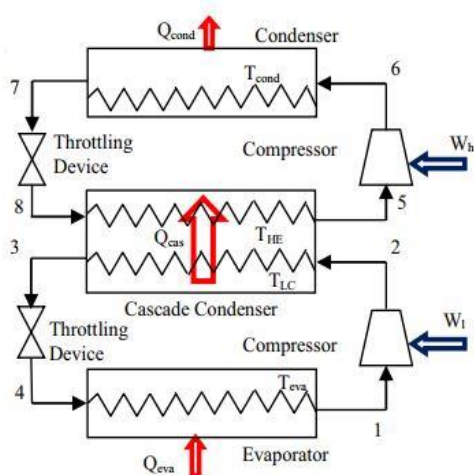


مقایسه عملکرد زوج مبردهای $\text{CO}_2/\text{R1234yf}$ و $\text{CO}_2/\text{R1234ze(Z)}$ ، $\text{CO}_2/\text{R134a}$ ، CO_2/NH_3 در سیکل تبرید آبشاری

فاطمه امامی^۱، مصطفی دهقانی محمدآبادی^۲

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، Fatimah.emami@gmail.com

^۲ استادیار، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، m_dehghani@eng.usb.ac.ir



شکل ۱: طرح شماتیکی از سیکل تبرید آبشاری

چکیده

برای کاربردهای دمایی پایین، به علت دما و فشار عملیاتی پایین مبرد و مشکل در کمپرسورهایی که بتوانند مبرد با حجم مخصوص بزرگ را متراکم کنند استفاده از سیستم تبرید تراکمی یک مرحله‌ای میسر نیست. این مشکلات را می‌توان با اتخاذ سیستم تبرید تراکمی آبشاری که در آن، دو یا چند سیستم تبرید تراکمی به‌طور جداگانه کار می‌کنند حل کرد. با هدف بهبود عملکرد چرخه تبرید آبشاری، در این پژوهش به مطالعه تاثیر استفاده از چهار زوج مبرد CO_2/NH_3 ، $\text{CO}_2/\text{R1234yf}$ و $\text{CO}_2/\text{R134a}$ ، $\text{CO}_2/\text{R1234ze(Z)}$ در سیکل تبرید آبشاری پرداخته شده است. عملکرد چرخه بر مبنای ضریب عملکرد و تخریب انرژی اجزاء مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان داد که $\text{CO}_2/\text{R1234ze(Z)}$ بهترین عملکرد را از دیدگاه انرژی و انرژی دارا هستند. همچنین تنظیم جزئی شرایط سبب بهبود ۴/۴٪ ضریب عملکرد و راندمان انرژی برای مبرد منتخب می‌گردد.

واژه‌های کلیدی

چرخه تبرید آبشاری، ضریب عملکرد، تخریب انرژی

مقدمه

از کاربردهای صنعتی سیستم تبرید آبشاری می‌توان به ذخیره‌سازی خون، مایع‌سازی بخارات نفتی (گازها) و گازهای اتمسفری نام برد. در سیکل تبرید آبشاری، هر دو سیکل با استفاده از مبردهای متفاوت در حال کار بوده و دو سیکل به‌وسیله‌ی یک کندانسور آبشاری به یکدیگر متصل‌اند. در واقع این جز ارتباطی برای سیکل دمایی پایین (LTC) به‌صورت کندانسور و برای سیکل دمایی بالا (HTC) به‌صورت اواپراتور عمل می‌کند. طرح شماتیکی از این سیکل در شکل ۱ ارائه شده است. در این پژوهش، برای کندانسور و اواپراتور از مبدل هوایی فشرده لوله پره دار و برای کندانسور آبشاری از مبدل پوسته-لوله استفاده شده است. در مبدل آبشاری دی اکسید کربن در داخل لوله‌ها و چهار مبرد سیکل دمایی بالا در سمت پوسته جریان دارند.

در سال ۲۰۱۱، رضائیان و بهبهانی نیا [۱] به بررسی بهینه‌سازی اقتصادی- حرارتی در یک سیکل تبرید آبشاری با مبرد CO_2/NH_3 پرداختند. نتایج تجزیه و تحلیل انرژی بر روی سیستم بهینه‌شده نشان داد که بالاترین تخریب انرژی ۳۳/۴۹٪ مربوط به کندانسور بوده و کمترین میزان تخریب انرژی ۵/۲٪ مربوط به شیر انبساط مدار دی‌اکسید کربن است. به‌طور کلی هزینه‌های سیستم ۳۴/۹٪ کاهش یافت. افزون بر این پی بردند سیکل‌های تبرید آبشاری با زوج مبردهای دیگر نیز می‌توانند بهینه شوند.

