ماهنامه علمى پژوهشى



mme.modares.ac.ir



تحلیل ترمودینامیکی و بهینه سازی سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری

دامون آقازاده دکانداری'، سید محمد سید محمودی'*، علیرضا ستایش حق"

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، شرکت ملی نفت ایران، شرکت ملی مناطق نفتخیز جنوب، اهواز

۲– دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

۳- کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد بستان آباد

» تبریز، صندوق پستی ۱۴۷۶۶–۱۴۷۶۶ مac.ir

اطلاعات مقاله	چکیدہ
اطلاعات مقاله مقاله پژوهشی کامل پذیرش: ۲۹ بهمن ۱۳۹۲ ارائه در سایت: ۱۰ مرداد ۱۳۹۲ <i>کلید واژگان:</i> سیکل تبرید اجکتوری– آبشاری ضریب عملکرد بازده قانون دوم ترمودینامیک	یجیدی در این مقاله ابتدا تأثیر افزودن اجکتور بر عملکرد ترمودینامیکی سیکل تبرید آبشاری بررسی شد. با مدلسازی سیکل جدید تبرید اجکتوری- آبشاری در نرمافزار EES معلوم شد که با فرض ظرفیت تبرید مساوی در هر دو سیکل آبشاری ساده و سیکل اجکتوری-آبشاری، افزودن اجکتور و انتخاب مبرد E134a برای واحد دما بالا باعث بهبود ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل آبشاری تا حدود ۶/۵٪ میشود. در ادامه ب انتخاب 773، 2000، 134a و 1213 به عنوان مبرد واحد دما بالای سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری تأثیر پارامترهای طراحی ماند دمای تبخیر کن واحد دما بالا، دمای تبخیر کن واحد دما پایین و دمای محیط در عملکرد سیکل تحلیل شد و کارایی سیکل با بکارگیری هر میرد نسبت به دیگر مبردها مقایسه گردید. نتایج نشان داد که کارایی سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری (۲74-۲۵) با انتخاب دمای بیشتر از کلوین برای دمای تبخیر کن واحد دما بالا بهتر از مواقعی است که از سه مبرد دیگر مورد مقایسه استفاده شود. سرانجام ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری با توجه به تغییرات دمای تبخیر کن واحد دما بالا و دمای محیط بهینهسازی شد. مشخص شد که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید با انتخاب ۲۵23 به عنوان مبرد واحد دما بالا و دمای محیط بهینهسازی شد. مشخص شد که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید با انتخاب 1233 به عنوان مبرد واحد دما بالا به بیش ترین مقدار
	خود خواهد رسد.

Thermodynamic analysis and optimization of a novel ejector- cascade refrigeration cycle

DamoonAghazadeh Dokandari¹, Seyyed Mohammad Seyyed Mahmoudi^{2*}, Alireza Setayesh Hagh³

1- National Iranian Oil Company, National Iranian South Oil Company, Ahwaz, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran

3- Department of Mechanical Engineering, Bostan-abad Branch of Islamic Azad University, Bostan-abad, Iran

* P.O.B. 51666-14766 Tabriz, Iran, s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION	ABSTRACT
Original Research Paper Received 14January2014 Accepted 18February2014 Available Online 01 August 2014	Throttling process through expansion valves causes a considerableamount of exergy loss so that reducing this loss improves the performance of compressed refrigeration cycle considerably. In the present work, the effect of using an ejector on the performance of a cascade refrigeration cycle is evaluated. It is concluded that the using ejector and selecting R134a as the high temperature
<i>Keywords:</i> Ejector- Cascade Refrigeration Cycle COP Second Law Efficiency	circuit refrigerant cause the COP and second law efficiency to increase by approximately 6.5 percent as compared to the conventional cascade cycle with the same cooling capacity. In addition, several refrigerants including R717, R290, R134a, and R123 are examined to reveal the effect of refrigerant type in the high temperature circuiton the cycle performance. It is also found that, at a temperature of more than 255.4 K, for the evaporator of high temperature circuit, the refrigerant combination of R744-R123 results in a better performance as compared to the other combinations. Finally, the cycle performance is optimized with respect to the temperatures of low temperature evaporator, high temperature evaporator, and the ambient from the view points of both the first and second laws of thermodynamics. It is concluded that the COP and the second law efficiency are the highest when R123 is used as the refrigerant at the high temperature circuit.

۱ - مقدمه

مرحلهای است. سیکل آبشاری در آن دسته از کاربردهای صنعتی که به محدوده گستردهتری از دما نیاز است مورد استفاده قرار میگیرد. به عنوان مثال میتوان یخچال سوپرمارکتهای بزرگ را در این خصوص نام برد که در آنها دمای تبخیرکن^۲ مورد نیاز برای نگهداری مواد غذایی در حدود ۳۰- تا

سیکلهای تبرید تراکمی چند مرحلهای بهطور گسترده در صنعت تبرید مورد استفاده قرار میگیرند[۱]. یکی از رایجترین سیکلها در تبرید، سیکل آبشاری^۱دو مرحلهای است که ضریب عملکرد آن بالاتر از سیکل تبرید یک

2-	Evaporator	•
----	------------	---

Please cite this article using:

1- Cascade Cycle

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

D. Aghazadeh Dokandari, M. Seyyed Mahmoudi, A. Setayesh Hagh, Thermodynamic analysis and optimization of a novel ejector- cascade refrigeration cycle, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 7, pp. 85-93, 2014 (In Persian)

۵۰- درجه سلسيوس است[۲،۳].

