ماهنامه علمی پژوهشی



مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

# بررسی قانون اول و دوم ترمودینامیک سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با بکار گیری مبرد فوق بحراني N<sub>2</sub>O

دامون آقازاده دکانداری<sup>1</sup>، علی ناصری<sup>1</sup>، مختار بیدی<sup>2\*</sup>، رامین حقیقی خوشخو<sup>2</sup>

1- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران 2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران \* تهران، كد پستى m\_bidi@sbu.ac.ir ،1983969411

چکیدہ	اطلاعات مقاله
در این مطالعه با آنالیز قانون اول و دوم ترمودینامیک سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC) با بکارگیری مبرد N <sub>2</sub> O تأثیر برخی پارامترهای کلیدی بر عملکرد سیکل بررسی شد. همچنین عملکرد سیکل مذکور با سیکل تبرید تراکمی بخار (VCRC) و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC) مقایسه گردید. صحت نتایج با مقایسه نتایج مقالات دیگر اعتبار سنجی شد. نتایج شبیهسازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N <sub>2</sub> O نشان داد که نسبت مکش اجکتور به عنوان یک پارامتر تأثیرگذار بر عملکرد سیکل، نسبت مستقیم با فشار مبرد در خروج از کمپرسور خواهد داشت اما کیفیت مبرد خروجی از اجکتور نسبت عکس با فشار مبرد خروجی از کمپرسور دارد. مشاهده شد که با افزایش فشار مبرد در خروج از کمپرسور و در نتیجه افزایش نسبت مکش اجکتور، ضریب عملکرد سیکل افزایش یافته و بعد از رسیدن به بیشینه مقدار با کاهش همراه است. همچنین ضریب عملکرد سیکل با افزایش دمای اواپراتور افزایش میابد. مشخص گردید که ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی 12 درصد بیشتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و 14 درصد بیشتر از سیکل تبرید مرید معاجرا است همچنین بازده اگزرژی آن به ترتیب 15 و 15.5 درصد بالاتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار است. همچنین تلفات اگزرژی سیکل تبرید ایکتوری-انبساطی به ترتیب 54 و 3.63 درصد بالاتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و 14 مرید نوانست همچنین تلفات اگزرژی آن به ترتیب 15 و 15.5 درصد بالاتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و 14 درصد بیشتر از سیکل تبرید با مریاد می بخار است. همچنین تلفات اگزرژی آن به ترتیب 15 و 15.5 درصد بالاتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی مبدل حرارتی داخلی خواهد. در ادامه تأثیر نوع مبرد بر عملکرد سیکل تبرید ایکتوری-انبساطی مقایسه گردید، مشخص گردید که با مبرد N <sub>2</sub> N با مرد N <sub>2</sub> N با مبرد کروری انبرید با مریاد می می تران می مدکور میکن برد دادامه تاثیر نوع مبرد بر عملکرد سیکل تبرید به مبرد مین می در درمی که با مرد N <sub>2</sub> N به برد N <sub>2</sub> N با می می می تری تراکمی مخار و سیکل تبرید با مید N <sub>2</sub> N با می مدرد N <sub>2</sub> N می می تران 2015 خواهد بود که با مبرد که بیشترین ضریب عملکرد با انتخاب مبرد N <sub>2</sub> N میزان 2015 خواهد بود که در فارا	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 18 آبان 1396 ارائه در سایت: 29 دی 1396 <i>کلید واژگان:</i> سیکل تبرید اجکتوری–انبساطی N <sub>2</sub> O بازده اگزرژی
بالای برابر با  7.328 MPa سیکل حاصل میگردد.	

# First and second laws of thermodynamics analysis of transcritical N<sub>2</sub>O refrigeration cycle with an ejector

## Damoon Aghazadeh Dokandari, Ali Naseri, Mokhtar Bidi\*, Ramin Haghighi Khoshkhoo

Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran. \* P.O.B. 1983969411, Tehran, Iran, m\_bidi@sbu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION	ABSTRACT
Original Research Paper Received 09 November 2017 Accepted 29 December 2017 Available Online 19 January 2018	An ejector-expansion refrigeration cycle employing $N_2O$ is studied in this paper and thermodynamic and exergy analysis is carried out to find out the effect of some key factor within the system and draw a comparison between this model and the others employing the same refrigerant and also CO <sub>2</sub> . Furthermore, the model developed in this study was validated by the same model proposed in other
Keywords: Refrigeration cycle Rjector N <sub>2</sub> O COP Exergy efficiency	studies for CO <sub>2</sub> as working fluid within the three types of these cycles, vapor-compression refrigeration cycle (VCRC), internal heat exchanger cycle (IHEC) and ejector-expansion refrigeration cycle (EERC). The results for N <sub>2</sub> O showed that the ejector entrainment ratio, one of the important parameters in ejector-expansion cycles representing the proportion of vapor and liquid in the outlet of ejector noticeably varies with high-side pressure of the cycle, just opposite the variation of vapor at the outlet of the ejector. The results show that Ejector-Expansion Refrigeration Cycle obviously has the highest maximum coefficient of performance and exergy efficiency by about 12% and 14% more than Internal Heat Exchanger Cycle; meanwhile these are about 15% and 16.5% higher than Vapor-Compression cycle is 63.3% and 54% less than IHEC and VCRC and the exergy destruction in $N_2O$ ejector-expansion refrigeration cycles is corresponding to the high side pressure of 7.328 MPa, while this value for CO <sub>2</sub> refrigeration cycle is about 8.5 MPa.

