تأثیر افزودن اجکتور
بر عملکرد سیکل تبرید تراکمی - آبشاری

دامون آقازاده، کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تبریز
damoon.solduz@yahoo.com

سید محمد سید محمودی، دانشیار دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز
s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

چکیده

در سیکل‌های تبرید تراکمی، فرایند اختناق در شیر انبساط موجب تلفات اگزرژی بالایی می‌شود، به‌طوری‌که کاستن از این تلفات می‌تواند به افزایش قابل ملاحظه‌ای در کارائی سیکل بیانجامد. در این مقاله بررسی تأثیر افزودن اجکتور بر عملکرد ترمودینامیکی سیکل تبرید تراکمی - آبشاری[1] پیشنهاد می‌شود. با مدل‌سازی سیکل تبرید تراکمی اجکتوری - آبشاری در نرم‌افزار ایی. ایی. اس.[2] مشاهده می‌شود که با فرض ظرفیت تبرید برابر در هر دو سیکل می‌توان با افزودن اجکتور ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل تبرید تراکمی - آبشاری را تا ۵ درصد افزایش داد. در ادامه تأثیر پارامترهای اثرگذاری چون دمای تبخیرکنندهٔ[3] مبادله‌کن[4] میانی در عملکرد سیکل بررسی و مشخص شد که با افزایش دمای تبخیرکنندهٔ مبادله‌کن میانی ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل تا رسیدن به نقطهٔ بهینه افزایش و سپس به‌تدریج کاهش خواهد یافت. در پایان میزان تلفات اگزرژی در هر یک از اجزاء سیکل تبرید تراکمی - آبشاری ساده و همراه با اجکتور مقایسه می‌شود. در پایان مشخص شد که با افزودن اجکتور به سیکل تبرید تراکمی - آبشاری، تلفات اگزرژی در سیکل تا حدود ۸ درصد کاهش می‌یابد که بیشترین مقدار آن در شیر انبساط روی خواهد داد.

واژگان کلیدی: سیکل تبرید تراکمی - آبشاری، اجکتور[5]، تلفات اگزرژی[6]

مقدمه

امروزه سیکل‌های تبرید تراکمی چندمرحله‌ای به‌طور گسترده‌ای در صنعت تبرید استفاده می‌شوند [۱]. از جمله رایج‌ترین سیکل‌های تبرید، سیکل آبشاری[7] دومرحله‌ای است که ضریب عملکرد آن بالاتر از سیکل ساده است. سیکل آبشاری در آن دسته از کاربردهای صنعتی که به دامنهٔ گسترده‌تری از دما نیاز است مورد استفاده قرار می‌گیرد. مثلاً می‌توان یخچال فروشگاه‌های بزرگ را در

این خصوص نام برد که در آنها دمای تبخیرکنندهٔ مورد نیاز برای نگه‌داری مواد غذایی در حدود ۳۰- تا ۵۰- درجهٔ سانتی‌گراد است [۲].

در سیستم‌های آبشاری دو سیکل تبرید تراکمی در قسمت مبادله‌کنندهٔ میانی باهم کوپل می‌شوند. بخش دمابالای سیکل آبشاری، که یک واحد تبرید تراکمی است، می‌تواند با سیال عاملی مانند آمونیاک، پروپان و یا اتانول کار کند. تأثیرات مخرب فراوانی که استفاده از مبردهای غیرطبیعی بر لایهٔ اُزون گذاشته است همراه با گرم‌شدن بیش از پیش زمین در سالیان اخیر یکی از حساس‌ترین مسائل در بحث آلودگی محیط زیست بوده است، کلرو فلورو کربن‌ها از مهم‌ترین این آلاینده‌ها می‌باشند. امروزه توجه ویژه‌ای به استفاده از مبردهای طبیعی به‌منظور کاهش این‌گونه مشکلات صورت گرفته است. اگرچه استفاده از آمونیاک به‌دلیل مشکلات زیست محیطی چندان توصیه نمی‌شود، اما آمونیاک به‌عنوان یک مبرد طبیعی و قابل دسترس، از لحاظ آلودگی و قابلیت اشتعال حساسیت کمتری نسبت به سایر مبردها مانند پروپان و اتانول دارد. همچنین بعد از تحقیقاتی که در سال ۱۹۹۳ م صورت گرفت [۳] مشخص گردید که با توجه به میزان زیاد هدر رفتن سایر مبردها در سیکل تبرید (۳۰ درصد در سال)، آمونیاک به‌علت درصد نشت کمتر جایگزین مطمئن‌تری برای سایر مبردهای غیرطبیعی به‌شمار می‌رود. البته باید توجه داشت که خطرات ناشی از آلودگی و اشتعال را می‌توان با قرار دادن واحد دمابالای سیستم آبشاری در یک اتاقک و یا پشت بام تا حد زیادی پایین آورد.