در سال ۲۰۱۹، لاگش و همکاران [۲] در پژوهشی به تحلیل عملکرد زوج‌های مختلف مبرد در سیستم تبرید آبشاری پرداختند. مبردهایی مانند R23a/R134a ، R410/R23a و R404/R170a به ترتیب در محدوده مافوق گرم و مادون سرد ۱۰ درجه سانتی‌گراد و ۵ درجه سانتی‌گراد با موفقیت تجزیه و تحلیل گردیدند. محققان نتیجه گرفتند که جفت مبرد R404/R170a دارای ضریب عملکرد بیشتر و سرعت جریان جرمی کمتر و جفت R404A/R508B دارای ضریب عملکرد کمتر و سرعت جریان جرمی بیشتری هستند.

در سال ۲۰۲۲، آستاگلو و همکاران [۳] در پژوهشی از تجزیه و تحلیل سیکل بالایی برای تصمیم‌گیری در مورد مبردهای بهینه از نظر هزینه، ایمنی، زیست‌محیطی همراه با خواص ترموفیزیکی استفاده کردند. در

$$\dot{W}_{HTC.COMP} = \frac{\dot{m}_H(h_{6S} - h_5)}{\frac{\eta_s \eta_m \eta_e}{\dot{m}_H(h_6 - h_5)}} \quad (10)$$

راندمان ایزنتروپیک در سیکل دما بالا برابر است با: [۴]

$$\eta_{s.NH3} = 0.00097(RC_T^2) - 0.01026(RC_T) + 0.83955 \quad (11)$$

$$\dot{E}X_{D.HTC.comp} = \dot{m}_H(ex_5 - ex_6) + \dot{W}_{HTC.comp} \quad (12)$$

در رابطه ۱۱، RC_T نسبت تراکم کمپرسور دما بالا است. برای شیر انبساط HTC:

$$h_7 = h_8 \quad (13)$$

$$\dot{E}X_{D.HTC.exp} = \dot{m}_1(ex_7 - ex_8) \quad (14)$$

برای کندانسور داریم:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H(h_7 - h_6) \quad (15)$$

$$\dot{E}X_{D.cond} = \left(1 - \frac{T_0}{T_0}\right) \dot{Q}_H + \dot{m}_H(ex_6 - ex_7) + \dot{W}_{fan.cond} \quad (16)$$

اگرژی کل ورودی به سیستم، مجموع توان کمپرسورها، فن اواپراتور و فن کندانسور بوده و برابر است با:

$$\dot{E}X_{in} = \dot{W}_{HTC.COMP} + \dot{W}_{LTC.COMP} + \dot{W}_{fan.cond} + \dot{W}_{fan.evap} \quad (17)$$

اگرژی خروجی یا اگرژی تولیدشده:

$$\dot{E}X_{out} = \dot{Q}_1 \left(\frac{T_0}{T_{cl}} - 1\right) \quad (18)$$

در نهایت تخریب اگرژی و کارایی اگرژی برای کل سیستم از رابطه زیر به دست می آید:

$$\dot{E}X_{D.tot} = \dot{E}X_{in} - \dot{E}X_{out} \quad (19)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{E}X_{D.tot}}{\dot{E}X_{in}} \quad (20)$$

همچنین ضریب عملکرد چرخه تبرید آبشاری به صورت زیر محاسبه می گردد.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{TOTAL}} \quad (21)$$

این پژوهش عملکرد سیکل تبرید تراکمی بخار با رویکردهای آماری و ترمودینامیکی موردبررسی قرار گرفت. ضریب عملکرد، راندمان اگرژی، نرخهای تخریب اگرژی کل، قابل اجتناب و اجتنابناپذیر برای طرحهای آزمایشی مختلف محاسبه گردید. بهترین مبرد برای سیستم به ترتیب R448a، R513a، R134a و تعیین شد.