#### 1- مقدمه

امروزه مبردهای آلی و غیر آلی مختلفی در سیکلهای تبرید تراکمی به کار گرفته شده است با این حال تمرکز برای استفاده از مبردهایی که سازگار با محیط زیست بوده و پارامترهایی نظیر 'GWP، <sup>C</sup>ODP<sup>2</sup> و ATL<sup>2</sup> در آنها در حد قابل قبول باشد، بطور چشمگیری افزایش یافته است. در سالیان اخیر استفاده از مبردهای طبیعی به دلیل توجیهات زیست محیطی بیش از گذشته مورد توجه اهالی فن قرار گرفته است. دی اکسید کربن (CO2) به عنوان یک مبرد طبیعی، غیر قابل اشتعال، غیر سمی، غیر خورنده و با تأثیرات نامطلوب جوی کم میتواند مثال خوبی باشد و بسیار مبتکرانه خواهد بود اگر مبرد اکسید نیتروس (N<sub>2</sub>O) با دما و فشار بحرانی و وزن مولکولی نزدیک به CO2 به عنوان جایگزین دی اکسید کربن در سیکلهای تبرید تراکمی مورد ارزیابی قرار گیرد [1].

سرکار و همکارانش [2] به بهینه سازی سیکل تبرید تراکمی ساده با مبرد N2O براساس فشار خروجی کمپرسور پرداختند. آنها در این مطالعه تأثیر سوپرهیت کردن مبرد در اواپراتور، استفاده از مبدل حرارتی داخلی و استفاده از توربین بازیاب به جای شیر انبساط را بر عملکرد سیکل مورد بررسی قرار دادند. آنها همزمان همین بررسی را برای مبرد CO2 نیز انجام دادند. نتایج آنها نشان داد که سیکل با بکارگیری مبرد N2O ضریب عملکرد بالاتر و به ازای بیشینه ضریب عملکرد، نسبت فشار کمپرسور کمتر خواهد داشت.

دامون آقازاده و همکاران [3] یک سیکل تبرید جدید اجکتوری آبشاری با مبرد CO2-NH3 معرفی نموده و قانون اول و دوم ترمودینامیک را برای ارزیابی عملکرد سیکل جدید بکار بستند. همچنین آنها به مقایسه عملکرد سیکل با بکارگیری مبردهای مختلف پرداختند. دنگ و همکاران [4] سیکل تبرید اجکتوری با سیال عامل CO2 را مورد تحلیل قرار دادند آنها در این مطالعه ارتباط بین نسبت مکش و کیفیت بخار خروجی از اجکتور را بررسی نمودند. نتایج نشان داد که با افزایش فشار خروجی از کمپرسور نسبت مکش اجکتور افزایش می ابد اما کیفیت بخار خروجی از کمپرسور کاهش می یابد. آنها همچنین نسبت مکش بهینه را برای بیشینه ضریب عملکرد سیستم پیشنهاد نمودند.

سرکار و باتاچاریا [5] با بهرگیری از دو مبرد CO2 و N<sub>2</sub>O در دستگاههای متداول گرمایش و سرمایش به بهینهسازی این دستگاهها پرداختند. لی و همکاران [6] در یک سیکل آبشاری ساده با مبرد CO2-NH3 تأثیر دمای کندانسور میانی را در کاهش تلفات اگزرژی و بهبود ضریب عملکرد سیکل بررسی کردند.

یاری [7] با معرفی سیکل جدید تبرید آبشاری با بکارگیری اجکتور و ترکیب آن با یک سیکل مادون بحرانی CO2 قابلیت جدیدی از ترکیب سیکلهای تبرید را معرفی نمود.

باوجود مطالعات فراوان انجام گرفته که مواردی از آن ذکر گردید، تاکنون هیچ تحقیق بنیادین در ارتباط با بکارگیری مبرد N2O در سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی انجام نگرفته است. همچنین در هیچ یک از مطالعات اخیر عملکرد سیکلهای تبرید تراکمی که از دو مبرد CO2 و N2O به عنوان سیال عامل استفاده نمودهاند مقایسه نگردیده است. بنابراین در این مطالعه برای نخستین بار بررسی و بهینهسازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N2O از منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک انجام گردید و در ادامه عملکرد

ترمودینامیکی سیکل مذکور با سیکل تبرید تراکمی بخار و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی با بکارگیری هر دو مبرد CO2 و N2O مقایسه شد.

#### 2- تشريح عملكرد سيكل تبريد اجكتورى-انبساطي

سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی شامل کمپرسور، گازکولر<sup>‡</sup>، اجکتور، جداکن، شیر انبساط و اواپراتور میباشد. در شکل 1 نمودار p-h و طرحواره شماتیک از سیکل مورد مطالعه نشان داده شده است [8–10].

مبرد در حالت مایع اشباع با فشار معادل  $P_s$ وارد کمپرسور شده و تا فشار  $P_d$ متراکم می شود فرایند تراکم در کمپرسور غیر آیزونتروپیک می باشد. سپس مبرد طی فرایند فشار ثابت در گاز کولر خنک شده و وارد نازل اجکتور می گردد.

