Archive of SID

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
HVACconf-IRSHRAE-1-057

آنالیز اگزرژی سیستم تبرید آبشاری سه طبقه‌ای مورد استفاده در فرایند مایع سازی گاز طبیعی

مصطفی مافی، استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین؛ m.mafi@eng.ikiu.ac.ir
حمیدرضا آجورلو، دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین؛ hamidreza_ajorloo@yahoo.com

چکیده

مایع سازی گاز طبیعی ازنظر اقتصادی، به‌صرفه‌ترین روش برای انتقال گاز به مسافت‌های طولانی است. برای مایع سازی گاز طبیعی نیاز به استفاده از سیستم‌های تبرید تراکمی با ظرفیت و هزینه بالا است. در این مقاله با روش آنالیز اگزرژی سیستم تبرید آبشاری سه طبقه‌ای مورد استفاده در مایع سازی گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفته است. در این آنالیز معادلات اتلاف و بازدهی اگزرژی برای اجزای اصلی سیستم تبرید از جمله اواپراتور، کندانسور، کمپرسور و شیر اختناق بررسی می‌شوند. همچنین برای اتلاف و بازدهی اگزرژی سیستم تبرید و کار مینیمم مورد نیاز برای مایع سازی گاز طبیعی رابطه‌هایی به دست می‌آید. نتایج نشان می‌دهند که کار مینیمم به شرایط ورودی و خروجی گاز طبیعی بستگی دارد و با کاهش دمای مایع سازی، کار مینیمم افزایش می‌یابد. برای یک حالت ورودی و خروجی گاز طبیعی، کار مینیمم $۴۵۶/۸\ kj/kg$ به دست می‌آید. بازدهی اگزرژی سیستم تبرید آبشاری سه طبقه‌ای برابر با ۳۸/۵ درصد است که نشان‌دهنده وجود پتانسیل بالا برای بهبود این سیستم تبرید است.

کلمات کلیدی: تبرید، سیستم آبشاری، آنالیز اگزرژی، گاز طبیعی مایع

مقدمه

در خانواده سوخت‌های فسیلی، گاز طبیعی به‌عنوان یک منبع انرژی تمیز به شمار می‌آید و سومین منبع انرژی بعد از نفت خام و زغال‌سنگ است. همچنین این گاز ازنظر کاربرد، دومین منبع انرژی در تولید برق جهان است. در سال ۲۰۱۲ مصرف گاز طبیعی به میزان ۲۹۸۷/۱ میلیون تن رسید که معادل ۲۴ درصد مصرف کل انرژی در جهان است. رشد مصرف منابع انرژی شناخته شده در ده سال اخیر برابر با ۲/۶ درصد بوده است که این رشد برای گاز طبیعی ۷/۸۲ درصد تخمین زده می‌شود.[1] این رشد سریع، آینده روشن پیشروی صنعت گاز طبیعی مایع[1] را تضمین می‌کند. از طرفی دیگر بیشتر منابع ذخیره گاز طبیعی از محل‌های استفاده‌کننده این گاز بسیار دور هستند؛ بنابراین مایع سازی گاز طبیعی تنها راه اقتصادیِ انتقال گاز به مسافت‌های بیشتر از ۳۰۰۰ کیلومتر است. صنعت مایع سازی گاز طبیعی صنعتی کلان و حجم تاسیسات آن بسیار عظیم است. از طرفی برای مایع سازی هر یک کیلوگرم گاز طبیعی نیاز به مصرف kJ ۱۱۸۱ انرژی است[2]؛ بنابراین بررسی و تحلیل فرایندهای مایع سازی گاز طبیعی لازم است.

گاز طبیعی ترکیبی از گاز متان (۶۰ تا ۹۸ درصد)، پروپان، اتان، نیتروژن، کربن دی اکسید، هلیوم و دیگر گازها است. این گاز به چند صورت نگه‌داری و ذخیره می شود: گاز طبیعی متراکم[2] در فشار MPa ۱۶-۲۵ و در دمای محیط، گاز طبیعی مایع در فشار MPa ۷۰-۵۰۰ و در دمای ۱۵۰°C- یا پایین‌تر از آن. زمانی که انتقال گاز طبیعی توسط لوله امکان‌پذیر و اقتصادی نیست بهترین راه انتقال، مایع سازی آن توسط سیستمهای تبرید دماپایین و سپس انتقال آن از راه دریا و کشتی‌های ایزوله است. در مقصد هم با روش‌های گاز سازی[3]، مایع حاصله دوباره به گاز تبدیل می شود. برای مایع سازی گاز طبیعی سیستم‌های تبرید مختلف با مبردهای گوناگونی مورد استفاده قرار می‌گیرد [3,4]. اغلب از میان این سیستم‌ها بهترین سیستم تبرید انتخاب می‌شود [5]. اولین سیستمی که برای مایع سازی گاز طبیعی مورد استفاده قرار گرفت (و هم‌اکنون نیز از آن استفاده می شود) سیستم تبرید آبشاری سه طبقه‌ای بود که در هر طبقه آن مبردهای پروپان، اتان (اتیلن) و متان جریان داشت. برای مایع سازی گاز طبیعی نیاز است که گاز طبیعیِ در دمای محیط تا دمای ۱۵۰°C- سرد شود که برای رسیدن به این هدف، کار کمپرسور بسیاری نیاز است [4]؛ بنابراین برای کاهش هزینه تولید گاز طبیعیِ مایع، موثرترین راه مینیمم کردن کار مصرفی است.

آنالیز اگزرژی یکی از ابزارهای قدرتمند برای بهینه‌سازی و ارزیابی عملکرد سیستم‌ها است. اولین اصول کلی آنالیز اگزرژی توسط موران (۱۹۸۲)، بیژن (۱۹۸۸) و گاگولی (۱۹۹۸) بیان شد. اهداف آنالیز اگزرژی به دست آوردن بیشترین عملکرد ممکن برای سیستم و شناخت محل‌های اتلاف اگزرژی است. آنالیز اگزرژیِ سیستم‌های پیچیده با آنالیز اجزای آن به‌صورت جداگانه انجام می‌گیرد. شناخت محل‌های اتلاف اگزرژی مسیر ارتقا و بهبود سیستم را روشن می‌کند چون یکی از اهداف دیگر آنالیز اگزرژی سیستم این است که در آن مینیمم کار مورد نیاز برای انجام فرآیند تحت شرایط مختلف به دست آید [6].

در این تحقیق ابتدا سیستم تبرید آبشاری معرفی می شود و سپس آنالیز اگزرژی برای تمامی اجزای سیستم انجام می‌گیرد. در انتها، مینیمم کار لازم برای مایع سازی گاز طبیعی به دست می‌آید.

