

تحلیل تجربی انرژی و انرژی چرخه تبرید تراکمی سه مرحله ای واحد ۱۴۷ مجتمع گاز پارس جنوبی

مهدی دیمی دشت بیاض*
استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران
جعفر اطمینان
کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران

چکیده

در این مقاله به تحلیل انرژی و انرژی یک چرخه تبرید تراکمی سه مرحله ای واقع در واحد ۱۴۷ مجتمع گاز پارس جنوبی پرداخته شده است. در چرخه مورد نظر، خنک کاری بخار پروپان توسط مبرد پروپان انجام می شود. نتایج تجربی ثبت شده از نقاط مختلف چرخه برای تمام روز های یک سال گرد آوری شده است. پس از ثبت دما، فشار و دبی مبرد و محاسبه ترمودینامیکی مشخصات چرخه، بازده انرژی، ضریب عملکرد، انرژی تخریبی تجهیزات، کار مصرفی و گرمای ورودی به چرخه محاسبه و نتایج به صورت نمودار متوسط ماهیانه برای یک سال رسم گردیده اند. با توجه به نتایج بدست آمده، به ترتیب بیشترین و کمترین بازده چرخه در ماه های مرداد و اردیبهشت مشاهده شد. همچنین به ترتیب بیشترین و کمترین انرژی تخریبی متوسط برای یک سال برای مجموعه ی شیر های انبساط و مجموعه ی درام های مکش بدست آمده اند.

واژه های کلیدی: چرخه تبرید تراکمی، مطالعه ی تجربی، تحلیل انرژی، انرژی، ضریب عملکرد، بازده انرژی.

Experimental analysis of Energy and exergy three-stage compression refrigeration cycle in unit 147 of south pars gas complex

M. Deymi-Dashtbayaz

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran

J. Etminan

Department of Mechanical Engineering, Hakim sabzevari university, Sabzevar, Iran

Abstract

In this paper, an experimental analysis of exergy and energy for a three-stage compression refrigeration cycle that located in unit 147 of south pars gas company has been investigated. In the cycle, vapor of propane cools with the propane refrigerant. Experimental results that recorded from different points of the cycle are collected for all days in a year. After recording of temperature, pressure mass flow of refrigerant, and thermodynamic calculation of the cycle specification, the variation of temperature, pressure and flow rates of different cycles, exergy efficiency, operating coefficient, exergy of equipment destruction, consumption and heat input into the cycle, and the results as a medium diagram Monthly in a year. According to the results, the highest and lowest values of efficiency observed in months of July and April, respectively. Also, the highest and lowest average values of exergy was obtained for a series of expansion valves and suction drum sets for one year.

Keywords: Compression refrigeration cycle, Experimental study, Exergy analysis, Energy, Exergy efficiency.

زیست، گرم شدن کره زمین و تخریب لایه ی اوزون نیاز فوری به استفاده بهینه از انرژی کارآمد در تجهیزات تبرید احساس می شود [۳]. بر خلاف قانون اول (انرژی) تجزیه و تحلیل بر اساس قانون دوم (انرژی) در تعیین میزان بازگشت ناپذیری و تمرکز بر بهبود عملکرد چرخه ترمودینامیکی تبرید بسیار موثر و کارا است. تاکنون مطالعات زیادی در زمینه ارزیابی عملکرد چرخه تبرید به صورت تجربی انجام شده است، رضا فاخری و همکاران به تحلیل انرژی و انرژی چرخه های تبرید جذبی تک اثره و ترکیبی جذبی-اجکتور پرداختند. آن ها همچنین به بررسی تغییرات دمای تبخیر کننده و ژنراتور بر میزان اتلاف انرژی و بازده انرژی چرخه های مورد اشاره پرداختند [۴]. سجاد جلالی و همکاران به تحلیل انرژی، انرژی و محیط زیستی استفاده از چرخه های تبرید تراکمی-جذبی در کشتی های تجاری پرداختند [۵]. رضا ضیاء بخش و صدر واقفی به تحلیل انرژی و اکونومیک چرخه تبرید جذبی پرداختند. آن ها برای این منظور با کمک نرم افزار EES و Matlab به بهینه

۱- مقدمه

تبرید نقش مهمی را در صنعت، بخش های داخلی و تجاری، نگهداری و تولید مواد غذایی و مصرفی ایفا می کند [۱]. همچنین چرخه های تبرید تراکم چند مرحله ای به طور گسترده در صنعت تبرید مورد استفاده قرار می گیرد [۲]. در تبرید سیستم چند مرحله ای به سیستمی اطلاق می شود که دارای دو یا چند قسمت فشار ضعیف باشد. این سیستم به مراتب راندمان بهتری نسبت به چرخه های یک مرحله ای یا دو مرحله ای دارد و از آن در صنعت به خصوص در پالایشگاه ها جهت کاهش بازگشت ناپذیری ها به طور قابل توجهی استفاده می شود. مصرف انرژی یک چرخه تبرید تراکمی رابطه ی مستقیمی با بهره اقتصادی چرخه دارد. به همین دلیل پژوهشگران در جستجوی راه هایی جهت به حداقل رساندن میزان مصرف انرژی هستند. در عصر حاضر با توجه به افزایش تقاضای انرژی و به دنبال آن افزایش هزینه ها، تخریب محیط

