

## تحلیل انرژی سردخانه ی سیب

رسول خدابخشیان (نویسنده مسئول)<sup>1</sup>، پری ناز لطفی<sup>2</sup>

<sup>1</sup> گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه فردوسی مشهد khodabakhshian@um.ac.ir

<sup>2</sup> گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه فردوسی مشهد parinaz.lotfi90@gmail.com

### چکیده

با توجه به قیمت جهانی انرژی و نیاز روز افزون به انرژی بهینه سازی مصرف انرژی در صنایع از اهمیت بالایی برخوردار است. در این میان صنایع پرمصرفی مانند سردخانه که اتلاف انرژی در آنها حجم بالایی دارد همواره مورد توجه بوده است. مطالعه ی ترمودینامیکی سردخانه ی سیب آتادشت واقع در شهر ارومیه هدف مقاله ی پیش رو بوده است. در این تحقیق به کمک تحلیل انرژی، اجزای مختلف سیکل تبریدی مورد بررسی قرار گرفته و نقاط با بیشترین اتلاف شناسایی شده اند تا جهت ارتقا و رفع عوامل تلف کننده ی انرژی مورد ارزیابی و اصلاح قرار بگیرند. نتایج نشان میدهد که بیشترین تخریب اکسرژی در کندانسور با % 44.78 پس از آن توسط دیواره های سردخانه با % 23.55 و کمترین آن در شیر انبساط با % 0.9 رخ می دهد.

### واژه های کلیدی

سردخانه، سیکل تبریدی، اکسرژی، قانون دوم ترمودینامیک.

## 1. مقدمه

شدت مصرف انرژی میزان انرژی مصرف شده به ازای هر واحد از کالا و خدماتی است که تولید می شود. آمارها نشان می دهند که شاخص مصرف انرژی در ایران در مقایسه با میانگین جهانی بسیار بالاتر می باشد. معنی این عبارت این است که در ایران برای تولید هر واحد کالا و یا خدمات، از میزان انرژی خیلی بیشتری نسبت به میانگین جهانی و طبیعتاً کشورهای توسعه یافته استفاده می شود. همین راندمان پایین در مصرف انرژی منجر به افزایش هزینه های تولید و بهره وری پایین در اقتصاد کشور شده است.

یکی از مهمترین منابع انرژی در ایران گاز طبیعی و برق می باشند [1]. البته لازم به ذکر است که بخش زیادی از برق تولید شده در کشور توسط نیروگاه های گاز سوز و یا سیکل ترکیبی تولید می شود. باوجود تولید سالانه حدود 60 هزارمگاوات برق در کشور در سال های اخیر اما همچنان کمبود برق منجر به قطعی های مداوم در طول فصول گرم سال شده است [2، 3].

در این میان سردخانه ها یکی از صنایع پر کاربرد در سراسر کشور جهت نگهداری مواد غذایی می باشند. منبع انرژی اصلی سردخانه ها جهت تامین برودت لازم برای خنک نگه داشتن انواع مواد غذایی در حال حاضر برق می باشد. این امر در فصول گرم سال که اهمیت تولید سرما در سردخانه به شدت افزایش می یابد، محدودیت های تولید برق در کشور می تواند منجر به چالشی حیاتی برای این صنعت تلقی گردد.

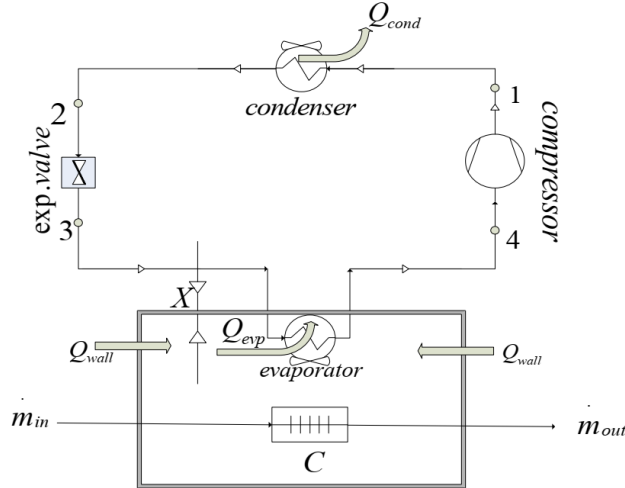
از آنجایی که بسیاری از محصولات کشاورزی بصورت فصلی تولید می شوند، نگه داری آن ها جهت استفاده در تمام طول سال یک از چالش های صنایع غذایی می باشد. از این رو سردخانه ها از دیرباز به منظور حفظ مواد غذایی و کیفیت آنها مورد توجه بوده اند. نگه داری اکثر مواد غذایی در دماهای بسیار پایین در نزدیکی نقطه انجماد آن ها می باشد. نگهداری مواد غذایی در دماهای بالاتر منجر به فساد آن و در دمای پایین تر منجر به سرمازدگی و افت کیفیت محصول می گردد.