مبرد در شرایط مادون بحرانی تا فشار معادل با فشار اواپراتور Pe منبسط می گردد، همزمان مبرد در حالت بخار اشباع از اواپراتور خارج شده و به داخل محفظه اختلاط کشیده می شود. نسبت جرمی بخار اشباع خروجی از اواپراتور به مبرد ورودی به نازل اجکتور به عنوان نسبت مکش اجکتور<sup>۵</sup> تعریف می-شود.

مبرد خروجی از نازل و بخار اشباع کشیده شده از اواپراتور طی فرایند فشار ثابت در محفظه اختلاط باهم مخلوط میشوند، سپس مخلوط با عبور از دیفیوزر و بازیابی بخشی از فشار خود در حالت دو فازی وارد جداکن میشود. در جداکن، مایع و بخار اشباع از هم تفکیک میشوند، بخار اشباع وارد کمپرسور شده و مایع اشباع طی یک فرایند اختناق با عبور از شیر انبساط وارد اواپراتور میشود. مبرد در اواپراتور با دریافت حرارت از منبع سرد به حالت بخار اشباع درآمده و سیکل کامل میگردد.

برخی فرضیات انجام شده برای شبیهسازی سه سیکل مورد مطالعه عبارتند از:

- همه فرایندها حالت پایا-جریان پایا فرض شد.
- افت فشار و تلفات حرارتی در لولهها ناچیز فرض شد.
- از تلفات حرارتی طی فرایند تراکم در کمپرسور صرفنظر شده است.
  - طی فرایند اختناق در شیر انبساط آنتالپی ثابت میماند.
- حالت مبرد در ورود به کمپرسور و خروج از اواپراتور بخار اشباع می باشد.
- فرایند اختلاط در محفظه اختلاط اجکتور، فشار ثابت فرض گردید.
- از انرژی جنبشی مبرد در ورود به اجکتور و خروج از آن صرفنظر شد.
- دمای منبع سرد 5 درجه سانتی گراد بالاتر از دمای اواپراتور فرض گردید.
  - بازده نازل اجکتور %70 فرض گردید [4].
  - بازده دیفیوزر اجکتور %80 در نظر گرفته شد [4].
- دمای حالت مرده در تحلیل و شبیهسازی 35 درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده است.

#### 3- شبیهسازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC)

در شبیه سازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی نسبت مکش اجکتور (U) مطابق رابطه (1) به عنوان کسر بخار اشباع خروجی از اواپراتور به جریان ورودی به نازل اجکتور تعریف شده است.

<sup>1</sup> Global Warming Potential

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Ozone Depletion Potential

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Atmospheric Lifetime

 <sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Gas cooler
 <sup>5</sup> Ejector Entrainment Ratio



Fig. 1 (a) P-h diagram of the ejector expansion system, (b) the transcritical N<sub>2</sub>O cycle with an ejector expansion system.

شکل 1 نمودار p-h و طرحواره شماتیک از سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی

$$U = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_3} \tag{1}$$

بنابراین به ازای 1 کیلوگرم مبرد ورودی به جداکن، جریان مکش و  
محرک با روابط (2) و (3) محاسبه شد: [10,8,4,3]  
$$m_9 = \frac{U}{U+1}$$

$$\overline{U+1}$$
 (2)

$$\dot{m}_3 = \frac{1}{U+1} \tag{3}$$

# 1-3- تحليل انرژی (قانون اول ترموديناميک)

به منظور تحلیل سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی هر یک از اجزا سیکل بصورت یک حجم کنترل فرض شد و قانون بقای جرم و قانون اول ترموديناميك اعمال گرديد [12,11]:

توان مصرفی کمپرسور به ازای نرخ جریان جرمی مبرد عبوری از آن طبق رابطه (4) برابر خواهد بود با:

$$\dot{W_{c}} = \frac{1}{U+1} (h_{2} - h_{1})$$
(4)  
[13,4] بازده آدیاباتیک کمپرسور از رابطه (5) و (6) تعریف شد: (13,4)

$$\eta_{c} = 1.003 - 0.121 \left(\frac{P_{d}}{P_{s}}\right)$$

$$h_{D_{s}} = h_{s}$$
(5)

$$\eta_{c} = \frac{h_{2S}^{2} - h_{1}}{h_{2} - h_{1}}$$
(6)  
آهنگ انتقال گرما از گاز کولر با استفاده از رابطه (7) برابر است با:

$$\dot{Q}_{\rm g.c} = \frac{1}{U+1}(h_2 - h_3) \tag{7}$$

$$\eta_{n} = \frac{h_{3} - h_{4}}{h_{3} - h_{4s}}$$
(8)  
قانون اول ترموديناميک در نازل اجکتور با رابطه (9) تعريف شد:

$$h_3 - h_4 = \frac{{u_4}^2}{2} \tag{9}$$

در محفظه اختلاط اجکتور مبرد خروجی از اواپراتور به داخل محفظه اختلاط کشیده شده و با مبرد خروجی از نازل مخلوط می گردد، بنابراین قانون بقاء مومنتوم در محفظه اختلاط با استفاده از رابطه (10) برابر خواهد بود با:

$$u_5 = \frac{1}{U+1}u_4 \tag{10}$$

بازده محفظه اختلاط نيز با رابطه (11) تعريف مي شود:  $\eta_{\rm m} = \frac{u_{\rm 5}^2}{u^2}$ (11)