در سیکلهای آبشاری دو واحد تبرید تراکمی در قسمت مبادله کن میانی^۱ باهم کوپل میشوند. واحد دما بالای سیکل آبشاری میتواند با سیال عاملی مانند آمونیاک، پروپان و یا اتانول کار کند. آمونیاک به عنوان یک مبرد طبیعی و قابل دسترس، از لحاظ آلودگی و قابلیت اشتعال حساسیت کمتری نسبت به سایر مبرد ها مانند پروپان و اتانول دارد. همچنین بعد از تحقیقاتی که در سال ۱۹۹۳ میلادی صورت گرفت مشخص شد که با توجه به میزان زیاد هدر رفتن سایر مبردها در سیکل تبرید (۳۰٪ در سال)، آمونیاک به علت درصد نشت کمتر جایگزین مطمئنتری برای سایر مبردهای غیرطبیعی به شمار میرود [۴]. شینگ لی و همکارانش [۵] در سال ۲۰۰۶ با هدف رسیدن به بیشترین ضریب عملکرد و کمترین تلفات اگزرژی به یافتن نقطه بهینه برای دمای چگالنده^۲ سیکل تبرید آبشاری با مبردهای SH و CO2

ژتو و بنسال در سال ۲۰۰۸ در یک سیکل آبشاری با مبردهای NH3 و CO2تأثیر سه دسته از پارامترهای طراحی و عملکردی شامل دمای چگالنده و تبخیرکن واحد دما بالا (NH3)، اختلاف دمای دو مبرد در مبادله کن میانی و دمای چگالنده و تبخیرکن واحد دما پایین (CO2)را بر عملکرد سیکل مورد ارزیابی قرار دادند [۶].

در سیستمهای تبرید می توان با استفاده از انبساط چند مرحلهای تلفات فرایند اختناق را کاهش داد. در این خصوص اجکتورکه فاقد قسمتهای متحرک بوده و هزینه راهاندازی و نگهداری آن پایین است، گزینه مناسبی به نظر می رسد [۲،۸].

در سال ۲۰۰۶ جیان دنگ [۹] همراه با همکارانش سه سیکل شامل سیکل تبرید تراکمی ساده، سیکل تبرید تراکمی همراه با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی با اجکتور را مورد بررسی قرار دادند نتایج آنها نشان داد که برای شرایط کاری یکسان در هر سه سیکل، ضریب عملکرد^۲ سیکل تبرید اجکتوری به ترتیب ۱۸/۶/و ۲۲٪ بهتر از سیکل تبرید تراکمی با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی ساده خواهد بود. همچنین تحلیل اگزرژی آنها نشان داد که تلفات اگزرژی در فرایند اختناق سیستم تبرید اجکتوری به مقدار قابل توجهی کاهش یافته است.

در سال ۲۰۰۹ یاری [۱۰]تأثیر افزودن مبدل حرارتی داخلی و میان سردکن[†] را بر پارامترهای عملکردی سیکل تبرید تراکمی-اجکتوری با تراکم دو مرحلهای مورد مطالعه قرار داد. نتایج وی نشان داد که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل تبرید تراکمی-اجکتوری دو مرحلهای با افزودن مبدل حرارتی داخلی و میان سردکن در حدود ۱۲/۵ و ۲۱ درصد بهبود مییابد.

یاری و سیدمحمودی [۱۱] در سال ۲۰۱۱ سیکل تبرید آبشاری جدیدی را ارائه کردند که در آن دو سیکل تبرید و توان با استفاده از یک سیکل تراکمی-اجکتوری باهم کوپل شده بودند.

در این تحقیق برای نخستین بار بصورت تحلیلی تأثیر افزودن اجکتور بر ضریب عملکرد و تلفات اگزرژی سیکل تبرید تراکمی آبشاری بررسی گردید. با انتخاب مبردهای R717 (NH3)، R290، R134a وR123 برای واحد دما بالای سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری و مبرد (CO2)R744رای واحد دما پایین، تأثیر پارامترهای طراحی مانند دمای تبخیرکن واحد دما بالا، دمای تبخیرکن واحد دما پایین و دمای چگالنده بر عملکرد سیکل تحلیل و کارایی

سیکل با به کار بردن چهار مبرد مورد اشاره در واحد دما بالا مقایسه شد. در نهایت با در نظر گرفتن هر چهار مبرد برای واحد دما، عملکرد قانون اول و قانون دوم چرخه بهینهسازی شد.

در کار حاضر مدلسازی، بهینهسازی و تعیین خصوصیات ترمودینامیکی مبردها در نقاط مختلف سیکل با استفاده از نرمافزار ترمودینامیکی-محاسباتیEES³ [۱۲] انجام گردید.

۲- معرفی سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری

سیکل تبرید تراکمی آبشاری از دو واحد دما بالا و دما پایین تشکیل شده است که در مبادله کن میانی باهم کوپل می شوند. از طرف دیگر در سیستم-های تبرید تراکمی تلفات فرایند اختناق در شیر انبساط می تواند با افزودن اجکتور که جزئی ساکن بوده و هزینه راهاندازی و نگهداری پایینی دارد کاهش یابد [۲۸].

شکلهای ۱ و ۲ به ترتیب طرحواره و نمودار P-h سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید آبشاری را که شامل دو اجکتور در واحد دما بالا و پایین سیکل آبشاری ساده است و در این مقاله با عنوان سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری معرفی شده است نشان میدهد.