کاملاً آشکار است که مصرف انرژی در سردخانه ها به اندازه ی سیستم های تولید گرما، مصرف انرژی بالایی دارند. نخستین بار دینسر و همکارانش [4] به بررسی عملکرد ترمودینامیکی چرخه ی یک یخچال خورشیدی بر اساس قانون دوم ترمودینامیک پرداختند. مونیر و همکاران [5] با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک، عملکرد جذب انرژی را در چرخه های مختلف سردخانه مورد بررسی قرار دادند. یک سال بعد نیکولادیس و پروبرت [6] سیکل فشرده سازی ترکیبی دو مرحله ای را به کمک متد اکسرژی برای گاز R-22 مورد بررسی قرار دادند. آنها در این تحقیق اثر تغییرات دما را بر سرعت بازگشت ناپذیری چرخه ها را در کندانسور و اواپراتور تعیین کردند. بورونیز و همکارانش [7] نرم افزار شبیه سازی جهت آنالیز ترمودینامیکی تمام اجزای سردخانه طراحی کردند که با استفاده از روابط ریاضی رفتار چرخه ی کار یک سردخانه را مورد آنالیز قرار می داد. تاثیر مقاومت های حرارتی و بازگشت ناپذیری های داخلی بر روی عملکرد چرخه ی یک سردخانه توسط گوکتین و یاووز [8] مورد بررسی قرار گرفت. در سال 2002 یومروتاز [9] مدل محاسباتی ای بر پایه ی تحلیل اکسرژی طراحی کردند تا به کمک آن تاثیر دمای اواپراتور و کندانسور بر روی افت فشار، اتلاف اکسرژی و بازده قانون دوم یک چرخه ی سردخانه را محاسبه کند. در ادامه ی تحقیقات محققین، کوپاک و زمهر [10] تاثیر دمای اشباع کندانسور و اواپراتور را بر روی برگشت ناپذیری های تجهیزات، بازده چهار نوع سردخانه ی مختلف بر پایه ی گاز های  $\text{NH}_3$ ، HFC-134a، R-12 و R-22 را بررسی و با یکدیگر مقایسه کردند. در این تحقیق مشخص شد که سردخانه ی R-22 از نظر اقتصادی از سایر سردخانه ها اقتصادی تر می باشد. در این مقاله سعی کرده ایم به بررسی و آنالیز اکسرژی سردخانه ی سیب آتادشت واقع در شهر ارومیه، آذربایجان غربی بپردازیم. از آنجایی که استفاده از گازهای فریونی در حال منسوخ شدن می باشد، این سردخانه بر پایه ی گاز آمونیاک کار می کند و دمای کار آن در صفر درجه ی سلسیوس می باشد.

## 1.1. ساختار سیکل تبرید

در شکل 1- سیکل تبرید به همراه سردخانه رسم شده است. در این سیستم، کندانسور و اواپراتور از نوع هواخنک می باشد که در آن جابه جایی از نوع اجباری به کمک فن های محوری صورت میگیرد. اواپراتور داخل سردخانه قرار می گیرد و سرمایش لازم را به وجود می آورد.

کندانسور که در بیرون سردخانه قرار گرفته است گرمای سیکل تبرید را به محیط می ریزد. محصولات با دبی جرمی  $\dot{m}_{in}$  وارد سردخانه شده و بعد از سرد شدن به طور متناوب از آن خارج می شوند.



شکل 1- سیکل تبرید تراکمی.