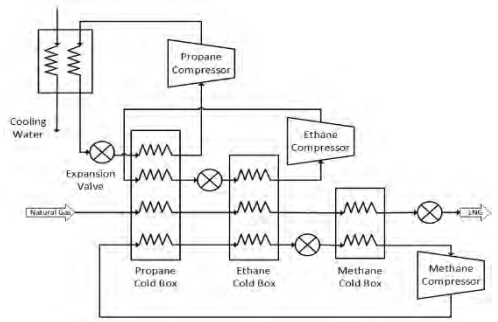
معرفی سیستم تبرید آبشاری برای مایع سازی گاز طبیعی

در شکل ۱ شماتیکی از سیستم تبرید آبشاری ساده مورد استفاده در مایع سازی گاز طبیعی نشان داده شده است.

[1] Liquid Natural Gas(LNG)
[2] Compressed natural gas(CNG)
[3] Regasification Processes

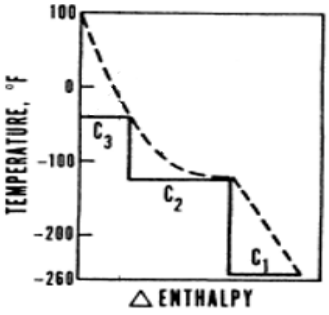
www.Hvacconf.ir
www.SID.ir

Archive of SID



شکل ۱: شماتیکی از سیستم تبرید آبشاری مورد استفاده در مایع سازی گاز طبیعی

در سیکل اول، پروپان کمپرسور را با دما و فشار بالا ترک می‌کند و وارد کندانسور می‌شود. در کندانسور پروپان توسط آب و یا هوا خنک می‌گردد و سپس پروپان مایع شده وارد شیر انبساط و فشار آن به‌شدت کاهش می‌یابد. در طی این فرآیند دما تا ۴۰°C- کاهش می یابد. در مبدل آبشاری هنگامی‌که گاز طبیعی و متان خنک و اتان در سیکل میانی مایع می‌شود، پروپان مایع بخار می‌شود. پروپان اواپراتور را به‌صورت گاز سوپرهیت ترک کرده و توسط کمپرسور مکیده می‌شود. با این کار سیکل بالا با مبرد پروپان تکمیل می‌گردد. در سیکل میانی فشار اتان چگالیده شده در شیر انبساط به‌شدت افت کرده و در اواپراتور این طبقه باعث مایع شدن متان و گاز طبیعی می شود. در این سیکل دمای گاز طبیعی به دما ۱۰۰°C- می‌رسد. در سیکل پایین نیز گاز متان چگالیده، وارد اواپراتور طبقه پایین شده و باعث افت دمای گاز طبیعی تا دمای ۱۶۰°C- می‌شود. سپس متان وارد کمپرسور شده و چرخه کامل می‌گردد. در انتهای فرایند، گاز طبیعی با فشار بالا توسط شیر اختناق ژول-تامسون[1] به فشار محیط می‌رسد و گاز طبیعی خوراک، به‌صورت مایع درمی‌آید. البته اخیرا این امکان به وجود آمده است که به‌جای شیر اختناق از توربین کرایوژنیکی (توربو اکسپاندر) استفاده شود. در صورت استفاده از اکسپاندر به ازای شرایط ورودی برابر، امکان تولید بیشتر گاز طبیعی مایع وجود دارد [7]. شکل ۲ تعداد و نحوه عملکرد هر طبقه از سیستم تبرید را نشان می‌دهد.



شکل ۲: منحنی مایع سازی گاز طبیعی و طبقات مبردها

البته توجه شود که در فرایند مایع سازی ابتدا باید ناخالصی‌های گاز طبیعی توسط فرایندهای پیش سرمایش جدا شود و فشار گاز تقریبا تا ۴۰bar افزایش یابد.

آنالیز اگزرژی سیستم تبرید آبشاری

با صرف‌نظر کردن از انرژی جنبشی و پتانسیل، اگزرژی بر واحد جرم سیال در هر سیکل ترمودینامیکی از رابطه (۱) به دست می‌آید.

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \qquad (۱)$$

در این رابطه T_0 دمای محیط، h و s آنتالپی و آنتروپی جریان در حالت موردنظر، h_0 و s_0 شرایط محیط هستند. ضرب اگزرژی مخصوص در دبی جریان، نرخ اگزرژی را به‌صورت رابطه (۲) می‌دهد.

$$\dot{E} = \dot{m} e \qquad (۲)$$

برای سیالی که با یک حالت ابتدایی وارد سیستم و با یک حالت انتهایی خارج می‌شود، کار برگشت‌پذیر توسط تغییرات اگزرژی حالت ابتدایی و انتهایی به دست می‌آید.

$$e = h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1) \qquad (۳)$$

در رابطه (۳) اندیس ۱ و ۲ بیانگر حالت ابتدایی و انتهایی سیال هستند. در فرایند بازگشت‌پذیر هیچ آنتروپی تولید نمی‌شود اما در تمامی فرایندهای واقعی آنتروپی تولید و مقداری اگزرژی از بین خواهد رفت. مقدار اگزرژی که از بین می‌رود برحسب آنتروپی تولیدی، از رابطه (۴) به دست می‌آید.

$$i = T_0 s_{gen} \qquad (۴)$$

در رابطه (۴) S_{gen} تولید آنتروپی است. دو دلیل عمده برای تولید آنتروپی، اصطکاک و انتقال حرارت سیستم با منبع گرمایی با اختلاف دما است. انتقال حرارت همیشه باعث انتقال اگزرژی می‌شود که مقدار آن از رابطه (۵) به دست می‌آید.

$$e_q = \int \delta q (1 - \frac{T_0}{T}) \qquad (۵)$$

در رابطه (۵) δq دیفرانسیل انتقال حرارت و T دمای مرزی است که در آن انتقال حرارت رخ می‌دهد و T_0 دمای محیط است که سیستم با آن در تبادل حرارت است. اگر انتقال حرارت موجود در رابطه (۵) حرارت تلف شده باشد، این رابطه اتلاف اگزرژی ناشی از حرارت تلف شده را معرفی می‌کند.

هم اکنون می‌خواهیم برای اجزای سیستم تبرید آبشاری نشان داده شده در شکل ۱ اتلاف و بازدهی اگزرژی را به دست بیاوریم.

اواپراتورها و کندانسورها

اواپراتورها و کندانسورها مبدل‌های حرارتی هستند که برای کاربردهای مختلفی طراحی و ساخته می‌شوند. در سیستم تبرید آبشاری مورد بررسی در این تحقیق، ۴ مبدل اواپراتور-کندانسور وجود دارد که در بین هر طبقه سیستم وجود دارند. اولین آن‌ها را مبدل اواپراتور-کندانسور ۱ می‌نامیم که اواپراتور سیکل پروپان و کندانسور سیکل‌های اتان و متان است. به همین ترتیب، اواپراتور-کندانسور ۲ مبدلی است که اواپراتور سیکل اتان و کندانسور سیکل متان است. سومین اواپراتور-کندانسور، اواپراتور سیکل متان و چهارمین آن کندانسور سیکل پروپان است که در از آب به‌عنوان خنک‌کن استفاده می‌شود.