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: meh_deimi@yahoo.com

سازی چرخه تبرید پرداختند [۶]. جمیل الرحمان و سید زبیر به بررسی چرخه تبرید تراکمی دو مرحله ای پرداختند. نتایج پژوهش آن ها پیرامون مدل کردن TSS و وابستگی آن به عملکرد چرخه منتشر شد [۷]. همچنین موهان چاندرا به تحلیل آگزروی یک چرخه تبرید تراکمی با دو مبرد R-12 و R-134a پرداخت و نشان داد استفاده از R-134a باعث افزایش بازده آگزروی می شود [۸]. نوان خان و همکاران نیز به تحلیل آگزروی و انرژی یک چرخه تبرید تراکمی پرداختند و بازده انرژی و آگزروی آن را برای چند مبرد مختلف بررسی کردند [۹]. باش پاتل و همکاران به مطالعه ی پارامتریک و مدلسازی ترمودینامیکی چرخه تبرید با تراکم دو مرحله ای پرداختند. تحقیقات آن ها در استفاده از جاذب منجر به کاهش ۲۸ درصدی کار مصرفی شد [۱۰]. سرتاک صمد و علی ارسلان نیز به بررسی قانون دوم ترمودینامیک و مبرد های مختلف برای یک چرخه تبرید تراکمی بخار پرداختند [۱۱]. پراتیک مالوی و همکاران به تحلیل آگزروی چرخه تبرید تراکمی بخار پرداختند [۱۲]. علیرضا شیبانی و محمد کشتکار به بررسی تجربی و بهینه سازی ترموآنومیک و تحلیل آگزروی چرخه تبرید تراکمی پرداختند [۱۳]. همچنین راجا سخار و ویکال سادیو به تحلیل تجربی یک چرخه تبرید جذبی پرداختند [۱۴]. آراز و همکاران نیز تحلیل تجربی آگزروی و انرژی یک سامانه ی تبرید با مبرد R-134A را بررسی کردند [۱۵]. وبرش و همکاران نیز به تحلیل تجربی سیستم تبرید جذبی پرداختند [۱۶]. کارپینلیوگلو و همکاران نیز یک سیستم تبرید تراکمی دو مرحله ای را به صورت تجربی بررسی کردند [۱۷]. همچنین اینالی و همکاران برای ماه های مختلف سال به تحلیل تجربی آگزروی و انرژی یک چرخه پمپ حرارتی زمینی پرداختند [۱۸]. در این مقاله، به تحلیل آگزروی و مطالعه ی تجربی چرخه واقعی تبرید تراکمی سه مرحله ای، واحد ۱۴۷ پارس جنوبی با ظرفیت سرمایش پرداخته شده است. پس از ثبت حضوری دما، فشار و دبی در نقاط مختلف چرخه برای هر دقیقه ی شبانه روز برای تمام روز های سال ۲۰۱۶، نمودار تغییرات این پارامتر ها رسم و نتایج آگزروی تجربی تجهیزات بازده چرخه برای یک سال بررسی گردیده اند.

۲- موقعیت و مشخصات چرخه

این واحد در شرق استان بوشهر، در حاشیه خلیج فارس، در ۳۰۰ کیلومتری شرق بندر بوشهر و ۵۷۰ کیلومتری غرب بندرعباس واقع است. شکل ۱ تصویری از چرخه تبرید واحد ۱۴۷ از نمای بیرونی است. این چرخه جهت خنک کردن و ذخیره پروپان تصفیه شده که از واحد مجاور (۱۱۴) فرستاده می شود در نظر گرفته شده است. مبادله کن گرما از نوع پوسته و لوله و سیال خنک کننده پروپان می باشد. پروپان حاصل از واحد مجاور باید برای ذخیره سازی به صورت مایع در آید. به همین دلیل آن را در چرخه واحد ۱۴۷ در معرض پروپان مایع قرار می دهند تا دمای خود را از دست داده و به حالت مایع در آید. این چرخه شامل ۳ عدد سرماساز از نوع پوسته و لوله و ۳ عدد suction

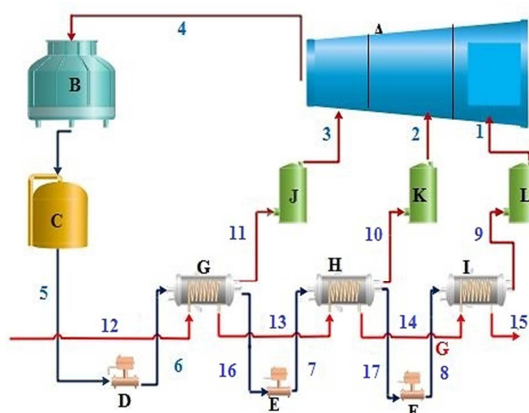
drum است که در مجموع وظیفه سردسازی پروپان را بر عهده دارند (شکل ۲). جدول ۱ مشخصات ثبت شده از پروپان ورودی به چرخه را نشان می دهد.



شکل ۱- تجهیزات چرخه خنک سازی پروپان (الف) کمپرسور (ب) چگالنده (ج) مبادله کن های گرما در نقش تبخیر کن (د) درام های مکش

جدول ۱- مشخصات ثبت شده از پروپان ورودی به چرخه

موقعیت در چرخه	دما (°C)	فشار (bar)
۱۲	۴۰	۲۶/۸
۱۳	۲۲	۲۵/۱
۱۴	-۱۱	۲۴/۴
۱۵	-۳۴	۲۳/۷



شکل ۲- طرحواره چرخه تبرید واحد ۱۴۷

در این سردکننده ها پروپان ورودی به چرخه از درون لوله و پروپان سردساز از درون پوسته می گذرد. پروپان ورودی با مشخصات جدول از چرخه عبور کرده و از آن خارج می شود. از سوی دیگر، مبرد پروپان بعد از دریافت گرما از پروپانی که سرد و مایع شده است در تبخیر کن

$$\dot{E}_i = \dot{E}_o \quad (2)$$

که در آن، $\dot{E}_i$ نرخ انرژی خالص وارد شده به چرخه و $\dot{E}_o$ نرخ انرژی خالص خارج شده از چرخه از طریق حرارت و کار است. معادله ی عمومی انرژی می تواند به صورت زیر بیان شود.

$$\dot{E}_{x_i} - \dot{E}_{x_o} = \dot{E}_{x_d} \quad (3)$$

که سمت چپ معادله شامل نرخ انرژی خالص انتقال یافته از سیستم و سمت راست معادله نرخ انرژی تخریبی است. معادله ی (۳) به صورت معادله ی (۴) هم نوشته می شود.