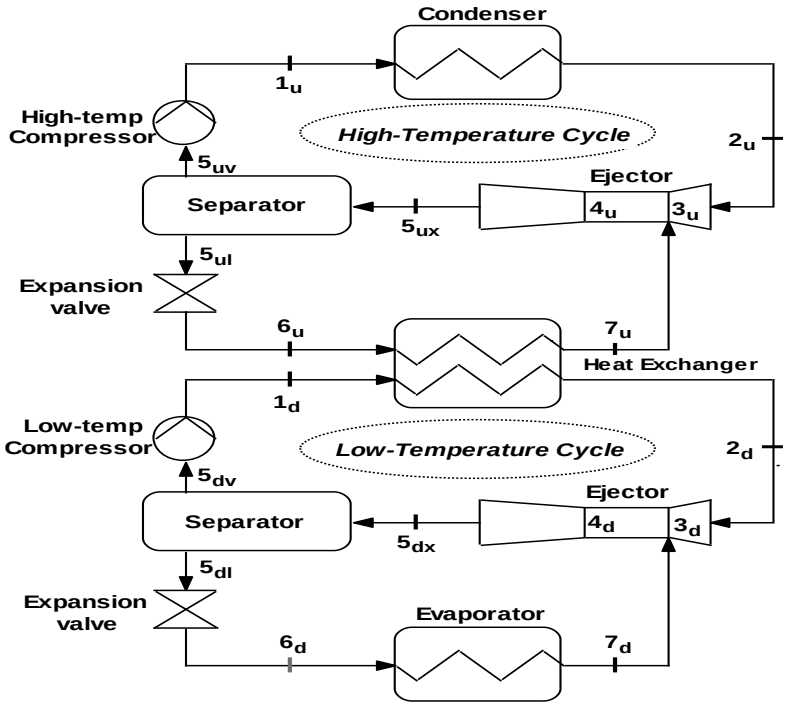
گِـتا[۸] و بانسال[۹]، در سال ۲۰۰۸ م، در یک سیکل آبشاری با مبردهای آمونیاک و دی‌اکسید کربن تأثیر سه دسته از پارامترهای طراحی و عملکردی را مورد ارزیابی قرار دادند [۴]. همچنین در سیستم‌های تبرید می‌توان با استفاده از انبساط چندمرحله‌ای تلفات فرایند اختناق را کاهش داد. در این خصوص اجکتور، که دارای قسمت‌های متحرک نبوده و هزینهٔ راه‌اندازی و نگه‌داری آن پایین است، گزینهٔ مناسبی به‌نظر می‌رسد. در سال ۲۰۰۶، دِنـگ[۱۰] و همکارانش [۵] سه سیستم تبرید تراکمی ساده، سیستم تبرید تراکمی همراه با مبادله‌کنندهٔ حرارتی داخلی و سیستم تبرید تراکمی با اجکتور را مورد بررسی قرار دادند و اعلام کردند که برای شرایط کاری یکسان در هر سه سیستم، ضریب عملکرد[۱۱] سیستم تبرید اجکتوری به‌ترتیب ۱۸/۶ و ۲۲ درصد بهتر از سیستم همراه با مبادله‌کنندهٔ حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی ساده خواهد بود. همچنین تحلیل اگزرژی انجام‌شده توسط آنها نشان داد که تلفات اگزرژی در فرایند اختناق سیستم تبرید همراه با اجکتور به مقدار قابل توجهی کاهش می‌یابد.