اگر تعادل اگزرژی را برای اواپراتور-کندانسور ۱ بنویسیم، آنگاه اگزرژی تلف‌شده به دست می‌آید که برابر است با اختلاف اگزرژی بین ورودی به سیستم و خروجی از آن؛ بنابراین رابطه (۶) به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{I} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}$$
$$= [\sum(\dot{m}_p e_p) + \sum(\dot{m}_e e_e) + \sum(\dot{m}_m e_m) + (\dot{m}_n e_n)]_{in} \qquad (۶)$$
$$-[\sum(\dot{m}_p e_p) + \sum(\dot{m}_e e_e) + \sum(\dot{m}_m e_m) + (\dot{m}_n e_n)]_{out}$$

[1] Joule-Thompson(JT) valve

www.SID.ir

Archive of SID

در رابطه (۶) اندیس‌های in، out، p، e، m و n به ترتیب معرف ورودی، خروجی، پروپان، اتان، متان و گاز طبیعی هستند. علامت جمع بیان‌کننده این حقیقت است که در هر سیکل با مبرد مجزا سه طبقه وجود دارد که هرکدام دارای فشارها، دمای تبخیر و دبی جرمی متفاوتی هستند.

دو روش برای به دست آوردن بازدهی اگزرژی مبدل‌های حرارتی وجود دارد. در روش اول بازدهی اگزرژی مبدل حرارتی از تقسیم کل نرخ اگزرژی به‌واسطه ورود جرم‌ها به کل نرخ اگزرژی به‌واسطه خروج جرم‌ها به دست می‌آید. این تعریف در رابطه (۷) ظاهر شده است.

$$\varepsilon=\frac{\sum(\dot{m}_p e_p)_{out}+\sum(\dot{m}_e e_e)_{out}+\sum(\dot{m}_m e_m)_{out}+(\dot{m}_n e_n)_{out}}{\sum(\dot{m}_p e_p)_{in}+\sum(\dot{m}_e e_e)_{in}+\sum(\dot{m}_m e_m)_{in}+(\dot{m}_n e_n)_{in}} \qquad (۷)$$

در روش دوم، بازدهی اگزرژی مبدل‌ها از تقسیم نرخ افزایش اگزرژی در سیال سرد به کاهش اگزرژی سیال گرم به دست می‌آید[8]. در سیستم که ما بررسی می‌کنیم تنها سیالی که در آن اگزرژی افزایش می‌یابد پروپان است در حالی که اگزرژی اتان، متان و گاز طبیعی کاهش می‌یابد. با این تعریف رابطه (۸) را می‌توان به‌صورت زیر نوشت.

$$\varepsilon=\frac{\sum(\dot{m}_p e_p)_{out}+\sum(\dot{m}_p e_p)_{in}}{\sum(\dot{m}_e e_e)_{in}-\sum(\dot{m}_e e_e)_{out}+\sum(\dot{m}_m e_m)_{in}-\sum(\dot{m}_m e_m)_{out}+(\dot{m}_n e_n)_{in}-(\dot{m}_n e_n)_{out}} \qquad (۸)$$

این دو روش به دست آوردن بازدهی اگزرژی مبدل حرارتی به ترتیب به نام‌های روش تحقیقاتی و روش مهندسی شناخته می‌شود. در این تحقیق از روش مهندسی استفاده می‌شود. برای اوپراتور-کندانسور ۲ رابطه (۹) و (۱۰) اتلاف و بازدهی اگزرژی را معرفی می‌کند.

$$\begin{aligned}\dot{I}&=\dot{E}_{in}-\dot{E}_{out}\\&=[\sum(\dot{m}_e e_e)+\sum(\dot{m}_m e_m)+(\dot{m}_n e_n)]_{in}\\&-[\sum(\dot{m}_e e_e)+\sum(\dot{m}_m e_m)+(\dot{m}_n e_n)]_{out}\end{aligned} \qquad (۹)$$

$$\varepsilon=\frac{\sum(\dot{m}_e e_e)_{out}+\sum(\dot{m}_e e_e)_{in}}{\sum(\dot{m}_m e_m)_{in}-\sum(\dot{m}_m e_m)_{out}+(\dot{m}_n e_n)_{in}-(\dot{m}_n e_n)_{out}} \qquad (۱۰)$$

با نوشتن تعادل اگزرژی برای اواپراتور سیکل متان روابط (۱۱) و (۱۲) برای اتلاف و بازدهی اگزرژی به دست می‌آید.

$$\begin{aligned}\dot{I}&=\dot{E}_{in}-\dot{E}_{out}\\&=[\sum(\dot{m}_m e_m)+(\dot{m}_n e_n)]_{in}-[\sum(\dot{m}_m e_m)+(\dot{m}_n e_n)]_{out}\end{aligned} \qquad (۱۱)$$

$$\varepsilon=\frac{\sum(\dot{m}_m e_m)_{out}+\sum(\dot{m}_m e_m)_{in}}{(\dot{m}_n e_n)_{in}-(\dot{m}_n e_n)_{out}} \qquad (۱۲)$$

درنهایت برای کندانسور سیکل پروپان می‌توان نوشت:

$$\begin{aligned}\dot{I}&=\dot{E}_{in}-\dot{E}_{out}\\&=[\sum(\dot{m}_p e_p)+(\dot{m}_w e_w)]_{in}-[\sum(\dot{m}_p e_p)+(\dot{m}_w e_w)]_{out}\end{aligned} \qquad (۱۳)$$

$$\varepsilon=\frac{\sum(\dot{m}_w e_w)_{out}+(\dot{m}_w e_w)_{in}}{\sum(\dot{m}_p e_p)_{in}-\sum(\dot{m}_p e_p)_{out}} \qquad (۱۴)$$

در این دو رابطه اندیس w بیانگر آب است.

