

بررسی بازده اختلاط اجکتور در چرخه تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه

شعبان علیاری شوره‌دلی*

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران،
sh_alaryi@sru.ac.ir

چکیده

در این مقاله بازده اختلاط اجکتور در چرخه تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه با مبرد R134a بررسی شده است. اثرات انبساط غیر تعادلی جریان در نازل اولیه در نظر گرفته شده است و به کمک داده‌های تجربی موجود رابطه‌ای برای تصحیح دبی جرمی حاصل از مدل تعادلی همگن ارائه گردیده است. دو مدل ترمودینامیکی یکی بر اساس تصحیح فشار اختلاط و دیگری بر مبنای تصحیح سرعت جریان ثانویه مقایسه شده است. بر اساس داده‌های تجربی در مدل تصحیح فشار اختلاط بازده اختلاط در محدوده ۰/۳۲-۰/۰۹ و در مدل تصحیح سرعت جریان ثانویه در محدوده ۰/۳-۰/۰۳ است. این در حالی است که معمولاً در تحلیل ترمودینامیکی چرخه انبساطی اجکتوری بازده اختلاط در محدوده ۰/۷-۰/۰۹ فرض می‌شود. نتایج تحلیل ترمودینامیکی بر اساس بازده اختلاط ناشی از داده‌های تجربی نشان داد که محدوده‌هایی از دمای چگالنده، تبخیرکننده دما-پایین و تبخیر کننده دما-بالا وجود دارد که در آنها اجکتور قادر به تامین جریان ثانویه نیست. این در حالی است که در همین محدوده‌های دمایی تحلیل ترمودینامیکی با بازده اختلاط در محدوده ۰/۷-۰/۰۹ نشان می‌دهد که اجکتور قابلیت تامین جریان ثانویه را دارد.

واژه‌های کلیدی: انبساط اجکتوری، بازده اختلاط، غیر تعادلی، ضریب عملکرد.

Investigation of ejector mixing efficiency in ejector expansion refrigeration cycle with condenser outlet split

Sh. Alyari Shourehdeli

Faculty of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

Abstract

In this paper, the mixing efficiency of the ejector in the ejector expansion refrigeration cycle with condenser outlet split using R134a as refrigerant is investigated. Considering the effects of non-equilibrium expansion of the flow in the primary nozzle, a correlation has been derived with the aid of available experimental results to correct the mass flow rate resulted from the homogeneous equilibrium model. Two thermodynamic models, one based on the mixing pressure correction and the other based on the secondary flow velocity correction, have been compared. According to the experimental results, in the model based on the mixing pressure correction, mixing efficiency is in the range of 0.09 to 0.32 and in the model based on the secondary flow velocity correction, mixing efficiency is in the range of 0.03 to 0.3. However, in thermodynamic analysis of the ejector expansion refrigeration cycle, the mixing efficiency is considered in the range of 0.7 to 0.9. The results of thermodynamic analysis based on the mixing efficiency obtained from the experimental data showed that there are temperature ranges for condenser, low-temperature evaporator and high-temperature evaporator in which the ejector is not able to supply secondary flow. However, in the same temperature ranges, thermodynamic analysis with mixing efficiencies in the range of 0.7 to 0.9 shows that the ejector has the ability to supply secondary flow.

Keywords: Ejector expansion, Mixing efficiency, Non-equilibrium, Coefficient of performance.

۱- مقدمه

با استفاده از اجکتور دو فاز به عنوان یک وسیله انبساط می‌توان عملکرد چرخه تبرید تراکمی معمولی را بهبود بخشید. بررسی ترمودینامیکی چرخه‌های تبرید انبساطی اجکتوری نیازمند مدل‌سازی اجکتور دو فاز است. در مدل‌سازی اجکتور دو فاز برای در نظر گرفتن افت‌های موجود در بخش‌های مختلف مانند نازل اولیه، نازل ثانویه و دیفیوزر بازده‌های ایزنتروپیک و برای در نظر گرفتن افت در فرآیند اختلاط بازده اختلاط به کار می‌رود.

با وجود اثر قابل توجه بازده اجکتور دو فاز بر عملکرد چرخه تبرید انبساطی اجکتوری، در زمینه تعیین بازده اجزاء اجکتور دو فاز پژوهش‌های محدودی انجام شده است [۱]. لی‌یو و گرو [۲] بر اساس داده‌های تجربی مربوط به مبرد CO₂ برای بازده ایزنتروپیک نازل اولیه، نازل ثانویه و بازده اختلاط رابطه تجربی بر حسب نسبت سطح، نسبت

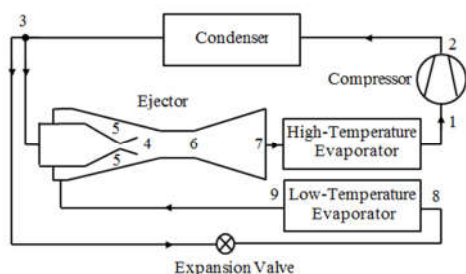
فشار و نسبت دبی‌های جرمی ارائه نمودند. تحت شرایط مورد بررسی بازده ایزنتروپیک نازل اولیه، نازل ثانویه و بازده اختلاط به ترتیب در محدوده‌های ۰/۵-۰/۹۳، ۰/۳۷-۰/۰۹ و ۰/۵-۱/۰ قرار داشتند. ژنگ و دنگ [۳] بر اساس نتایج تجربی مربوط به مبرد CO₂ برای بازده‌های ایزنتروپیک اجزاء اجکتور بر حسب نسبت فشار، نسبت سطح و نسبت دبی‌های جرمی روابط تجربی ارائه نمودند. تحت شرایط مورد مطالعه بازده نازل اولیه، نازل ثانویه، دیفیوزر و بازده اختلاط به ترتیب در محدوده ۰/۷۴-۰/۸۹، ۰/۸۶-۰/۹۶، ۰/۷۲-۰/۰۹ و ۰/۷۵-۰/۹۵ قرار داشتند. ژو و جیانگ [۴] برای مبرد CO₂ و بر اساس نتایج تجربی لوکاس و کوهلی [۵] و ژو و همکاران [۶] بازده اختلاط را بر حسب نسبت دبی‌های جرمی ارائه نمودند. بر اساس نتایج لوکاس و کوهلی بازده اختلاط در محدوده ۰/۰۷-۰/۲۲ و بر اساس نتایج ژو و همکاران بازده اختلاط در محدوده ۰/۴۲-۰/۳۱ قرار داشت.

با توجه به نتایج تجربی محدود در مورد بازده اجزاء اجکتور، در

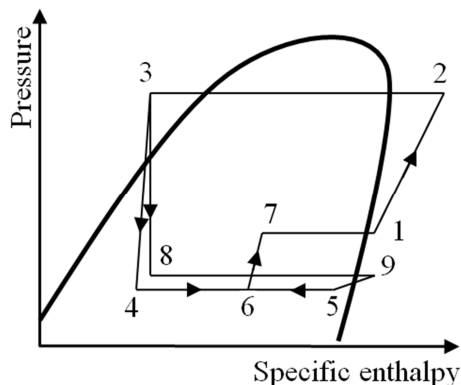
* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: sh_alaryi@sru.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۹/۰۸/۲۶

تاریخ پذیرش: ۹۹/۱۲/۲۵



شکل ۱- سیستم تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه



شکل ۲- طرحواره نمودار فشار-انتالپی سیستم تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه

صورت مایع مادون‌سرد ترک می‌کند. بخشی از مبرد خروجی از چگالنده به عنوان سیال اولیه وارد اجکتور می‌شود و بخش دیگر از طریق شیر انبساطی وارد تبخیر کننده دما-پایین شده و سپس به عنوان سیال ثانویه وارد اجکتور می‌شود. جریان‌های اولیه و ثانویه در بخش اختلاط مخلوط شده و در دیفیوزر به فشار متناظر با دمای تبخیر کننده دما-بالا می‌رسند. مبرد پس از خروج از تبخیر کننده دما-بالا وارد کمپرسور می‌شود.

۳- تحلیل عملکرد اجکتور دو فاز

در این بخش تحلیل عملکرد اجکتور دو فاز و نحوه تعیین دبی جرمی در نازل اولیه و تصحیح آن به منظور در نظر گرفتن اثرات غیر تعادلی ارائه شده است.