پس 
$$u_5$$
 مقدار تصحیح شده سرعت مبرد در خروج از محفظه اختلاط  
اجکتور خواهد بود که تابعی از بازده محفظه اختلاط میباشد. سپس مبرد  
وارد دیفیوزر اجکتور شده و فشار آن افزایش مییابد، اگر قانون بقاء انرژی  
برای دیفیوزر نوشته شود رابطه (12) منتج خواهد شد:

$$h_6 - h_5 = u_5^2 / 2 \tag{12}$$

و بازده دیفیوزر نیز طبق رابطه (13) برابر است با:

$$\eta_{\rm d} = (h_{6s} - h_5) / (h_6 - h_5) \tag{13}$$

نین کیفیت مخلوط دو فازی خروجی از اجکتور را میتوان بر حسب مكش اجكتور با رابطه (14) نشان داد:

$$x_6 = \frac{1}{U+1}$$
(14)

با بكارگیری رابطه (15)، قانون اول ترمودینامیک برای كل اجكتور بر حسب جریان ورودی و خروجی به آن خواهد شد:

$$h_6 = \frac{1}{U+1}h_3 + \frac{U}{U+1}h_9 \tag{15}$$

برای فرایند اختناق در شیر انبساط قانون بقاء انرژی برابر رابطه (16) خواهد بود:

$$h_7 = h_8 \tag{16}$$

در نهایت با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای اواپراتور، ظرفیت تبرید سيكل تبريد اجكتورى-انبساطى با رابطه (17) محاسبه خواهد شد:

$$\dot{Q}_{eva} = \frac{U}{U+1} (h_9 - h_8)$$
(17)  
e vi corr (COP) بدست خواهد آمد:  

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_c}$$
(18)

#### 2-3- تحليل اگزرژی (قانون دوم ترموديناميک)

مطابق قوانین و اصول ارایه شده در کتابهای ترمودینامیک کلاسیک [12,11] نرخ توليد آنتروپي در يک حجم کنترل ثابت از رابطه (19) استخراج می شود:

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{m_e} S_e - \sum \dot{m_i} S_i - \sum \frac{Q_K}{T_K}$$
<sup>(19)</sup>

با صرف نظر کردن از انرژی جنبشی و پتانسیل، اگزرژی جریان [14] برابر با رابطه (20) خواهد بود:

$$b = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)$$
 (20)  
همچنین با استفاده از تئوری گوی–استودلا<sup>(</sup> می توان میزان تلفات

اگزرژی را به کمک رابطه (21) محاسبه نمود [9,8,3,2]:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \tag{21}$$

در رابطه (21)،  $T_0$  دمای حالت مرده تعریف می شود.

رابطه (22) برای محاسبه تلفات اگزرژی کمپرسور:

$$\dot{I}_{c} = \frac{1}{U+1} [T_{0}(s_{2} - s_{1})]$$
(22)

$$I_{g,c} = \frac{1}{U+1} \left[ (h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3) \right]$$
(23)  
(1) (24) رابطه (24) برای محاسبه تلفات اگزرژی اجکتور:

$$\dot{I}_{eje} = T_0 \left[ s_6 - s_3 \frac{1}{U+1} - s_9 \frac{U}{U+1} \right]$$
(24)  
(24) (25) يراي محاسبه تلفات اگزرژي شد انسياط:

$$\dot{I}_{\rm exp} = \frac{U}{U+1} T_0[(s_8 - s_7)] \tag{25}$$

رابطه (26) برای محاسبه تلفات اگزرژی اواپراتور:  
$$\dot{I}_{eva} = \frac{U}{U+1} T_0 \left[ (s_9 - s_8) + \left(\frac{h_8 - h_9}{T}\right) \right]$$
 (26)

$$I_{\rm c} + I_{\rm g,c} + I_{\rm eje} + I_{\rm exp} + I_{\rm eva}$$
 (27)  
بالانس اگزرژی برای سیکل طبق رابطه (28) برابر است با [9,3]:

$$\dot{c} = \dot{w}_{rev} + \dot{I}_t \tag{28}$$

در این رابطه w<sub>rev</sub> حداقل توان مصرفی کمپرسور خواهد بود و زمانی حاصل میشود که تلفات اگزرژی در هر یک از اجزا سیکل به صفر برسد، بنابراین بازده اگزرژی یا بازده قانون دوم ترمودینامیک سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با استفاده از رابطه (29) محاسبه خواهد شد:

$$\eta_{\rm II} = \frac{\dot{W}_{\rm rev}}{\dot{W}_{\rm c}} \tag{29}$$

#### 4- بحث و نتايج

سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC)، سیکل تبرید تراکمی بخار (VCRC) و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC) با بهکارگیری دو مبرد فوق بحرانی N<sub>2</sub>O و CO2 به منظور تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک و مقایسه با یکدیگر شبیهسازی شد. سیکل تبرید تراکمی بخار سادهترین سیکل تبرید تراکمی میباشد که شامل چهار تجهیز کمپرسور، گازکولر، شیر انبساط و اواپراتور میباشد. سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی با اضافه نمودن یک مبدل حرارتی به سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی میگردد. وظیفه مبدل حرارتی مادون سرد نمودن مبرد خروجی از گازکولر با هدف افزایش ظرفیت تبرید سیکل است. در شکل 2 طرحواره شماتیک از سیکل تبرید تراکمی بخار ساده (VCRC) و سیکل تبرید با مبدل حرارتی

 $\dot{I}_t =$ 

داخلی (IHEC) نمایش داده شده است [15,2].