کمپرسورها

همان‌طور که گفته شد در هر طبقه سیستم تبرید آبشاری یک کمپرسور وجود دارد. کل مصرف کار سیستم مورد بررسی برابر با حاصل جمع کار مصرف شده در کمپرسورهای طبقات است. اگر فرایند تراکم در کمپرسور به‌صورت بازگشت‌پذیر باشد، اتلاف اگزرژی وجود نخواهد داشت. در این حالت کار مصرفی کمپرسور مینیمم خواهد شد؛ اما در واقعیت بازگشت‌ناپذیری به دلیل اصطکاک، اتلاف حرارت و دیگر اثرات وجود دارد. اتلاف اگزرژی در کمپرسورهای پروپان، اتان و متان به ترتیب در روابط (۱۵)، (۱۶) و (۱۷) بیان شده‌اند.

$$\dot{I}_p=\dot{E}_{in}-\dot{E}_{out}=\sum(\dot{m}_p e_p)_{in}+\dot{W}_{p,in}-\sum(\dot{m}_p e_p)_{out} \qquad (۱۵)$$

$$\dot{I}_e=\dot{E}_{in}-\dot{E}_{out}=\sum(\dot{m}_e e_e)_{in}+\dot{W}_{e,in}-\sum(\dot{m}_e e_e)_{out} \qquad (۱۶)$$

$$\dot{I}_m=\dot{E}_{in}-\dot{E}_{out}=\sum(\dot{m}_m e_m)_{in}+\dot{W}_{m,in}-\sum(\dot{m}_m e_m)_{out} \qquad (۱۷)$$

در این روابط مقادیر $\dot{W}_{p,in}$، $\dot{W}_{e,in}$ و $\dot{W}_{m,in}$ به ترتیب توان واقعی کمپرسورهای سیکل پروپان، اتان و متان هستند. همان‌طور که در روابط بالا مشاهده شد توان کمپرسورها بخشی از اجزای اگزرژی ورودی هستند. بازدهی اگزرژی کمپرسورها نیز به‌عنوان نسبت مینیمم کار ورودی به کار واقعی ورودی تعریف می‌شود. کار مینیمم برابر با اختلاف اگزرژی بین ورودی واقعی به سیستم و حالت خروجی از آن است. با این تعریف، بازدهی اگزرژی کمپرسورهای سیکل پروپان، اتان و متان به ترتیب در روابط (۱۸)، (۱۹) و (۲۰) به دست می‌آیند.

$$\varepsilon_p=\frac{\sum(\dot{m}_p e_p)_{out}-\sum(\dot{m}_p e_p)_{in}}{\dot{W}_{p,in}} \qquad (۱۸)$$

$$\varepsilon_e=\frac{\sum(\dot{m}_e e_e)_{out}-\sum(\dot{m}_e e_e)_{in}}{\dot{W}_{e,in}} \qquad (۱۹)$$

$$\varepsilon_m=\frac{\sum(\dot{m}_m e_m)_{out}-\sum(\dot{m}_m e_m)_{in}}{\dot{W}_{m,in}} \qquad (۲۰)$$

شیر اختناق

علاوه بر شیرهای اختناقی که در طبقات سیستم تبرید آبشاری مورد استفاده قرار می‌گیرد، در مسیر گاز طبیعی هم برای کاهش فشار گاز طبیعیِ مایع شیر انبساطی قرار دارد. شیر انبساط و سیله‌ای است که به صورت آنتالپی ثابت کار می‌کند و با محیط اطراف خود تعامل حرارت و کار ندارد. با نوشتن تعادل اگزرژی، اتلاف اگزرژی شیر اختناق سیکل‌های پروپان، اتان و متان و خط گاز طبیعی مایع در روابط (۲۱)، (۲۲)، (۲۳) و (۲۴) به دست می‌آیند.

$$\dot{I}_p=\dot{E}_{in}-\dot{E}_{out}=\sum(\dot{m}_p e_p)_{in}-\sum(\dot{m}_p e_p)_{out} \qquad (۲۱)$$

$$\dot{I}_e=\dot{E}_{in}-\dot{E}_{out}=\sum(\dot{m}_e e_e)_{in}-\sum(\dot{m}_e e_e)_{out} \qquad (۲۲)$$

$$\dot{I}_m=\dot{E}_{in}-\dot{E}_{out}=\sum(\dot{m}_m e_m)_{in}-\sum(\dot{m}_m e_m)_{out} \qquad (۲۳)$$

$$\dot{I}_n=\dot{E}_{in}-\dot{E}_{out}=\sum(\dot{m}_n e_n)_{in}-\sum(\dot{m}_n e_n)_{out} \qquad (۲۴)$$

بازدهی اگزرژی در شیرهای اختناق به‌صورت نسبت اگزرژی کل خروجی به اگزرژی کل ورودی تعریف می‌شود. با این تعریف، برای شیرهای اختناق طبقات می‌توان نوشت:

www.SID.ir

Archive of SID

$$\varepsilon_p = \frac{\sum(\dot{m}_p\, e_p)_{out}}{\sum(\dot{m}_p\, e_p)_{in}} \qquad (۲۵)$$

$$\varepsilon_e = \frac{\sum(\dot{m}_e\, e_e)_{out}}{\sum(\dot{m}_e\, e_e)_{in}} \qquad (۲۶)$$

$$\varepsilon_m = \frac{\sum(\dot{m}_m\, e_m)_{out}}{\sum(\dot{m}_m\, e_m)_{in}} \qquad (۲۷)$$

$$\varepsilon_n = \frac{\sum(\dot{m}_n\, e_n)_{out}}{\sum(\dot{m}_n\, e_n)_{in}} \qquad (۲۸)$$

معادلات کلی مربوط به سیستم تبرید آبشاری

اتلاف اگزرژی کل سیستم تبرید آبشاری شامل سیکل‌های پروپان، اتان و متان از جمع اتلاف اگزرژی کندانسورها، اواپراتورها، کمپرسورها و شیر اختناق‌ها حاصل می‌شود؛ بنابراین اتلاف اگزرژی کل سیستم تبرید آبشاری با اضافه کردن ترم‌های اتلاف اگزرژی در معادلات (۶)، (۹)، (۱۱)، (۱۳)، (۱۵)-(۱۷) و (۲۱)-(۲۴) به دست می‌آید. درنهایت، بازدهی اگزرژی کل سیستم تبرید آبشاری از معادله (۲۹) به دست می‌آید.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in}}{\dot{W}_{actual}} = \frac{\dot{W}_{actual} - \dot{I}_{total}}{\dot{W}_{actual}} \qquad (۲۹)$$

در رابطه (۲۹) صورت کسر اختلاف اگزرژی و یا اختلاف کار واقعی ورودی به سیستم تبرید $\dot{W}_{actual}$ و اتلاف اگزرژی کل $\dot{I}_{total}$ هستند. کار واقعی ورودی به سیستم تبرید نیز حاصل جمع کار ورودی به کمپرسورهای پروپان، اتان و متان است.

$$\dot{W}_{actual} = \dot{W}_{p,in} + \dot{W}_{e,in} + \dot{W}_{m,in} \qquad (۳۰)$$

و بازدهی اگزرژی کل سیستم تبرید نیز به‌صورت رابطه (۳۱) بیان می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{\min}}{\dot{W}_{actual}} \qquad (۳۱)$$

در این رابطه $\dot{W}_{\min}$ مینیمم کار ورودی به سیستم تبرید آبشاری است. در ادامه فرایندی پیشنهاد می شود که در آن مینیمم کار ورودی به سیستم یا به‌عبارتی‌دیگر مینیمم کار لازم برای فرایند مایع سازی به دست آید.