در این مقاله سیکل تبرید تراکمی - آبشاری، که مبرد واحد دمابالا و واحد دماپایین آن به‌ترتیب آمونیاک و دی‌اکسید کربن است، تحلیل و تأثیر افزودن اجکتور بر عملکرد سیکل را مطالعه می‌شود. در این رهگذر، مدل‌سازی و تعیین خصوصیات ترمودینامیکی مبردها در قسمت‌های گوناگون سیکل نیز با استفاده از نرم‌افزار ایی. ایی. اس. انجام خواهد شد [۶].

معرفی سیکل تبرید تراکمی اجکتوری - آبشاری

سیکل تبرید تراکمی اجکتوری - آبشاری از دو واحد دمابالا (شامل مبرد آمونیاک) و دماپایین (شامل مبرد دی‌اکسید کربن) تشکیل شده است که در مبادله‌کنندهٔ میانی باهم کوپل می‌شوند. در شکل ۱ نمایی از این سیکل نمایش داده شده است. در سیستم‌های تبرید تراکمی، می‌توان تلفات فرایند اختناق را با افزودن اجکتور - که تجهیزی ساکن است و هزینهٔ راه‌اندازی و نگه‌داری کمی دارد - کاهش داد. با توجه به اینکه تنها تغییرات سیکل تبرید تراکمی اجکتوری - آبشاری افزودن اجکتور و جداکننده[۱۲] به سیکل تبرید آبشاری است، در این قسمت از مقاله ابتدا بخش‌های گوناگون اجکتور را معرفی می‌کنیم، سپس روابط کلی حاکم بر مسئله را ارائه خواهیم کرد. جریان خروجی از کندانسور به‌عنوان جریان اولیه با ورود به نازل اجکتور تا فشار

تبخیرکننده منبسط می‌شود. در قسمت اختلاط اجکتور جریان خروجی از تبخیرکننده (جریان ثانویه) با جریان خروجی از کندانسور (جریان اولیه) طی فرایند فشار ثابت مخلوط می‌شوند. کسر جرمی اجکتور به‌صورت نسبت جرمی جریان خروجی از تبخیرکننده به جریان خروجی از کندانسور تعریف می‌شود. مخلوط پس از خروج از بخش اختلاط با ورود به دیفیوزر اجکتور مقداری از افت فشار خود در نازل اجکتور را متناسب با بازده دیفیوزر جبران می‌کند و در نهایت مخلوط در حالت دوفازی از اجکتور خارج و وارد جداکننده می‌شود. در جداکننده مایع و بخار اشباع از یکدیگر تفکیک می‌شوند؛ مایع اشباع وارد شیر انبساط و بخار اشباع وارد کمپرسور می‌شود.



شکل ۱. نمایی از سیکل تراکمی اجکتوری - آبشاری

برخی از مهم‌ترین فرض‌ها در مدل‌سازی سیکل تبرید تراکمی اجکتوری - آبشاری عبارت است از:

۱. سیستم حالت پایا[۱۳] در نظر گرفته شده است.
۲. فرایند تراکم در کمپرسورهای سیکل آبشاری به‌صورت آدیاباتیک انجام می‌شود.
۳. تلفات حرارتی و افت فشار در سیستم ناچیز فرض شده است.
۴. فرایند اختلاط در اجکتور فشارثابت در نظر گرفته شده است.
۵. فرایند اختناق در شیر انبساط به‌صورت آنتالپی‌ثابت انجام می‌شود.
۶. دمای کندانسور در واحد دمابالا ۵ درجهٔ سانتی‌گراد بالاتر از دمای محیط فرض می‌شود.
۷. اختلاف دمای دو مبرد بخش تبخیرکننده و کندانسور مبادله‌کنندهٔ میانی ۵ درجهٔ سانتی‌گراد فرض شده است.
۸. ظرفیت تبرید در تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین برای تمام سیکل‌های تحت بررسی، ثابت و برابر ۱ مگاوات درنظر گرفته شده است.

در جدول ۱ برخی از مهم‌ترین پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد سیکل تبرید تراکمی اجکتوری - آبشاری همراه با مقادیر اولیهٔ آنها آمده است.