$$\dot{E}_{x_{heat}} - \dot{E}_{x_{work}} + \dot{E}_{x_{mass,i}} - \dot{E}_{x_{mass,o}} = \dot{E}_{x_d} \quad (4)$$

معادله ی (۴) به عنوان معادله ی تعادل انرژی به صورت معادله ی (۵) بسط داده شده است.

$$\sum (1 - \frac{T_o}{T_{\infty}}) \dot{Q}_r - W + \sum \dot{m}_i \dot{E}_{x_i} - \sum \dot{m}_o \dot{E}_{x_o} = \dot{E}_{x_d} \quad (5)$$

که در آن $\dot{E}_{x_d}$ به مفهوم انرژی جریانی نقطه ای چرخه و مقدار آن برابر با معادله ی (۶) است. $\dot{Q}_r$ نیز گرمای انتقال یافته از مرز r سیستم در دمای ثابت T_o است.

$$\dot{E}_x = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (6)$$

که در آن h_o ، T_o ، s_o مشخصات حالت مرده تعریف می شوند. و مقادیر آن ها به ترتیب برابر است با $298/33$ (kJ/kg)، $298/15$ (K) و $1/695$

(kJ/kg.K) است. انرژی تخریبی ناشی از بازگشت ناپذیری در چرخه به صورت معادله ی (۷) نوشته شده است.

$$\dot{E}_{x_d} = \dot{I} = T_o \dot{S}_{gen} \quad (7)$$

۲-۳- شرایط محیطی

انرژی همواره با توجه به یک محیط مرجع ارزیابی می شود. محیط مرجع در تعادل پایدار است و به صورت یک سیستم بی نهایت که گرما به آن انتقال می یابد فرض می شود. در محاسبات، برای شرایط محیطی که چرخه تبرید در آن قرار گرفته است دمای محیط برای ۳۶۵ روز سال ثبت شده است و پس از متوسط گیری نمودار تغییرات آن برای ماه های یک سال (۲۰۱۶) رسم گردیده است. شکل (۳) نمودار تغییرات دمای محیط برای واحد ۱۴۷ پارس جنوبی برای سال ۲۰۱۶ را نشان می دهد. مشاهده شد که دمای محیط برای ماه های مرداد، شهریور و مهر بیشترین مقادیر خود را تجربه می کند.

۳-۳- بازده انرژی و انرژی

انرژی یا انرژی در دسترس، معیاری تاثیر پذیر از نرخ تبدیل ورودی ها به محصولات و خروجی های فرآیند است (خروجی ها تقسیم بر ورودی ها).

$$COP = (Q_{in1} + Q_{in2} + Q_{in3}) / W_{Comp} \quad (8)$$

های G، H و I به بخار اشباع تبدیل شده و به سمت suction drum ها حرکت می کند. در suction drum، تلاطم و فاز مایع باقی مانده مبرد گرفته شده و بخار خالص به سمت کمپرسور جریان می یابد. بخار خارج شده از suction drum بسته به میزان فشار مبرد از سه مسیر L-1 سطح فشار کم، K-2 سطح فشار متوسط و J-3 سطح فشار بالا به ترتیب به قسمت فشار پایین، فشار متوسط و فشار بالای کمپرسور سه مرحله ای (A) وارد می شود. پس از خروج از کمپرسور و ورود به چگالنده، مبرد گرمای خود را به محیط داده و به صورت مایع از چگالنده (B) خارج می شود. در این موقعیت با توجه به نیاز به ذخیره سازی پروپان و استفاده از مایعات مبرد جمع شده از مخزن C به عنوان مخزن ذخیره در مسیر چرخه کمک گرفته می شود. پس از خروج از چگالنده، مبرد با فشار بالا با عبور از شیر فشار شکن ابتدایی (D) با افت شدید فشار و افت دما مواجه شده و وارد تبخیر کن G و ادامه ی فرایند سردسازی می گردد. جدول ۲ علامت های اختصاری به کار رفته در چرخه را معرفی می کند. مبرد پروپان ورودی به چرخه جهت خنک سازی که از مسیر ۱۲ وارد تبخیر کن G می شود پس از خنک شدن جهت ورود به چرخه سرمایش گاز بوتان آماده می شود. مخزن C یک مخزن ذخیره برای مبرد پروپان خروجی از چگالنده است که در مواقعی که چرخه در حالت غیر فعال است ذخیره سازی پروپان را بر عهده دارد. با توجه به تاثیر زیاد دمای محیط بر عملکرد خنک کاری چرخه موجود، دمای محیط برای ۳۶۵ روز سال ثبت و پس از متوسط گیری ماهیانه، نمودار تغییرات آن برای ۱۲ ماه سال ۲۰۱۶ میلادی رسم شده اند. مشاهده شد که در ماه های جولای، آگوست و سپتامبر دمای محیط حداکثر است.

جدول ۲- علامت های اختصاری به کار رفته در چرخه

نام تجهیز	علامت
Compressor	A
Condenser	B
Storage tank	C
Ex-Valve3	D
Ex-Valve2	E
Ex-Valve1	F
Evaporator3	G
Evaporator2	H
Evaporator1	I
Suction drum3	J
Suction drum2	K
Suction drum1	L

۳-۳- فرضیات و معادلات حاکم

۳-۱- تعادل انرژی و انرژی

معادلات حاکم بقا جرم، انرژی و معادلات انرژی برای حالت جریان پایا به صورت معادلات (۱-۷) نشان داده شده اند.

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (1)$$

که در آن، $\dot{m}$ دبی جریان است، i نشان دهنده ی جریان ورودی و o نشان دهنده ی جریان خروجی است.

قانون اول ترمودینامیک می تواند به صورت معادله ی (۲) بیان شود.