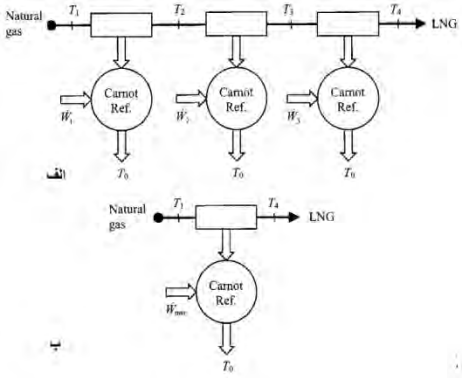
مینیمم کار لازم برای فرایند مایع سازی گاز طبیعی

بازدهی اگزرژی فرایند مایع سازی گاز طبیعی برابر است با نسبت مینیمم کار مورد نیاز برای تهیه یک مقدار مشخص از گاز طبیعی مایع، به کار واقعی ورودی به سیستم. برای تعیین مینیمم کار ورودی نیاز است که آنالیز اگزرژی بر روی سیستم تبرید انجام گیرد. در فرایند مایع سازی گاز طبیعی مهم‌ترین بخش، جدا کردن حرارت از گاز طبیعی است؛ بنابراین مینیمم کار ممکن زمانی به دست می‌آید که فرایند به‌صورت برگشت‌پذیر و یا در سیکل یخچالی کارنو کار کند. در فرایند مایع سازی گاز طبیعی مینیمم کار ورودی مقدار کاری است که سیستم کارنو نیاز دارد تا بتواند حرارت را از محیط با دمای پایین به محیط دما بالا منتقل کند. این مفهوم در غالب رابطه (۳۲) بیان می‌شود.

$$w_{\min} = \int \delta q\,(1 - \frac{T_0}{T}) \qquad (۳۲)$$

در این رابطه δq دیفرانسیل انتقال حرارت و T دمای لحظه‌ای مرزی است که حرارت از آن منتقل می‌شود. نکته مهم این است که در فرایند مایع سازی گاز طبیعی مقدار T از T_0 کوچک‌تر است، بنابراین برای مثبت شدن کار ورودی نیاز است که علامت انتقال حرارت را منفی در نظر بگیریم. ارزیابی معادله (۳۲) نیازمند یافتن رابطه بین انتقال حرارت δq و دمای مرز T است که معمولا این رابطه موجود نیست؛ بنابراین در ادامه برای حل مشکل روش آسانی پیشنهاد می‌شود.

همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شد، گاز طبیعی برای آن‌که به صورت کامل مایع شود از میان سه مبدل اواپراتور-کندانسور موجود در سیستم تبرید آبشاری می‌گذرد. ازنظر ترمودینامیکی، فرآیند دفع حرارتی که در این سه مرحله صورت می‌گیرد می‌تواند به صورت فرایند بازگشت‌پذیر یا چرخه یخچالی کارنو انجام گیرد. این فرایند در شکل ۳-الف نشان داده شده است.



شکل ۳: الف) سیستم مورد نیاز برای بهبود کار مینیمم مورد نیاز برای مایع سازی گاز طبیعی. ب) سیستم معادل سیستم الف

در شکل ۳-الف یخچال کارنو از گاز طبیعی ورودی حرارت دریافت می‌کند و آن را به منبع با دمای T_0 منتقل می‌کند. در طی این فرایند گاز طبیعی از دمای T_1 تا دمای T_2 خنک می‌گردد. به‌طور مشابه یخچال کارنو دوم هم حرارت را از گاز طبیعی گرفته و به محیط منتقل می‌کند و گاز طبیعی در طی این فرایند از دمای T_2 تا T_3 خنک می‌گردد. در یخچال کارنو سوم نیز همین کار تکرار می‌گردد و گاز طبیعی از دمای T_3 تا T_4 خنک می‌گردد. در آخر این فرایند گاز به‌صورت مایع خارج می‌شود. مقدار توان مورد نیاز برای این سه یخچال کارنو از روابط زیر به دست می‌آیند.

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_n(e_1 - e_2) = \dot{m}_n[h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)] \qquad (۳۳)$$

$$\dot{W}_2 = \dot{m}_n(e_2 - e_3) = \dot{m}_n[h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)] \qquad (۳۴)$$

$$\dot{W}_3 = \dot{m}_n(e_3 - e_4) = \dot{m}_n[h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4)] \qquad (۳۵)$$

در این روابط مقادیر $\dot{W}_1$، $\dot{W}_2$ و $\dot{W}_3$ به ترتیب توان ورودی یخچال کارنو اول، دوم و سوم هستند. توان ورودی کل سیستم تبرید، حاصل جمع مقادیر بالا است که با قرار دادن معادل آن‌ها و حذف جملات مشابه به رابطه (۳۶) می‌رسیم.

$$\dot{W}_{\min} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_3 = \dot{m}_n(e_1 - e_4) = \dot{m}_n[h_1 - h_4 - T_0(s_1 - s_4)] \qquad (۳۶)$$

این رابطه توان مینیمم ورودی برای مایع سازی گاز طبیعی را معرفی می‌کند. این مینیمم توان، می‌تواند توسط یک چرخه کارنوی تنها که بین

www.SID.ir

Archive of SID

دما گاز طبیعی ورودی و دما منبع با دما T_0 کار می‌کند تامین شـود که در طی آن گاز از دمای T_1 تا دمای T_4 خنک می‌گردد. این یخچال کارنوی تنها، معادل سه یخچال کارنو است که در شکل ۳-ب نشان داده شده است. همان‌طور که از رابطه (۳۳) پیدا اسـت، مینیمم کار مورد نیاز برای فرایند مایع سازی گاز طبیعی تنها به شرایط ورودی و خروجی گاز طبیعی و دمای محیط وابسته است.