۳-۱- مدل‌های ترمودینامیکی

کورنهایس [۱۳] برای اجکتور دو فاز مدل ترمودینامیکی بر اساس اختلاط در فشار ثابت ارائه نمود. پژوهشگران بسیاری از این مدل استفاده نموده‌اند [۱]. در استفاده از این مدل دو روش را می‌توان به کار برد. روش اول بر مبنای تصحیح فشار اختلاط بنا نهاده شده است و در این مقاله مدل کورنهایس نامیده می‌شود. در روش دوم فشار اختلاط معلوم است و تحلیل عملکرد اجکتور بر مبنای تصحیح سرعت جریان ثانویه در محفظه اختلاط است. ژو و جیانگ [۴] در تحلیل عملکرد اجکتور CO₂ فرابحرانی از این روش استفاده نموده‌اند. در این مقاله از این روش با عنوان مدل ژو و جیانگ یاد خواهد شد.

در این مدل‌ها معادلات بقای جرم، انرژی و اندازه حرکت برای

اکثر بررسی‌های ترمودینامیکی چرخه‌های تبرید انبساطی اجکتوری بازده‌های ایزنتروپیک و بازده اختلاط ثابت در نظر گرفته شده‌اند. در جدول ۱ به تعدادی از این پژوهش‌ها اشاره شده است.

جدول ۱- بازده اجزاء اجکتور در بررسی ترمودینامیکی چرخه تبرید

نویسندگان	بازده اختلاط	بازده ایزنتروپیک نازل اولیه	بازده ایزنتروپیک نازل ثانویه	بازده ایزنتروپیک دیفیوزر
لورنس و الیل [۷]	۱	۰/۸	۰/۸	۰/۷۵
بومعرف و همکاران [۸]	۱	۰/۹۵	۰/۹۵	۰/۸
یونال و همکاران [۹]	۰/۸	۰/۹	-	۰/۹
آتماکا و همکاران [۱۰]	۰/۷۵-۰/۹۵	۰/۹	۰/۹	۰/۸
یاری و رونقی [۱۱]	۰/۹۵	۰/۸۵	-	۰/۸
فاخری و همکاران [۱۲]	۱	۰/۸۵	-	۰/۸۵

همان‌گونه که ملاحظه شد در تحلیل ترمودینامیکی چرخه تبرید انبساطی اجکتوری معمولاً بازده اختلاط مقدارثابتی در نظر گرفته می‌شود. در این مقاله سعی بر آن است که با استفاده از نتایج تجربی مربوط به چرخه تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه با مبرد R134a محدوده بازده اختلاط تعیین شده و اثر آن بر نتایج تحلیل انرژی و انرژی چرخه بررسی شود. برای این منظور در ابتدا و با توجه به احتمال وقوع جریان غیر تعادلی در نازل اولیه، با استفاده از نتایج تجربی، برای تصحیح دبی جرمی حاصل از مدل تعادلی همگن رابطه‌ای ارائه شده است. سپس حساسیت دو مدل ترمودینامیکی، یکی بر اساس تصحیح فشار اختلاط و دیگری بر مبنای تصحیح سرعت جریان ثانویه، نسبت به بازده‌های ایزنتروپیک و بازده اختلاط بررسی شده است. در ادامه بر اساس نتایج تجربی بازده اختلاط در دو مدل تعیین شده و برای آنها روابط تجربی ارائه شده است. در نهایت اثر بازده اختلاط بر محاسبات ترمودینامیکی چرخه در محدوده‌های مختلف دمای چگالنده و دمای تبخیرکننده‌ها بررسی شده است.

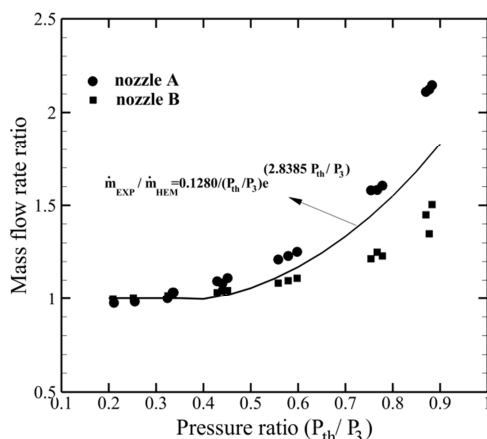
۲- تشریح عملکرد چرخه تبرید انبساطی اجکتوری

با خروجی چگالنده دو راهه

سیستم تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه در شکل ۱ و طرحواره نمودار فشار-انتالپی آن در شکل ۲ نشان داده شده است. مبرد خروجی از تبخیرکننده دما-بالا وارد کمپرسور شده و تا فشار متناظر با دمای چگالنده متراکم می‌گردد. مبرد خروجی از کمپرسور به صورت بخار مافوق گرم وارد چگالنده شده و آن را به

جرمی حاصل از مدل تعادلی همگن ممکن است تا سه برابر کمتر از مقدار واقعی باشد [۱۶]. بنابراین باید به کمک نتایج تجربی دبی جرمی محاسبه شده بر اساس مدل تعادلی همگن را تصحیح کرد. امور و همکاران [۱۷] انبساط میرد R134a در اجکتور دو فاز را بدون حضور جریان ثانویه به صورت تجربی بررسی نموده‌اند. آنها از دو نازل اولیه کوتاه (نازل A) و بلند (نازل B) استفاده کردند.

برای ۳۴ داده آزمایشگاهی، نسبت دبی جرمی اندازه‌گیری شده به دبی جرمی حاصل از مدل تعادلی همگن $\frac{\dot{m}_{exp}}{\dot{m}_{HEM}}$ بر حسب نسبت فشار گلوگاه به فشار ورودی P_{th}/P_3 در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴- تغییرات نسبت دبی جرمی اندازه‌گیری شده به دبی جرمی حاصل از مدل تعادلی بر حسب نسبت فشار گلوگاه به فشار ورودی

رابطه نمایی زیر برای این نسبت دبی‌های جرمی به دست آمده است:

$$\begin{cases} \frac{\dot{m}_{exp}}{\dot{m}_{HEM}} = \frac{0.1280}{P_{th}/P_3} e^{2.8385 P_{th}/P_3}, & P_{th}/P_3 \geq 0.4 \\ \frac{\dot{m}_{exp}}{\dot{m}_{HEM}} = 1, & P_{th}/P_3 < 0.4 \end{cases} \quad (1)$$

حداکثر خطای نسبی رابطه فوق در تخمین دبی جرمی تجربی $\pm 20\%$ است و البته در اکثر موارد خطا کمتر از $\pm 7\%$ می‌باشد.

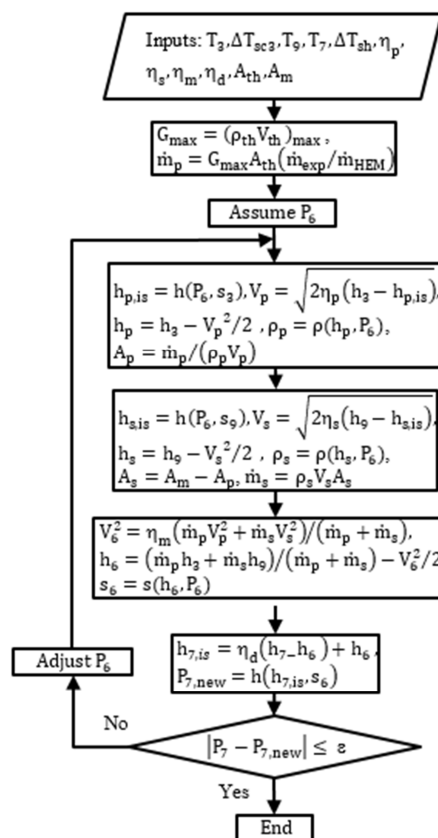
۴- حساسیت مدل‌های ترمودینامیکی به تغییر بازده‌های ایزنتروپیک و بازده اختلاط