۳-۴- تحلیل انرژی و اگزرژی

خروجی کنترل کننده های دبی جریانی در چرخه در هر نقطه از شکل ۲ برای یک سال ثبت و گردآوری شده و نتایج آن به صورت متوسط سال در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳- مقادیر دبی جریانی نقاط مختلف

دبی جریان متوسط (kg/s)	مشخصه دبی جریانی
۹	$\dot{m}_1 \approx \dot{m}_9 \approx \dot{m}_8 \approx \dot{m}_{17}$
۱۶/۵	$\dot{m}_2 \approx \dot{m}_{10}$
۲۴/۰۵	$\dot{m}_3 \approx \dot{m}_{11}$
۴۹/۵۶	$\dot{m}_4 \approx \dot{m}_5 \approx \dot{m}_6$
۲۵/۵۰۸	$\dot{m}_7 \approx \dot{m}_{16}$
۴۹/۵۶	$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \approx \dot{m}_4$

معادلات تعادل انرژی با توجه به شرایط و مشخصات چرخه مساله (شکل ۲) و همچنین ضریب عملکرد چرخه نیز به صورت نسبت گرماهای وارد شده به چرخه به کار کمپرسور در جدول ۴ تعریف شده است.

جدول ۴- معادلات موازنه ی انرژی

معادله ی موازنه ی انرژی	مشخصه
$\dot{m}_4(h_4 - h_5)$	$\dot{Q}_{cond}$
$\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_8 h_8$	$\dot{Q}_{in,eva1(I)}$
$\dot{m}_{10} h_{12} + \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_7 h_7$	$\dot{Q}_{in,eva2(H)}$
$\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_6 h_6$	$\dot{Q}_{in,eva3(G)}$
$\dot{m}_4 h_4 - (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3)$	$\dot{W}_{comp}$
$(\dot{Q}_{in,eva1(G)} + \dot{Q}_{in,eva2(H)} + \dot{Q}_{in,eva3(I)}) / \dot{W}_{comp}$	COP

معادلات (۹) و (۱۰) به ترتیب معادله ی اگزرژی برای گرمای از دست رفته در چگالنده و گرمای گرفته شده از پروپان داغ ورودی به تبخیر کن های H و G را نشان می دهند. همچنین T_0 نیز برابر ۲۹۸/۱۵ کلوین در نظر گرفته شده است.

$$Ex_{\dot{Q}_{cond}} = \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\infty}}\right) \quad (9)$$

$$Ex_{\dot{Q}_{ineva}} = \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right) \quad (10)$$

که در آن T_m متوسط دماهای قبل و بعد تبخیر کن ها فرض شده است.

معادلات موازنه ی اگزرژی با توجه به جدول ۵ و معادلات (۱-۸) در جدول ۵ آمده است. این معادلات بر اساس اختلاف اگزرژی جریانی ورودی ها و خروجی ها به تجهیز مورد نظر چرخه تعریف می شوند. به عبارت دیگر برای محاسبه ی اگزرژی هر تجهیز، داشتن شرایط ورودی و خروجی آن تجهیز یا همان محاسبه ی اگزرژی ورودی و خروجی آن تجهیز مورد نیاز است.

جدول ۵- معادلات موازنه ی اگزرژی

معادله ی موازنه ی اگزرژی	بازگشت ناپذیری
$(\dot{E}x_1 + \dot{E}x_2 + \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4) + \dot{W}_{comp}$	$\dot{E}x_{dest,Comp}$
$(\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5) - \dot{Q}_{cond}$	$\dot{E}x_{dest,Cond}$
$(\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9) + \dot{Q}_{in,eva1(I)}$	$\dot{E}x_{dest,eva1,I}$
$(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{17}) + \dot{Q}_{in,eva2(H)}$	$\dot{E}x_{dest,eva2,H}$
$(\dot{E}x_6 - \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{16}) + \dot{Q}_{in,eva3(G)}$	$\dot{E}x_{dest,eva3,G}$
$(\dot{E}x_9 - \dot{E}x_1)$	$\dot{E}x_{dest,suc,L}$
$(\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_2)$	$\dot{E}x_{dest,suc,K}$
$(\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_3)$	$\dot{E}x_{dest,suc,G}$
$(\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_8)$	$\dot{E}x_{dest,EX-valve,F}$
$(\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_7)$	$\dot{E}x_{dest,EX-valve,E}$
$(\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6)$	$\dot{E}x_{dest,EX-valve,D}$

با توجه به جدول اگزرژی تخریبی کل به صورت معادله ی (۱۱) و راندمان اگزرژی به صورت معادله ی (۱۲) تعریف می شود.

$$\dot{E}x_{dest,total} = \dot{E}x_{dest,Comp} + \dot{E}x_{dest,Cond} \quad (11)$$

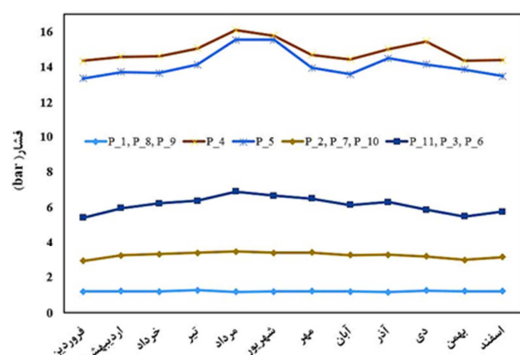
$$\begin{aligned} &+ \dot{E}x_{dest,eva1,H,G} \\ &+ \dot{E}x_{dest,suction\ drum,L,K,G} \\ &+ \dot{E}x_{dest,EX-valve,F,E,D} \end{aligned} \quad (12)$$