مقدار عددی کار مینیمم با در نظر گرفتن مقادیر مرسوم برای حالات ورودی و خروجی گاز به دسـت می‌آید. فشـار گاز طبیعی هنگام ورود به سـیسـتم تبرید در حدود ۴۰ bar اسـت. دمای گاز طبیعی ورودی به سـیسـتم تبرید همان دما محیط یعنی $T_1 = T_0 = 25°C$ در نظر گرفته می‌شـود. گاز طبیعی در خروجی سـیسـتم تبرید به صـورت مایع با دما و فشـار $P = 4bar \;\&\; T = -150°C$ خواهد بود. زمانی که گاز طبیعی خوراک مورد استفاده در سیستم شامل ۹۵ درصد متان باشد، شرایط ترمودینامیکی متان را می‌توان برای گاز طبیعی اسـتفاده کرد. با در نظر گرفتن حالات ابتدایی و انتهایی بیان شـده، کار مینیمم برای تولید یک واحد گاز طبیعی مایع از رابطه (۳۶) برابر با ۴۵۶/۸ kJ/kg به دسـت می‌آید. مقدار حرارت دفع شده از گاز طبیعی در هنگام فرایند مایع سازی از رابطه (۳۷) به دست می‌آید.

$$Q = m_n(h_1 - h_4) \qquad (۳۷)$$

با استفاده از رابطه (۳۷) و حالات ورودی و خروجی بیان شده در بالا مقدار حرارت دفع شده از گاز طبیعی در هنگام مایع سازی برابر با ۸۲۳ kJ/kg به دسـت می‌آید؛ یعنی برای دفع حرارت به میزان ۸۲۳ kJ/kg از گاز طبیعی به مینیمم کار ۴۵۶/۸ kJ/kg نیاز داریم. با تعریف نسـبت انتقال حرارت دفع شـده به کار ورودی به‌عنوان ضـریب عملکرد سـیسـتم تبرید (COP)، در این سـیسـتم مقدار COP برابر با ۱٫۸ می‌شـود. این مقدار به دلیل اختلاف زیاد بین دماهای T و T_0 و از رابطه (۳۲) قابل پیش‌بینی بود. مقدار میانگین دمای T از تعریف COP برای یخچال کارنو مطابق رابطه (۳۸) به دست می‌آید.

$$COP_{R,rev} = \frac{1}{T_0/T - 1} \qquad (۳۸)$$

اگر در این رابطه مقدار COP را ۱/۸ و دمای محیط را $T_0 = 25°C$ قرار دهیم آنگاه دمای حالت خروجی برابر با $T = -81.3°C$ به دسـت می‌آید. $T = -81.3°C$ دمایی اسـت که منبع سـرد در حالت یخچال کارنو با $COP = 1.8$ و در تماس با منبع دمایی ۲۵°C می‌تواند به آن برسد. با ساده کردن معادله (۳۲) معادله‌ای برای کار مینیمم به صـورت رابطه (۳۹) به دست می‌آید.

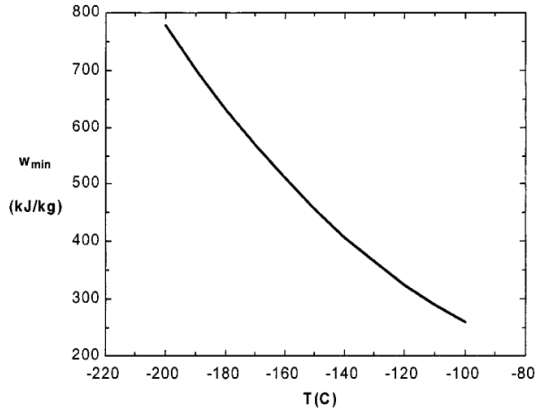
$$w_{\min} = q(1 - \frac{T_0}{T}) \qquad (۳۹)$$

در ایـن رابـطـه بـا قـرار دادن $q = 823.0$ kJ/kg ، $T = -81.3°C$ و $T_0 = 25°C$ مقدار کار مینیمم برابر $w_{\min} = 456.8$ kJ/kg خواهد شد.

بعد از بررسـی حالت خاص بالا، هم اکنون در این بخش می‌خواهیم تغییرات کار مینیمم را با تغییرات دمای مایع شـدن گاز طبیعی بررسـی کنیم. برای این بررسی، فشار گاز طبیعی ورودی به سیستم ۴۰ bar، دمای ورودی آن $T_1 = T_0 = 25°C$ و حالت خروجی آن مایع اشباع در دمای مشخص در نظر گرفته می‌شود. برای استخراج شرایط ترمودینامیکی متان از نرم‌افزار EES[1] استفاده می‌شود.[9] با استفاده از رابطه کار مینیمم در معادله (۳۶) شکل ۴ به دست می‌آید. و با استفاده از معادله (۳۸) تغییرات COP یخچال کارنو به ازای دمای مایع شـدن گاز طبیعی به دسـت آمده و نتیجه آن در شـکل ۵ نشان داده می‌شود.

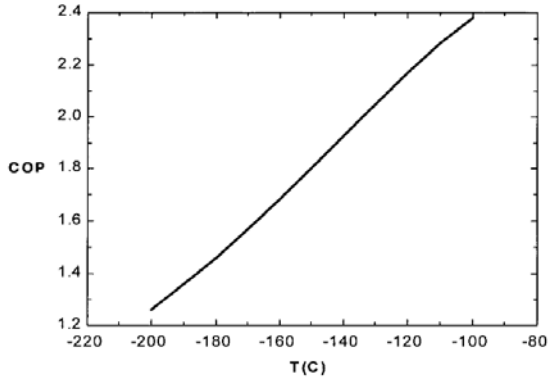
بحث بر روی نتایج

همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می شود، کار مینیمم مورد نیاز برای مایع سـازی یک واحد گاز طبیعی با کاهش دمای مایع سـازی تقریبا به صـورت خطی افزایش می‌یابد. مینیمم کار مورد نیاز برای رسـیدن دمای گاز طبیعی به دمای ۲۰۰°C- سـه برابر مینیمم کار مورد نیاز برای رسـیدن به دمای ۱۰۰°C- اسـت. به‌طور مشـابه برای رسـیدن دمای گاز طبیعی مایع به ۱۵۰°C- به ۱/۷۶ برابرِ کار مینیمم برای رسـیدن به دمای ۱۰۰°C- نیاز است.



شکل ۴: تغییرات مینیمم کار به ازای دمای مختلف گاز طبیعی مایع

از شـکل ۵ می‌توان نتیجه گرفت که ضـریب عملکرد یخچال کارنو با کاهش دمای گاز طبیعی مایع، به صورت خطی کاهش می‌یابد. هنگامی‌که دمای گاز طبیعی از ۲۰۰- تا ۱۰۰°C- کاهش می‌یابد مقدار ضـریب عملکرد نصـف می‌شود.



شکل ۵: تغییرات ضریب عملکرد به ازای تغییرات دمای گاز طبیعی مایع

این تصاویر نشان می‌دهند که برای مینیمم شدن کار، دمای مایع سازی گاز طبیعی باید ماکزیمم شـود. به‌عبارت‌دیگر، دمای گاز طبیعی مایع نباید از مقدار لازم برای مایع سازی پایین‌تر بیاید.