بار سرمایش بر روی سیکل تبرید به طور کلی شامل موارد زیر است:

- بار محصولات
- بار تعویض هوا
- بار حاصل از دیوارها و سقف
- بار اضافی و متفرقه (بار افراد، لامپ، تجهیزات الکترونیکی و ...)

بر اساس تحقیقات پیشین بار حاصل از دیوارها و سقف را جدا و بقیه ی بار را به صورت بار ثابت  $C=20 \text{ kW}$  در نظر می گیرند که در این پروژه نیز به همین صورت در نظر گرفته شده است. انتقاف حرارت از 5 وجه سردخانه صورت میگیرد (از کف سردخانه انتقال حرارت صورت نمی گیرد). ضخامت عایق بندی است که در تمام سطوح سردخانه ثابت فرض شده است.

## 2.1. روابط ریاضی

### 1.2.1 نالیز قانون اول:

در این سیکل بار اواپراتور شامل بار ثابت  $C$  و بار حاصل از دیوار و سقف سردخانه است. بار اواپراتور با استفاده از فرمول زیر بدست می آید [11]:

$$Q_{evp} = C + Q_{wall} \quad (1)$$

دبی جرمی مبرد را با استفاده از بار اواپراتور به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$Q_{evp} = \dot{m}_r (h_4 - h_3) \quad (2)$$

که در آن مقدار بار دیوار متغیر است و به مقدار  $X$  بستگی دارد که مقدار آن از قانون فوریه حساب می شود:

$$Q_{wall} = k_{ins} \cdot A_{ins} \frac{T_0 - T_C}{X} \quad (3)$$

در این رابطه  $k_{ins}$  ضریب هدایت گرمایی عایق،  $X$  ضخامت عایق،  $A_{ins}$  سطح کلی سردخانه،  $T_0$  دمای محیط بیرون و  $T_C$  دمای محیط داخل سردخانه است.

همچنین انرژی الکتریکی ورودی به کمپرسور توسط معادله زیر حاصل می گردد:

$$W_{comp} = \frac{m_r(h_1 - h_2)}{\eta_m} \quad (4)$$

در ضمن کمپرسور افت فشار مبرد در مبدلها را نیز جبران می کند. مقدار  $h_1$  با استفاده از معادله زیر به دست می آید:

$$\eta_{is} = \frac{h_{1s} - h_4}{h_1 - h_4} \quad (5)$$

که راندمان ایزانتروپیک یک کمپرسور اسکرول که در رابطه (5) مورد استفاده قرار گرفته توسط معادله زیر تعیین می گردد:

$$\eta_{is} = 0.85 - 0.046667 \left( \frac{P_1}{P_4} \right) \quad (6)$$

با در نظر گرفتن کندانسور به عنوان یک حجم کنترل حرارت دفع شده از آن به صورت زیر بیان می شود:

$$\eta_{is} = m_r(h_2 - h_1) \quad (7)$$

### 2.2.1 آنالیز اکسرژی

در سیستم تبرید، بر طبق قانون بقای اکسرژی، مجموع اکسرژی تخریب شده به صورت زیر خواهد بود [9, 10]:

$$\Delta Ex = Ex_{in} - Ex_{out} \quad (8)$$

اکسرژی ورودی برابر مجموع انرژی الکتریکی ورودی به کمپرسور و فن های اواپراتور و کندانسور است و بدی صورت بیان می گردد:

$$Ex_{in} = \frac{m_r(h_1 - h_4)}{\eta_m} + \left[ \frac{m_a v \Delta P_{fan}}{\eta_{fan}} \right]_{evp} + \left[ \frac{m_a v \Delta P_{fan}}{\eta_{fan}} \right]_{cond} \quad (9)$$

اکسرژی خروجی شامل بار گرفته شده از محصولات است و به صورت زیر حساب می شود:

$$Ex_{out} = -C \left( 1 - \frac{T_0}{T_C} \right) \quad (10)$$

تلفات اکسرژی شامل تلفات در کمپرسور، شیر فشارشکن، کندانسور، اواپراتور و تلفات اکسرژی از دیواره هاست. اتلاف اکسرژی با استفاده از معادله بالانس اکسرژی برای کمپرسور به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\Delta Ex_{comp} = W_{comp} + Ex_4 - Ex_1 \quad (11)$$

تولید آنتروپی در کمپرسور به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\Delta S_{comp} = m_r \left[ \frac{(h_1 - h_4)}{\eta_m} - (h_1 - h_4) \right] / T_0 + m_r(S_1 - S_4) \quad (12)$$

که در این رابطه، جمله اول افزایش آنتروپی محیط و جمله دوم افزایش آنتروپی مبرد را نشان می دهد.