بررسی آتماکا و همکاران [۱۰] نشان داده است که حساسیت مدل‌های ترمودینامیکی اجکتور دو فاز نسبت به تغییرات بازده اختلاط بیشتر از دیگر بازده‌های ایزنتروپیک است. در بررسی آتماکا و همکاران محدوده بازده اختلاط بر اساس نتایج تجربی انتخاب نشده است. در اینجا به کمک داده‌های تجربی حساسیت مدل‌ها نسبت به بازده‌های ایزنتروپیک نازل‌های اولیه و ثانویه، دیفیوزور و بازده اختلاط بررسی شده است. برای این منظور مقدار $0/9$ برای بازده نازل اولیه و دیفیوزور [۱۰، ۹] و مقدار $0/8$ برای نازل ثانویه [۷] در نظر گرفته شده است. با این بازده‌های ایزنتروپیک و با استفاده از تعداد ۶۷ داده تجربی امور و همکاران [۱۸] برای دو مدل کورنهایس و ژو و جیانگ مقادیر

بخش‌های مختلف سیستم به کار می‌روند. معادلات در مرجع [۴] ارائه شده است و به منظور رعایت اختصار از ارائه مجدد آنها در متن خودداری شده است و تنها در نمودار جریان ارائه شده‌اند. نمودار جریان مدل کورنهایس در شکل ۳ ارائه شده است. پس از تحلیل اجکتور نسبت دبی‌های جرمی در اجکتور و حالت میرد در ورودی تبخیرکننده دما بالا مشخص شده و با میزان مادون سرد معلوم در خروجی چگالنده (ΔT_{sc3}) و مافوق گرم معلوم در خروجی تبخیرکننده‌ها (ΔT_{sh}) امکان تحلیل ترمودینامیکی چرخه فراهم می‌گردد. همچنین برای محاسبه خواص ترموفیزیکی از کتابخانه خواص ترموفیزیکی کوول‌پراپ [۱۴] استفاده شده است.

۳-۲- تعیین دبی جرمی نازل اولیه

در حالت دو فاز برای تعیین دبی جرمی بحرانی به جای معیار عدد ماخ از معیار بیشینه دبی جرمی بر واحد سطح استفاده می‌شود [۱۵]. از معادله بقای جرم تابعی برای دبی جرمی بر واحد سطح گلوگاه به دست آمده و بیشینه آن تعیین می‌گردد.



شکل ۳- نمودار جریان مدل کورنهایس

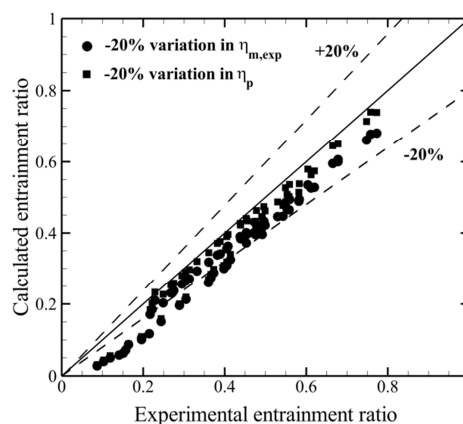
۳-۳- تصحیح دبی جرمی نازل اولیه

دبی جرمی که در بخش ۳-۲ محاسبه شد بر اساس مدل تعادلی همگن بنا نهاده شده است. در این مدل فرض بر تعادل فشار، دما و سرعت بین دو فاز مایع و بخار است. اما جریان در نازل‌ها چنان سریع است که امکان تعادل حرارتی فراهم نمی‌شود. در چنین مواردی دبی

بازده اختلاط تعیین شده است.

۴-۱- حساسیت مدل کورنهایس به تغییر بازده‌های ایزنتروپیک و بازده اختلاط

برای مدل کورنهایس و به ازای ۲۰٪ تغییر بازده ایزنتروپیک نازل اولیه (η_p) و بازده اختلاط ($\eta_{m,exp}$)، تغییر نسبت دبی‌های جرمی نسبت به مقادیر تجربی در شکل ۵ ارائه شده است. همان‌گونه که در این شکل مشاهده می‌شود در اکثر موارد، که مربوط به نسبت دبی‌های جرمی بزرگتر از ۰/۲ است، تغییرات نسبت دبی‌های جرمی ناشی از تغییر بازده اختلاط بیشتر از تغییرات مربوط به تغییر بازده ایزنتروپیک نازل اولیه است.

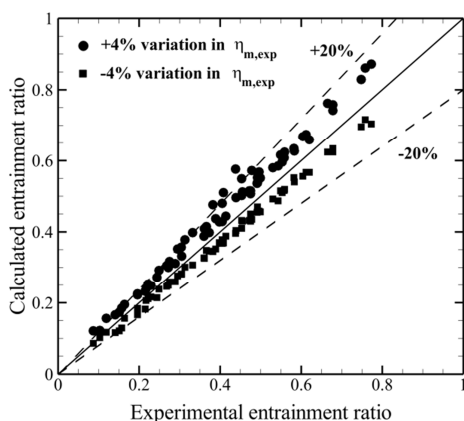


شکل ۵- نسبت دبی‌های جرمی تجربی و محاسباتی به ازای ۲۰٪ تغییر در بازده ایزنتروپیک نازل اولیه و بازده اختلاط در مدل کورنهایس

بررسی حساسیت این مدل نسبت به تغییر بازده ایزنتروپیک نازل ثانویه و دیفیوزر نشان داد که حساسیت مدل نسبت به تغییر بازده ایزنتروپیک نازل ثانویه مشابه نازل اولیه است و حساسیت مدل نسبت به تغییر بازده دیفیوزر ناچیز است.

۴-۲- حساسیت مدل ژو و جیانگ به تغییر بازده‌های ایزنتروپیک و بازده اختلاط

برای مدل ژو و جیانگ تغییرات نسبت دبی‌های جرمی نسبت به مقادیر تجربی به ازای ۴٪ تغییر در بازده اختلاط در شکل ۶ نشان داده شده است. همان‌گونه که در این شکل مشاهده می‌شود تنها ۴٪ تغییر در بازده اختلاط منجر به حداکثر خطای ۲۰٪ در نسبت دبی‌های جرمی اجکتور شده است. این در حالی است که در مدل کورنهایس این میزان خطا در نسبت دبی‌های جرمی ناشی از ۲۰٪ تغییر در بازده اختلاط بود. علاوه بر این در مدل ژو و جیانگ حساسیت مدل نسبت به تغییر هر سه بازده موجود در مدل تقریباً یکسان است.



شکل ۶- نسبت دبی‌های جرمی تجربی و محاسباتی به ازای ۴٪ تغییر در بازده اختلاط در مدل ژو و جیانگ

۵- تخمین بازده اختلاط در مدل‌ها

در این بخش برای دو مدل کورنهایس و ژو و جیانگ و با استفاده از بازده اختلاط حاصل از نتایج تجربی آمور و همکاران [۱۸] رابطه‌ای بر اساس شرایط کاری برای بازده اختلاط به دست آمده است. در مدل کورنهایس بر اساس نسبت فشار اولیه به فشار دیفیوزر و نسبت فشار دیفیوزر به فشار ثانویه رابطه زیر به دست آمده است:

$$\eta_m = -5.71 - 0.057(P_3/P_7)^2 + 0.459(P_3/P_7) - 3.981(P_7/P_9)^2 + 8.996(P_7/P_9) \quad (2)$$

همچنین برای بازده اختلاط در مدل ژو و جیانگ رابطه زیر به دست آمده است:

$$\eta_m = -13.787 - 0.011(P_3/P_7)^2 + 0.073(P_3/P_7) - 10.632(P_7/P_9)^2 + 24.359(P_7/P_9) \quad (3)$$

در شکل ۷ بازده اختلاط حاصل از روابط (۲) و (۳) و مقادیر متناظر مربوط به داده‌های تجربی نشان داده شده است. همان‌گونه که در این شکل دیده می‌شود در اکثر موارد خطای تخمین بازده اختلاط کمتر از ۲۰٪ است. در مدل کورنهایس بازده اختلاط در محدوده ۰/۳۲-۰/۰۹ و در مدل ژو و جیانگ در محدوده ۰/۰۳-۰/۰۳ است. در مدل کورنهایس اکثر داده‌ها به حد بالایی نزدیک هستند در حالی که در مدل ژو و جیانگ اکثر داده‌ها به محدوده پایینی نزدیک می‌باشند. همچنین رابطه تجربی بازده اختلاط مربوط به مدل ژو و جیانگ نسبت به رابطه مربوط به مدل کورنهایس در اکثر موارد بازده اختلاط را بهتر تخمین می‌زند.

