مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایشهای صدا و سیما مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران HVACconf-IRSHRAE-1-006

تحلیل یک سیکل تولید همزمان توان و تبرید بر اساس یک تقاضای مشخص در یک ساختمان با شرایط اقلیمی خاص

aryan_boyafraz@hotmail.com آرین بوی افراز، دانشگاه آزاد اسلامی واحد نور، shiva_sadeghi@outlook.com شیوا صادقی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد نور، farnamfakhari@yahoo.com * میدالکریم فخاری، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اراک، kea1504874@yahoo.com بوالقاسم اسماعیلی، مدیر گروه دانشگاه آزاد اسلامی واحد نور، sanaz.msh.k@gmail.com ساناز مشهدیزاده کیوج، دانشگاه آزاد اسلامی واحد نور، sanaz.msh.k@gmail.com

چکیدہ

با توجه به اهمیت روزافزون منابع انرژی و بالا رفتن تقاضا در بخش سرمایشی، لزوم به کارگیری سیستههای با راندمان بالاتر بیش از پیش احساس میشود. سیستمهای تولید همزمان توان و تبرید میتواند نقش موثری در کنترل مصرف انرژی داشته باشد. در کار حاضر یک سیستم تولید همزمان توان و تبرید برای تامین یک تقاضای سرمایشی مشخص ارائه شده است. با تحلیل انرژتیک و اگزرژتیک سیستم به طور پویا و بر اساس تقاضای تعریف شده در طول روز و ارائه یک تحلیل کامل در مورد امکان به کارگیری سیستم مورد بحث برای تامین تقاضای تعریف شده تصمیم گیری میشود. نتایج نشان داد که سیستم ارائه شده قابلیت تامین نیاز سرمایشی و توان الکتریکی با راندمان تولید همزمان نه چندان مناسب در طول روز (به طور میانگین ۲٫۱ در طول روز) و راندمان اگزرژی بالا (به طور میانگین ۶۰ در طول روز) را دارد.

کلمات کلیدی: تولید همزمان، تبرید افشانکی، تحلیل اگزرژی، تقاضای سرمایشی

مقدمه

با توجه به محدود بودن منابع انرژی فسیلی و اهمیت روز افزون انرژی در کشور، سیستمهای تولید همزمان ^۱ با هدف استفاده حداکثری از سوخت مصرف شده، مورد توجه قرار گرفته است. پس از ارائه سیستمهای تولید همزمان توان و گرمایش و ورود آنها به بازار، سیستمهای تولید همزمان توان و سرمایش هم با پیشرفت هایی که داشتهاند میتوانند در صورت به کارگیری درست، نقش مهمی در بهبود توزیع و مصرف انرژی الکتریکی ایفا کنند.

در سال ۲۰۰۰ یک چرخه ترکیبی توان و تبرید، توسط ژو و همکارانش [۱] ارائه شد و تحقیقات بیشتری توسط افراد مختلفی چون حسن و همکارانش [۲] در سال ۲۰۰۲، گوسوامی و همکارانش [۳] در سال ۲۰۰۴، تام و همکارانش [۴] در سال ۲۰۰۴، ایدال و همکارانش [۵] در سال ۲۰۰۶ ویجایاراقوان و گوسوامی [۶] در سال ۲۰۰۶، مارتین و گوسوامی [۷] در سال ۲۰۰۶، صدرعاملی و گوسوامی [۸] در سال ۲۰۰۷ انجام شد. ژنگ وهمکارانش [۹] در سال ۲۰۰۶ یک چرخه ترکیبی توان و تبرید بر پایه چرخه کالینا۲ ارائه کردند. فلاش تانک چرخه کالینا با یک همسوکننده