اتلاف اکسرژی در شیر انبساط به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\Delta Ex_{exp} = T_0(S_3 - S_2) \quad (13)$$

اتلاف اکسرژی در کندانسور شامل اتلاف به دلیل بازگشت ناپذیری های خارجی، بازگشت ناپذیری در اثر اصطحکاک و اتلاف اکسرژی در اثر جریان یافتن هوای گرم بیرون از کندانسور می باشد. اتلاف اکسرژی با استفاده از معادله بالانس اکسرژی برای کندانسور به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\Delta Ex_{cond} = W_{fan,cond} + Ex_1 - Ex_2 \quad (14)$$

تولید آنتروپی در کندانسور توسط معادله زیر محاسبه می شود:

$$\Delta S_{evp} = m_r(s_2 - s_1) + \frac{Q_{cond}}{T_0} + \left[ \frac{m_a v \Delta P_{fan}}{\eta_{fan} T_0} \right]_{cond} \quad (15)$$

اتلاف اکسرژی در اواپراتور شامل اتلاف به دلیل بازگشت ناپذیری های خارجی و اصطحکاک است که به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\Delta Ex_{evp} = W_{fan, evp} + Ex_3 - Ex_4 + Q_{evp} \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (16)$$

آنتروپی تولید شده در اواپراتور به صورت معادله زیر بیان می گردد:

$$\Delta S_{evp} = m_r(s_4 - s_3) + \left[ \frac{m_a v \Delta P_{fan}}{\eta_{fan} T_0} \right]_{evp} - \frac{Q_{evp}}{T_c} \quad (17)$$

اتلاف اکسرژی ناشی از دیوارهای سردخانه از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\Delta Ex_{walls} = -Q_{wall} \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (18)$$

راندمان اکسرژی سیکل تبرید و سردخانه به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\Psi = \frac{\sum Ex_{out}}{\sum Ex_{in}} \quad (19)$$

## 2. بحث و نتیجه گیری

کندانسور و اواپراتور این سردخانه از نوع هوا خنک بوده که در آن جا به جایی از نوع اجباری با کمک فنهای محوری صورت میگیرد. اواپراتور داخل سردخانه قرار می گیرد و سرمایش لازم را به وجود می آورد. کندانسور که در بیرون سردخانه قرار گرفته است گرمای سیکل تبرید را به محیط می ریزد. کمپرسور در این سیکل از نوع اسکرو و ماده مبرد به کار رفته در این سیکل آمونیاک می باشد که بر خلاف سردخانه های قدیمی که از گاز فرمیون استفاده می کردند برای محیط زیست و لایه اوزون مخرب نیست. ای گاز در دمای 10 درجه زیر صفر در شبکه ی لوله کشی سردخانه در حرکت است.

فن تخلیه ی گازهای تولید شده از میوه های رسیده به همراه دستگاه اواپراتور نصب شده در هر سالن در شکل زیر نمایش داده شده است. در هر سالن 3 عدد اواپراتور نصب شده است. این سه عدد اواپراتور قادر هستند که در عرض 24 ساعت دمای سالن ها را از دمای محیط به دمای صفر درجه سانتیگراد برسانند. از طریق لوله های نصب شده در بالای سقف سالن ها، آمونیاک در دمای -10 درجه سانتیگراد به دستگاه های اواپراتور منتقل می شود در داخل اواپراتور از طریق نازل کوچکی بصورت گاز تحت فشار تبدیل شده و حجمش افزایش می یابد و به کمک سه فن که در پشت آن قرار دارد اقدام به خنک کردن محیط می کند.

کمپرسور ها سه عدد از نوع MYCOM ساخت ژاپن بوده اند. این کمپرسورها بسیار قوی بوده و برای 10 هزارتن محصول می توانند مورد استفاده قرار بگیرند.