در سیکل تبرید اجکتوری –آبشاری مبرد واحد دما بالا در نقطه ۱ بصورت بخار اشباع وارد کمپرسور شده و با توجه به بازده آیزونتروپیک² آن تا نقطه ۲ متراکم میشود. سپس مبرد با عبور از چگالنده طی یک فرایند فشار ثابت تا حالت مایع اشباع (نقطه ۳) خنک شده و با عبور از نازل اجکتور (نقطه ۴)، در بخش اختلاط اجکتور با سیال ورودی از تبخیرکن مخلوط شده و در حالت ۵ از آن خارج میشود. در نهایت مبرد با ورود به دیفیوزر اجکتور در حالت دو فازی اجکتور را ترک کرده و وارد جداکن ^۷میشود (نقطه ۶). در جداکن بخار اشباع و مایع اشباع از هم تفکیک میشوند، بخار اشباع به کمپرسور رفته و مایع اشباع در نقطه ۷ وارد شیر انبساط ^۸شده و بعد از انبساط (نقطه ۸) وارد تبخیرکن واحد دما بالا که بخشی از مبادله کن میانی است، میشود. مبرد در تبخیرکن با گرفتن گرما از مبرد واحد دما پایین بصورت بخار اشباع در نقطه ۹ از آن خارج میشود.

مبرد واحد دما پایین سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری فرایندهایی مشابه واحد دما بالا را طی مینماید با این تفاوت که فرایند دفع گرما در مبادله کن میانی و با انتقال گرما به مبرد واحد دما بالا انجام گرفته و در تبخیرکن نیز گرما را از محیط سرد شونده دریافت مینماید.

۲-۱- موازنه جرمی سیکل تبرید اجکتوری - آبشاری

نرخ جریان جرمی واحد دما پایین با توجه به ظرفیت تبرید تبخیرکن آن که در کار حاضر برای هر دو سیکل آبشاری ساده و با اجکتور برابر با ۲۰۰ کیلووات فرض شده است بدست میآید با مشخص شدن نرخ جریان جرمی واحد دما پایین و به تبع آن میزان دفع گرما از مبرد واحد دما پایین به مبرد واحد دما بالا در مبادله کن میانی، نرخ جریان جرمی واحد دما بالا نیز تعیین -می شود.

۲-۲- مدلسازی ترمودینامیکی اجکتور

با توجه به اینکه تنها تغییرات سیکل جدید تبرید اجکتوری⊣َبشاری افزودن اجکتورو جدا کن به واحد دما بالا و دما پایین سیکل تبرید آبشاری است در

¹⁻ Heat Exchanger

²⁻ Condenser3- Coefficient of Performance

⁴⁻ Intercooler

⁵⁻ Engineering Equation Solver

⁶⁻ Isentropic Efficiency 7- Separator

⁸⁻ Expansion Valve

این بخش قسمتهای مختلف اجکتور معرفی شده است [۱۰].

اجکتور از سه قسمت نازل، محفظه اختلاط و دیفیوزر تشکیل شده است. جریان خروجی از چگالنده به عنوان جریان اولیه با ورود به نازل اجکتور تا فشار تبخیرکن منبسط میشود. در قسمت اختلاط اجکتور جریان خروجی از چگالنده (جریان اولیه) با جریان خروجی از تبخیرکن (جریان ثانویه) طی فرایندی فشار ثابت مخلوط میشود. طبق روابط (۱) و(۲) داریم:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_9 = \dot{m}_6$$
 (1)

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_{18} = \dot{m}_{15} \tag{(Y)}$$

نسبت جریان جرمی خروجی از تبخیرکن به جریان جرمی خروجی از چگالنده به عنوان نسبت مکش^۱ اجکتور تعریف میشود [۱۰،۱۱]. طبق روابط (۳) و (۴) داریم:

$$U_{\rm HTC} = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_3} \tag{(*)}$$

$$U_{\rm LTC} = \frac{m_{18}}{\dot{m}_{12}} \tag{(f)}$$

مخلوط بعد از خروج از محفظه اختلاط با ورود به دیفیوزراجکتور تا فشار ورودی کمپرسور متراکم شده و در حالت دو فازی از اجکتور خارج می شود. بنابراین نرخ جریان اولیه برای واحد دما بالا و پایین براساس تابعی از نسبت مکش و جریان جرمی خروجی از اجکتور به ترتیب برابر ($m_{\rm HTC} + 1$) $m_6 / (U_{\rm HTC} + 1)$ مکش و جریان جرمی خروجی از اجکتور به ترتیب برابر ($m_{
m LTC} + 1$) است همچنین نرخ جریان ثانویه در واحد دما بالا و پایین به ترتیب برابر با $m_{
m 15} U_{
m LTC} / (U_{
m LTC} + 1)$ و $m_6 U_{
m HTC} / (U_{
m HTC} + 1)$ است.

۲-۳- فرضیات مدلسازی

- سیستم حالت پایا^۲ فرض شده است.
- فرایند تراکم در کمپرسورهای سیکل بیدررو^۳ فرض شده است.
 - تلفات حرارتی و افت فشار در سیستم ناچیز فرض شده است.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل سیستم صرف نظر شده است.
 - فرایند اختلاط در اجکتور فشار ثابت در نظر گرفته شده است.
- فرایند اختناق در شیر انبساط آنتالپی ثابت در نظر گرفته شده است.
- دمای چگالنده در واحد دما بالا ۵ درجه سلسیوس بالاتر از دمای محیط فرض می شود.
 - اختلاف دمای دو مبرد در مبادله کن میانی ۵ درجه سلسیوس فرض شده است.
 - بازده حرارتی مبادله کن میانی ۹۵٪ فرض شده است.
- بازده بخش نازل، اختلاط و دیفیوزر اجکتور به ترتیب ۷۵٪، ۸۵٪ و ۷۵٪
 درنظر گرفته شده است [۱۳].

- ظرفیت تبرید برای تمام سیکلهای تحت بررسی (ساده و با اجکتور)،
 مساوی و برابر ۲۰۰ کیلو وات درنظر گرفته شده است.