جدول ۱. مقادیر اولیهٔ سیکل اجکتوری - آبشاری شبیه‌سازی شده

دمای محیط (کلوین)	۳۰۳
دمای تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین (کلوین)	۲۴۳
دمای تبخیرکنندهٔ واحد دمابالا (کلوین)	۲۷۳
دمای کندانسور واحد دماپایین (کلوین)	۲۷۸
دمای کندانسور واحد دمابالا (کلوین)	۳۰۸
بازده مبادله‌کن میانی (درصد)	۹۵

هریک از اجزاء سیکل به‌صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته شده است که با محیط تبادل کار یا حرارت می‌کنند. اساس مدل‌سازی در تحلیل هر یک از اجزاء، معادلات بقای جرم و قانون اول و دوم ترمودینامیک می‌باشد. در نهایت ضریب عملکرد سیکل تبرید تراکمی اجکتوری - آبشاری برابر است با:

$$\mathrm{COP} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{w}_H + \dot{w}_L} \qquad (۱)$$

به‌طوری‌که در رابطهٔ ۱، $\dot{Q}_{eva}$ ظرفیت تبرید تبخیرکننده و $\dot{w}_H$ و $\dot{w}_L$ به‌ترتیب توان مصرفی کمپرسور واحد دمابالا و دماپایین سیکل آبشاری است.

همچنین بازدهٔ قانون دوم ترمودینامیک سیکل برابر است با:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{eva}}{\dot{w}_H + \dot{w}_L} \qquad (۲)$$

به‌طوری‌که در این رابطه $\dot{E}_{eva}$ اگزرژی تولیدی در تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین می‌باشد. از طرف دیگر نرخ تولید آنتروپی برای حجم کنترل مشخص از رابطهٔ ۳ قابل محاسبه خواهد بود:

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_s}{T_s} \qquad (۳)$$

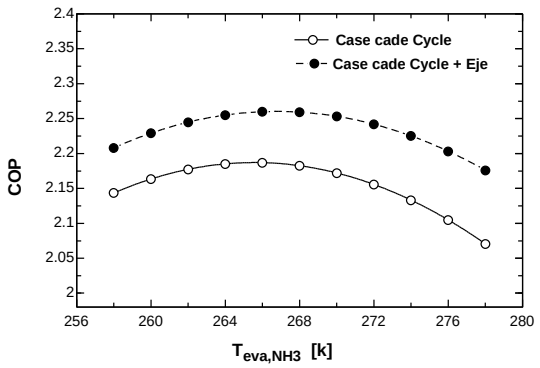
نرخ اتلاف اگزرژی نیز طبق نظریهٔ گوی استدولا[۱۴] برابر است با:

$$I = T_0 \, \dot{S}_{gen} \qquad (۴)$$

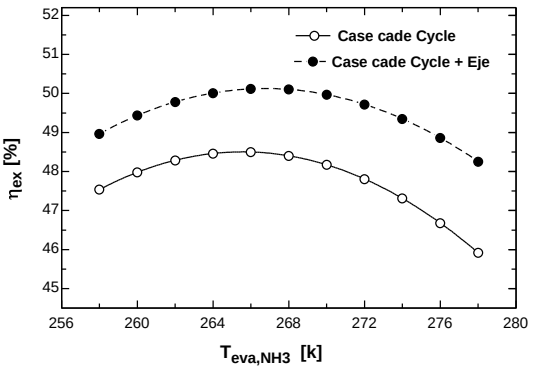
حالت ترمودینامیکی تمام نقاط سیکل تبرید تراکمی اجکتوری - آبشاری در جدول ۲ آمده است.

بحث و نتایج

در نمودارهای ۲ و ۳ به‌ترتیب تأثیر دمای تبخیرکنندهٔ واحد دمابالا بر ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل آبشاری ساده و همراه با اجکتور رسم شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش دمای تبخیرکننده، ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل آبشاری تا نقطهٔ بهینه افزایش و سپس کاهش می‌یابد.