برای اعتبارسنجی، نتایج حاصله با نتایج مقاله [4] در شرایطی که از CO2 به عنوان مبرد استفاده شده بود مقایسه گردید (شکل 3). مشاهده شد که نتایج دو مطالعه بسیار نزدیک بهم میباشد.

در جدول 1 حالت ترمودینامیکی مبرد در نقاط مختلف سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC) با مبرد N2O ، نمایش داده شده است [16]:

# -1-4 بررسی تغییرات نسبت مکش اجکتور سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N2O

یکی از پارامترهای مهم در سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی نسبت مکش اجکتور میباشد که کیفیت مبرد خروجی از اجکتور را تعیین میکند و تغییرات آن میتواند در عملکرد سایر تجهیزات سیکل مانند کمپرسور و جداکن تأثیر قابل ملاحظهای داشته باشد و حتی منجر به ناپایداری سیکل گردد.

در شکل 4 تغییرات نسبت مکش و کیفیت بخار خروجی از اجکتور ناشی از تغییر فشار مبرد خروجی از کمپرسور سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی در مقادیر فرض شده برای دمای اواپراتور نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود، نخست با افزایش فشار کمپرسور نسبت مکش اجکتور رشد سریع و ناگهانی خواهد داشت اما با افزایش بیشتر فشار نرخ افزایش نسبت مکش اجکتور کاهش خواهد یافت. همچنین مشاهده شد که نسبت مکش اجکتور با دمای اواپراتور نسبت مستقیم دارد.

اما تغییرات کیفیت بخار خروجی از دیفیوزر اجکتور متفاوت است. با افزایش فشار مبرد در کمپرسور کیفیت بخار نخست به سرعت کاهش می یابد اما با ادامه افزایش فشار، نرخ کاهش کیفیت بخار پایین می آید. همچنین کیفیت بخار خروجی از دیفیوزر نسبت عکس با دمای اواپراتور خواهد داشت. در شکل 3-a نحوهٔ تنییرات ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی برحسب نسبت مکش اجکتور در سه دمای فرض شده برای اواپراتور نمایش داده شده است. همان طور که مشاهده می شود افزایش نسبت مکش اجکتور در نتیجه افزایش نسبت فشار کمپرسور) باعث افزایش نسبت مکش اجکتور، تا بیشینه مقدار خود خواهد شد اما با افزایش بیشتر نسبت مکش اجکتور، تریب عملکرد سیکل مریب عملکرد سیکل پایین خواهد آمد. همان طور که از شکل نیز قابل استخراج است بیشینه مقدار ضریب عملکرد در بازه 50.5 تا 50.5 نسبت مکش اجکتور، امکتور، امکتور مایش نسبت مکش اجکتور، نخست دما و فشار مبرد خروجی از دیفیوزر اجکتور کاهش یافته و بعد از رسیدن به کمترین مقدار خود افزایش می یابد (شکل 5-d).

با توجه به شکل 5 میتوان نتیجه گرفت که با افزایش دمای اواپراتور ضریب عملکرد سیکل و نیز دما و فشار مبرد خروجی از اجکتور افزایش خواهد یافت.

همانطور که توضیح داده شد با افزایش فشار مبرد در خروج از کمپرسور و در نتیجه افزایش نسبت مکش اجکتور، کیفیت بخار خروجی از اجکتور کاهش خواهد یافت و به دنبال آن چگالی مبرد در خروج از کمپرسور افزایش و دبی جرمی آن کاهش مییابد اما از آن سو با کاهش کیفیت بخار خروجی از اجکتور، میزان مبرد بیشتری وارد اواپراتور شده و در نتیجه ظرفیت تبرید سیکل افزایش مییابد. بنابراین باید توجه داشت که در طراحی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با انتخاب مقدار بهینه برای فشار مبرد در خروج از کمپرسور و در نتیجه تصحیح نسبت مکش اجکتور میتوان به بیشینه عملکرد سیکل رسید.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Gouy-Stodola



Fig. 2 (a) Vapor-compression refrigeration cycle (VCRC), (b) Internal heat exchanger cycle (IHEC) (IHEC) (IHEC) (الف) طرحواره شماتیک از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC)

جدول 1 حالت ترموديناميک مبرد در نقاط مختلف سيکل تبريد اجکتوری⊣نبساطي

Table 1 Operation con	ditions for the ej	ector expansion $N_2O$ transcritical	refrigeration cycl			
دبی جرمی (kg/s)	كيفيت	آنتروپی (kJ/kg K)	آنتالپی (kJ/kg)	فشار (MPa)	دما (C°)	نقطه
0.6	1	1.52	394.4	3.86	8.5	1
0.6	-	1.55	435.1	8.5	75	2
0.6	-	0.99	254	8.5	36	3
0.6	0.32	1.01	246.9	3.53	5	4
1	0.59	1.22	308.3	3.53	5	5
1	0.60	1.23	310.8	3.86	8.5	6
0.4	0	0.781	185	3.86	8.5	7
0.4	0.04	0.783	185	3.53	5	8
0.4	1	1.54	396.3	3.53	5	9

### -2-4 مقایسه عملکرد سه سیکل تبرید شبیهسازی شده با مبرد فرا-بحرانی N2O

در ادامه کار سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC)، سیکل تبرید تراکمی بخار (VCRC) و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC) با فرض شرایط اولیه یکسان در هر سه سیکل براساس بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک مقایسه شدند.