۳- روابط ترمودینامیکی حاکم بر مسئله

در مدل سازی، هر یک از اجزاء سیکل به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته شده است که با محیط تبادل کار یا حرارت انجام میدهد [۱۴]. اساس مدلسازی در تحلیل هر یک از اجزاء، معادلات بقای جرم و انرژیاست که به ترتیب در روابط(۵) (۶) معرفی شدهاند:

$$\Delta_{\rm out}^{\rm in}\left(\sum_{i}m_{i}\right)=0$$

(۵)

3- Adiabatic

$$\mathcal{A}_{\text{out}}^{\text{in}}\left(\sum_{i} m_{i} h_{i}\right) + \mathcal{A}_{\text{out}}^{\text{in}}\left(\sum_{j} Q_{j}\right) + \mathcal{A}_{\text{out}}^{\text{in}}\left(\sum_{k} W_{k}\right) = 0$$

$$(\mathfrak{F})$$

از طرف دیگر نرخ تولید انتروپی با در نظر گرفتن هر یک از اجزاء سیکل بصورت حجم کنترل از رابطه (۷)قابل محاسبه است [۱۴]:

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{Q_r}{T_r}$$
(Y)

نرخ تلفات اگزرژی نیز طبق قضیه گوی استدولا^۲ بصورت رابطه (۸) تعریف می شود:

$$\dot{I} = T_{\rm amb} \dot{S}_{\rm gen}$$
 (A)

در جدول شماره ۱ روابط ترمودینامیکی حاکم بر هر یک از اجزاء سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری ارائه شده است.

همچنین ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری⊣آبشاری برابر با رابطه (۹) است.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_{c,HTC} + \dot{W}_{c,LTC}}$$
(9)

که در آن \dot{W}_{eva} ظرفیت تبرید واحد دما پایین، $\dot{W}_{c,\mathrm{HTC}}$ و $\dot{W}_{c,\mathrm{LTC}}$ به ترتیب توان مصرفی کمپرسور واحد دما بالا و دما پایین سیکل است.

بالانس اگزرژی برای سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری مطابق رابطه (۱۰)

$$\dot{W}_{c,HTC} + \dot{W}_{c,LTC} = \dot{W}_{rev} + \dot{I}_{t}$$
(1.)

تعريف مىشود:





4-Gouy-Stodola

¹⁻ Entrainment Ratio 2- Steady State



0.1:15-



همچنین شرایط ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید اجکتوری⊣آبشاری (R744-R717) در جداول (۲) و(۳) نشان داده شده است.

۴- بحث و نتایج

به منظور بررسی صحت مدلسازی، ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری ساده با نتایج مرجع [۶] مقایسه شد. به این منظور شرایط کاری سیکل آبشاری مرجع [۶] شامل دمای تبخیرکن واحد دما بالا، دمای تبخیرکن واحد دما پایین، اختلاف دمای دو مبرد در مبادله کن میانی و دمای چگالنده به سیکل آبشاری ساده مدلسازی شده اضافه شد. نتایج نشان داد که اختلاف ضریب عملکرد کار حاضر با نتایج گزارش شده در مرجع [۶] حدود ۲٫۵٪ است (شکل ۴). به هر حال این اختلاف ناشی از متغیر فرض کردن بازده آیزونتروپیک کمپرسور است (شکل ۳) به طوری که در صورت ثابت فرض نمودن بازده آیزونتروپیک کمپرسور توافق بسیار خوبی بین نتایج بدست میآید.

نسبت ضریب عملکرد و نسبت بازده قانون دوم سیکل جدید اجکتوری-آبشاری به سیکل آبشاری ساده بر حسب تغییرات دمای تبخیرکن واحد دما بالا (تبخیرکن میانی) و با فرض چهار مبرد R717، R134 و R123 و R123 برای واحد دما بالا به ترتیب در شکلهای ۵ و ۶ رسم شده است. از شکل مشخص است که افزودن اجکتور موجب افزایش ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل می شود. بیش ترین افزایش مربوط به سیکل آبشاری R744-R134a است بهطوری که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم آن با افزودن اجکتور تا ۸/۶٪ افزایش یافته است. همچنین کمترین افزایش نیز با مقدار ۳٪ در برخی شرایط کاری سیکل آبشاری R744-R717 حاصل می شود.



شکل۲ طرحواره و نمودار *P*-h سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری که در آن، *W*_{rev} کل توان مصرفی در حالتی است که تمام فرایندهای سیکل برگشت پذیر باشند و *İ* مجموع تلفات اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری است. سرانجام بازده قانون دوم ترمودینامیک برای سیکل جدید تبرید

اجکتوری-آبشاری با رابطه (۱۱) تعریف میشود: بند

$$\eta_{\rm ex} = \frac{W_{\rm rev}}{\dot{W}_{\rm c,HTC} + \dot{W}_{\rm c,LTC}} \tag{11}$$

۳-۱- بازده آیزونتروپیک کمپرسور

در برخی از کارهای انجام گرفته در زمینه سیکل تبرید آبشاری، بازده آیزونتروپیک کمپرسور ثابت فرض شده است، این فرض با توجه به وابسته بودن بازده آیزونتروپیک کمپرسور به نسبت تراکم آن باعث خطا در محاسبات ترمودینامیکی میشود. در کار حاضر بازده آیزونتروپیک کمپرسور واحد دما بالا و دما پایین سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری بصورت تابعی از نسبت تراکم کمپرسور تعریف میشود [10]. طبق رابطه (۱۲) داریم:

 $\eta_{\rm is} = 0.874 - 0.0135 R_{\rm c}$ (17) در شکل ۳ تغییرات بازده آیزونتروپیک کمپرسور بر حسب نسبت تراکم نشان داده شده است.