شکل ۲. تأثیر دمای تبخیرکنندهٔ واحد دمابالا بر ضریب عملکرد سیکل



شکل ۳. تأثیر دمای تبخیرکنندهٔ واحد دمابالا بر بازده قانون دوم سیکل

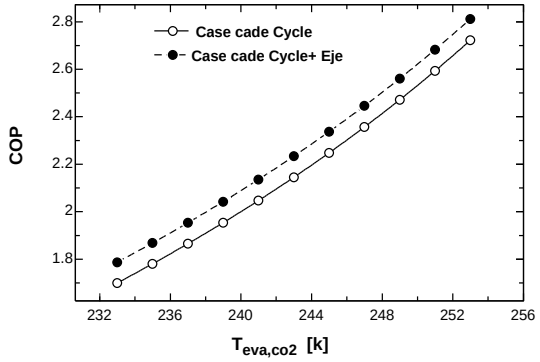
در شکل ۴ تأثیر دمای تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین سیکل آبشاری، که مبرد آن دی‌اکسید کربن است، بر ضریب عملکرد سیکل تبرید تراکمی - آبشاری ساده و اجکتوری نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با

افزایش دمای تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین ضریب عملکرد سیکل افزایش می‌یابد.

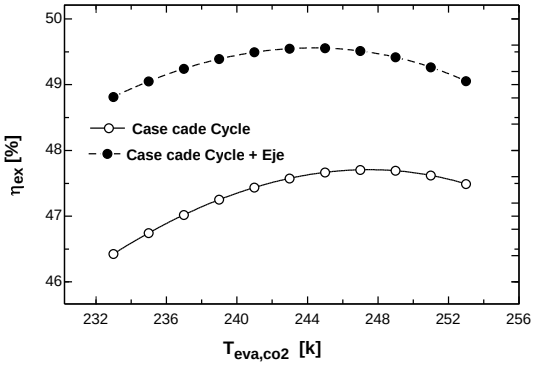
در شکل ۵ تأثیر دمای تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین بر بازده قانون دوم ترمودینامیک (بازده اگزرژی) نمایش داده شده است. با توجه به شکل مشخص است که با افزایش دمای تبخیرکننده، ابتدا بازده قانون دوم افزایش و بعد از یک دمای مشخص کاهش خواهد یافت. بیشترین بازده اگزرژی نیز در سیکل تبرید تراکمی اجکتوری – آبشاری حاصل خواهد شد.

با مقایسه منحنی‌های دو سیکل ساده و همراه با اجکتور می‌توان نتیجه گرفت که با افزودن اجکتور به سیکل تبرید تراکمی آبشاری ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل آبشاری تا ۵ درصد افزایش می‌یابد. با افزودن اجکتور به سیکل تبرید تراکمی آبشاری دبی جرمی عبوری از کمپرسور کاهش خواهد یافت که این امر به کاهش چشمگیر توان مصرفی در سیکل آبشاری خواهد انجامید. در شکل ۶ این امر به‌خوبی نشان داده شده است. همچنین با افزایش دمای تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین، فشار آن نیز افزایش می‌یابد. بنابراین توان لازم برای متراکم‌نمودن مبرد تا دمای کندانس کاهش خواهد یافت. یکی از مهم‌ترین تأثیرات اجکتور در عملکرد سیکل تبرید تراکمی - آبشاری کاهش مجموع تلفات اگزرژی سیکل می باشد.

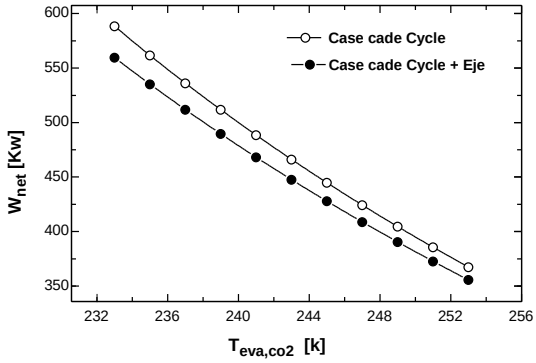
در جدول ۳ میزان تلفات اگزرژی در هر یک از اجزاء سیکل تبرید تراکمی - آبشاری ساده و همراه با اجکتور مقایسه شده است. نتیجهٔ حاصل این بود که با افزودن اجکتور به سیکل تبرید تراکمی - آبشاری، تلفات اگزرژی در سیکل تا حدود ۸ درصد کاهش می‌یابد که بیشترین کاهش تلفات اگزرژی در شیر انبساط روی خواهد داد.