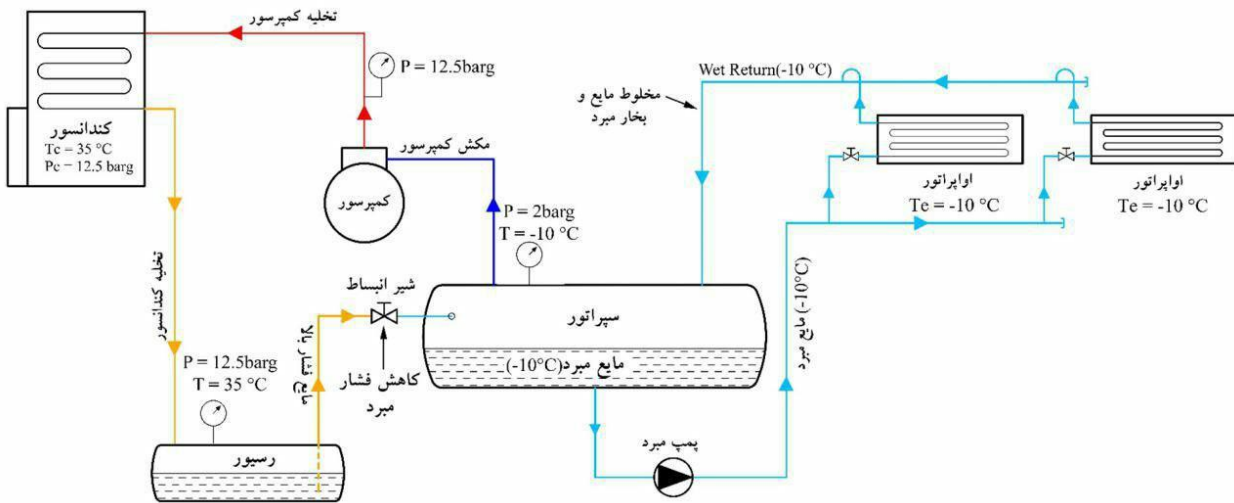


شکل-2: تصویر فن های تخلیه گاز و اواپراتور های نصب شده در سالن ها.

گاز آمونیاک داغ خروجی از کمپرسور از مسیر تخلیه کمپرسور وارد کندانسور می شود (کندانسور تبخیری) دمای تقطیر میرد در کندانسور 35 درجه سانتیگراد و فشار تقطیر (کندانسور) حدود 12.5 بار است. گاز در کندانسور تقطیر شده و خروجی کندانسور مایع میرد اشباع 30 درجه سانتی گراد خارج می گردد. تا اینجا اساس کار شبیه سیستم تبرید معمولی است. مایع میرد بعد از عبور از شیر انبساط، منبسط شده و فشارش از 12.5 به 2 بار کاهش می یابد. در فشار 2.5 بار دمای اشباع آمونیاک برابر با حدود 10- درجه سانتی گراد است. خروجی شیرانبساط مایع میرد با فشار 2.5 بار و دمای 10- درجه سانتی گراد و مقداری بخار است که در عبور از شیر انبساط به این شرایط تبدیل شده است. مایع میرد وارد سپراتور شده و بخار میرد در بالای مخزن و مایع میرد در پایین مخزن جمع خواهد شد. مایع میرد از پایین مخزن مکش می شود و به اواپراتورها هدایت می شود. در اواپراتور بر اثر جذب گرمای داخل سردخانه یک چهارم مایع تبخیر می گردد و باقی مایع باقی می ماند. از اواپراتور مخلوط مایع و بخار میرد 10- درجه سانتیگراد خارج می گردد.



شکل-3: تصویر کمپرسور MYCOM ساخت ژاپن.