شير انبساط واحد دما بالا

جدول۱ روابط ترمودینامیکی اعمال شده در هر یک از اجزاء سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری

روابط اگزرژی	روابط انرژی	اجزاء سيكل
$I_{c} = \frac{\dot{m}_{6}}{U_{HTC} + 1} [T_{0} (s_{2} - s_{1})]$	$\eta_{\rm c} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} , \ W_{\rm c} = \frac{\dot{m}_6}{U_{\rm HTc} + 1} (h_2 - h_1) , \ \eta_{\rm c} = 0.874 - 0.0135 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$	كمپرسور واحد دما بالا
$I_{\text{cond}} = \frac{\dot{m}_{6}}{U_{\text{HTC}} + 1} \left[\left(h_{2} - h_{3} \right) - T_{0} \left(s_{2} - s_{3} \right) \right]$	$Q_{ ext{cond}} = rac{\dot{m}_6}{U_{ ext{HTC}}+1}(h_2 - h_3)$	چگالنده

$$I_{\exp} = \frac{\dot{m}_{6}U_{\text{HTC}}}{U_{\text{HTC}} + 1} T_0 \left[\left(s_8 - s_7 \right) \right] \qquad h_7 = h_8$$

$$I_{\text{Hex}} = T_0 \bigg[\frac{\dot{m}_6 U_{\text{HTC}}}{U_{\text{HTC}} + 1} \big(s_9 - s_8 \big) + \frac{\dot{m}_{15}}{U_{\text{LTC}} + 1} \big(s_{12} - s_{11} \big) \bigg] \quad \eta_{\text{Hex}} = \frac{Q_{\text{Hex,ME}}}{Q_{\text{Hex,MC}}} , \quad Q_{\text{Hex,ME}} = \frac{\dot{m}_6 U_{\text{HTC}}}{U_{\text{HTC}} + 1} \big(h_9 - h_8 \big) , \quad Q_{\text{Hex,MC}} = \frac{\dot{m}_{15}}{U_{\text{LTC}} + 1} \big(h_{11} - h_{12} \big)$$

$$I_{\rm eje} = \dot{m}_{15}T_0 \left[s_{15} - s_{12} \frac{1}{U_{\rm LTC} + 1} - s_{18} \frac{U_{\rm LTC}}{U_{\rm LTC} + 1} \right] \qquad \eta_n = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{13s}} \ , \ h_{12} - h_{13} = \frac{u_{13}^2}{2} \ , \ \dot{m}_{15}u_{14} = \frac{\dot{m}_{15}}{U_{\rm LTC} + 1}u_{13} \ , \ \eta_m = \frac{u_{14}^2}{u_{14}^2} \ , \ h_{15} - h_{14} = u_{14}^2 / 2 \ , \ \eta_d = (h_{15s} - h_{14}) / (h_{15} - h_{14}) \ , \ x_{14} = \frac{1}{U_{\rm LTC} + 1} \ , \ \dot{m}_{15}h_{15} = \frac{\dot{m}_{15}}{U_{\rm LTC} + 1}h_{12} + \frac{\dot{m}_{15}U_{\rm LTC}}{U_{\rm LTC} + 1}h_{18}$$

نرخ جریان جرم (کیلوگرم بر ثانیه)	كيفيت	کیلوگرم) آنتروپی ویژه(کیلو ژول بر کیلوگرم کلوین)	ويژه(كيلو ژول بر	فشار (کیلو پاسکال) آنتالپی	دما (كلوين)	نقطه
•,٢٢٩٣	١	۵٫۷۵۹	1401	۲۸۹	758	١
•, ٢ ٢٩٣	-	Δ _/ λ۶۱	1881	<i>९ ९</i> , ९	384	٢
•, ٢ ٢٩٣	•	١/۴ • ۶	۳۱۶,۹	<i>९ ९</i> ८,/९	297	٣
•, ۲ ۲۹۳	•,1781	1,४४९	۳۱۶,۹	۲۸۹	758	۴
• , A • YA	١	-•, ۶ λ۹۲	-71,49	٩٩٩	۲۳۳	۵
• , A • YA	-	_• <i>¦</i> ۶αλ۵	- ۱ ۳/۳۳	۳ • ۳۳	$r \ln \Delta_{I} r$	۶
• , A • YA	•	- 1,YXY	- ~ 1 ٩, ١	۳ • ۳۳	788	٧
• ,	•,٣٣٣٧	- 1,Y&Y	- ~ 1 ٩, ١	٩٩٩	۲۳۳	٨

(T _{eva,up} =263 K, T _{eva,down} =233 K, T _{amb} =293 K)	_آبشارى	جديد تبريد اجكتوري	نقاط مختلف سيكل	جدول۳ شرایط ترمودینامیکی
---	---------	--------------------	-----------------	---------------------------------