$$\eta_{II} = \dot{E}x_{dest,total} / \dot{W}_{comp}$$

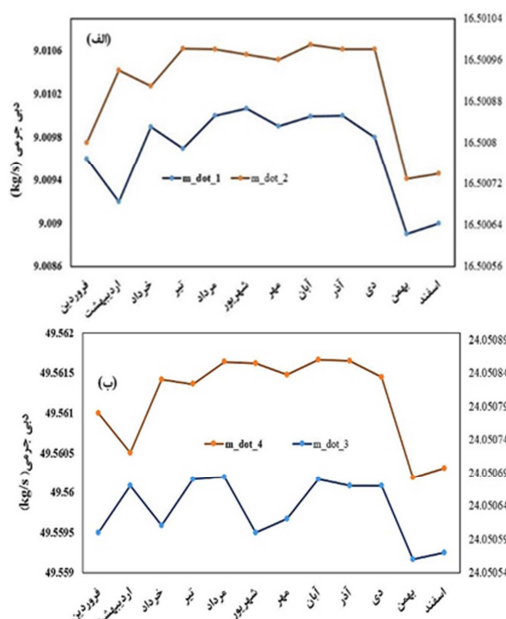
۴- بحث و بررسی نتایج

برای محاسبه اگزرژی جریانی در موقعیت های مختلف چرخه و اگزرژی تخریبی تجهیزات به مشخصات ترمودینامیکی هر نقطه از چرخه نیاز است. بنابراین داده های مربوط به دو خاصیت دما، فشار و دبی جریانی برای نقاط مشخص شده در چرخه (شکل ۲) برای مدت ۲۴ ساعت شبانه روز در طول یک سال (۱۳۹۶ هجری شمسی) از کنترل کننده های دبی جریانی، دما و فشار سنج های تعبیه شده در موقعیت های مختلف چرخه دریافت و ثبت شده است. همچنین جهت بررسی اثرات دمای محیط بر عملکرد چرخه، دمای محیط برای روز های مختلف سال ثبت و پس از متوسط گیری ماهیانه نمودار تغییرات آن برای یک سال رسم گردیده است. تمام محاسبات با فرض دمای ۲۹۸/۱۵ کلوین و فشار ۱۰۱۳۲۵ پاسکال برای حالت مرده انجام شده اند. شکل ۳ تغییرات دمای متوسط ماهیانه نقاط مختلف چرخه به همراه دمای محیط را برای یک سال (۲۰۱۶) نشان می دهد.

فشار نیز کنترل کننده ها مقادیر بیشینه را در همین ماه ها نشان داده‌اند.

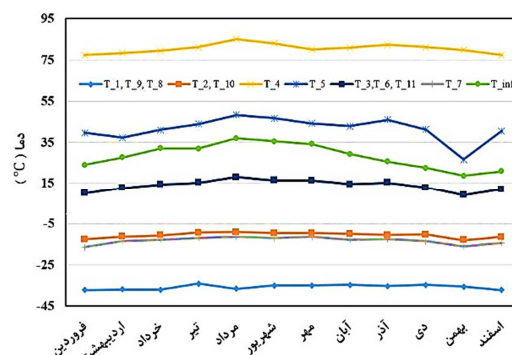


شکل ۴- مقادیر متوسط ماهیانه فشار محیط و نقاط مختلف چرخه



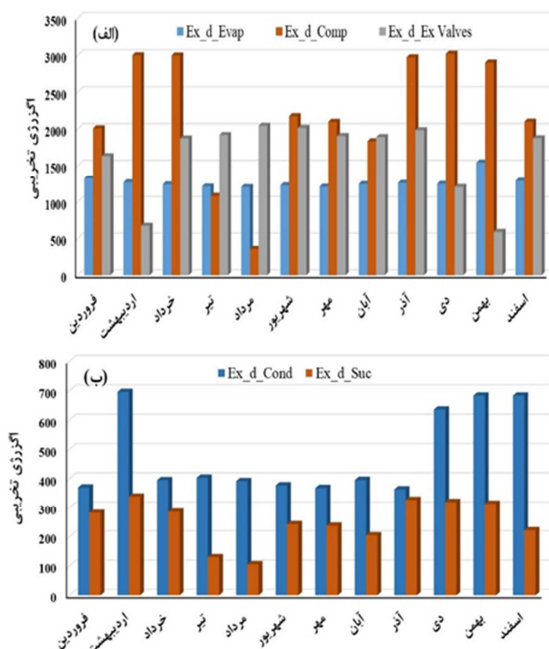
شکل ۵-مقادیر متوسط ماهیانه دبی برای الف) مسیر های ۱ و ۲ و ب) مسیر های ۳ و ۴

همچنین کمترین مقادیر فشار و دما نیز مربوط به ماه های بهمن، اسفند و فروردین است (شکل ۴). نتایج نشان می دهند که تغییرات فشار در نقاط ۵ و ۴ چرخه بسیار بیشتر از سایر نقاط چرخه است. تغییرات فشار برای نقاط ۱، ۸ و ۹ و همچنین نقاط ۲، ۷ و ۱۰ تقریباً روند ثابتی را نشان می دهد. به همین دلیل در آن نقاط فشار به صورت ثابت در نظر گرفته شده است. با توجه به شکل ۵ تغییرات دبی جریانی مبرد در چرخه برای مسیر های اصلی که همان ورودی ها و خروجی کمپرسور هستند به صورتی است که مقادیر بیشینه در ماه های تیر، مرداد و شهریور و حداقل نیز در ماه های ابتدایی سال تجربه شده است. این نتایج متاثر از نحوه تغییرات دما و فشار و همچنین چگونگی تغییرات دبی جریانی مبرد است. بر اساس نتایجی که از ثبت