۵-۱- تخمین نسبت دبی‌های جرمی

با استفاده از روابط به دست آمده برای بازده اختلاط (روابط (۲) و (۳)) مقادیر نسبت دبی‌های جرمی اجکتور محاسبه شده و با نتایج تجربی مقایسه شده است. همان‌گونه که در شکل ۸ مشاهده می‌شود

بازده اختلاط بر تغییرات نسبت دبی‌های جرمی، درصد افزایش ضریب عملکرد چرخه نسبت به چرخه تبرید تراکمی معمولی، نرخ تخریب اگزروی در بخش‌های مختلف و بازده اگزروی چرخه بررسی شده است. ضریب عملکرد چرخه تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$COP = (\dot{Q}_{evap1} + \dot{Q}_{evap2}) / \dot{W} = \frac{\omega(h_9 - h_3) + (1 + \omega)(h_1 - h_7)}{[(1 + \omega)(h_2 - h_1)]} \quad (4)$$

در رابطه فوق $\dot{Q}_{evap1}$ انتقال گرما در تبخیرکننده دما-بالا، $\dot{Q}_{evap2}$ انتقال گرما در تبخیرکننده دما-پایین و ω نسبت دبی‌های جرمی در اجکتور است. ضریب عملکرد چرخه تبرید تراکمی معمولی متناظر نیز به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$COP_{st} = (h_9 - h_3) / (h_2 - h_9) \quad (5)$$

برای مقایسه دو چرخه میزان افزایش ضریب عملکرد چرخه تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$COP^* = (COP - COP_{st}) / COP_{st} \quad (6)$$

نرخ تخریب اگزروی در هر یک از اجزاء چرخه تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه به صورت زیر به دست می‌آید [۱۹]:

نرخ تخریب اگزروی در کمپرسور:

$$\dot{I}_{comp} = \dot{m}_p (1 + \omega) T_0 (s_2 - s_1) \quad (7)$$

در رابطه فوق T_0 دمای حالت مرده و $\dot{m}_p$ دبی جرمی جریان اولیه است. نرخ تخریب اگزروی در چگالنده:

$$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_p (1 + \omega) T_0 [(h_2 - h_3) / T - (s_2 - s_3)] \quad (8)$$

نرخ تخریب اگزروی در اجکتور:

$$\dot{I}_{eject} = \dot{m}_p T_0 [(s_7 - s_3) + \omega(s_7 - s_9)] \quad (9)$$

نرخ تخریب اگزروی در تبخیرکننده دما-بالا:

$$\dot{I}_{evap1} = \dot{m}_p (1 + \omega) \left[\frac{(h_7 - h_1)}{T} - (s_7 - s_1) \right] \quad (10)$$

نرخ تخریب اگزروی در تبخیرکننده دما-پایین:

$$\dot{I}_{evap2} = \dot{m}_s \left[\frac{(h_8 - h_9)}{T} - (s_8 - s_9) \right] \quad (11)$$

در رابطه فوق $\dot{m}_s$ دبی جرمی جریان ثانویه است. نرخ تخریب اگزروی در شیر انبساطی:

$$\dot{I}_{exp} = \dot{m}_s T_0 (s_8 - s_3) \quad (12)$$

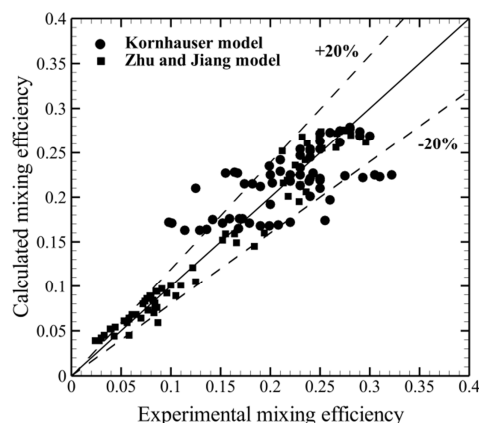
در نهایت نرخ تخریب اگزروی در چرخه عبارت است از:

$$\dot{I} = \dot{I}_{comp} + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_{eject} + \dot{I}_{evap1} + \dot{I}_{evap2} + \dot{I}_{exp} \quad (13)$$

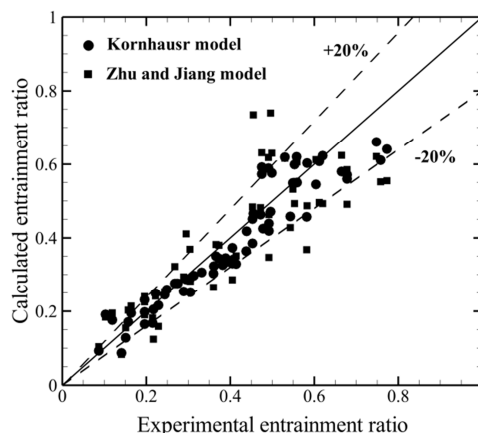
با استفاده از معادله توازن اگزروی در چرخه، بازده قانون دوم به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\eta_{II} = \dot{W}_{rev} / \dot{W} = 1 - \dot{I} / \dot{W} \quad (14)$$

در روابط (۸)، (۱۰) و (۱۱) برای انتقال گرما در چگالنده و تبخیرکننده‌ها اختلاف دمایی به میزان 10°C در نظر گرفته شده است [۷]. همچنین در کلیه محاسبات آبی میزان مادن سرد مبرد در خروجی چگالنده و میزان مافوق گرم مبرد در خروجی تبخیرکننده‌ها



شکل ۷- خطای تعیین بازده اختلاط به وسیله روابط تجربی در مدل کورنهاوسر و ژو و جیانگ (روابط (۲) و (۳))



شکل ۸- خطای تعیین نسبت دبی‌های جرمی با استفاده از روابط تجربی برای بازده اختلاط در مدل کورنهاوسر و ژو و جیانگ

حداکثر خطای نسبی نسبت دبی‌های جرمی در مدل کورنهاوسر ۲۰٪ و در مدل ژو و جیانگ ۴۰٪ است. در بررسی حساسیت مدل‌ها نسبت به بازده اختلاط مشاهده شد که مدل کورنهاوسر در مقایسه با مدل ژو و جیانگ نسبت به تغییر بازده اختلاط حساسیت کمتری دارد. همچنین در تخمین بازده اختلاط ملاحظه شد که رابطه بازده اختلاط مربوط به مدل ژو و جیانگ نسبت به رابطه مربوط به مدل کورنهاوسر بازده اختلاط را بهتر تخمین می‌زند. اما حساسیت بسیار زیاد مدل ژو و جیانگ به تغییرات بازده اختلاط باعث شده است که تخمین نسبت دبی‌های جرمی توسط این مدل با خطای زیادی همراه باشد.

۶- اثر بازده اختلاط بر محاسبات ترمودینامیکی

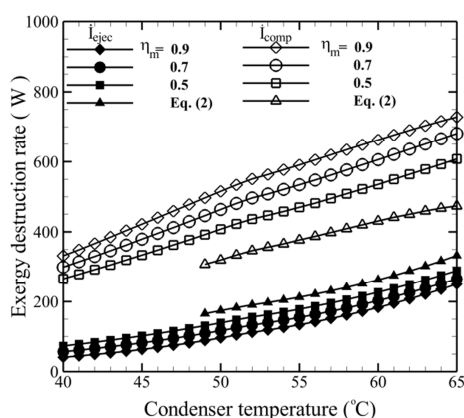
در بررسی ترمودینامیکی چرخه تبرید انبساطی اجکتوری با مبرد R134a بازده اختلاط در محدوده ۰/۷۵-۰/۹۵ در نظر گرفته می‌شود [۹، ۱۰]. اما در بخش‌های پیشین بررسی نتایج تجربی نشان داد که

بازده اختلاط می‌تواند مقادیر کمتری داشته باشد. در این بخش برای چرخه تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه اثر تغییر

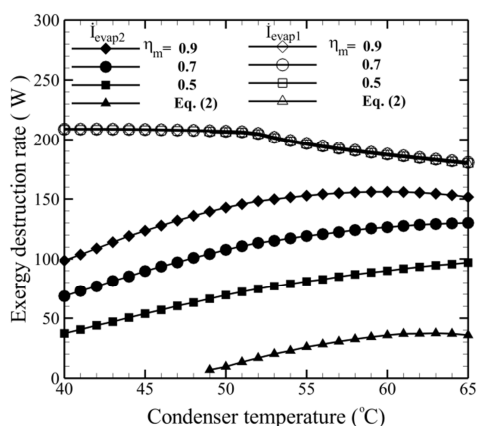
۳ °C در نظر گرفته شده است [۲۰].

