

تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم ترکیبی جدید تولید توان و آب شیرین، با ترکیب چرخه فوق بحرانی تراکم مجدد دی اکسید کربن و چرخه نمک زدایی رطوبت زنی-رطوبت زدایی

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، a.mehranpour@uma.ac.ir
 دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، hghaebi@uma.ac.ir
 استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، rahimi@uma.ac.ir

امیر مهران پور
 هادی غائبی*
 مصطفی رحیمی

چکیده

سیستم تولید چندگانه، یکی از راه حل های افزایش بهره وری از منابع موجود انرژی گرمایی می باشد. در این مقاله یک سیستم ترکیبی جدید برای تولید همزمان توان و آب شیرین با استفاده از منبع گرمایی دما ثابت مانند راکتور هسته ای معرفی شده است. این سیستم ترکیبی متشکل از چرخه فوق بحرانی تراکم مجدد دی اکسید کربن برای تولید توان و چرخه نمک زدایی رطوبت زنی-رطوبت زدایی جهت تولید آب شیرین با استفاده از گرمای اتلافی چرخه اول می باشد. به منظور شبیه سازی سیستم ترکیبی، کدی در نرم افزار EES نوشته شده و نتایج شبیه سازی برای هر یک از چرخه ها اعتبار سنجی شده است. سپس در جهت بررسی انرژی و انرژی سیستم ترکیبی با در نظر گرفتن دمای ۷۵۵ درجه سلسیوس و نرخ گرمایی ۱ مگاوات برای منبع گرمایی، تاثیر پارامترهای متغیر اصلی شامل نسبت فشار (Pr)، کسر جرمی (x)، دمای آب ورودی به قسمت رطوبت زنی و نسبت دبی جرمی آب به هوای چرخه نمک زدایی ($\frac{m_w}{m_{air}}$)، بر عملکرد سیستم ترکیبی مورد بررسی قرار گرفته است. و نتایج نشان می دهد که در حالت عملکرد بهینه، بازده انرژی کل سیستم از مقدار معمول ۶۵٪ به ۷۳٪ افزایش داشته و بازده انرژی پیش خنک کن به عنوان عامل اصلی اتلاف انرژی در چرخه فوق بحرانی تراکم مجدد دی اکسید کربن، از زیر ۵۰٪ به حدود ۹۹٪ افزایش یافته است.

واژه های کلیدی: چرخه فوق بحرانی تراکم مجدد دی اکسید کربن، آب شیرین کن HDH، تحلیل ترمودینامیکی، تحلیل انرژی، اتلاف انرژی.

Energy and exergy analysis of a novel combined system for power and water production by combining the recompression supercritical carbon dioxide cycle and the humidification-dehumidification desalination cycle.

A. Mehranpour
 H. Ghaebi
 M. Rahimi

Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh ardabili, Ardabil, Iran
 Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh ardabili, Ardabil, Iran
 Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh ardabili, Ardabil, Iran

Abstract

Multigeneration system is one of the solutions to increase the productivity of existing thermal energy sources. In this paper, a novel combined system for simultaneous generation of power and fresh water by using a constant temperature heat source such as a nuclear reactor is introduced. This system consists of a recompression supercritical carbon dioxide cycle for producing power and a humidification-dehumidification cycle for producing fresh water by using wasted heat of the first cycle. In order to simulate the combined system, a code has been developed in EES software, and the simulation results are validated for each of the cycles. Then, in order to energy and exergy analysis of the combined system, by considering the temperature of 755 °C and the heat rate of 1 MW for the heat source, the effect of the main variable parameters including pressure ratio (Pr), mass fraction (x), temperature of water enters to the humidifier, and water to air mass ratio in the desalination cycle ($\frac{m_w}{m_{air}}$), on the performance of the combined system has been investigated. And the results show that at the optimum operating condition, the exergy efficiency of the combined system is increased from the common value of 65% to 73%, and exergy efficiency of the precooler as the main cause for exergy loss in the recompression S-CO₂ cycle, has increased less than 50% to approximately 99%.

Keywords: Recompression S-CO₂ cycle, HDH desalination, Thermodynamic analysis, Exergy analysis, Exergy loss.