جایگزین شده بود که باعث بالا رفتن بیشتر تمرکز بخار آب-آمونیاک چرخه تبرید می شد. یک چگالنده و یک تبخیر کننده بین همسو کننده و جاذب دوم تعبیه شد. لیو و ژانگ [۱۰] در سال ۲۰۰۷ یک چرخه جدید آب-آمونیاک برای سیستم تولید همزمان توان و تبرید ارائه کردند. تفاوت سیستم ارائه شده توسط آنها با انواع قبلی در یک واحد تفکیک/جذب جدید بود. ژانگ و لیور [11] در سال ۲۰۰۷ یک سیستم آب-آمونیاک جدید را نیز برای سیستم تولید همزمان توان و تبرید معرفی کردند. در این سیستم یک چرخه رنکین آب-آمونیاک و یک چرخه تبرید آمونیاک به طور موازی توسط جاذب، تفکیککننده و تجهیزات انتقال حرارت متصل شدهاند. ژانگ و لیور [17] همچنین چندین سیستم ترکیبی توان و تبرید با سیال عامل آب-آمونیاک را ارائه کردند و برای نحوه اتصال سیستمهای تولید همزمان توان و اتبريد، با هدف بالا بردن راندمان انرژی و اگزرژی به ارائه راهکارهایی پرداختند. وانگ و همکارانش [۱۳] در سال ۲۰۰۸ یک چرخه تولید همزمان توان و تبرید که چرخه رنکین و تبرید جذبی ترکیب شده بود را معرفی کردند. پس از آن نیز تحقیقات زیادی در مورد چرخههای تولید همزمان توان و تبرید انجام شد که اغلب آنها ترکیب چرخه رنکین یا کالینا با چرخه جذبی بوده است و کمتر پژوهشهایی در مورد ترکیب چرخههای رنکین و تبرید افشانکی انجام شد. الکسیز [۱۴] در سال ۲۰۰۷ در مورد سیستمهای تولید همزمان توان و تبرید با چرخه تبرید افشانکی مطالعاتی انجام داد. این چرخه از بخار استخراجی از توربین بخار برای گرم کردن سیال عامل چرخه تبرید افشانکی در یک چرخه مستقل استفاده کرد. چرخه تبرید افشانکی که پژوهشهای متعددی در مورد آن انجام شده است [10-۲۲]، راندمان پایینتر آن نسبت به انواع دیگر در مقابل مزایای مهمی چون اعضای متحرک کمتر و سادگی طرح، هزینه نصب و نگهداری پایین قابل چشمپوشی است. همچنین چرخه تبرید افشانکی امکان استفاده از سیالهای عامل مختلفی را دارد. استفاده از انرژی گرمایی به طور مستقیم برای راهاندازی چرخه تبرید افشانکی به جای انرژی الکتریکی در چرخههای دیگر، این چرخه را گزینه مناسبی برای به کارگیری در سیستمهای تولید همزمان کرده است.

همانطور که توضیح داده شد بررسیهای گوناگونی روی سیکلهای تولید همزمان توان و تبرید متنوعی انجام شده است. نکتهای که آنچنان مورد توجه نبوده است، اهمیت تقاضای توان و تبرید به عنوان مبنای تحلیل یک

¹ Cogeneration

² Kalina Cycle

³ Rectifier

اولین کنفرانس بین المللی تهویهمطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی

سیستم تولید همزمان است. در کار حاضر پس از تشریح یک سیستم تولید همزمان توان و تبرید، با به کارگیری توربین بخار و سیکل تبرید افشانکی در کنار یکدیگر، تحلیل دینامیک سیستم مورد نظر بر اساس یک تقاضای تعریف شده در طول ۲۴ ساعت صورت گیرد تا با ارائه یک تحلیل کامل بتوان در مورد امکان به کارگیری سیستم مورد بحث برای تامین تقاضای تعریف شده به درستی تصمیم گیری نمود.

توصيف سيستم و اهداف كار حاضر

سیستم مورد نظر یک سیستم تولید همزمان توان و تبرید است که توان الکتریکی مورد نیاز در توربین بخار تولید شده و سرمایش مورد نیاز هم در سیکل تبرید افشانکی مطابق شکل ۱ تامین می شود.



شکل ۱) طرح سیستم تولید همزمان توان و تبرید مورد بحث

همانطور که در شکل ملاحظه میشود انرژی گرمایی مورد نیاز برای راهاندازی سیکل از طریق یک جریان سیال گرم در یک ژنراتور بازیاب حرارتی تامین میشود. در سیکل از سیال عامل R141 استفاده شده است. سیال عامل پس از جذب گرمای مورد نیاز وارد توربین بخار میشود. قسمتی از این جریان در میانه توربین خارج شده و وارد افشانک میشود و قسمت دیگر از انتهای توربین خارج میشود. جریان خروجی از تبخیرکننده با جریان خروجی از میانه توربین در افشانک ترکیب شده و پس از خروج از آن با جریان خروجی از انتهای توربین ترکیب شده و پس از پیش گرم کردن جریان ورودی به ژنراتور به کندانسور میرود و در انتها با تقسیم به دو شاخه مطابق شکل ۱ سیکل کامل میشود.