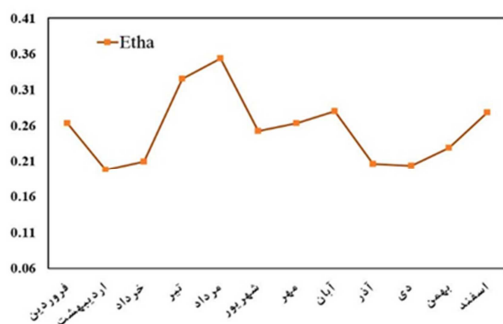


شکل ۳- مقادیر متوسط ماهیانه دمای محیط و نقاط مختلف چرخه

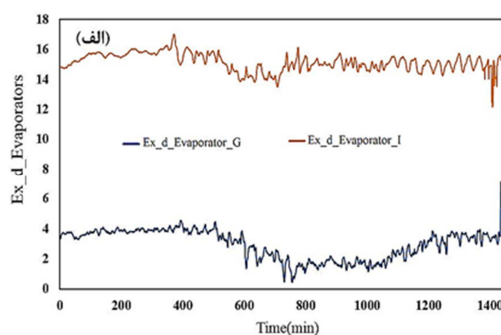
همچنین مشابه نمودار های دما برای نقاط مختلف چرخه، با استفاده از ثبت خروجی های کنترل کننده های فشار تعبیه شده در نقاط چرخه، تغییرات فشار برای نقاط مختلف چرخه بر حسب بار (bar) محاسبه و نمودار مقادیر متوسط ماهیانه آن برای یک سال رسم گردیده اند. شکل ۴ تغییرات فشار برای یک سال را نشان می دهد. مطابق نتایج ثبت شده مقادیر متوسط دما و فشار در طول سال برای ماه مرداد به بیشترین مقدار خود رسیده اند و کمترین مقدار نیز برای انتهای سال ثبت گردیده است. به منظور بررسی نقش تغییرات دبی بر بازده چرخه و نیز اثرات آن بر دما و فشار نقاط مختلف چرخه، تغییرات دبی برای چهار مسیر اصلی چرخه تبرید موجود مساله که در واقع همان مسیر های ورودی و خروجی کمپرسور هستند بررسی شدند. مقادیر دبی با استفاده از کنترل کننده های دبی مبرد تعبیه شده در مسیر مبرد و ثبت خروجی های حسگر فشار سنچ آن بدست آمده اند شکل ۵ (الف و ب) دبی های ثبت شده از نقاط مختلف چرخه برای برخی از نقاط مقادیر بسیار نزدیکی را نشان می دهد. (مطابق جدول ۳) به همین منظور تنها دبی های مسیر های اصلی که نشان دهنده واقعی تغییرات دبی موثر بر چرخه هستند توسط کنترل کننده های دبی جریانی ثبت شده اند. دبی ۴ که خط خروجی از کمپرسور است تقریباً مقداری برابر جمع دبی های قبل کمپرسور است. همچنین با استفاده از معادلات جدول ۴، مقدار کاری که در کمپرسور برای خنک سازی چرخه مصرف می شود و نیز گرمای ورودی به سه تبخیر کن G، H و I محاسبه شده است. برای این منظور از داده های ثبت شده در شکل های ۳ تا ۵ استفاده شده است. (شکل ۸) متوسط مجموع گرمای ورودی به سه تبخیر کن برای ماه های مختلف سال ۲۰۱۶ در شکل ۹ نشان داده شده است. بر اساس معادلات ۱ تا ۱۲ و نیز با استفاده از تعاریف اگزرژی تخریبی برای تجهیزات مختلف به کار رفته در چرخه در جدول ۵، نتایج مشخصی برای بازده چرخه، اگزرژی تخریبی تجهیزات و تغییرات آن ها برای ماه های مختلف سال به دست می آید. برای نمونه تغییرات دمای محیط برای سال ۲۰۱۶ (شکل ۳) بیشترین مقدار دمای محیط را برای ماه های مرداد، شهریور و مهر و کمترین مقدار را نیز برای ماه های بهمن، اسفند و دی نشان می دهد. همچنین همین بررسی برای دمای ثبت شده از نقاط مختلف چرخه که در شکل ۳ نشان داده شده است بیشترین مقدار دمای ثبت شده برای مسیر های چرخه نیز مربوط به ماه های تیر، مرداد، شهریور و مهر است، برای



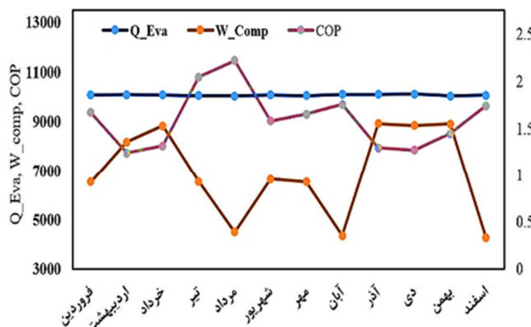
شکل ۷-مقادیر متوسط ماهیانه اگزرژی تخریبی برای (الف) تبخیر کن ها، کمپرسور، شیرهای انبساط و (ب) چگالنده و درام های مکش



شکل ۸-مقادیر متوسط ماهیانه بازده اگزرژی چرخه



دما، فشار و دبی مبرد در نقاط مختلف چرخه گرفته شد (شکل های ۳ تا ۵) و نیز با توجه به روند تغییرات دمای محیط می توان به تحلیل جامعی برای روند تغییر بازده چرخه و اگزرژی تخریبی تجهیزات در طول سال دست یافت. شکل ۶ نتایج حاصل از بررسی انرژی با کمک داده های تجربی را نشان می دهد.