شکل ۴. تأثیر دمای تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین بر ضریب عملکرد سیکل



شکل ۵. تأثیر دمای تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین بر بازده قانون دوم سیکل



شکل ۶. تأثیر دمای تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین بر توان مصرفی

جدول ۲. حالت ترمودینامیکی نقاط گوناگون سیکل تبرید تراکمی اجکتوری – آبشاری

حالت	دما (کلوین)	فشار (کیلوپاسکال)	آنتالپی (کیلوژول بر کیلوگرم)	آنتروپی (کیلوژول بر کیلوگرم کلوین)	کیفیت	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)
1_u	۳۶۶/۲	۱۳۴۵	۱۶۵۴	۵/۷۰۶	–	۱/۱۷۳
2_u	۳۰۸	۱۳۴۵	۳۶۵/۳	۱/۵۶۴	۰	۱/۱۷۳
3_u	۲۷۳	۴۲۷/۱	۳۵۶/۹	۱/۵۷۵	۰/۱۲۵	۱/۱۷۳
4_u	۲۷۳	۴۲۷/۱	۸۷۴	۳/۴۶۹	۰/۵۳۴	۲/۱۹۴
5_{ux}	۲۷۳/۵	۴۳۵/۶	۸۷۵/۸	۳/۴۷۱	۰/۵۳۵	۲/۱۹۴
5_{uv}	۲۷۳/۵	۴۳۵/۶	۱۴۶۳	۵/۶۱۶	۱	۱/۱۷۳
5_{ul}	۲۷۳/۵	۴۳۵/۶	۲۰۱/۷	۱/۰۰۶	۰	۱/۰۲۱
6_u	۲۷۳	۴۲۷/۱	۲۰۱/۷	۱/۰۰۶	۰/۰۰۲	۱/۰۲۱
7_u	۲۷۳	۴۲۷/۱	۱۴۶۲	۵/۶۲۳	۱	۱/۰۲۱
1_d	۳۱۸/۳	۳۹۵۴	−۱۹/۷۹	−۰/۷۲۱۱	–	۴/۴۴۹
2_d	۲۷۸	۳۹۵۴	−۲۹۴/۷	−۱/۶۹۷	۰	۴/۴۴۹
3_d	۲۴۳	۱۴۲۱	−۳۰۰/۵	−۱/۶۸۹	۰/۲۴۱	۴/۴۴۹
4_d	۲۴۳	۱۴۲۱	−۲۰۰	−۱/۲۷۵	۰/۵۷۲	۷/۷۷۲
5_{dx}	۲۴۴/۴	۱۴۸۷	−۱۹۸/۶	−۱/۲۷۴	۰/۵۷۳	۷/۷۷۲
5_{dv}	۲۴۴/۴	۱۴۸۷	−۶۹/۸۷	−۰/۷۴۷	۱	۴/۴۴۹
5_{dl}	۲۴۴/۴	۱۴۸۷	−۳۷۰/۹	−۱/۹۷۹	۰	۳/۳۲۳
6_d	۲۴۳	۱۴۲۱	−۳۷۰/۹	−۱/۹۷۹	۰/۰۰۱	۳/۳۲۳
7_d	۲۴۳	۱۴۲۱	−۶۹/۹۷	−۰/۷۴۰	۱	۳/۳۲۳