مشخصات تجهیزات سیستم و مفروضات در نظر گرفته شده، در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱ مشخصات تجهیزات و مفروضات

فشار ورودی توربین بخار (MPa)	۰,۱۰۱۳۵
دمای ورودی توربین بخار (°C)	١٣٠
فشار در خروجی میانی توربین بخار (MPa)	•,٢٨٣
دمای چگالنده (°C)	۳۶
دمای تبخیرکننده (°C)	٨
راندمان نازل افشانک (%)	٩٠
راندمان محفظه اختلاط افشانک (%)	٨۵
راندمان ديفيوزر افشانک (%)	٨۵

تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم مورد نظر بر اساس تقاضای تعریف شده در شکل ۲ به صورت پویا، در طول یک شبانه روز انجام میشود. همچنین توان مورد نیاز حداقل ۷۵ kW بوده که امکان فروش توان اضافی به شبکه وجود دارد. تحلیل بر مبنای تقاضای سرمایشی تعریف شده صورت میگیرد و با توجه به ظرفیت توربین به کار رفته توان تولیدی تابع تقاضای سرمایشی می اشد.

تئوری مساله و معادلات

روابط مربوط به تحلیل چرخه تبرید افشانکی در ادامه آورده شده است. پایستگی انرژی در قسمت اختلاط افشانک طبق رابطه (۵) ارائه شده است.

$$(m_2 + m_{10})h_4 = m_{10}h_{10} + m_2h_2 \tag{12}$$





نسبت دبی جرمی در افشانک از رابطه (۳) محاسبه می گردد [۲۳].

$$\omega = \frac{m_{10}}{m_2} = \sqrt{\eta_n \eta_m \eta_d} \, \frac{h_2 - h_{n,s}}{h_{d,s} - h_m} - 1 \tag{(7)}$$

از پایستگی انرژی، روابط (۴) تا (۸) برای اجزای مختلف سیستم شامل تبخیرکننده، توربین بخار و دیگر اجزا به دست می آید.

$$Q_e = m_{10}(h_{10} - h_9) \tag{(f)}$$

$$W_{st} = m_1(h_1 - h_2) + (m_1 - m_2)(h_2 - h_3)$$
 (a)

۲

اولین کنفرانس بین المللی تهویهمطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی

$$W_{p} = m_{p} (h_{12} - h_{11}) \tag{(7)}$$

$$W_{net} = W_{st} - W_{p} \tag{(Y)}$$

$$Q_{in} = m_1(h_1 - h_{13})$$
 (A)

راندمان حرارتی سیستم تولید همزمان توان و تبرید برابر نسبت مجموع توان و تبرید تولیدی به انرژی ورودی میباشد که در رابطه (۹) ارائه شده است.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net} + Q_e}{Q_{in}} \tag{9}$$

اگزرژی فیزیکی طبق رابطه (۱۰) تعریف می شود. $E = m((h_{m} - h_{m}) - T_0(s_m - s_m))$ (۱۰)

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net} + E_e}{E_{in}} \tag{11}$$

اگزرژی خروجی از تبخیرکننده و اگزرژی ورودی در ژنراتور طبق روابط (۱۲) و (۱۳) تعریف میشود.

$$E_e = m_e((h_9 - h_{10}) - T_0(s_9 - s_{10}))$$
⁽¹⁷⁾

$$E_{in} = m_{13}((h_{14} - h_{13}) - T_0(s_{14} - s_{13}))$$
(17)

لازم به ذکر است که با توجه به ثابت بودن ترکیب سیال عامل سیکل، اگزرژی شیمیایی ثابت بوده و همان طور که در روابط (۱۲) و (۱۳) اشاره شد، تنها اگزرژی فیزیکی در نظر گرفته شده است. همچنین برای تشریح بهتر روش تحلیل، در شکل ۳ مراحل انجام کار در قالب دیاگرامی به تصویر کشیده شده است.

نتايج و بحث

با توجه به تقاضای سرمایشی تعریف شده نسبت استخراج از خروجی میانی توربین بخار مطابق شکل ۳ میباشد.

ملاحظه می شود که برای تامین سرمایش بیشتر در ساعات میانی روز، نیاز به نسبت استخراج بالاتری وجود دارد و در ساعاتی که تقاضای سرمایش کمتری وجود دارد نسبت استخراج پایین تری مورد نیاز است.