شکل ۶-مقادیر متوسط ماهیانه گرمای ورودی، کارکمپرسور و ضریب عملکرد چرخه

با توجه به شکل، ضریب عملکرد چرخه متناظر با کاهش گرمای ورودی به چرخه در ماه مرداد دارای بیشترین مقدار است. همچنین کار انتقال یافته به تبخیر کن در ماه های مرداد و اسفند کمترین و در بهمن و آذر بیشترین مقادیر خود را داراست. تغییرات مقادیر گرما کمپرسور نیز در طول سال با وجود تغییرات نسبتاً کم روند تقریباً ثابتی را نشان می دهد. شکل ۷ (الف و ب) مقادیر متوسط اگزرژی تخریبی کمپرسور و تجهیزات مختلف دیگر برای ماه های مختلف سال (۲۰۱۶ میلادی) را نشان می دهد. مطابق با شکل ۷ و با توجه به انطباق مستقیم روند تغییرات دما، فشار و دبی جریانی و نیز با در نظر گرفتن روند تغییر دمای محیط برای چرخه موجود می توان نتیجه گرفت که با افزایش دمای محیط و افزایش همزمان متوسط دما و فشار ماهیانه در هنگامی که کنترل کننده های دبی جریانی مقادیر بیشتری را نشان می دهند و ضریب عملکرد چرخه مقدار حداکثر را داراست، اگزرژی تخریبی تجهیزات حداقل مقدار خود را خواهند داشت. همچنین بازده اگزرژی چرخه نیز با توجه مقدار کل اگزرژی تخریبی چرخه و کار کمپرسور محاسبه شده است. مقادیر بازده اگزرژی به صورت متوسط ماهیانه برای یک سال (۲۰۱۶) در شکل ۸ آورده شده است. مطابق با روند تغییرات بازده اگزرژی در شکل ۸، بازده اگزرژی چرخه به ترتیب در ماه های مرداد و دی، بیشترین و کمترین مقدار خود را داراست. از آن جا که داده های ثبت شده برای هر دقیقه یک شبانه روز اند، برای هر روز، از فرایند متوسط گیری استفاده شده است. به همین دلیل امکان بررسی تغییرات اگزرژی تخریبی تجهیزات برای یک شبانه روز میسر است. برای نمونه شکل ۹ (الف و ب) تغییر مقادیر اگزرژی تخریبی تبخیر کن ها را برای ۱۴۴۰ دقیقه (۲۴ ساعت) روز ۱۵ ژانویه نشان می دهند.

تخریبی و بازده چرخه بررسی شد و نسبت و رابطه ی موجود بین نتایج اگزرژی تخریبی و کار و گرمای ورودی با بازده چرخه مورد بررسی قرار گرفت. بر این اساس یک رابطه مستقیم بین روند تغییرات دما، فشار، دبی و دمای محیط مشاهده شد و افزایش این مقادیر رابطه ی مستقیمی را با افزایش بازده چرخه نشان دادند. همچنین برای یک شبانه روز، کمترین مقدار اگزرژی تخریبی که در ساعات ۲۴ تا ۶ صبح مشاهده شد مقادیر بیشینه بازده چرخه را برای آن بازه ی زمانی بدنبال داشت. بیشترین و کمترین مقادیر اگزرژی تخریبی در سال به ترتیب برای مجموعه ی سه شیر انبساط و چگالنده بدست آمدند. همچنین کار و گرمای ورودی نیز محاسبه شدند. کمترین و بیشترین مقدار کار به ترتیب در ماه های اسفند، آذر و برای گرمای کل در ماه های اسفند و تیر مشاهده شد. با توجه به اینکه بیشترین مقادیر متوسط اگزرژی تخریبی در طول یک سال مربوط به مجموعه ی شیر های انبساط و کمپرسور است، بنابراین کاهش عوامل بازگشت ناپذیری و جلوگیری از آن می تواند به کاهش اگزرژی تخریبی در آن تجهیزات و افزایش بازدهی چرخه کمک نماید. بدین منظور می توان با بهبود دقت کنترل کننده های دما و کاهش اختلاف دمای ورودی و خروجی های کمپرسور و نیز تعمیر یا بهبود کنترل کننده های فشار مجموعه شیر های انبساط اگزرژی تخریبی در این تجهیزات را کاهش داد.

۶-سپاس گذاری

در پایان از مدیریت واحد ۱۴۷ مجتمع گاز پارس جنوبی بدلیل دراختیار قراردادن اطلاعات فرآیندی چرخه مورد بررسی این تحقیق کمال تشکر را دارم.

۷-نماد ها

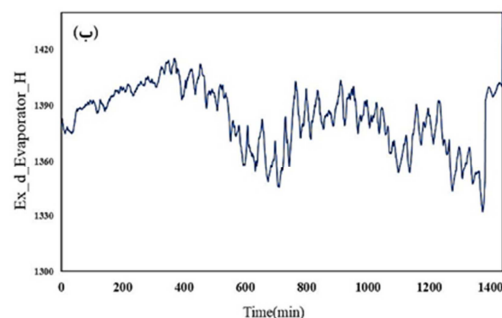
P	فشار (bar)
T	دما (°C)
h	آننتالپی
s	آنترپی
Ex	اگزرژی جریانی
m	دبی جریانی
Q	گرمای انتقالی
i	اگزرژی تخریبی
COP	بازده انرژی
Comp	کمپرسور
Cond	چگالنده
Eva	تبخیر کن
Suc	درام مکش
Ex Valve	شیر انبساط

علایم یونانی

η لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)

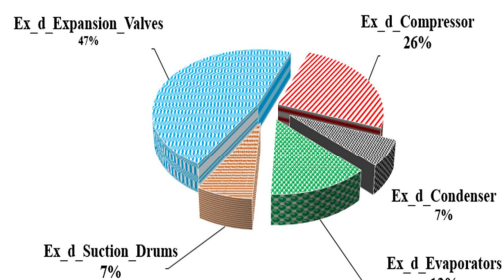
زیر نویس ها

i	ورودی
o	خروجی



شکل ۹-مقادیر متوسط اگزرژی تخریبی شبانه روز چرخه (الف)
تبخیر کن های I, G و (ب) تبخیر کن