جدول ۳. مقایسهٔ تلفات اگزرژی سیکل تبرید تراکمی - آبشاری ساده و اجکتوری

فرایندهای سیکل تبرید تراکمی - آبشاری	سیکل تبرید تراکمی - آبشاری		سیکل تبرید تراکمی اجکتوری - آبشاری	
	تلفات اگزرژی (کیلوژول بر کیلوگرم)	درصد	تلفات اگزرژی (کیلوژول بر کیلوگرم)	درصد
فرایند تراکم در کمپرسورها	۶۹/۴۵	۲۹/۱۵	۶۶/۹۵	۳۰/۴
فرایند دفع حرارت در کندانسورها	۶۰/۱۳	۲۵/۲۵	۵۷/۴۷	۲۶/۱۵
فرایند اجکتور	۰	۰	۴۴/۵۳	۲۰/۲۵
فرایند اختناق در دو شیر انبساط	۵۷/۹۴	۲۴/۲	۰/۳	۰/۱
فرایند جذب حرارت در تبخیرکننده‌ها	۵۱/۰۲	۲۱/۴	۵۰/۷۵	۲۳/۱
تلفات مجموع	۲۳۸/۵۴	۱۰۰	۲۲۰	۱۰۰
توان مصرفی ویژه	۴۶۶/۲	–	۴۴۷/۶	–

نتیجه‌گیری

در سیکل‌های تبرید تراکمی، فرایند اختناق در شیر انبساط موجب تلفات اگزرژی بالایی می‌شود، به‌طوری‌که کاستن از این تلفات می‌تواند به بهبود کارائی سیکل منجر شود. در این مقاله با مدل‌سازی سیکل تبرید تراکمی اجکتوری - آبشاری در نرم‌افزار ایی. ایی. اس. دریافتیم که با فرض ظرفیت تبرید برابر در هر دو سیکل ساده و همراه با اجکتور، تلفات اگزرژی سیکل آبشاری را می‌توان با افزودن اجکتور تا ۸ درصد کاهش داد. همچنین افزودن اجکتور به سیکل آبشاری سبب بهبود ضریب عملکرد و بازده اگزرژی تا ۵ درصد خواهد شد. همچنین مشخص شد که با افزایش دمای تبخیرکنندهٔ مبادله‌کن میانی ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل تا رسیدن به نقطهٔ بهینه افزایش خواهد یافت. با افزایش دمای تبخیرکنندهٔ واحد دماپایین (شامل مبرد دی‌اکسید کربن)، ضریب عملکرد سیکل تبرید تراکمی اجکتوری – آبشاری به‌طور پیوسته افزایش می‌یابد، اما بازده قانون دوم تا رسیدن به بیشینهٔ مقدار خود افزایش و سپس کاهش می‌یابد. همچنین با توجه به کاهش دبی جرمی جریان عبوری از کمپرسور سیکل تبرید تراکمی اجکتوری – آبشاری، کاهش توان مصرفی یکی دیگر از مزیت‌های افزودن اجکتور به سیکل تبرید تراکمی آبشاری خواهد بود. در تحقیقات آتی می‌توان به تحلیل اقتصادی سیکل و بررسی مسئله بازگشت سرمایه پرداخت. همچنین می‌توان اثر افزودن مبادله‌کنندهٔ حرارتی داخلی را بر عملکرد سیکل تبرید تراکمی آبشاری - اجکتوری بررسی کرد.

مآخذ

[۱] خستو، بهمن. *حرارت مرکزی تهویه مطبوع تبرید*، تهران: دانشگاه صنعتی امیرکبیر، ۱۳۸۶.

[2] The Cascade Supermarket Refrigeration System at the Warehouse, Auckland: Personal Communication, 2006.

[3] Sintef Vedleggsrapport till STF11 A93051 Brukeroverikt-Kuldemedier 1 Norge, F93058, Trondheim: SNTEF report No. STF11, 1993.

[3] H. M. Getu, P. K. Bansal, *Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system*, Int. J. Refrigeration 31, 45-54, 2008.

[4] J. q. Deng, P. x. Jiang, *Particular characteristics of transcritical CO2 refrigeration cycle with an ejector*, applied thermal engineering, vol 24, pp 381-388, 2007.

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

پی‌نوشت

1. cascade-compression refrigeration cycle (C-CRC)
2. Engineering Equation Solver (EES) ®
3. Evaporator
4. Heat exchanger
5. ejector
6. exergy loss
7. Cascade cycle
8. Getu
9. Bansal
10. deng
11. Coefficient of performance
12. Separator
13. Steady state
14. Gouy-Stodola