۱- مقدمه

سیستم های تبدیل انرژی با بازده بالا می باشد. در این بین، چرخه برایتون فوق بحرانی با سیال عامل دی اکسید کربن (S-CO₂)^۱ به دلیل کوچک بودن حجم و اشغال فضای کمتر، ساده تر بودن در مقایسه با سایر چرخه های تولید توان، ایمنی بالاتر و همچنین از جنبه اقتصادی گزینه مناسبی است [۲]. این چرخه که اولین بار توسط فهر^۲ در سال

همراه با گسترش صنایع مختلف در جهان امروزی، نیاز به انرژی الکتریکی سیر صعودی به خود گرفته است. در حال حاضر تولید مقادیر عمده توان الکتریکی مصرفی در کل جهان، به منابع گرمایی و چرخه های تبدیل انرژی ترمودینامیکی و ارتباط بین این دو گره خورده است [۱]. لذا تولید هرچه بیشتر توان الکتریکی نیازمند استفاده از

¹ Supercritical carbon dioxide cycle

² Feher

۱۹۶۸ میلادی ارائه گردید [۳، ۴]. برای منابع گرمایی با دمای بالای ۵۰۰ درجه سلسیوس از جمله رآکتورهای هسته‌ای جایگزین بهتری برای چرخه معمول رانکین می‌باشد [۴]. یکی از دلایل برتری این چرخه به خواص ترموفیزیکی سیال عامل آن یعنی گاز دی‌اکسید کربن مربوط می‌شود. گاز دی‌اکسید کربن در نزدیکی نقطه بحرانی خود (دمای ۳۰/۹۸ درجه سلسیوس و فشار ۷/۳۷۷ مگاپاسگال) رفتاری شبیه به رفتار سیال تراکم‌ناپذیر از خود نشان می‌دهد که این امر باعث کاهش کار کمپرسور و به تبع آن باعث بهبود عملکرد چرخه می‌گردد [۵، ۶]. همچنین به دلیل فشار کاری بالای چرخه، اندازه توربوماشین‌ها و مبادله‌کن‌های گرمایی نسبت به چرخه بخار رانکین حدود ۱۰ مرتبه کوچکتر می‌باشد [۶]. برای چرخه مذکور آرایش‌های مختلفی پیشنهاد گردیده که از میان تمامی آرایش‌ها، آرایش تراکم مجدد دارای عملکرد بهتری است [۴] و در کار حاضر نیز از این آرایش استفاده شده است.

این چرخه در گذشته با توجه به فشار کاری بالا و دمای کاری نسبتاً بالا و به دلیل عدم پیشرفت کافی در صنعت توربوماشین و مبادله‌کن گرمایی، مقبولیت و جذابیت کافی را نداشت، ولی با توجه به پیشرفت‌های دو دهه اخیر در این صنایع، محققان بیشتری از کشورهای مختلف به پژوهش در مورد این چرخه تمایل پیدا کرده‌اند که چند مورد از مقالات را به طور مختصر مورد توجه قرار می‌دهیم.

پتر و کولوارتنیک [۷] تاثیر گرمایش مجدد بر عملکرد چرخه تراکم مجدد را مورد بررسی قرار دادند و مدعی شدند که بیشترین بازده مربوط به آرایش تراکم مجدد با گرمایش مجدد می‌باشد. دوستال و همکاران [۴، ۷، ۸] پیشنهاد بکارگیری چرخه برایتون فوق بحرانی دی‌اکسید کربن در رآکتورهای هسته‌ای را ارائه کردند و این چرخه و آرایش‌های مختلف آن را به طور مفصل از لحاظ ترمودینامیکی و اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. سرکار [۹] چرخه تراکم مجدد را از لحاظ قانون دوم ترمودینامیک تحلیل کرده و تاثیر شرایط کاری بر روی نسبت فشار بهینه، بازده قانون اول و دوم و برگشت‌ناپذیری اجزاء مختلف چرخه را مورد مطالعه قرار داد. یاری [۱۰] به تحلیل و بهینه‌سازی یک سیستم تولید همزمان جدید بر پایه چرخه تراکم مجدد پرداخت و نشان داد که در سیستم جدید پیشنهادی، بازده انرژی و انرژی، ۵ تا ۲۶ درصد افزایش می‌یابد. ژانو و همکاران [۱۱] با اصلاح دمای ورودی توربین، بازده گرمایی را افزایش و هزینه چرخه را کاهش دادند. بینوتی و همکاران [۱۲] بکارگیری چرخه برایتون فوق بحرانی دی‌اکسید کربن در سیستم‌های برج خورشیدی دما بالا مورد بررسی قرار دادند. ما و همکاران [۱۳] یک سیستم جدید مرکب از چرخه برایتون فوق بحرانی دی‌اکسید کربن و چرخه جذبی لیتیوم-بروماید بررسی نمودند و نشان دادند بازده قانون اول و دوم در سیستم جدید به ترتیب ۵/۱۹ و ۶/۱۲ درصد بهبود می‌یابد.