نرخ جریان جرم(کیلوگرم بر ثانیه)	كيفيت	آنتروپی ویژه(کیلو ژول بر کیلوگرم کلوین)	آنتالپی ویژه(کیلو ژول بر کیلوگرم)	شار (کیلو پاسکال)	دما (كلوين) ف	نقطه
•, ٢٢ ٧٢	١	$\Delta/V\Delta Y$	1401	۲۹۴٫۸	۲۶۳٬۵	١
•, ٢ ٢٧٢	-	$\Delta_{I} \wedge \Delta \Upsilon$	1801	۹ <i>۹</i> ۸,۹	3787,V	٢
•, ٢ ٢٧٢	•	۱/۴۰۶	۳۱۶/۹	۹ <i>۹</i> ۸,۹	297	٣
•,7777	•,119٣	۱/۴۱۷	$r \cdot \Lambda_{\prime} r$	۲۸۹	788	۴
•,4788	۰,۵۳۲۸	٣/۴۵۵	۸۴۴٫۵	۲۸۹	788	۵
•,4788	۰,۵۳۳۱	۳٬۴۵۶	۸۴۶ /۲	۲۹۴٫۸	۲۶۳٬۵	۶
•,1991	•	· , A T a 1	۱۵۵,۶	۲۹۴٫۸	۲۶۳٬۵	٧
•,1991	•,•• \ Y	· /۸۳۵۲	۱۵۵,۶	۲۸۹	788	٨
•,1991	١	۵,۷۵۹	1401	۲۸۹	788	٩
• ,A • Y	١	-•, ∕ ۶٩۵۵	-Y1,78	1.41	2241	١٠
• ,A • Y	-	_•,۶۶۵λ	- 1 Q/88	۳۰۳۳	٣١٣,٢	11
• ,A • Y	•	- 1,YXY	- 3 1 9, 1	۳۰۳۳	788	١٢
• ,A • Y	•,٢١۶٣	- 1,ΥΥΔ	-874,4	٩٩٩	۲۳۳	١٣
١,۴٣١	۰,۵۶۳۶	- 1, Y 9 F	- T \ T / T	٩٩٩	۲۳۳	14
١,۴٣١	<i>۰٫۵۶</i> ۳۹	- 1, X 9 K	- ۲ ۱ ۱, ۱	1.41	224/1	۱۵
•,874	•	-Υ,·۶۵	- ٣ ٩١/٩	1.41	224/1	18
•,874	•,•••	- Y, • 88	- ٣ ٩ ١,٩	٩٩٩	۲۳۳	۱۲
•,874	١	-• <i>\</i> %Å٩Y	-Y1/F9	٩٩٩	۲۳۳	۱۸



شکل۵ نسبت ضریب عملکرد سیکل جدید اجکتوری-آبشاری به سیکل آبشاری ساده



شکل۶ نسبت بازده قانون دوم سیکل جدید اجکتوری-آبشاری به سیکل آبشاری ساده



شکل ۷ تأثیر دمای تبخیرکن واحد دما بالا بر ضریب عملکرد سیکل

در شکلهای ۷و۸ به تأثیر دمای تبخیر کن واحد دما بالا بر ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری اشاره شده است، مشاهده می شود که با افزایش دمای تبخیر کن، ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل آبشاری تا نقطه بهینه تبخیرکن واحد دما بالا افزایش و سپس كاهش يافته است. با افزايش دماى تبخيركن واحد دما بالا نسبت تراكم کمپرسور واحد دما بالا کاهش یافته و به تبع آن توان مصرفی کمپرسور کم شده است از طرف دیگر افزایش دمای تبخیر کن واحد دما بالا نسبت تراکم کمپرسور واحد دما پایین را افزایش داده و در نتیجه افزایش توان مصرفی كميرسور اين واحد را موجب شده است بطوريكه تا نقطه بهينه نرخ كاهش توان مصرفی کمپرسور واحد دما بالا بیشتر از نرخ افزایش توان مصرفی كمپرسور واحد دما پايين است اما بعد از نقطه بهينه اين روند تغيير يافته و

نرخ افزایش توان مصرفی کمپرسور واحد دما پایین بیشتر از نرخ کاهش توان مصرفى كمپرسور واحد دما بالا مىشود.

همچنین مشاهده شد که سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری با مبردR123 در واحد دما بالا، تا دمای ۲۵۰٬۳ کلوین کارایی پایین تری نسبت به سه مبرد دیگر مورد مقایسه داشته است اما در دماهای بالاتر از ۲۵۵٬۴کلوین کارایی آن در مقایسه با سه مبرد دیگر بهتر شده است.

در شکل ۹ تأثیر دمای تبخیرکن واحد دما پایین، که مبرد آن (CO2)R744 است، بر ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری نشان داده شده است. با افزایش دمای تبخیرکن واحد دما پایین و ثابت ماندن سایر پارامترهای طراحی، نسبت تراکم کمپرسور واحد دما پایین کاهش می یابد این امر كاهش توان مصرفي كمپرسور را به دنبال دارد. بنابراين با توجه به فرض ثابت بودن ظرفيت تبريد سيكل، افزايش دماي تبخيركن واحد دما پايين ضريب عملکرد سیکل را همانطور که از نمودار نیز مشخص است افزایش میدهد.

همچنین با توجه به اینکه تغییرات دمای تبخیرکن واحد دما پایین تأثیری بر شرایط ترمودینامیکی واحد دما بالای سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری ندارد لذا با تغییر مبرد واحد دما بالا تنها بهدلیل تفاوت در خصوصیات ترمودینامیکی مبردها، نرخ جریان جرمی عبوری از مبادلهکن میانی تغییر جزئی خواهد کرد که این تغییر باعث اختلاف جزئی در ضریب عملکرد چهار مبرد انتخابی شده است (شکل ۹).

در شکل ۱۰ تأثیر دمای تبخیرکن واحد دما پایین بر بازده قانون دوم ترمودینامیک ارائه شده است. از شکل مشخص است که با افزایش دمای تبخیرکن، بازده قانون دوم ابتدا افزایش و بعد از یک دمای مشخص کاهش یافته است. همچنین مشاهده شد که بیشترین بازده قانون دوم ترمودینامیک با انتخاب مبرد R123 برای واحد دما بالا سیکل تبرید اجکتوری -آبشاری بدست می آید.



مهندسی مکانیک مدرس، مهر ۱۳۹۳، دوره ۱٤، شماره ۷

DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.7.11.2

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-05-15



با توجه به اینکه در کار حاضر دمای چگالنده همواره ۵ درجه سلسیوس بالاتر از دمای محیط فرض شده است لذا تأثیر تغییرات دمای محیط به نوعی منعکس کننده تأثیر تغییرات دمای چگالنده بر عملکرد سیکل است.

در شکلهای ۱۲و۱۲ تأثیر تغییرات دمای محیط بر ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید نشان داده شده است.

مشاهده شد که با افزایش دمای محیط ضریب عملکرد هر چهار سیکل روند کاهشی داشته است اما برای بازده قانون دوم با افزایش دمای محیط، بازده هر چهار سیکل ابتدا افزایش و بعد از رسیدن به بیشینه مقدار افت کرده است.