معادلات حاکم

با توجه به شکل ۱، در ادامه معادلات بقاء انرژی و تخریب اگرژی برای اجزای سیکل ارائه شده است. ابتدا، اواپراتور:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1(h_1 - h_4) \quad (1)$$

$$\dot{E}X_{D.evap} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{cl}}\right) \dot{Q}_L + \dot{m}_1(ex_4 - ex_1) + \dot{W}_{fan.evap} \quad (2)$$

برای کمپرسور سیکل دما پایین:

$$\dot{W}_{LTC.COMP} = \frac{\dot{m}_1(h_{2s} - h_1)}{\eta_s \eta_m \eta_e} = \frac{\dot{m}_1(h_2 - h_1)}{\eta_m \eta_e} \quad (3)$$

در رابطه (۳)، $\dot{W}_{LTC.COMP}$ توان مصرفی کمپرسور سیکل دماپایین، h_{2s} آنتالپی ایزنتروپیک در نقطه ۲ و η_s ، η_m ، η_e به ترتیب راندمان الکتریکی، مکانیکی و ایزنتروپیک می باشد. راندمان الکتریکی ۱۰٪ و راندمان مکانیکی ۹۳٪ در نظر گرفته می شود، برای محاسبه راندمان ایزنتروپیک در سیکل دماپایین خواهیم داشت: [۴]

$$\eta_{s.CO2} = 0.00476(RC^2) - 0.09238(RC) + 0.89810 \quad (4)$$

$$\dot{E}X_{D.LTC.comp} = \dot{m}_1(ex_1 - ex_2) + \dot{W}_{LTC.comp} \quad (5)$$

در رابطه ۴، RC نسبت تراکم کمپرسور دما پایین است. برای شیر انبساط LTC:

$$h_3 = h_4 \quad (6)$$

$$\dot{E}X_{D.LTC.exp} = \dot{m}_1(ex_3 - ex_4) \quad (7)$$

برای کندانسور آبشاری داریم:

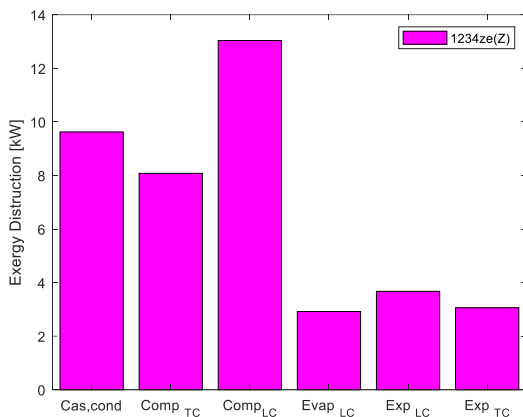
$$\dot{Q}_M = \dot{m}_H(h_5 - h_8) = \dot{m}_1(h_2 - h_3) \quad (8)$$

$$\dot{E}X_{D.cas.cond} = \dot{m}_1(ex_2 - ex_3) + \dot{m}_1(ex_8 - ex_5) \quad (9)$$

برای کمپرسور سیکل دما بالا داریم:

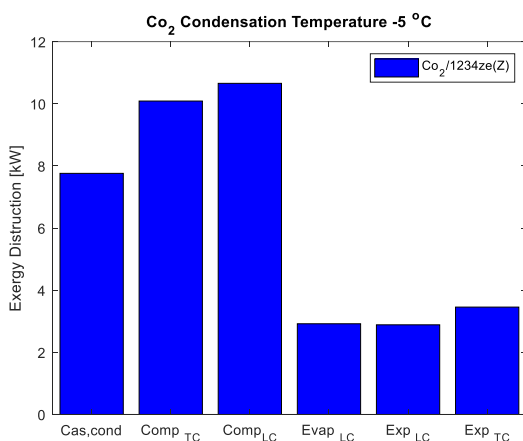


با توجه به نتایج جدول ۳، از میان مبردهای مورد بررسی در سیکل دما بالا مبرد R1234ze(Z) بهترین ضریب عملکرد و راندمان انرژی را دارد. در ادامه، نمودار تغییرات تخریب انرژی اجزاء مختلف سیکل تبرید آبشاری برای زوج مبرد Co₂/R1234ze(Z) ارائه شده است.



شکل ۱: سهم تخریب انرژی اجزاء چرخه برای زوج مبرد Co₂/R1234ze(Z)

با توجه نمودار شکل ۱، ملاحظه می‌گردد که کمپرسور چرخه دما پایین بیشترین نرخ تخریب انرژی را دارد. در ادامه به منظور کاهش نرخ تخریب انرژی کمپرسور چرخه دما پایین، دمای چگالش دی‌اکسیدکربن در کندانسور آبشاری را به ۵- درجه سانتیگراد کاهش داده و نمودار تخریب انرژی اجزاء مختلف سیکل را ترسیم می‌کنیم.