۶-۱- اثر دمای چگالنده بر عملکرد چرخه

برای دمای تبخیرکننده دما-پایین ۵ °C، دمای تبخیرکننده دما-بالای ۹ °C و دمای چگالنده بین ۴۵-۴۰ °C اثر تغییر بازده اختلاط بر محاسبات ترمودینامیکی بررسی شده است. در شکل ۹ تغییرات نسبت دبی‌های جرمی بر حسب دمای چگالنده برای بازده اختلاط ۰/۷، ۰/۵ و ۰/۹ و بازده اختلاط حاصل از رابطه (۲) ارائه شده است. همان‌گونه که در شکل ۹ دیده می‌شود برای دمای چگالنده ثابت با کاهش بازده اختلاط نسبت دبی‌های جرمی نیز کاهش می‌یابد. در دمای چگالنده ثابت دبی جرمی جریان اولیه ثابت است و با بازده اختلاط کوچکتر در فشارهای اختلاط بزرگتر و سرعت اختلاط و سرعت جریان ثانویه کوچکتری می‌توان به فشار دیفیوزر دست یافت. بنابراین در بازده اختلاط کوچکتر دبی جرمی جریان ثانویه و به دنبال آن نسبت دبی-های جرمی کوچکتر خواهد بود. حداقل خطای نسبی تعیین نسبت دبی‌های جرمی با فرض بازده اختلاط ۰/۵ حدود ۱/۴۸٪ است. همچنین همان‌گونه که در شکل ۹ ملاحظه می‌شود محدوده دمای چگالنده که اجکتور در آن قابلیت تامین جریان ثانویه را دارد تحت تأثیر بازده اختلاط است. با بازده اختلاط ناشی از داده‌های تجربی و تحت شرایط مورد بررسی در دمای چگالنده کمتر از ۴۹ °C اجکتور قابلیت کار ندارد و برای رسیدن به فشار دیفیوزر، فشار اختلاط باید از فشار جریان ثانویه بیشتر باشد.

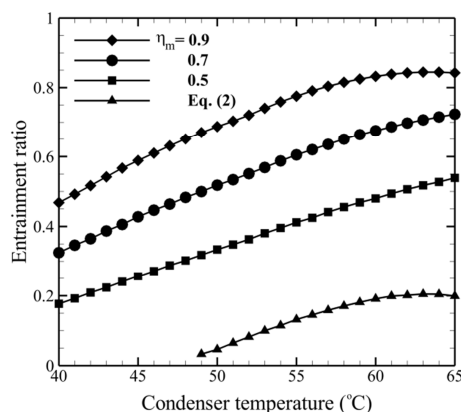


شکل ۱۰- تغییرات نرخ تخریب انرژی در کمپرسور و اجکتور بر حسب دمای چگالنده در بازده اختلاط مختلف



شکل ۱۱- تغییرات نرخ تخریب انرژی در تبخیرکننده دما-پایین ($\dot{I}_{evap2}$) و دما بالا ($\dot{I}_{evap1}$) بر حسب دمای چگالنده در بازده اختلاط مختلف

تقریباً ثابت می‌ماند. افزایش دمای چگالنده نرخ انتقال انرژی بر واحد جرم به وسیله گرما و جرم را در این تبخیرکننده افزایش می‌دهد، اما اختلاف بین آنها تقریباً ثابت است و در نتیجه تخریب انرژی تابع تغییرات دبی جرمی جریان ثانویه است. همچنین نرخ تخریب انرژی



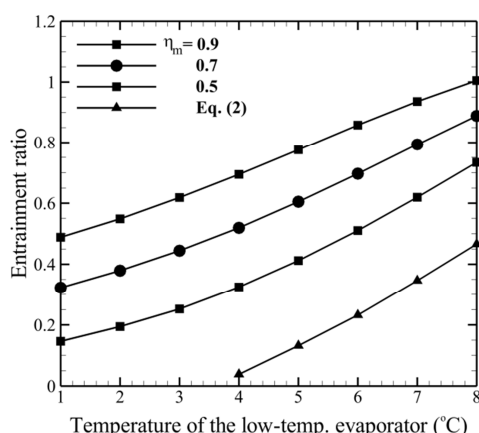
شکل ۹- تغییرات نسبت دبی‌های جرمی بر حسب دمای چگالنده در بازده اختلاط مختلف

برای دمای چگالنده معین و با توجه به ثابت بودن آنتالپی کل جریان مخلوط، می‌توان نشان داد که COP^* چرخه تبرید انبساط اجکتوری تنها تابعی از آنتالپی جریان اولیه و ثانویه، آنتالپی خروجی تبخیرکننده دما-بالا و کار مخصوص کمپرسور است. به عبارت دیگر COP^* مستقل از نسبت دبی‌های جرمی و در نتیجه مستقل از بازده اختلاط است.

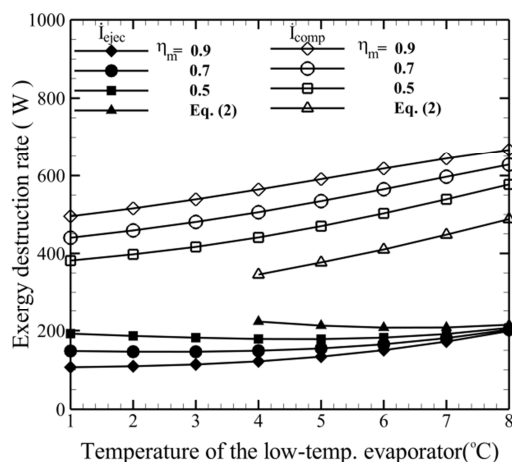
تغییرات نرخ تخریب انرژی در کمپرسور و اجکتور در بازده‌های اختلاط مختلف در شکل ۱۰ نشان داده شده است. همان‌گونه که در این شکل دیده می‌شود، در دمای چگالنده معین با کاهش بازده اختلاط به دلیل کاهش دبی جرمی، نرخ تخریب انرژی در کمپرسور کاهش

جرمی بالاتر است. با بازده اختلاط ۰/۵ حداقل خطای نسبی تعیین نسبت دبی‌های جرمی در دمای متغیر تبخیر کننده دما-پایین ۵۷٪ است. محدوده عملکرد اجکتور محدود به دمای تبخیر کننده دما-پایین بالای ۴ °C می‌باشد.

تغییرات نرخ تخریب اگزروژی در کمپرسور و اجکتور بر حسب دمای تبخیر کننده دما-پایین در بازده‌های اختلاط مختلف در شکل ۱۴ نشان داده شده است. همان‌گونه که در این شکل مشاهده می‌شود در دمای تبخیر کننده دما-پایین معین با کاهش بازده اختلاط به دلیل کاهش دبی جرمی نرخ تخریب اگزروژی در کمپرسور کاهش می‌یابد. با افزایش دمای تبخیر کننده دما-پایین اثر بازده اختلاط بر نرخ تخریب



شکل ۱۳- تغییرات نسبت دبی‌های جرمی بر حسب دمای تبخیر کننده دما-پایین در بازده اختلاط مختلف

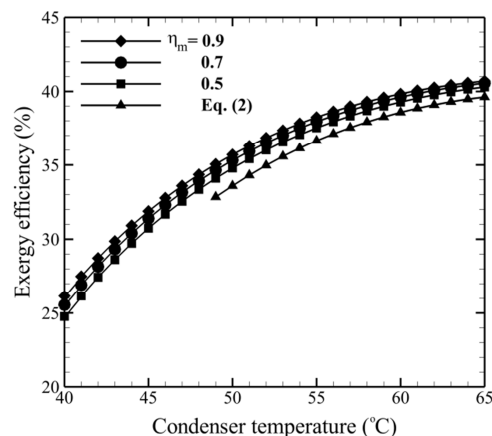


شکل ۱۴- تغییرات نرخ تخریب اگزروژی در کمپرسور و اجکتور بر حسب دمای تبخیر کننده دما-پایین در بازده اختلاط مختلف