در ارتباط با آب، به جرأت می‌توان گفت که آب شیرین یکی از نیازهای اصلی انسان و جوامع بشری می‌باشد که امروزه با افزایش جمعیت و گسترش صنایع مختلف نیاز به آب شیرین بیش از پیش احساس می‌شود. لذا با توجه به محدود بودن منابع آب شیرین و در دسترس بودن و فراوانی آب‌های غیر شیرین همچون دریاها و اقیانوس‌ها، یکی از روش‌های تامین آب شیرین، نمک‌زدایی آب شور

می‌باشد. یکی از این روش‌ها، نمک‌زدایی به روش رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی HDH^۱ می‌باشد که به دلیل داشتن برخی مزیت‌ها نسبت به دیگر روش‌ها بیشتر جلب توجه می‌کند. از مهمترین این مزایا می‌توان به ساده بودن ساختار، هزینه نگهداری پایین و عملکرد خوب آن اشاره کرد [۱۴]. از طرف دیگر این سیستم نمک‌زدایی نیاز به منبع گرمایی با دمای بالا ندارد [۱۵] و گرمای اتلافی انواع چرخه‌های تولید توان از جمله چرخه برایتون فوق بحرانی دی‌اکسید کربن رامی‌توان به عنوان منبع گرمایی این سیستم استفاده نمود. از این رو در این مطالعه از سیستم نمک‌زدایی رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی برای بهره‌گیری از گرمای اتلافی چرخه پایه و در جهت تولید آب شیرین استفاده شده است. در ارتباط با سیستم نمک‌زدایی رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی مطالعات نظری و کارهای تجربی فراوانی در گذشته و نیز در سال‌های اخیر انجام گرفته است که فهرست وار به چند مورد اشاره می‌گردد.

نارایان و همکاران [۱۶] رفتار ترمودینامیکی این چرخه نمک‌زدایی را مورد بررسی قرار دادند و تاثیر شرایط کاری چرخه و خصوصیات ترمودینامیکی اجزاء آن را بر روی عملکرد چرخه مطالعه کرده و به بهینه‌سازی آن پرداختند. میستری و همکاران [۱۷] چرخه را از لحاظ قانون دوم ترمودینامیک تحلیل کرده و چگونگی کاهش برگشت‌ناپذیری‌ها در اجزاء مختلف چرخه و تاثیر آن بر روی بازده ترمودینامیکی چرخه مطالعه نمودند.

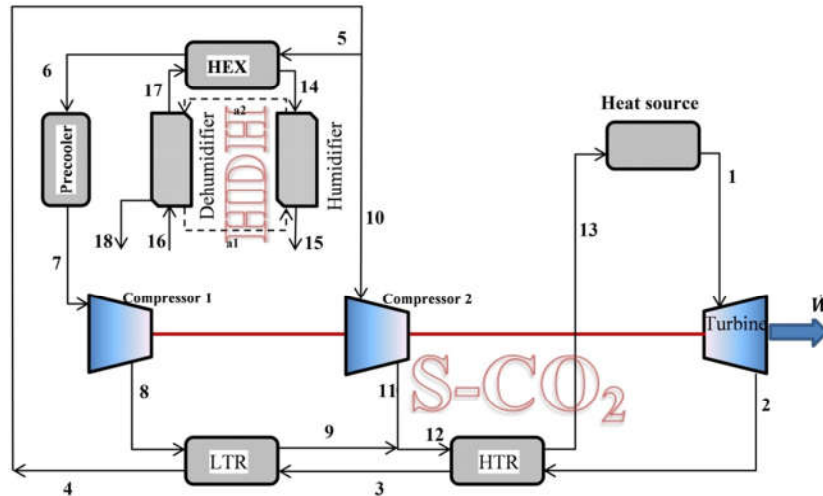
در این مقاله، با در نظر گرفتن مزیت‌های چرخه برایتون فوق بحرانی دی‌اکسید کربن با تراکم مجدد (RS-CO₂)^۲، این چرخه به عنوان چرخه پایه تولید توان انتخاب گردیده است و نیز با توجه به اینکه مقدار قابل توجهی انرژی گرمایی در پیش‌خنک‌کن چرخه پایه به صورت تبادل با محیط اتلاف می‌گردد و چون چرخه آب شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی، انتخاب مناسبی برای استفاده بهینه از این گرما می‌باشد و نیز به دلیل اقلیم نسبتاً خشک کشورمان و نیاز روز افزون به آب شیرین و دسترسی نسبتاً کافی به آب شور، ترکیب سیستم آب شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی (HDH) همراه با چرخه برایتون فوق بحرانی تراکم مجدد دی‌اکسید کربن برای تولید همزمان توان و آب شیرین در نظر گرفته شده است و عملکرد این سیستم ترکیبی از لحاظ انرژی و انرژی بررسی گردیده و تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد این سیستم مطالعه شده است. لذا نوآوری سیستم پیشنهاد شده از یک طرف کاهش اتلافات در چرخه RS-CO₂ و از طرفی دیگر تولید آب شیرین به عنوان نیاز ضروری جامعه می‌باشد.

