصادی طرح می باشد.



شکل ۵- انرژی مصرفی گرمکن و توان خالص تولیدی کل بر حسب دمای ورودی به گرمکن

بخش سوم: نصب چوک (شیر اختناق)

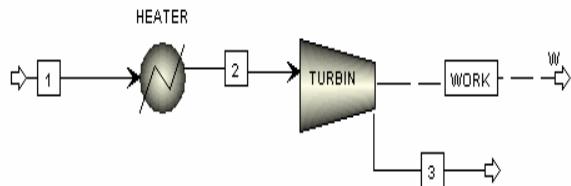
با توجه با اینکه توربین های مورد مصرف در تجهیزات سرچاهی در فشار ورودی کمتر از ۲۰۰۰ psig یا ۱۳۶ bar کار می کنند، لذا باید فشار گاز قبل از ورودی به توربین با عبور از یک چوک ولو تا حدود ۱۳۶ bar کاهش یابد. طراحی فرایند با نصب توربین، گرمکن، چوک به همراه جریان های ورودی و خروجی در شکل ۶ نشان داده شده است. دمای جریان ۲ در اثر کاهش فشار در چوک و طبق اثر ژول تامسون، همواره کوچکتر از دمای جریان ورودی ۱ می باشد. همچنین کاهش دما در چوک تا حدی است که دمای خروجی از چوک (جریان ۲) بالاتر از دمای تشکیل هیدراتات برای گازی با ترکیب



شکل ۲- تغییرات توان خروجی از توربین و دماهای خروجی آن بر حسب فشارهای ورودی در دمای ۱۰۰ و ۲۰۰ درجه سانتی گراد

بخش دوم: نصب گرمکن

نتایج شبیه سازی نشان می دهد دمای تشکیل هیدراتات گازی با ترکیب درصد اجزاء فوق $18/5^{\circ}\text{C}$ و دمای تشکیل میعانات گازی آن 76°C می باشد. با توجه به دمای بالای تشکیل میعانات، استفاده از توربینهای دو فازی (بدلیل عدم صرفه اقتصادی استفاده از گرمکن جهت افزایش دمای گاز) ضروری به نظر می رسد. با توجه به اهمیت عدم تشکیل هیدراتات در توربینها و تجهیزات سیستم انتقال گاز، استفاده از گرمکن در فشارهای بالا ضروری است. این فرایند در شکل ۳ نشان داده شده است.

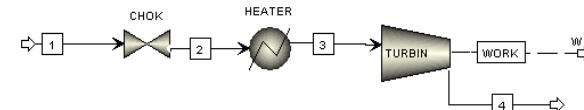


شکل ۳- توربین انسپاسی، گرمکن و جریان های ورودی و خروجی آن

با فرض دمای مجاز جریان خروجی از توربین معادل 40°C ، در شکل ۴ کار خالص تولیدی (تفاضل توان تولیدی توربین از توان مصرفی گرمکن) محاسبه شده است. همانطور که مشاهده می شود هر چه دمای مجاز خروجی از توربین کاهش یابد، توان خالص شود کاهش توان گرمکن افزایش می یابد. همچنین با توجه به افزایش همزمان کار تولیدی توربین و توان مصرفی گرمکن با افزایش فشار، مشاهده می شود کار خالص در نقطه بهینه فشار، دارای بیشترین مقدار خود بوده و پس از آن کار خالص شدیداً کاهش می یابد. نقطه بهینه فشار برای دمای مجاز خروجی 40°C درجه سانتیگراد، 2400 psia محاسبه گردیده است.

- [1] Jarsolv Pozivil, Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations, *Acta Montanistica Slovaca* Ročník 9, číslo 3, pp. 258-260, 2004.
- [2]. Standard handbook of petroleum and natural engineering , Vol. 2, 6 th edition, 1996.
- [3]. J. M. Prausnitz, *Molecular thermodynamics of fluid-phase equilibrium*, 3th edition, 1999

معین می باشد. لذا جهت جلوگیری از تشکیل هیدرات در مرحله بعدی کاهش فشار (توربین)، جریان گاز با عبور از گرمکن گرم میشود.



شکل ۶- کاهش فشار گاز ورودی با عبور از چوک ولو، گرمکن، توربین

نتایج محاسبه شده توسط نرم افزار HYSYS در جدول ۴ نشان داده شده است. نتایج خروجی با رنگ قرمز و به صورت بر جسته مشخص شده اند. محاسبات برای بررسی اثر فشار و دمای ورودی بر انرژی مصرفی گرمکن و توان توربین انجام شده است. همان طور که جدول ۴ نشان می دهد، با افزایش دمای ورودی به چوک در فشار و دبی ثابت، دمای خروجی از چوک و توان خالص تولیدی افزایش می یابند. همچنین با افزایش فشار ورودی به چوک در دما و دبی ثابت، توان خالص تولیدی و دمای خروجی از چوک بر طبق اثر ژول تامسون کاهش بیشتری می یابد.

جدول ۴- نتایج شبیه سازی با نصب توربین- گرمکن- چوک

t_1 (c)	۱۰۰	۱۰۰	۲۰۰	۲۰۰
p_1 (psi)	3000	3500	3000	3500
Q(MMSCFD)	50	50	50	50
t_2 (c)	87	82	192	189
p_2 (psi)	2000	2000	2000	2000
t_4 (C)	57	53	161	158
p_4	1300	1300	1300	1300
Heat(KW)	1	1	.	.
W(KW)	498	487	714	702
w.net(KW)	497	486	714	702

نتیجه گیری و جمع بندی

در این مقاله استفاده از توربین انبساطی در تاسیسات سر چاهی جهت تولید توان از نظر فنی و ترمودینامیکی بررسی شده است. نتایج نشان می دهد بدلیل ترکیب درصد اجزای گاز در سر چاه و دمای بالای تشکیل هیدرات آن (۱۸,۵ درجه سانتیگراد) نسبت به گاز تصفیه شده پالایشگاه، انرژی مصرفی گرمکن پارامترهای مهم در صرفه اقتصادی طرح می باشد. همچنین استفاده از توربینهای دو فازی بدلیل کاهش انرژی مصرفی گرمکن می تواند نقش مهمی در افزایش راندمان کلی سیکل داشته باشد.

مراجع