اگزروژی در اجکتور کاهش می‌یابد. با افزایش دمای تبخیر کننده دما-پایین نرخ تخریب اگزروژی مربوط به جریان اولیه و بازیافت آن توسط جریان ثانویه هر دو افزایش می‌یابد. در بازده‌های اختلاط پایین این دو اثر تقریباً هم اندازه هستند و در نتیجه نرخ تخریب اگزروژی در اجکتور کمتر تابع دمای تبخیر کننده دما-پایین است. اما در بازده‌های اختلاط بزرگ با افزایش دمای تبخیر کننده دما-پایین افزایش نرخ تخریب

در تبخیر کننده دما-بالا ابتدا ثابت است اما با افزایش بیشتر دمای چگالنده مختصری کاهش می‌یابد. با افزایش دمای چگالنده هر دو کمیت انتقال اگزروژی با گرما و جرم افزایش می‌یابند. این تغییرات به گونه‌ای است که خالص تخریب اگزروژی به ازای واحد جرم با افزایش دمای چگالنده کاهش می‌یابد. از طرفی به دلیل افزایش نسبت دبی‌های جرمی، دبی جرمی عبوری از تبخیر کننده دما-بالا افزایش می‌یابد. کاهش تخریب اگزروژی بر واحد جرم و افزایش دبی جرمی منجر به ثبوت نسبی نرخ تخریب اگزروژی در این تبخیر کننده است. همان‌گونه که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود در دمای چگالنده معین و با افزایش بازده اختلاط نرخ تخریب اگزروژی در تبخیر کننده دما-پایین افزایش می‌یابد. در دمای چگالنده معین تخریب اگزروژی بر واحد جرم در این تبخیر کننده ثابت است و با افزایش بازده اختلاط به دلیل افزایش دبی جرمی جریان ثانویه نرخ تخریب اگزروژی افزایش می‌یابد. همچنین نرخ تخریب اگزروژی در تبخیر کننده دما-بالا تقریباً تابعی از بازده اختلاط نیست. با افزایش بازده اختلاط تخریب اگزروژی بر واحد جرم در این تبخیر کننده کاهش می‌یابد و این کاهش به گونه‌ای است که اثر افزایش دبی جرمی را خنثی نموده و نرخ تخریب اگزروژی ثابت باقی می‌ماند.

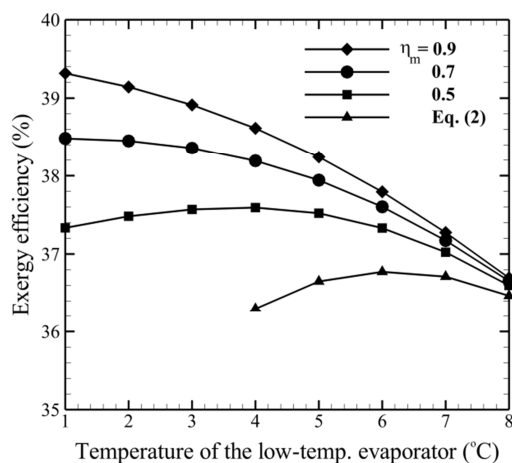
در شکل ۱۲ تغییرات بازده اگزروژی چرخه بر حسب دمای چگالنده در بازده‌های اختلاط مختلف نشان داده شده است. با افزایش دمای چگالنده نرخ تخریب اگزروژی در چرخه و توان کمپرسور افزایش می‌یابد، اما شدت افزایش توان کمپرسور بیشتر بوده و بازده اگزروژی افزایش می‌یابد. در دمای چگالنده ۵۰ °C با فرض بازده اختلاط در محدوده ۰/۹-۰/۷ خطای تعیین بازده اگزروژی در محدوده ۵/۵٪-۵٪ است.



شکل ۱۲- تغییرات بازده اگزروژی چرخه بر حسب دمای چگالنده در بازده اختلاط مختلف

۲-۶- اثر دمای تبخیر کننده دما-پایین بر عملکرد چرخه

برای دمای چگالنده ۵۵ °C، دمای تبخیر کننده دما-بالای ۹ °C و دمای تبخیر کننده دما-پایین بین ۸-۱ °C تغییرات نسبت دبی‌های جرمی، تخریب اگزروژی و بازده اگزروژی بررسی شده است. تغییرات نسبت دبی‌های جرمی در بازده‌های اختلاط مختلف در شکل ۱۳ نشان داده شده است. همان‌گونه که در این شکل مشاهده می‌شود با کاهش بازده اختلاط نسبت دبی‌های جرمی کم می‌شود. در بازده اختلاط بالا فشار اختلاط پایین و دبی جرمی ثانویه و به دنبال آن نسبت دبی‌های

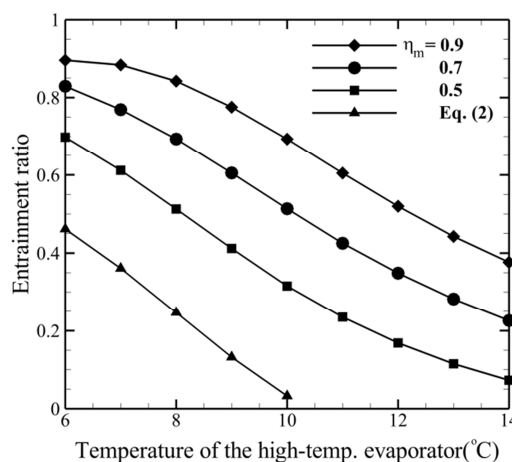


شکل ۱۶- تغییرات بازده انرژی در حساب دمای تبخیرکننده دما-پایین در بازده اختلاط مختلف

تبخیرکننده دما-پایین ۴ °C با فرض بازده اختلاط در محدوده ۰/۹-۰/۷ خطای تعیین بازده انرژی در محدوده ۶/۴-۵/۲٪ است.

۳-۶- اثر دمای تبخیرکننده دما-بالا بر عملکرد چرخه

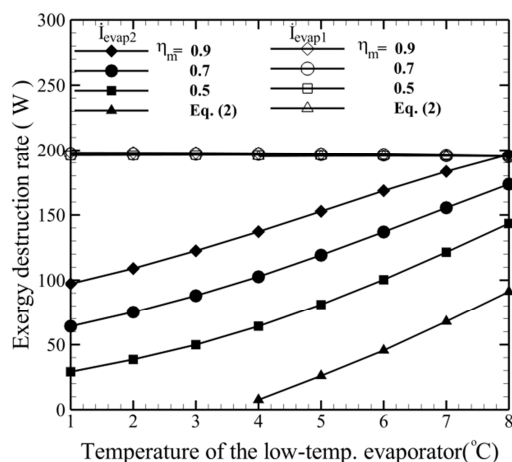
برای دمای چگالنده ۵۵ °C، دمای تبخیرکننده دما-پایین ۵ °C و دمای تبخیرکننده دما-بالا بین ۱۴-۶ °C تغییرات نسبت دبی‌های جرمی، تخریب انرژی و بازده انرژی بررسی شده است. تغییرات نسبت دبی‌های جرمی در بازده‌های اختلاط مختلف در شکل ۱۷ نشان داده شده است. همان‌گونه که در این شکل مشاهده می‌شود با کاهش بازده اختلاط نسبت دبی‌های جرمی کم می‌شود. در بازده اختلاط بالا فشار اختلاط پایین و دبی جرمی ثانویه و به دنبال آن نسبت دبی‌های جرمی بالاتر است. با بازده اختلاط ۵/۰ حداقل خطای نسبی تعیین نسبت دبی‌های جرمی در دمای تبخیرکننده دما-بالا متغیر ۵۱٪ است. محدوده عملکرد اجکتور محدود به دمای تبخیرکننده دما-بالای کمتر از ۱۰ °C است.