مقایسه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سه سیکل بر حسب تغییرات فشار مبرد خروجی از کمپرسور نشان داد که سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی دارای بالاترین ضریب عملکرد و بازده اگزرژی در مقایسه با دو سیکل شبیهسازی شده دیگر است (شکل 6). بطوری که ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 12 و 14 درصد بیشتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار میباشد. همچنین بازده اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی در شرایط کاری یکسان با دو سیکل دیگر به ترتیب 15 و 16.5 درصد بیشتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار میباشد. با مبدل حرارتی داخلی و

نکته دیگری قابل استنباط از شکل 6-ه این است که برای هر سه سیکل شبیهسازی شده بیشترین ضریب عملکرد زمانی حاصل می شود که فشار مبرد در خروج از کمپرسور برابر با 7.328 MPa گردد. در حالی که مقدار فشار متناظر زمانی که از مبرد CO2 به جای N2O استفاده شود برابر RA5 MPa است. بنابراین می توان نتیجه گرفت که اگر از مبرد N2O به جای CO2 استفاده شود کمپرسور در هر سه سیکل توان کمتری برای متراکم کردن مبرد مصرف خواهد کرد.

در جدول 2 تلفات اگزرژی اجزاء سه سیکل شبیهسازی شده که در آنها مبرد N2O بکار گرفته شده بود، ارایه گردید. لازم به توضیح است که در این محاسبات فشار مبرد در خروج از کمپرسور MPa 7.328 و دمای اواپراتور

C<sup>0</sup> در نظر گرفته شده است. از نتایج ارائه شده در جدول 2 میتوان متوجه شد که مجموع تلفات اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 63.3 و 54 درصد کمتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار میباشد. همچنین میزان تلفات اگزرژی فرایند اختناق در شیر انبساط برای سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 40.5 و 40.5 درصد کمتر از فرایند مشابه در سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل شیر انبساط برای سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 40.5 و 50.5 میتوان تلفات اگزرژی فرایند اختناق در شیر انبساط برای سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 40.5 و 50.5 میر انبساط برای سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 19.4 و 50.5 میر انبساط برای سیکل تبرید تراکمی بخار خواهد بود. بنابراین میتوان نتیجه گرفت که بکارگیری اجکتور باعث کاهش قابل توجه تلفات اگزرژی در فرایند اختناق شیر انبساط خواهد بود. انبساط خواهد ود. انبراین میتوان نتیجه گرفت که بکارگیری میشود علت آن نیز کاهش اختلاف فشار جریان ورودی و خروجی از شیر انبساط خواهد بود.



Fig. 3 Validation of the proposed model based on  $CO_2$  as working fluid for three types of the cycles

**شکل 3** اعتبارسنجی صحت شبیهسازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی(EERC) با مبرد CO<sub>2</sub>



Fig. 4 (a) Entrainment Ratio, (b) Vapor quality versus compressor discharge pressure

شکل 4 تغییرات نسبت مکش و کیفیت بخار خروجی از اجکتور برحسب تغییرات فشار مبرد خروجی از کمپرسور



**شکل 5** (الف) تغییرات ضریب عملکرد سیکل برحسب نسبت مکش اجکتور، (ب) تغییرات دما و فشار مبرد خروجی از دیفیوزر اجکتور برحسب نسبت مکش اجکتور



Fig. 6 (a) COP, (b) Exergy efficiency of the system for three different configurations شكل 6 تغييرات ضريب عملكرد و بازده اگزرژی سه سيكل شبيهسازی شده برحسب تغييرات فشار مبرد خروجی از كمپرسور سيكل

همچنین نکته جالب دیگر افزایش تلفات اگزرژی هر سه سیکل شبیهسازی شده در صورت استفاده از مبرد CO2 به جای N2O میباشد. بنابراین بهنظر میرسد که استفاده از مبرد N2O به جای CO2 در سیکلهای تبرید تراکمی مفیدتر خواهد بود.

# 3-4– مقایسه کارایی سه سیکل شبیهسازی شده با بکارگیری دو مبرد فرابحرانی N2O و CO2

با انجام بهینهسازی در سه سیکل شبیهسازی شده که در آنها هر دو مبرد N2O و CO2 بکار گرفته شده بود ضریب عملکرد و بازده اگزرژی بیشینه مشخص گردید (شکل 7). همانطور که از شکل نیز قابل مشاهده است، هر سه سیکل شبیهسازی شده با بکارگیری مبرد N2O ضریب عملکرد و بازده

اگزرژی بیشینه بالاتری در مقایسه با موقعی که از مبرد CO2 استفاده شود خواهند داشت. همچنین سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با استفاده از مبرد N2O بالاترین ضریب عملکرد و بازده اگزرژی را در رنج دما و فشار کاری انتخابی خواهد داشت. بطوریکه ضریب عملکرد آن در بیشینه مقدار به 5.012 و بازده اگزرژی آن نیز به 0.3576 رسید. جدولهای 3 و 4 مقادیر بهینه فشار مبرد در خروج از کمپرسور را در دمای فرض شده برای اواپراتور و گازکولر، برای دو مبرد 200 و CO2 نشان میدهد.