شکل ۲: سهم تخریب انرژی اجزاء چرخه برای زوج مبرد Co₂/R1234ze(Z) دمای تقطیر دی‌اکسید کربن ۵- درجه سانتیگراد

همچنان که در شکل ۲ نشان داده شده با کاهش دمای تقطیر دی‌اکسید کربن میزان تخریب انرژی کمپرسور سیکل دما پایین کاهش

نتایج و بحث

پس از شرح مساله و معرفی معادلات حاکم، در ادامه به صحت‌سنجی کد برنامه با نتایج عددی موجود می‌پردازیم. برای صحت‌سنجی کار حاضر از نتایج پژوهش رضائیان و بهبهانی‌نیا [۱] استفاده شده است. داده‌های ورودی برای بررسی صحت کد عددی مطابق جدول ۱ می‌باشد. همچنین، نتایج حاصل از صحت‌سنجی در جدول ۲ گزارش شده است.

جدول ۱: داده‌های اولیه برای صحت‌سنجی [۱]

مقدار	شرایط مرجع
۴۰KW	ظرفیت سرمایشی اواپراتور
۴۵C	دمای تقطیر آمونیاک در کندانسور
-۵۵C	دمای تبخیر دی‌اکسید کربن در اواپراتور
۰C	دمای چگالش دی‌اکسید کربن در کندانسور آبشاری
۱۰C	اختلاف دما در کندانسور آبشاری
۲۵C	دمای محیط
-۴۵C	دمای محفظه سرد (فضای دما پایین)

جدول ۲: نتایج صحت‌سنجی

COP	Exergy	
۰/۶۵۶	۱۸/۴۹	پژوهش رضائیان و بهبهانی‌نیا [۱]
۰/۶۴۶۱	۱۹/۸۲	کد نویسی مقاله حاضر
-۱/۵	۷/۲	خطای نسبی (%)

همانطور که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، خطای نسبی میان پارامترهای در نظر گرفته شده در کار حاضر و مرجع مورد نظر اختلاف ناچیزی دارند. بنابراین، مدل‌سازی کار حاضر از دقت قابل قبولی برخوردار است. در ادامه به ارائه نتایج و بحث پیرامون نتایج حاصل از آنالیز سیکل تبرید آبشاری با استفاده از مبردهای مختلف در شرایط مبنا مطابق با داده‌های جدول ۱ پرداخته می‌شود. ضرایب عملکرد و راندمان انرژی برای هر یک از چهار زوج مبرد مورد استفاده در جدول ۳ ارائه و با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

جدول ۳: مقایسه مقادیر ضریب عملکرد و راندمان انرژی برای زوج مبردهای مختلف

COP	Exergy	
۰/۶۴۶۱	۱۹/۸۲	Co ₂ /NH ₃
۰/۶۲۵۱	۱۹/۱۸	Co ₂ /R134a
۰/۶۴۷۹	۱۹/۸۸	Co ₂ /R1234ze(Z)
۰/۶۰۴۱	۱۸/۵۳	Co ₂ /R1234yf



مراجع و منابع

[1] Rezayan, O., and Behbahaninia, A., 2011, "Thermoeconomic Optimization and Exergy Analysis of CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration Systems," *Energy*, 36(2), pp. 888–895.

[2] Logesh, K., et al. (2019). "Analysis of cascade vapour refrigeration system with various refrigerants." *Materials Today: Proceedings* 18: 4659-4664.

[3] Ustaoglu, A., et al. (2022). "Analysis of vapor compression refrigeration cycle using advanced exergetic approach with Taguchi and ANOVA optimization and refrigerant selection with enviroeconomic concerns by TOPSIS analysis." *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 52: 102182.

[4] Bingming, W., Huagen, W., Jianfeng, L., and Ziwen, X., 2009, "Experimental Investigation on the Performance of NH₃/CO₂ Cascade Refrigeration System with Twin-Screw Compressor," *Int. J. Refrig.*, 32(6), pp. 1358–1365.

یافته اما تخریب اگزرژی کمپرسور دما بالا افزایش می‌یابد. با این وجود به واسطه توازن برقرار شده ضریب عملکرد چرخه ۰/۶۷۶۴ و راندمان اگزرژی چرخه نیز به ۲۰/۷۵٪ افزایش می‌یابد.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش به مطالعه تاثیر استفاده از زوج مبردهای مختلف در سیکل دما بالا به همراه دی‌اکسید در چرخه تبرید آبشاری پرداخته شد و نتایج ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی نشان داد که زوج مبرد CO₂/R1234ze(Z) مناسبترین ترکیب جهت استفاده در چرخه از دیدگاه انرژی و اگزرژی هستند. همچنین بررسی تغییرات تخریب اگزرژی اجزاء مختلف سیکل نشان داد که بیشترین سهم تخریب اگزرژی متعلق به کمپرسور چرخه دما پایین است. در پایان، نشان داده شد که با موازنه تخریب اگزرژی اجزاء چرخه امکان بهبود ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی وجود دارد.