شکل ۱۷- تغییرات نسبت دبی‌های جرمی بر حساب دمای تبخیرکننده دما-بالا در بازده اختلاط مختلف

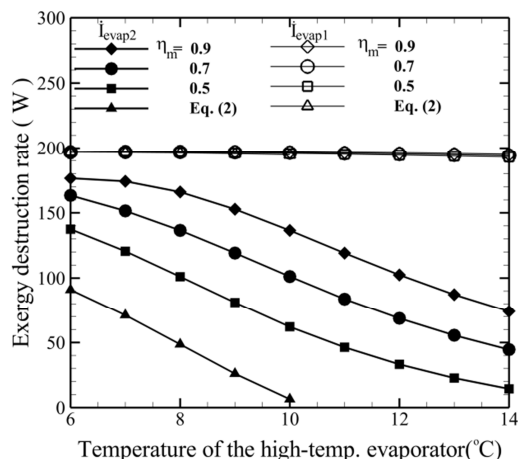
انرژی جریان اولیه بیشتر از افزایش نرخ بازافت آن توسط جریان ثانویه (به دلیل افزایش دبی جرمی ثانویه) است، و در نتیجه نرخ تخریب انرژی در اجکتور افزایش می‌یابد. با افزایش دمای تبخیرکننده دما-پایین به دلیل افزایش دبی جرمی نرخ تخریب انرژی در کمپرسور، چگالنده و شیر انبساطی افزایش می‌یابد.

تغییرات نرخ تخریب انرژی در تبخیرکننده‌های دما-بالا و دما-پایین در شکل ۱۵ نشان داده شده است. نرخ تخریب انرژی در تبخیرکننده دما-بالا تقریباً ثابت است. نرخ انتقال انرژی بر واحد جرم به وسیله گرما تقریباً ثابت است اما نرخ انتقال به وسیله جرم کاهش می‌یابد. افزایش دبی جرمی جریان این کاهش نرخ انتقال انرژی را نموده و نرخ تخریب انرژی تقریباً ثابت باقی می‌ماند. با افزایش دمای تبخیرکننده دما-پایین تخریب انرژی بر واحد جرم در این تبخیرکننده مقدار ناچیزی کاهش می‌یابد و به دلیل افزایش دبی جرمی جریان ثانویه نرخ تخریب انرژی افزایش پیدا می‌کند. در دمای تبخیرکننده دما-پایین معین و با افزایش بازده اختلاط، به دلیل افزایش دبی جرمی جریان ثانویه نرخ تخریب انرژی افزایش می‌یابد.

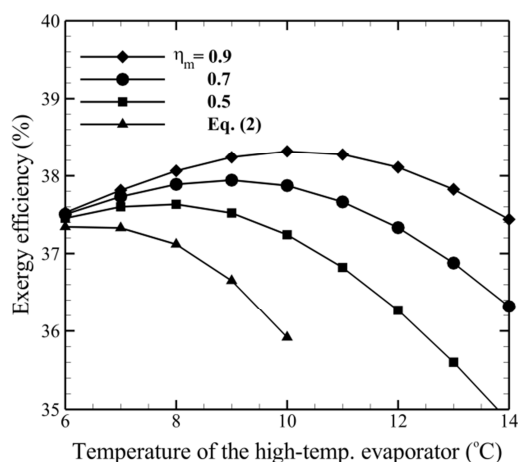


شکل ۱۵- تغییرات نرخ تخریب انرژی در تبخیرکننده دما-پایین و دما بالا (evap1) بر حساب دمای تبخیرکننده دما-پایین در بازده اختلاط مختلف

تغییرات بازده انرژی در چرخه بر حساب دمای تبخیرکننده دما-پایین در بازده‌های اختلاط مختلف در شکل ۱۶ نشان داده شده است. با افزایش دمای تبخیرکننده دما پایین توان برگشت‌پذیر و توان کمپرسور افزایش می‌یابند. در بازده‌های اختلاط بالا نرخ افزایش توان کمپرسور بیشتر بوده و بازده انرژی کاهش می‌یابد. با کاهش بازده اختلاط وابستگی بازده انرژی چرخه به دمای تبخیرکننده دما-پایین کاهش می‌یابد. بر اساس بازده اختلاط حاصل از نتایج تجربی بازده انرژی تقریباً مستقل از دمای تبخیرکننده دما-پایین است. در دمای



شکل ۱۹- تغییرات نرخ تخریب انرژی در تبخیرکننده دما-پایین و دما بالا (i_{evap1}) بر حسب دمای تبخیرکننده دما-بالا در بازده اختلاط مختلف



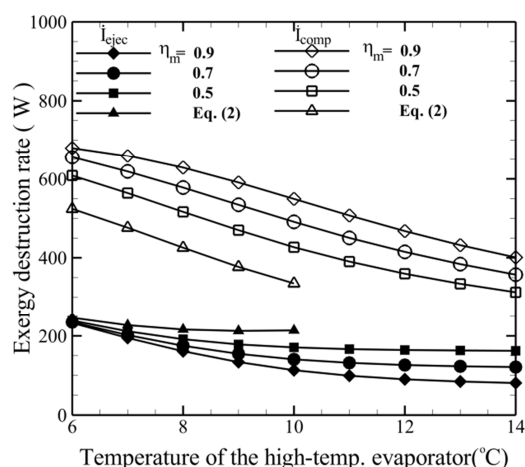
شکل ۲۰- تغییرات بازده انرژی در تبخیرکننده دما-بالا در بازده اختلاط مختلف

اختلاط نحوه تغییر بازده انرژی متفاوت است. در بازده اختلاط ناشی از داده‌های تجربی افزایش دمای تبخیرکننده دما-بالا باعث کاهش بازده انرژی چرخه می‌شود. در حالی که در بازده‌های اختلاط بزرگتر با افزایش دمای تبخیرکننده دما-بالا بازده انرژی ابتدا افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد و به این ترتیب در دمای تبخیرکننده خاصی بازده انرژی حداکثر می‌شود. در دمای تبخیرکننده دما-بالا 10°C با فرض بازده اختلاط در محدوده $0.7/0.9$ خطای تعیین بازده انرژی در محدوده $0.5/0.6/0.7$ است.

۷- نتیجه گیری

در این مقاله اثر بازده اختلاط بر نتایج تحلیل ترمودینامیکی چرخه تبرید انبساطی اجکتوری با خروجی چگالنده دو راهه با مبرد R134a بررسی گردید. بر اساس داده‌های تجربی و با در نظر گرفتن فرآیند انبساط غیر تعادلی در نازل اولیه رابط‌های برای تصحیح دبی جرمی

تغییرات نرخ تخریب انرژی در کمپرسور و اجکتور بر حسب دمای تبخیرکننده دما-بالا در شکل ۱۸ نشان داده شده است. در دمای تبخیرکننده دما-بالای معین با کاهش بازده اختلاط به دلیل کاهش دبی جرمی عبوری از کمپرسور نرخ تخریب انرژی در اجکتور ابتدا افزایش دمای تبخیرکننده دما-بالا نرخ تخریب انرژی در اجکتور ابتدا کاهش یافته و سپس تقریباً ثابت باقی می‌ماند. با افزایش دمای تبخیرکننده دما-بالا نرخ تخریب انرژی مربوط به جریان اولیه ثابت باقی می‌ماند اما بازایافت انرژی بر واحد جرم جریان ثانویه افزایش یافته و دبی جرمی جریان ثانویه کاهش می‌یابد. در دماهای پایین تبخیرکننده دما-بالا اثر بازایافت انرژی بر واحد جرم جریان ثانویه غالب است اما با بیشتر شدن دمای تبخیرکننده دما-بالا و کاهش دبی جرمی جریان ثانویه نرخ تخریب انرژی در این تبخیرکننده تقریباً ثابت باقی می‌ماند. در دمای تبخیرکننده دما-بالای معین با کاهش بازده اختلاط بازایافت انرژی بر واحد جرم جریان ثانویه بیشتر شده و دبی جرمی ثانویه کمتر می‌شود، اما کاهش دبی جرمی جریان ثانویه غالب بوده و نرخ تخریب انرژی در بازده‌های اختلاط پایین بالاتر است. با بیشتر شدن دمای تبخیرکننده دما-بالا این اختلاف نیز بیشتر می‌شود. با افزایش دمای تبخیرکننده دما-بالا به دلیل کاهش دبی جرمی نرخ تخریب انرژی در کمپرسور، چگالنده و شیر انبساطی کاهش می‌یابد.