نکته دیگر، نحوه رفتار سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری با مبرد واحد دما بالای R123 است. مطابق شکل ۱۲، بازده قانون دوم این سیکل در دماهای کمتر از ۳۴ درجه سلسیوس نسبت به سایر مبردهای در نظر گرفتهشده برای واحد دما بالا بیشتر است.



با این حال بازده قانون دوم این سیکل با افزایش دمای محیط به شدت افت میکند به طوری که در دماهای بزرگ تر از ۳۴ درجه سلسیوس بازده سیکل با مبرد واحد دما بالای R717 بیشتر از بازده سیکل با مبرد واحد دما بالای R123 میشود.

اما مهم ترینتأثیر افزودن اجکتور به سیکل تبرید آبشاری کاهش تلفات اگزرژی سیکل است [۷و۸]. در نمودار میلهای شکل۱۳میزان تلفات اگزرژی در هر یک از اجزاء سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری با فرض ظرفیت تبرید برابر و شرایط کاری یکسان در دو سیکل، مقایسه شده است. مشاهده میشود که بیشترین کاهش تلفات اگزرژی در شیر انبساط اتفاق میافتد بهطوری که مجموع تلفات اگزرژی شیر انبساط و اجکتور در سیکل جدید از تلفات اگزرژی شیر انبساط در سیکل آبشاری ساده ۲۳ ٪ کمتر است.

در جدول ۴ مقدار تلفات اگزرژی کل در سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید مقایسه شده است. مشاهده می شود که با افزودن اجکتور به سیکل تبرید آبشاری، تلفات اگزرژی کل سیکل تا حدود ۸٪ کاهش یافته است.

۴–۱– بهینه سازی سیکل

در پایان برای رسیدن به بیشترین ضریب عملکرد و بازده قانون دوم ترمودینامیک در سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری بهینهسازی توسط نرمافزار EES انجام پذیرفت. به این منظور ضریب عملکرد و بازده قانون دومبه عنوان تابعی از دمای تبخیرکن واحد دما بالا، دمای تبخیرکن واحد دمای پایین (R744) و دمای محیط در نظر گرفته شد. طبق روابط (۱۳) و (۱۴) داریم:



شکل۱۳مقایسه تلفات اگزرژی سیکل تبرید آبشاری ساده با سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری

تلفات اگزرژی در سیکل جدید تبرید اجکتوری–آبشاری(kW)	تلفات اگزرژی در سیکل تبرید آبشاری ساده (kW)	سیکل تبرید آبشاری
F&/F1	F9, • T	R744-R717
۴۵٫۷۳	۵۰٫۱۱	R744-R290
F&;F9	¥9,9A	R744-R134a
<i>۴۴</i> ,۹	41/V8	R744-R123

جدول۴مقایسه تلفات اگزرژی کل سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید تبرید اجکتوری-اَبشاری (Tevaup=263 K, Tevadown=233 K, Tamb=293 K)



شکل۱۴مقایسه مقادیر بهینه ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری



شکل1۵ مقایسه مقادیر بهینه بازده قانون دوم سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید تبرید اجکتوری⊣آبشاری

laximizeCOP(T _{eva,up} ,	T _{eva,down} , T _{amb})) (*	۱۳	')	
-----------------------------------	--	------	----	----	--

 $Maximize\eta_{ex}(T_{eva,up}, T_{eva,down}, T_{amb})$ (14)

که در آن طبق روابط (۱۵) تا (۱۷):

 $243 \le T_{\rm eva,up}[\rm K] \le 263 \tag{10}$

 $223 \le T_{\text{eva,down}}[K] \le 243 \tag{19}$

 $293 \le T_{\rm amb}[\rm K] \le 313 \tag{1Y}$

با افزودن معادلات بالا در نرمافزار EES و با استفاده از روش جستجوی مستقیم که از قابلیتهای نرمافزار است مشخص شد که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید تبرید اجکتوری⊣آبشاری با مبرد R123 در واحد دما بالا در مقایسه با سه مبرد دیگر بیشترین مقدار را دارد. در شکلهای ۱۹۴۱و۱۵ مقادیر بیشینه ضریب عملکرد و بازده قانون دوم در سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید با در نظر گرفتن چهار مبرد برای واحد دما بالاآمده است.

۵- نتیجه گیری و جمع بندی

در سیکلهای تبرید تراکمی، فرایند اختناق در شیر انبساط تلفات اگزرژی

بالایی را موجب میشود، بطوریکه کاستن از این تلفات میتواند به بهبود کارایی سیکل منجر شود.

در این مقاله برای نخستین بار با مدلسازی سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری در نرمافزار EES مشخص شد که با فرض ظرفیت تبرید ثابت، میتوان ضریب عملکرد و بازده قانون دوم ترمودینامیک سیکل آبشاری را با افزودن اجکتور حداکثر تا ۶/۵٪ (برای سیکل آبشاری موجب کاهش تلفات افزایش داد. همچنین افزودن اجکتور به سیکل آبشاری موجب کاهش تلفات اگزرژی و توان مصرفی کمپرسور به میزان ۸٪ میشود. در ادامه با انتخاب تبرید اجکتوری-آبشاری تأثیر پارامترهای طراحی مانند دمای تبخیرکن واحد دما بالا (تبخیرکن میانی)، دمای تبخیرکن واحد دما پایین و دمای محیط بر عملکرد سیکل بررسی و کارایی سیکل با بکارگیری هر یک از مبردهای فوق مقایسه شد. مشخص گردید که با افزایش دمای تبخیرکن واحد دما بالا برای

افزایش دمای تبخیر کن واحد دما پایین (سیکل R744)، ضریب عملکرد سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری را بهطور پیوسته افزایش میدهد اما بازده قانون دوم تا رسیدن به بیشینه مقدار خود افزایش و سپس کاهش مییابد.