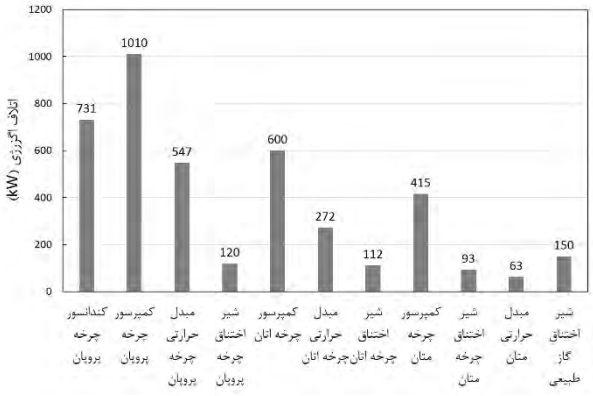
همان‌طور که در بخش‌های قبل بیان کردیم، در این تحقیق سـیسـتم تبرید سـه طبقه‌ای آبشـاری مورد اسـتفاده در مایع سـازی گاز طبیعی مورد آنالیز اگزرژی قرار گرفت. نتیجه این آنالیز به صـورت دو شـکل ۶ و ۷ نمایش داده شده است. همان‌طور که در شکل‌ها مشاهده می‌شود، تمامی اجزای سیستم تبرید دارای مقداری برگشت‌ناپذیر هستند. اصلی‌ترین بازگشت‌ناپذیری در

[1] Engineering Equation solver(EES)

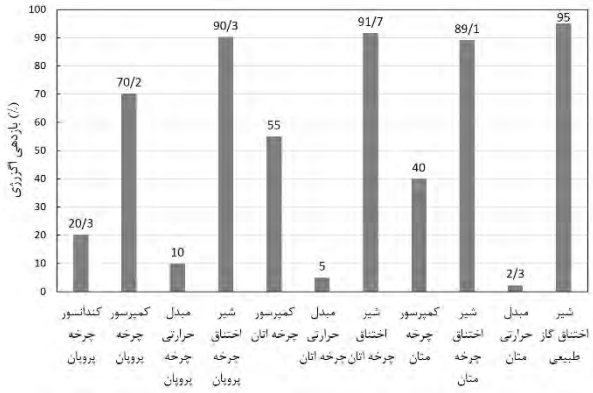
www.SID.ir

Archive of SID

سیستم تبرید به دلیل اتلاف اگزرژی ناشی از افت فشار در شیر انبساط، تراکم در کمپرسورها و مبدل‌های حرارتی است.



شکل ۶: اتلاف اگزرژی اجزای مختلف سیستم تبرید آبشاری



شکل ۷: بازدهی اگزرژی اجزای مختلف سیستم تبرید آبشاری

طبق آنالیز اگزرژی انجام شده، کمترین بازدهی اگزرژی مربوط به مبدل حرارتی متان (۲٫۳٪)، مبدل حرارتی اتان (۵٪) و مبدل حرارتی پروپان (۱۰٪) است. از طرفی بیشترین مقدار بازگشت‌ناپذیری مربوط به مبدل‌های حرارتی پروپان، اتان و متان می‌شود.

نتایج نشان می‌دهند که شیرهای مورد استفاده در طبقات سیستم تبرید آبشاری دارای بیشترین مقدار بازدهی اگزرژی و کمترین اتلاف اگزرژی هستند بنابراین می‌توان عملکرد آن‌ها را به صورت حالت ایده‌آل در نظر گرفت.

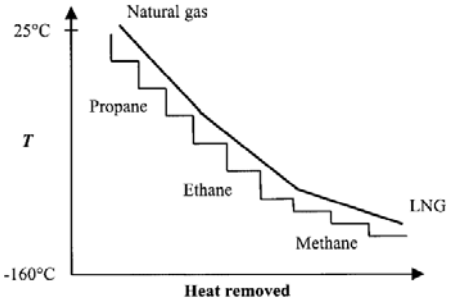
برای گاز طبیعی با شرایط ورودی و خروجی مشخص‌شده، مقدار کار مینیمم $۴۵۶/۸\ kJ/kg$ به دست آمد؛ اما در آزمایش واقعی که توسط فین و همکاران [4] انجام گرفت، مقدار کار واقعیِ سیستم تبرید آبشاری مورد استفاده برای مایع سازی گاز طبیعی برابر با $۱۱۸۸\ kJ/kg$ به دست آمد. همچنین با استفاده از رابطه (۳۱) بازدهی اگزرژی سیستم تبرید آبشاری ۳۸/۵ در صد به دست آمد. در این تحقیق مشخص شد که کار واقعی مورد نیاز برای مایع سازی گاز طبیعی وابستگی شدیدی به شرایط محیط و بازدهی کمپرسور دارد. نظر استروبریج [10] مبنی بر این‌که بازدهی اگزرژی سیستم تبرید آبشاری واقعی به دمای مایع سازی وابسته نیست، توسط بیژن [11] رد شد. بیژن نشان داد که بازدهی اگزرژی با کاهش دمای مایع سازی کاهش می‌یابد. او برای توضیح این روند دو مدل ساده پیشنهاد کرد. در این مدل‌ها، انتقال حرارت بازگشت‌ناپذیر به‌عنوان اصلی‌ترین دلیل ایجاد عیوب ترمودینامیکی شناخته شده است؛ بنابراین کار واقعی مورد نیاز برای سیستم تبرید آبشاری به دمای جریان سرد و گرم، شرایط محیط و بازدهی کمپرسور بستگی دارد. نتایج حاصله از آنالیز اگزرژی نشان می‌دهد که بیشترین اتلاف اگزرژی سیستم تبرید آبشاری مربوط به کمپرسورهای سیستم است؛ بنابراین بهبود کارایی کمپرسورها باعث کاهش کار مصرفی سیستم و افزایش بازدهی اگزرژی کل سیستم تبرید خواهد شد.

اختلاف دمایی موجود در مبدل حرارتی باعث اتلاف اگزرژی شده، بنابراین اختلاف دمای زیاد در مبدل‌های حرارتی دلیل اصلی برای افزایش اتلاف اگزرژی است. البته کمترین بازدهی اگزرژی در سیستم تبرید آبشاری مربوط به مبدل حرارتی پروپان (۱۰٪)، مبدل حرارتی اتان (۵٪) و مبدل حرارتی متان (۲/۳٪) است. دلیل کاهش بازدهی در این طبقات این است که اختلاف دمایی بین گاز طبیعی و مبرد موجود در طبقات کاهش می‌یابد.

در حال حاضر امکان این وجود دارد که به جای استفاده از شیر انبساط ژول-تامسون از توربین کرایوژنیکی (توربو اکسپاندر) استفاده گردد. با در نظر گرفتن شرایط مساوی، کار مورد نیاز برای مایع سازی گاز طبیعی در هنگام استفاده از اکسپاندر به میزان $۸/۸۸\ kJ/kg$ می‌رسد. این مقدار در مقایسه با حالت استفاده از شیر انبساط کاهش ۲ درصدی در کار مورد نیاز برای مایع سازی را نشان می‌دهد. همچنین استفاده از اکسپاندر تولید گاز طبیعی را به میزان ۴ درصد افزایش می‌دهد [12].