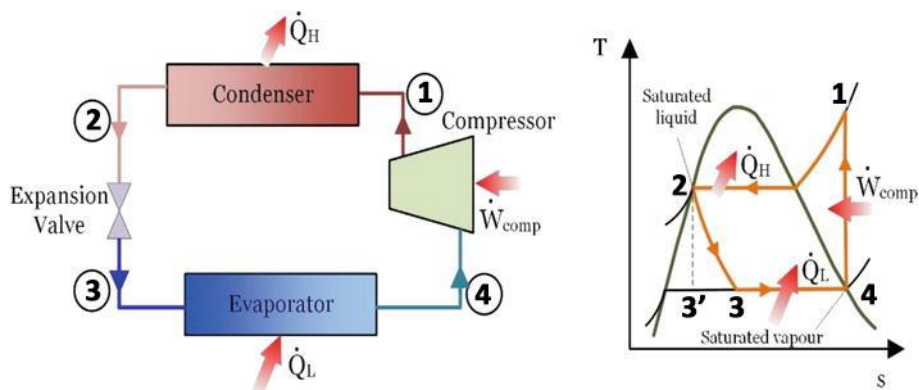
شکل-4: ساختار کلی و اجزای مختلف سردخانه و شرایط و پارامترهای دمایی و فشار در نقاط مختلف این چرخه.

بازده ترمودینامیکی سیکل یک سردخانه وابسته به شرایط عملکرد سیستم (ترکیبی از دمای اواپراتور ( $T_{EV}$ ) و دمای کندانسور ( $T_{CD}$ )) و سیال اصلی مورد استفاده در سیکل سردخانه می باشد.

دماهای  $T_{EV}$  و  $T_{CD}$  نقش مهمی در طراحی اجزای سردخانه دارند. بر اساس این دماها، سیال مورد استفاده در سردخانه انتخاب می شود. این سیال می بایست فشار  $p_{EV}$  و  $p_{CD}$  را در اواپراتور و کندانسور تحمل کند که هر کدام به ترتیب وابسته به دماهای  $T_{EV}$  و  $T_{CD}$  می باشند ( $p_{EV}=f(T_{EV})$ ,  $p_{CD}=f(T_{CD})$ ). این فشارها بر اساس توانایی تجهیزات و قابلیت های کمپرسور مورد استفاده در سردخانه تنظیم می شوند. مثلاً در کمپرسور پیستونی شرایط زیر بر فشارهای  $p_{EV}$  و  $p_{CD}$  حاکم است:

$$p_{EV} \geq 1 \text{ bar}, p_{CD} < 22.5 \text{ bar}, p_{CD}/p_{EV} < 7 \dots 8, (p_{CD} - p_{EV}) < 15 \text{ bar} \quad (20)$$

شمای گرافیکی این محدودیت ها به دیگرام بنک<sup>1</sup> معروف است [12]. ساده ترین شکل از یک چرخه ی کامل در سردخانه به صورت زیر می باشد.



شکل-5: چرخه ی یک سردخانه که شامل اواپراتور (EV)، کمپرسور (CM)، کندانسور (CD) و شیر فشار شکن (TV) می باشد.

<sup>1</sup> Benke diagram

بر اساس روابط ریاضی مربوط به محاسبه ی اکسرژی اجزای سردخانه، و همچنین گاز آمونیاک استفاده شده در این سردخانه، اطلاعات مربوط به آنتالپی و آنترپی در بخش های مختلف چرخه ی این سردخانه از جداول موران [13] استخراج شده است که در جدول زیر قابل مشاهده است.

جدول 1: اطلاعات ترمودینامیکی گاز آمونیاک در هر نقطه از چرخه ی سردخانه.

Point	T (°C)	p (bar)	h (kJ/Kg)	s (kJ/kg.K)
1	40	12.5	1466.53	4.9625
2	30	12.5	327.01	1.2152
3	-10	2.5	127.68	0.5152
4	-10	2.5	1428.88	54858
0 (air)	20	1	357.8	1.699

جدول 2: میزان تخریب اکسرژی رخ داده در اجزای سیستم.

اجزای سیستم	$\Delta E_x$ (kW)	تخریب اکسرژی (%)
کمپرسور	212.54	14.7
شیرانبساط	14.00	0.9
کندانسور	646.40	44.78
اوپراتور	230.44	15.96
دیوارها	340.07	23.55
کل سیکل	1443.45	100

نتایج محاسبات نشان میدهد که بیشترین تخریب اکسرژی در کندانسور با % 44.78 پس از آن توسط دیواره های سردخانه با % 23.55 و کمترین آن در شیر انبساط با % 0.9 رخ می دهد. لذا مهمترین بخشی که ارزیابی اکسرژی به منظور بررسی و احیای تجهیزات و ارتقا کیفیت قطعات می بایست در نظر گرفته شود در مرحله اول کندانسور و تجهیزات مربوط به آن می باشد و پس از آن تجدید نظر در ضخامت دیواره های سردخانه می باشد. سهم کمپرسور در تخریب اکسرژی کل سیستم بسیار پایین است و با توجه به هزینه ی بسیار گران قیمت این تجهیزات، چندان نیازی به اصلاح این بخش از چرخه ی سردخانه نمی باشد.