شکل ۱۸- تغییرات نرخ تخریب انرژی در کمپرسور و اجکتور بر حسب دمای تبخیرکننده دما-بالا در بازده اختلاط مختلف

تغییرات نرخ تخریب انرژی در تبخیرکننده‌های دما-بالا و دما-پایین در شکل ۱۹ نشان داده شده است. با افزایش دمای تبخیرکننده دما-بالا و یا کاهش بازده اختلاط (در دمای معین) به دلیل کاهش دبی جرمی جریان ثانویه نرخ تخریب انرژی در تبخیرکننده دما-پایین کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای تبخیرکننده دما-بالا و یا کاهش بازده اختلاط (در دمای معین) تخریب انرژی بر واحد جرم در این تبخیرکننده افزایش یافته و دبی جرمی عبوری از آن کاهش می‌یابد، به طوری که نرخ تخریب انرژی تقریباً ثابت باقی می‌ماند. تغییرات بازده انرژی چرخه بر حسب دمای تبخیرکننده دما-بالا در بازده‌های اختلاط مختلف در شکل ۲۰ نشان داده شده است. همان‌گونه که در این شکل نشان داده شده است بسته به بزرگی بازده

- [7] Lawrence N., Elbel S., Theoretical and Practical Comparison of Two-phase Ejector Refrigeration Cycles Including First and Second Law Analysis. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, pp. 1220-1232, 2013.
- [8] Boumaraf L., Haberschill P., Lallemand A., Investigation of a Novel Ejector Expansion Refrigeration System Using the Working Fluid R134a and Its Potential Substitute R1234yf. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 45, pp. 148-159, 2014.
- [9] Unal S., Yilmaz T., Thermodynamic Analysis of the Two-phase Ejector Air-conditioning System for Buses. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 79, pp. 108-116, 2015.
- [10] Atmaca A.U., Erekan A., Ekren O., Impact of the Mixing Theories on the Performance of Ejector Expansion Refrigeration Cycles for Environmentally-friendly Refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 97, pp. 211-225, 2019.
- [۱۱] یاری م، رونقی ش، تحلیل اگزورژی پیشرفته‌ی سیستم تبرید آبشاری انبساط اجکتوری فوق بحرانی کربن دی اکسید. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۷۴، ش. ۱، ص ۱۲۷-۱۲۹، ۱۳۹۵.
- [۱۲] فاخری ر، کارگر شریف ر، و سخایی نیا ح، تحلیل انرژی و اگزورژی چرخه‌های تبرید جذبی تک اثره و ترکیبی جذبی-اجکتور حاوی محلول آبی لیتیوم بروماید. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۸۱، ش. ۴، ص ۲۰۹-۲۱۸، ۱۳۹۶.
- [13] Kornhauser A.A., The use of an ejector as refrigerant expander. Proceeding of the International refrigeration and air conditioning conference, West Lafayette, USA, 1990.
- [14] Bell L.H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V., Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, Vol. 53, No. 6, pp. 2498-2508, 2014.
- [15] Ameur K., Aidoun Z., Ouzzane M., Modeling and Numerical Approach for the Design and Operation of Two-phase Ejectors. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 109, pp. 809-818, 2016.
- [16] Sallet D.W., Subcooled and Saturated Liquid Flow Through Valves and Nozzles. *Jornal of Hazardous Materials*, Vol. 25, pp. 181-191, 1990.
- [17] Ameur K., Aidoun Z., Ouzzane M., Expansion of Subcooled Refrigerant in Two-phase Ejectors with No Flux Induction. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 82, pp. 424-432, 2017.
- [18] Ameur K., Aidoun Z., Ouzzane M., Eeperimental Performance of a Two-phase R134a Ejector. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 97, pp. 12-20, 2018.
- [19] Liu X., Fu R., Wang Z., Lin L., Sun Z., Li X., Thermodynamic Analysis of Transcritical CO2 Refrigeration Cycle Integrated with Thermoelectric Subcooler and Ejector. *Energy Conversion and Management*, Vol. 188, pp. 354-365, 2019.
- [20] Unal S., Determination of the Ejector Dimensions of a Bus Air-conditioning System Using Analytical and Numerical Methods. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 90, pp. 110-119, 2015.

حاصل از فرض مدل همگن تعادلی به دست آمد. دو مدل ترمودینامیکی یکی بر اساس تصحیح فشار اختلاط و دیگری بر مبنای تصحیح سرعت جریان ثانویه مقایسه شدند. نتایج نشان داد که در مدل بر اساس تصحیح فشار اختلاط حساسیت مدل به بازده اختلاط بیشتر از حساسیت آن نسبت به دیگر ضرایب ایزنتروپیک است. همچنین مقایسه حساسیت دو مدل نسبت به تغییر بازده اختلاط نشان داد که حساسیت مدل بر اساس تصحیح فشار اختلاط کمتر است. بر اساس داده‌های تجربی برای مبرد R134a مقادیر بازده اختلاط تعیین شد. نتایج نشان داد که در مدل بر اساس تصحیح فشار اختلاط بازده اختلاط در محدوده ۰/۳۲-۰/۰۹ و در مدل بر مبنای تصحیح سرعت جریان ثانویه بازده اختلاط در محدوده ۰/۳-۰/۰۳ می‌باشد. همچنین رابطه‌ای برای تغییر بازده اختلاط بر حسب تغییر شرایط کاری به دست آمد. به کمک روابط به دست آمده برای بازده اختلاط، مدل بر اساس تصحیح فشار اختلاط قادر است با خطای نسبی $\pm 20\%$ نسبت دبی‌های جرمی را تخمین بزند در حالی که خطای مدل بر مبنای تصحیح سرعت جریان ثانویه بیش از $\pm 40\%$ است. اثر بازده اختلاط بر محاسبات ترمودینامیکی بررسی گردید. نتایج نشان داد که بر اساس بازده اختلاط ناشی از داده‌های تجربی، اجکتور تنها در دماهای چگالنده بالا، دماهای تبخیرکننده دما-پایین بالا و دماهای تبخیرکننده دما-بالا پایین قادر به تامین جریان ثانویه است. همچنین تحت شرایط یکسان نسبت دبی‌های جرمی به دست آمده نسبت به مقادیر حاصل از فرض بازده‌های اختلاط بزرگ بسیار کمتر است. استفاده از بازده اختلاط ناشی از داده‌های تجربی منجر به نرخ تخریب اگزورژی کمتری در کمپرسور، چگالنده، شیر انبساطی و تبخیرکننده دما-پایین و نرخ تخریب اگزورژی بیشتری در اجکتور می‌شود. همچنین اثر بازده اختلاط در محاسبه نرخ تخریب اگزورژی در تبخیرکننده دما-بالا ناچیز است. با فرض بازده اختلاط در محدوده ۰/۷-۰/۹ خطای تعیین بازده اگزورژی در محدوده ۰/۵/۲-۰/۶/۷٪ است.

۸- مراجع

- [1] Aidoun Z., Ameur K., Falsafion M., Badache M., Current Advances in Ejector Modeling, Experimentation and Applications for Refrigeration and Heat Pumps. Part 2: Two-phase Ejectors. *Inventions*, Vol. 4, No. 16, 2019.
- [2] Liu F., Groll E.A., Study of Ejector Efficiencies in Refrigeration Cycles. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 52, No. 2, pp. 1-11, 2013.
- [3] Zheng L., Deng J., Research on CO2 Ejector Component Efficiencies by Experiment Measurement and Distributed-Parameter Modeling. *Energy Conversion and Management*, Vol. 142, pp. 244-256, 2017.
- [4] Zhu Y., Jiang P., Theoretical Model of Transcritical CO2 Ejector with Non-equilibrium Phase Change Correlation. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 86, pp. 218-227, 2018.
- [5] Lucas C., Koehler J., Experimental Investigation of the COP Improvement of Refrigeration Cycle by Use of An Ejector. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, pp. 1595-1603, 2012.
- [6] Zhu Y., Li C., Zhang F., Jiang P., Comprehensive Experimental Study a Transcritical CO2 Ejector-expansion Refrigeration System. *Energy Conversion and Management*, Vol. 151, pp. 98-106, 2017.