با انجام یک میانیابی خطی از جدول 3 میتوان روابط (30)، (31) و (32) را به ترتیب برای تعیین فشار بهینه مبرد N₂O در خروج از کمپرسور، ضریب عملکرد و بازده اگزرژی بیشینه سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی استخراج نمود: بررسی قانون اول و دوم ترمودینامیک سیکل تبرید اجکتوری–انبساطی با بکار گیری مبرد فوق بحرانی N2O

دامون آقازاده دکانداری و همکاران

جدول 2 تلفات اگزرژی اجزاء هر سه سیکل شبیه سازی شده با بکارگیری مبره  $N_2$ O در فشار کمپرسور  $N_2$  مهر  $N_2$  Table 2 Exergy destructions in all the three types of N<sub>2</sub>O refrigeration cycles at the high-side pressure of 7.328 MPa

یں ساطی (EERC)	سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC)		سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC)		سیکل تبرید تراکمی بخار (VCRC)	
(%)	تلفات اگزرژی(kJ/kg)	(%)	تلفات اگزرژی(kJ/kg)	(%)	تلفات اگزرژی (kJ/kg)	اجراء
32.462	4.027	29.776	10.08	32.692	8.746	كمپرسور
15.969	1.981	33.380	11.3	15.920	4.259	کازکولر
37.791	4.688	-	-	-	-	اجكتور
1.555	0.193	20.947	7.091	42.052	11.25	شير انبساط
12.220	1.516	9.745	3.299	9.333	2.497	اواپراتور
-	-	6.150	2.082	-	-	مبدل حرارتي
100	12.405	100	33.852	100	26.752	مجموع (N <sub>2</sub> O)
100	13.65	100	38.05	100	30.92	مجموع (CO <sub>2</sub> )





Fig. 7 COP and exergy efficiency comparison between utilization of both working fluids N<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub> شکل 7 مقایسه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سه سیکل شبیهسازیشده با بکارگیری دو مبرد CO<sub>2</sub> و CO<sub>2</sub>

<b>ول 3</b> مقادیر بهینه فشار مبرد در خروج از کمپرسور به ازای بیشینه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N <sub>2</sub> O	جد
Table 3 The optimum high-side pressure of Ejector-Expansion Refrigeration Cycle (EERC) for N <sub>2</sub> O refrigerant	

بازده اگزرژی بیشینه	ضريب عملكرد بيشينه	فشار بهینه کمپرسور (MPa)	دمای اواپراتور (C°)	دمای گازکولر (C°)
0.356	3.28	7.335	0	36
0.357	4.02	7.327	5	
0.351	5.01	7.314	10	
0.316	2.91	7.786	0	38
0.314	3.53	7.779	5	
0.304	4.34	7.766	10	
0.283	2.61	8.222	0	40
0.280	3.15	8.219	5	
0.267	3.82	8.206	10	

حدول 4 مقادیر بهینه فشار مبرد در خروج از کمپرسور به ازای بیشینه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد CO₂ Table 4 The optimum high-side pressure of Ejector-Expansion Refrigeration Cycle (EERC) for CO₂ refrigerant

بازده اگزرژی بیشینه	ضريب عملكرد بيشينه	فشار بهينه كمپرسور (MPa)	دمای اواپراتور (C°)	دمای گازکولر (C°)
0.314	2.89	8.678	0	36
0.312	3.51	8.637	5	
0.303	4.33	8.658	10	
0.283	2.61	9.128	0	38
0.280	3.14	9.128	5	
0.267	3.82	9.120	10	
0.257	2.37	9.573	0	40
0.252	2.83	9.585	5	
0.238	3.40	9.584	10	

 $P_{\rm opt} = -0.676 - 0.0019T_{\rm eva} + 0.2225T_{\rm g.c} \tag{30}$ 

 $COP_{max} = 11.546 + 0.1456T_{eva} - 0.2275T_{g.c}$ (31)

 $\eta_{\rm II,max} = 1.0607 - 0.00101 T_{\rm eva} - 0.0195 T_{\rm g.c} \tag{32}$ 

#### 5- جمع بندی

 $N_2O$  در این مقاله سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با بکارگیری مبرد

پیشنهاد گردید. تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک برای شناخت پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد سیکل انجام شد همچنین عملکرد سیکل مذکور با سیکل تبرید تراکمی بخار و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی مقایسه گردید. صحت نتایج این مطالعه با مقایسه نتایج آن با مقالات دیگر اعتبار سنجی شد.