بنا بر بررسی‌ها انجام شده می‌توان به این نتیجه رسید که بیشترین اتلاف اگزرژی درون سیستم تبرید آبشاری مربوط به کمپرسورها است؛ بنابراین هرگونه تحقیق و توسعه در بازدهی اگزرژی کمپرسورها، منجر به کاهش کار مصرفی در فرایند مایع سازی گاز طبیعی خواهد شد.

استفاده از سه مرحله اواپراتور برای هر مبرد باعث ایجاد ۹ طبقه در سیستم تبرید آبشاری خواهد شد. منحنی سرمایش گاز طبیعی با استفاده از این آرایش سیستم تبرید، در شکل ۸ نشان داده شده است.



شکل ۸: سیستم تبرید آبشاری ۹ طبقه مورد استفاده در مایع سازی گاز طبیعی

از شکل ۸ می‌توان دریافت که با افزایش طبقات سیستم تبرید آبشاری، اختلاف دمایی متوسط بین گاز طبیعی و مبردها کاهش می‌یابد. این موضوع باعث کاهش اتلاف اگزرژی در اواپراتورها می‌شود، چراکه کاهش اختلاف دمایی باعث کاهش اتلاف اگزرژی می‌شود؛ یعنی با افزایش تعداد طبقات سیستم تبرید اتلاف اگزرژی کاهش می‌یابد. البته باید توجه کرد که افزایش تعداد طبقات به معنی افزایش هزینه‌های اولیه و تعمیر و نگه‌داری است، پس ازنظر اقتصادی افزایش بیش از سه طبقه برای هر مبرد توصیه نمی‌شود.

نتیجه‌گیری و دست آورد علمی صنعتی

در این تحقیق سیستم تبرید آبشاری مورد استفاده در مایع سازی گاز طبیعی با استفاده از آنالیز اگزرژی مورد بررسی قرار گرفت. معادلات اتلاف و بازدهی اگزرژی برای اجزای اصلی سیستم تبرید از جمله اواپراتورها، کندانسورها، کمپرسورها و شیرهای اختناق به دست آمد. روابطی برای اتلاف اگزرژی کل سیستم تبرید و بازدهی اگزرژی سیستم معرفی شد. همچنین عبارتی برای مینیمم کار مورد نیاز برای مایع سازی گاز طبیعی حاصل

www.SID.ir

Archive of SID

گردید. نتایج نشـان دادند که مینیمم کار فقط به شـرایط ورودی و خروجی گاز طبیعی بـستگی دارند و با کاهش دمای مایع سازی، مینیمم کار افزایش می‌یابد. همچنین با ا ستفاده از آنالیز اگزرژی، اتلاف و بازدهی اگزرژی اجزای مختلف سیـستم تبرید آبـشاری مورد ا ستفاده در مایع سازی گاز طبیعی به دسـت آمد. اصـولی که در این تحقیق برای آنالیز اگزرژی به دسـت آمد، می‌تواند برای طراحی، بهینه‌سـازی و ارزیابی عملکرد فرایندهای واقعی مایع سازی گاز طبیعی مورد استفاده قرار گیرد. رابطه به دست آمده برای مینیمم کار در این تحقیق می‌تواند برای کلیه فرایندهای مایع سـازی دیگر اسـتفاده گردد. همچنین آنالیز انجام‌گرفته در این تحقیق می‌تواند برای سـیسـتم‌های تبرید دیگر مورد ا ستفاده در صنعت مایع سازی گاز طبیعی مورد ا ستفاده قرار گیرد.

مراجع

[1] British Petroleum, "*Statistical Review of World Energy*", 2013.

[2] P. R. A. Mortazavi, C. Somers, Y.Hwang, R. Radernacher, "Performance enhancement of propane pre-cooled mixed refrigerant LNG plant", *Appl. Energy*, Vol. 93, pp. 138–147, 2012.

[3] Geist JM, "Refrigeration cycles for future", *Oil Gas J.*, Vol. 4, pp. 56–60, 1985.

[4] T. T. Finn AJ, Johnson GL, "Development in natural gas liquefaction", *Hydrocarb. Process.*, Vol. 78, No. 4, 1999.

[5] S. S. Kikkawa Y, Nakamura M, "Development of liquefaction process for natural gas", *J. Chem. Eng. Japan*, Vol. 30, No. 4, pp. 625–630, 1997.

[6] W. B. Cerci Y, Cengel YA, "*The minimum work requirment for distillation processes*", 12th International Symposium on Transport Phenomena, 2000.

[7] kanoglu M, "*Thermodynamic and uncertainty evaluation of cryogenic turbines*", 12th International Symposium on Transport Phenomena, 2000.

[8] K. Wark, *Advanced Thermodynamics for Engineers*, New York, McGraw-Hill, 1995.

[9] Klein SA. Alvarado FL., "*EES-Engineering Equation Solver*", F-chart Software, 1997.

[10] T. Strobridge, "*Cryogenic refrigerators-an updated survey*", National Bureau of Standards Technical Note, 1974.

[11] A. Bijan, "theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants", *Int. J. Heat Mass Transf.*, Vol. 32, No. 9, pp. 1631–1639, 1989.

[12] J. Verkoelen, "*Initial Experience with LNG-MCR Expanders in MLNG-Dua*", 17th International LNG/LPG Conference, 1996.

فهرست علائم

T_0	دمای محیط (°C یا °F)
COP	ضریب عملکرد (dimensionless)
h	آنتالپی (kJ / kg)
s	آنتروپی (kJ / kgK)
s_{gen}	آنتروپی تولیدی (kJ / kgK)
i	اتلاف اگزرژی (بازگشت‌ناپذیری) بر واحد جرم (kJ / kg)
$\dot{I}$	نرخ اتلاف اگزرژی (بازگشت‌ناپذیری) (kW)
$\dot{E}$	نرخ اگزرژی (kW)
q	انتقال حرارت به ازای واحد جرم (kJ / kg)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)
$\dot{m}$	نرخ دبی جرمی (kg / s)
e	اگزرژی مخصوص جریان (kJ / kg)
T	دما (°C یا °F)
w	کار بر واحد جرم (kJ / kg)

علائم یونانی

ε	بازدهی اگزرژی (dimensionless)

زیرنویس‌ها

e	اتان
in	حالت ورودی
m	متان
min	مینیمم
n	گاز طبیعی
out	حالت خروجی
p	پروپان
R	یخچال
w	آب

www.SID.ir