مطابق شکل ۹، تغییرات برای اگزرژی تخریبی تبخیر کن ها از دقیقه صفر (ساعت ۲۴ شب) تا دقیقه ۱۴۴۰ پایان شبانه روز، به صورتی است که به ترتیب کمترین مقادیر اگزرژی تخریبی برای تبخیر کن ها در بازه ۸۰۰ تا ۱۴۴۰ دقیقه است. با توجه به این موضوع و اینکه چرخه در ساعات ۲۴ تا ۶ صبح به حالت نیمه فعال و تقریباً با بازده کم کار می کند، این تغییرات قابل توجیه اند. با توجه به شکل ۹ تغییرات اگزرژی تخریبی برای تبخیر کن ها در یک شبانه روز دارای نوسانات نسبتاً شدید است که به دلایل مختلفی بستگی دارد. نوع نیاز ها از چرخه در زمان های مختلف و تصمیمات نیروی انسانی در شرایط واقعی فعالیت چرخه که به دلایل مختلفی از جمله منابع انرژی و هزینه وابسته هستند از جمله مواردی هستند که بر عملکرد چرخه بسیار موثر هستند. سهم هرکدام از تجهیزات در اگزرژی تخریبی کل برای یک سال در شکل ۱۰ نشان داده شده است. با توجه شکل، بیشترین سهم از اگزرژی تخریبی برای یک سال مربوط به مجموعه ی شیر های انبساط با ۴۷ درصد و کمترین درصد اگزرژی تخریبی هم متعلق به



شکل ۱۰-درصد مقادیر متوسط اگزرژی تخریبی تجهیزات در سال

چگالنده با ۷ درصد است. با توجه به این موارد توجه به کاهش عوامل بازگشت ناپذیری در مجموعه ی شیر های انبساط به منظور افزایش بازدهی چرخه بسیار ضروری به نظر می رسد.

۵-نتیجه گیری

با توجه به نتایج بدست آمده از ثبت دما، فشار و دبی جریانی نقاط مختلف چرخه و نیز ثبت تغییرات دمای محیط، روند تغییرات اگزرژی

r	مرز سیستم
mass	جرم
gen	تولید شده

۸- مراجع

- [16] Yadav G., Rajendra Prasad P., Veeresh G., Experimental analysis of vapor compression refrigeration system with liquid line suction line heat exchanger by using R134a and R404A, *International Journal of Scientific Research and Management Studie*, Vol. 1, No. 12, pp. 382-395, 2015.
- [17] Kanoglu M., Carpinlioglu M., Yildirim M., Energy and exergy analysis of an experimental open-cycle desiccant cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 919-932, 2004.
- [18] Esen H., Inalli M., Esen M., Pihitli K., Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers, *Building and Environment*, Vol. 42, pp. 3606-3615, 2007.
- [1] Anand S., Tyagi S. K., Exergy analysis and experimental study of a vapor compression refrigeration cycle. *J Therm Anal Calorim*, Vol. 110, No.2, pp. 961-971, 2012.
- [۲] دکانداری د. محمودی م. ستایش حق ع.، تحلیل ترمودینامیکی و بهینه سازی چرخه تبرید. *مجله ی مهندسی مکانیک مدرس*، د. ۱۴، ش. ۷، ص ۸۵-۹۳. ۱۳۹۳.
- [3] Bayram k., Exergy analysis of vapor compression refrigeration cycle with two-stage and intercooler. *Heat Mass Transfer*, Vol. 48, No. 1, pp. 1207-1217, 2012.
- [۴] فاخری ر. شریف آباد ه. سخایی ح.، تحلیل انرژی و اگزرژی چرخه های تبرید جذبی تک اثره و ترکیبی جذبی-اچکتور حاوی محلول آبی لیتیم بروماید، *مجله ی مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۷، ش. ۴، ص ۲۰۹-۲۱۸. ۱۳۹۶.
- [۵] جلالی س. شریفی م. صالحی غ. نیموری م.، تحلیل انرژی، اگزرژی و زیست محیطی استفاده از سیستم تبرید هیبریدی تراکمی-جذبی در کشتی تجاری، *مجله ی مهندسی مکانیک مدرس*، د ۱۷، ش. ۱۰، ص ۴۲۹-۴۳۸. ۱۳۹۶.
- [۶] ضیاء بخش ر. صدر واقفی ع.، تحلیل اگزرژی و اکونومیک چرخه تبرید تراکمی کسکد، هشتمین کنفرانس مبدل های گرمایی چیلر و برج خنک کن، تهران، ۱۳۹۵.
- [7] Zubair, Syed M., Design and rating of a two-stage vapor-compression refrigeration system. *Energy*, Vol. 23, No. 10, pp. 867-878, 1998.
- [8] Chandrasekharan, Mohan., Exergy analysis of vapor compression refrigeration system using R12 and R134a as refrigerants. *International Journal of Students' Research in Technology & Management*, Vol. 2, No. 4, pp. 134-139, 2015.
- [9] Nawaz khan Md., Mamoon khan Md., Energy and exergy analysis of vapor compression refrigeration system with R12, R22, R134a. *international journal of emerging technology and advanced engineering*, Vol. 5, No. 3, pp. 2250-2459, 2015.
- [10] Patel, Bhavesh, Kachhwaha S., Modi B., Thermodynamic Modeling and parametric study of a two-stage compression-absorption refrigeration system for ice cream hardening plant. *Energy procedia*, Vol. 109, pp. 190-202, 2017.
- [11] Seyitoglu S., Kilicarslan A., Second law analysis of different refrigerants in a two-stage vapor compression cycle. *J. of Thermal science and technology*, Vol. 35, No. 2, pp. 1300-3615, 2015.
- [12] Prateek D., Malwe, Bajirao S., Gawali and Shekhar D., Thakre., Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System, *International Journal of Thermal Technologies* Vol. 4, No. 2, pp. 2277-4114, 2014.
- [۱۳] شببانی ع. کشتکار م.، تحلیل اگزرژی و زیست محیطی چرخه تبرید تراکمی به کمک الگوریتم ژنتیک، هفتمین کنفرانس مبدل های گرمایی چیلر و برج خنک کن، تهران، ۱۳۹۴.
- [14] Vasudev V., Sekhar R., Dondapati S., Experimental and exergy analysis of Ammonia/water absorption system using ethylene glycol [C₂H₄(OH)₂] in the evaporator. *Energy*, Vol. 109, pp. 401-408, 2017.
- [15] Araz M., Gungor A., Hepbasli A., Experimental exergetic performance evaluation of an elevator air conditioner using R-1234yf, *International Journal of Engineering and Technology*, Vol. 7, No. 3, 2015.