نتایج شبیهسازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N2O نشان

کيفيت x علايم يونانى بازده μ اگزرژی جریانی ψ زيرنويسها شرايط محيط amb كمپرسور С دیفیوزر، فشار مبرد در خروج از کمپرسور d اوايراتور eva /e شير انبساط exp کولر گاز g. c تولىد شدە gen محفظه اختلاط اجكتور m نازل اجكتور n دمای محیط سرد شونده r برگشت پذير rev

#### 7- مراجع

- H. Kruse, H. Rüssmann, The natural fluid nitrous oxide—an option as substitute for low temperature synthetic refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, Issue 5, pp. 799-806, 2006.
- [2] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, Thermodynamic analyses and optimization of a transcritical N2O refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, Issue 1, pp. 33-40, 2010.
- [3] D. Aghazadeh Dokandari, A. Setayesh Hagh, S. M. S. Mahmoudi, Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion CO2/NH3 cascade refrigeration cycles (novel CO2/NH3 cycle), *International Journal of Refrigeration*, Vol. 46, pp. 26-36, 2014.
- [4] J. Deng, P. Jiang, T. Lu, W. Lu, Particular characteristics of transcritical CO2 refrigeration cycle with an ejector, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 2, pp. 381-388, 2007.
- [5] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ramgopal, Optimization of a transcritical CO2 heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, No. 8, pp. 830–838, 2004.
- [6] T. Shing Lee, C. Liu, T. Chen, Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO2/NH3 cascade refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, Issue 7, pp. 1100-1108, 2006.
- [7] M. Yari, S. M. S. Mahmoudi, Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO2) cascade refrigeration cycles (Novel transcritical CO2 cycle), *Energy*, Vol. 36, Issue 12, pp. 6839-6850, 2011.
- [8] D. Aghazadeh Dokandari, S. M. S. 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 فارسی)
- M. Yari, Performance analysis and optimization of a new two-stage ejectorexpansion transcritical CO2 refrigeration cycle, *International Journal Thermal Sciences*, Vol. 48, No. 10, pp. 1997-2005, 2009.
   M. Yari, M. Sirousazar, Cycle improvements to ejector-expansion
- [10] M. Yari, M. Sirousazar, Cycle improvements to ejector-expansion transcritical CO2 two-stage refrigeration cycle, *International Journal Energy*, Vol. 32, pp. 677-687, 2008.
- [11] A. Bejan, Advanced Engineering Thermodynamics, Fourth Edition, pp. 272-287, New York: Wiley, 2016.
- [12] Y. A. Cengel, M. A. Boiles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, *Sixth* Edition, pp. 575-592, New York: McGraw-Hill, Inc., 2007.
- [13]S. M. Liao, T. S. Zhao, A. Jakobsen, Correlation of optimal heat rejection pressure in transcritical carbon dioxide cycles, *International Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, No. 1, pp. 29-36, 2003.
- [14] İ. Dinçer, M. A. Rosen, Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development, Second Edition, pp. 133-189, Oxford: Elsevier Ltd, 2013.
- [15] J. Sarkar, Performance of a transcritical N2O refrigeration system with internal heat exchangers, *Proceedings of The International Conference on Advances in Mechanical Engineering*, AME, January, 2010.

[16] EES: Engineering Equation Solver, f chart software Inc, 2004.

داد که نسبت مکش اجکتور به عنوان یک پارامتر تأثیرگذار بر عملکرد سیکل، نسبت مستقیم با فشار مبرد در خروج از کمپرسور خواهد داشت، اما کیفیت مبرد خروجی از اجکتور نسبت عکس با فشار مبرد خروجی از کمپرسور دارد.

مشاهده شد که با افزایش فشار مبرد در خروج از کمپرسور و در نتیجه افزایش نسبت مکش اجکتور، ضریب عملکرد سیکل افزایش یافته و بعد از رسیدن به بیشینه مقدار با کاهش همراه است. همچنین ضریب عملکرد سیکل با افزایش دمای اوایراتور افزایش می یابد.

مقایسه سه سیکل شبیهسازی شده با فرض شرایط کاری یکسان نشان داد که سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N<sub>2</sub>O بیشترین ضریب عملکرد و بازده اگزرژی را خواهد داشت بطوری که ضریب عملکرد آن به ترتیب 12 و 14 درصد، و بازده اگزرژی آن 15 و 16.5 درصد بیشتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار خواهد بود. همچنین سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با استفاده از مبرد N<sub>2</sub>O بالاترین ضریب عملکرد و بازده اگزرژی را در رنج دما و فشار کاری انتخابی خواهد داشت بطوری که ضریب عملکرد آن در بیشینه مقدار، به 5.012 و بازده اگزرژی آن نیز به 0.3576 خواهد رسید. ولی پیشینه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی برای هر سه سیکل در فشار کمپرسور یکسان که معادل 7.328MPa است حاصل خواهد شد.

همچنین با سنجش تلفات اگزرژی سه سیکل مشخص شد که میزان تلفات اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 63.3 و 54 درصد کمتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار خواهد بود. استفاده از اجکتور دلیل اصلی کاهش تلفات اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی می باشد چرا که اجکتور باعث می شود که افت فشار در شیر انبساط کاهش یابد.

همچنین نتایج نشان داد که استفاده از مبرد N2O به جای CO2موجب کاهش تلفات اگزرژی و افزایش ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل خواهد شد.

#### 6- فهرست علايم

COP	ضريب عملكرد
ex	اگزرژی (kJ/kg)
h	آنتالپی (kJ/kg)
HX	مبدل حرارتی
İ	تلفات اگزرژی (kW)
'n	نرخ جریان جرمی (kg/s)
Р	فشار (MPa)
Ż	آهنگ انتقال گرما (kW)
S	آنتروپی (kJ/kg K)
Ś	آهنگ تولید آنتروپی (kW/K)
Т	دما ( <sup>0</sup> <sup>°</sup> C)
U	نسبت مكش اجكتور

- (m/s) سرعت v
  - ن (kW) توان (kW)