همان طور که در شکل ۴ مشاهده می شود مصرف سوخت نیز در طول شبانه

HVACconf-1-006

روز ثابت نیست و با توجه به تغییر نسبت استخراج تغییر میکند. وقتی که سیستم توان بیشتری تولید میکند، به دلیل پایین بودن دمای سیال عامل در خروجی توربین بخار، مصرف سوخت بیشتر است.

در شکل ۵ میزان توان تولیدی در طول بازه زمانی مورد نظر ارائه شده است. در واقع این مقدار تابع سرمایش تولیدی در سیستم است که نسبت عکس با آن دارد به طوری که وقتی سرمایش تولیدی بالاست به دلیل خروج میزان بیشتری از سیال عامل از میانه توربین بخار توان تولیدی کم می شود.

راندمان تولید همزمان توان و تبرید بر حسب زمان در شکل ۶ نشان داده شده است. ملاحظه میشود که ماکزیمم راندمان، زمانی حاصل میشود که تولید سرمایش بیشتری داریم که مربوط به ساعات میانه روز میباشد. این موضوع در واقع بیانگر اهمیت به کارگیری سیستمهای تولید همزمان برای مصرف بهینه انرژی میباشد.



شکل۴) نمودار مصرف انرژی در بازه زمانی مورد نظر



شکل۵) نمودار توان تولیدی در بازه زمانی مورد نظر

راندمان اگزرژی سیستم در بازه زمانی مورد نظر مطابق نمودار شکل ۷ میباشد. ملاحظه میشود که در بازه زمانی مورد نظر راندمان اگزرژی با تغییراتی مواجه میشود. زمانی که سیستم، تولید توان الکتریکی بیشتری دارد راندمان اگزرژی بالاتر و در ساعات گرم روز که تولید سرمایش بیشتری داریم به دلیل تلفات اگزرژی بالاتر سیکل تبرید افشانکی، راندمان اگزرژی سیستم کمی پایینتر است.

HVACconf-1-006

مشخص و به طور پویا در بررسیها سیستم نگاهی ویژه به تقاضای متغیر و تغییرات عملکرد سیکل با زمان صورت گرفته است. توان و سرمایش تولیدی و همچنین راندمانهای تولید همزمان و اگزرژی در هر لحظه از بازه زمانی مورد نظر بررسی شده و از آنها به عنوان ابزارهایی برای ارزیابی عملکرد سیستم استفاده شده است. بررسیها نشان داد که عملکرد سیستم از نظر راندمان اگزرژی و انعطافپذیری با توجه به میزان تقاضای سرمایشی، مناسب بوده و ضعف سیستم در پایین بودن توان تولیدی و در نتیجه راندمان تولید همزمان آن میباشد. بنابراین به کارگیری سیکل در تقاضاهای با نسبت بالاتر سرمایش به توان مفیدتر خواهد بود.

فهرست علائم و نشانهها

فهرست علائم انگلیسی، یونانی و زیرنویسها در ۳جدول در این قسمت ارائه شده است.

	فهرست علائم انكليسي
اگزرژی (kW)	E
أنتالپی (kJ kg ⁻¹)	h
دبی جرمی (kg s ⁻¹)	т
نرخ انتقال حرارت (kW)	\mathcal{Q}
آنتروپی (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	S
دما (K)	Т
توان (kW)	W

علائم يونانى	فهرست د
	η

راندمان	η
نسبت دبے	ω

	فهرست زيرنويسها
ديفيوزر	d
تبخيركننده	е
ورودى	in
محفظه اختلاط	m
نازل	n
خالص	net
خروجى	out
پمپ	р
آنتروپی	S



شکل ۶) نمودار تغییرات راندمان تولید همزمان سیستم



در جدول ۲ مشخصات ترمودینامیکی سیستم در طول روز ارائه شده است. در این جدول مقادیر محاسبه شده برای نسبت استخراج، سرمایش و توان تولیدی، مصرف سوخت، راندمان تولید همزمان و اگزرژی سیستم بر اساس تقاضای سرمایشی تعریف شده و در ساعات مختلف شبانه روز آورده شده است.