### 3. خلاصه

آنالیز اکسرژی ابزاری قدرتمند جهت بررسی ترمودینامیکی و تمواکونومیکی فرآیند های صنعتی می باشد. به کمک تحلیل اکسرژی می توان به بیشینه کار برگشت پذیر را محاسبه کرد و در یک فرآیند صنعتی عوامل موثر بر این بیشینه کار برگشت پذیر را شناسایی کرد. از آنجایی که دمای کار سردخانه ی سیب نزدیک به صفر درجه سلسیوس می باشد لذا اختلاف دما با محیط بیرونی منجر به اتلاف بالای انرژی در این سردخانه می گردد. در این مقاله سعی شد به کمک تحلیل اکسرژی تمامی اجزای یک سیکل تبرید سردخانه سیب مورد بررسی قرار بگیرد. نتایج محاسبات نشان میدهد که بیشترین تخریب اکسرژی در کندانسور با % 44.78 پس از آن توسط دیواره های سردخانه با % 23.55 و کمترین آن در شیر انبساط با % 0.9 رخ می دهد. بدین ترتیب نتایج این تحقیق می تواند در بازطراحی و ارتقا راندمان انرژی در سردخانه ی سیب مورد توجه قرار بگیرد.



- [1] British Petroleum, Statistical review of world energy 2007, BP, London, (2009). (In Persian)
- [2] Statistical center of Iran, www.amar.org.ir (In Persian)
- [3] ISIRI 5649: Voluminous and semi-voluminous breads manufacturing process machinery specifications, 1st Ed., *Institute of Standards and Industrial Research of Iran*, (2002). (In Persian)
- [4] Dincer, Ibrahim, Mustafa Edin, and I. Engin Ture. "Investigation of thermal performance of a solar powered absorption refrigeration system." *Energy conversion and management* 37, no. 1 (1996): 51-58.
- [5] Meunier, Francis, Florence Poyelle, and M. Douglas LeVan. "Second-law analysis of adsorptive refrigeration cycles: the role of thermal coupling entropy production." *Applied Thermal Engineering* 17, no. 1 (1997): 43-55.
- [6] Nikolaidis, C., and D. Probert. "Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compression refrigeration-plants performance." *Applied Energy* 60, no. 4 (1998): 241-256.
- [7] Bourouis, M., M. Nogues, D. Boer, and A. Coronas. "Industrial heat recovery by absorption/compression heat pump using TFE-H<sub>2</sub>O-TEGDME working mixture." *Applied thermal engineering* 20, no. 4 (2000): 355-369.
- [8] Göktun, Selahattin, and Hasbi Yavuz. "Performance of irreversible combined cycles for cryogenic refrigeration." *Energy conversion and management* 41, no. 5 (2000): 449-459.
- [9] Yumrutaş, Recep, Mehmet Kunduz, and Mehmet Kanoğlu. "Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems." *Exergy, An international journal* 2, no. 4 (2002): 266-272.
- [10] Kopac, Mehmet, and Bilal Zemher. "Effect of saturation-temperature on the performance of a vapour-compression refrigeration-cycle working on different refrigerants using exergy method." *International journal of energy research* 30, no. 9 (2006): 729-740.
- [11] Dingeç, Haldun, and Arif İleri. "Thermoeconomic optimization of simple refrigerators." *International journal of energy research* 23, no. 11 (1999): 949-962.
- [12] Benke K. *Moderne Ka'lteverdichter. Ka'lte-Klima-Praktiker* 1966;6(9):223-30. and 6(10): p. 289-96.
- [13] Moran, Michael J., Howard N. Shapiro, Daisie D. Boettner, and Margaret B. Bailey. *Fundamentals of engineering thermodynamics. John Wiley & Sons*, 2010.