افزایش دمای محیط با توجه به فرضیات مسئله باعث افزایش دمای چگالنده شده که این امر کاهش ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری را به دنبال دارد. افزایش دمای محیط بازده قانون دوم را تا رسیدن به بیشینه مقدار خود افزایش و سپس کاهش میدهد.

با هدف رسیدن به بیش ترین ضریب عملکرد و بازده قانون دوم ترمودینامیک بهینهسازی سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری توسط نرم-افزار EES انجام گرفته و نتایج زیر حاصل گشت:

بیشترین مقدار ضریب عملکرد در سیکل جدید برابر با ۲/۷۶ است که
 این مقدار با انتخاب مبرد R123 برای واحد دما بالا حاصل می شود.

 بازده قانون دوم سیکل جدید در حالت بهینه به مقدار ۵۰/۹٪ میرسد که این مقدار با در نظر گرفتن R123 برای واحد دما بالای سیکل بدست میآید. همچنین کمترین مقدار بازده بیشینه با درنظر گرفتن مبرد R717 برای واحد دما بالای سیکل بدست آمد.

 کمترین و بیشترین مقدار تلفات اگزرژی در سیکل جدید به ترتیب با انتخاب مبردهای R123 و R290 برای واحد دما بالای سیکل حاصل می شود.

در تحقیقات آتی میتوانبه روش آزمایشگاهی نتایج بدست آمده از کار حاضر را اعتبارسنجی کرد. همچنین میتوانتأثیر افزودن مبدل حرارتی داخلی را در عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری مورد بررسی قرار داد.

۶- فهرست علائم

ضريب عملكرد	СОР
آنتالپی ویژه،(kJ/kg)	h
تلفات اگزرژی، (kJ)	1

DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.7.11.2

تحلیل ترمودینامیکی و بہینہ سازی سیکل جدید تبرید اجکتوری–آبشاری

 \dot{m}_e

ex

exp

HTC

Hex

LTC

MC

ME

m

n

opt

is

نرخ جریان جرمی خروجی، (kg/s)

۷- مراجع

- [1] B. Khastoo, *Heating Air Condition and Refrigeration*, Tehran: Amirkabir University, 2007. (In Persian)
- [2] The Cascade Supermarket Refrigeration System at the Warehouse, Auckland: *Personal Communication*, 2006.
- [3] W.F.Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook, McGraw-Hill, Inc, 1998.
- [4] Sintef Vedleggsrapport till STF11 A93051 Brukeroverikt-Kuldemedier 1 Norge, F93058, Trondheim: SNTEF report No. STF11, 1993.
- [5] T. Sh. Lee, Ch. H. Liu, T.w. Chen, Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO2/NH3 cascade refrigeration system, *International Journal Refrigeration*, vol. 29, No. 7, pp. 1100-1108, 2006.
- [6] H. M. Getu, P. K. Bansal, Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system, *International Journal Refrigeration*, vol. 31, No. 1, pp. 45-54, 2008.
- [7] J. Sarkar, optimization of ejector-expansion transcritical CO2 heat pump cycle, *International Journal Energy*, vol. 33, No. 9, pp. 1399-1406, 2008.
- [8] M. Yari, M. Sirousazar, Cycle improvements to ejector-expansion transcritical CO2 two-stage refrigeration cycle, *International Journal Energy*, vol. 32, pp. 677-687, 2008.
- [9] J. Q. Deng, P. X. Jiang, T. Lu, W. Lu, Particular characteristics of transcritical CO2 refrigeration cycle with an ejector, *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, No. 2-3, pp. 381-388, 2007.
- [10] M. Yari, Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector-expansion transcritical CO2 refrigeration cycle, *International Journal Thermal Sciences*, vol. 48, No. 10, pp. 1997-2005, 2009.
- [11] M. Yari, S.M.S Mahmoudi, Thermodynamic analysis andoptimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO2) cascade refrigeration cycles(novel transcritical CO2 cycle), *International Journal Energy*, vol. 36, No. 12, pp. 6839-6850, 2011.
- [12] EES: Engineering Equation Solver, f chart software Inc, 2004.
- [13] J. Yu, Y. Ren, H. Chen, Y. Li, Applying mechanical subcooling toejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance, *Energy Conversion*, vol. 48, No. 4, pp. 1193-1199, 2007.
- [14] Y.A. Cengel, M.A. Boiles, *Thermodynamics An Engineering Approach*, sixth Ed, 2007.
- [15] O. Brunion, M. Feidt, B. Hive, Compression of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump, *International Journal Refrigeration*, vol. 20, No. 5, pp. 308-318, 1997.

نرخ جریان جرمی ورودی، (kg/s) . ḿi فشار،(kPa) Р نرخ تبادل گرما،(kW) 0 نسبت تراكم R آنتروپی ویژه، (kJ/kg.K) S نرخ توليد آنتروپي، (kW/K) \dot{S}_{gen} دما، (K) Т نسبت مکش IJ سرعت مبرد، (m/s) и نرخ توان مصرفی، (kW) w زيرنويس محيط amb كمپرسور С سیکل آبشاری سادہ OCC سیکل جدید اجکتوری – آبشاری NECC جگالنده cond ديفيوزر اجكتور d اجكتور eje تبخير كن eva تبخيركن واحد دما پايين eva, down تبخيركن واحد دما بالا eva, up

اگزرژی

شير انبساط

واحد دما بالا

آيزونتروييك

واحد دما يايين

چگالنده میانی

تبخيركن ميانى

نازل اجكتور

بهينه

بخش اختلاط اجكتور

مبادلەكن ميانى