جدول۲) مشخصات ترمودینامیکی سیستم در بازه زمانی مورد نظر						
۳:۰۰	٩:٠٠	10:++	21:++	زمان		
۲.	۵۹	۶۵	۴۳	تقاضای سرمایشی (kW)		
۰,۱۴	۰,۴۰	•,۴۴	۰,۲۹	نسبت استخراج		
۲.	۵۹	۶۵	۴۳	سرمایش تولیدی (kW)		
94,7	۷۸,۵	78,1	٨۴,٩	توان الکتریکی تولیدی (kW)		
811	۶۰۰	۵۹۹	۶۰۵	مصرف سوخت (kW)		
•,۴٧	۰٫۵۱	۰,۵۲	۴۹, ۰	راندمان توليد همزمان		
۰,۷۳	• ,84	۶۳, ۰	۶۸, ۰	راندمان اگزرژی		

نتيجهگيرى

در این پژوهش با تحلیل یک سیکل تولید همزمان بر اساس یک تقاضای

HVACconf-1-006

Int. J. Refrigeration 28, 766-773.

- [16] Yapıcı, R., 2005, Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model, Energ. Convers. Manag. 46, 3117–3135.
- [17] Pianthong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T., Aphornratana, S., 2007, Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, Energ. Convers. Manag. 48, 2556–2564.
- [18] Sankarlal, T., Mani, A., 2007, *Experimental investigation on ejector refrigeration system with ammonia*, Renew. Energ. 32, 1403–1413.
- [19] Yapıcı, R., 2007, Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123, Energ. Convers. Manag. 49, 953–961.
- [20] Yapıcı, R., Yetisen, 2007, *Experimental study on ejector refrigeration system powered by low grade heat*, Energ. Convers. Manag. 48, 1560–1568.
- [21] Wang, J.F., Dai, Y.P., Sun, Z., 2009, A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle, International journal of refrigeration 32, 1186–1194.
- [22] Ameri, M., Behbahaninia, A., Tanha, A., 2010, *Thermodynamic analysis of a tri-generation system based on micro-gas turbine with a steam ejector refrigeration system*, Energy. 35, 2203-2209.
- [23] Pridasawas, W., Lundqvist, P., 2004, An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system, Solar Energy 76 369–37

مراجع

- Xu, F., Goswami, D.Y., Bhagwat, S.S., 2000, A combined power/ cooling cycle. Energy 25, 233– 246.
- [2] Hasan, A.A., Goswami, G.Y., Vijayaraghavan, S., 2002, First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source, Solar Energy 73, 385–393.
- [3] Goswami, D.Y., Vijayaraghavan, S., Lu, S., Tamn, G.,2004, New and emerging developments in solar energy, Solar Energy 76, 33–43.
- [4] Tamm, G., Goswami, D.Y., Lu, S., Hasan, A.A., 2004, Theoretical and experimental investigation of an ammonia-water power and refrigeraton thermodynamic cycle, Solar Energy 76, 217–228,.
- [5] Yidal, A., Best, R., Rivero, R., Cervantes, J., 2006, Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method, Energy 31, 3401–3414.
- [6] Vijayaraghavan, S., Goswami, D.Y., 2006, A combined power and cooling cycle modified to improve resource utilization efficiency using a distillation stage, Energy 31, 1177–1196.
- [7] Martin, C., Goswami, D.Y., 2006, Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle, Applied Thermal Engineering 26, 576–582.
- [8] Sadrameli, S.M., Goswami, D.Y., 2007, *Optimum* operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle, Applied Energy 84, 254–265.
- [9] Zheng, D., Chen, B., Qi, Y., Jin, H., 2006, *Thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined-cycle*, Applied Energy 83, 311–323.
- [10] Liu, M., Zhang, N., 2007, Proposal and analysis of a novel ammonia-water cycle for power and refrigeration cogeneration, Energy 32, 961–970.
- [11] Zhang, N., Lior, N., 2007, Methodology for thermal design of novel combined refrigeration/power binary fluid systems, International Journal of Refrigeration 30, 1072– 1085.
- [12] Zhang, N., Lior, N., 2007, Development of a novel combined absorption cycle for power generation and refrigeration, ASME Journal of Energy Resources Technology 129, 254–265.
- [13] Wang, J.F., Dai, Y.P., Gao, L., 2008, Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle, Applied energy 85, 1071– 1085.
- [14] Alexis, G.K., 2007, Performance parameters for the design of a combined refrigeration and electrical power cogeneration system, International Journal of Refrigeration 30, 1097– 1103.
- [15] Li, D., Groll, E.A., 2005, *Transcritical CO2* refrigeration cycle with ejector-expansion device,