۲- تشریح سیستم ترکیبی پیشنهادی و فرضیات

طرحواره سیستم ترکیبی پیشنهادی در شکل ۱ نشان داده شده است. در این سیستم از یک چرخه برایتون فوق بحرانی تراکم مجدد دی‌اکسید کربن (RS-CO₂) برای تولید توان و از یک چرخه آب شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی (HDH) به منظور تولید آب شیرین استفاده شده است.

¹ Humidification-Dehumidification Desalination

² Recompression supercritical carbon dioxide cycle



شکل ۱- طرحواره سیستم ترکیبی پیشنهادی

آب شور، همراه با کاهش دمای هوا، مقدار بخار آب موجود در هوا نیز کاهش یافته و این مقدار بخار آب چگالیده شده به صورت جریان آب شیرین در نقطه ۱۸ از چرخه خارج می‌شود و جریان هوا که در یک چرخه بسته گردش دارد، در نقطه a1 از قسمت رطوبت‌زدایی خارج شده و وارد رطوبت‌زنی می‌گردد. لازم به ذکر است که در جهت سهولت در شبیه‌سازی سیستم، فرضیات ساده کننده زیر در نظر گرفته شده است [۳، ۱۶]:

- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.
- توربین و کمپرسورها دارای بازده آیزنتروپیک ثابت می‌باشند.
- از افت فشار در لوله‌ها و مبادله‌کن‌های گرمایی صرف نظر شده است.
- غیر از پیش‌خنک‌کن، هیچ کدام از اجزاء سیستم با محیط تبادل گرما ندارد.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در اجزاء مختلف سیستم چشم‌پوشی می‌گردد.
- کار مصرفی پمپ جریان آب شور و فن گرداننده هوا در آب شیرین‌کن، ناچیز و قابل چشم‌پوشی می‌باشد.
- دمای آب شیرین تولیدی، در خروجی رطوبت‌زدایی برابر با میانگین دمای نقطهٔ شبنم هوای ورودی به رطوبت‌زدایی و دمای هوای خروجی از رطوبت‌زدایی در نظر گرفته شده است.
- منبع گرمایی دارای دمای ثابت می‌باشد.
- برای شرایط محیطی، هوا با دمای ۲۵ درجه سلسیوس، فشار ۱/۰۱۳ بار و رطوبت نسبی ۶۰٪ در نظر گرفته شده است

۳- تحلیل ترمودینامیکی

۳-۱- تحلیل انرژی

در جهت تحلیل انرژی سیستم، ضمن در نظر گرفتن هر یک از

در چرخه برایتون فوق بحرانی تراکم‌مجدد دی‌اکسید کربن، در نقطه ۱، گاز دی‌اکسید کربن در فشار بالا بعد از دریافت گرما از منبع گرمایی وارد توربین شده و با تولید توان و کاهش فشار به عنوان جریان فشارپایین، در نقطه ۲ از توربین خارج و وارد بازیاب گرمایی دما بالا (HTR) می‌شود و در این قسمت بواسطه تبادل گرما، مقداری از انرژی جریان فشارپایین به جریان فشاربالا انتقال می‌یابد. در نقطه ۳، جریان فشارپایین بعد از عبور از بازیاب گرمایی دما بالا، به بازیاب گرمایی دماپایین (LTR) وارد می‌شود و اینجا نیز مقداری از انرژی گرمایی جریان فشارپایین به جریان خروجی کمپرسور اصلی (Compressor 1) منتقل می‌گردد و در نقطه ۴ از بازیاب خارج می‌شود. جریان نقطه ۴ به دو قسمت تقسیم می‌شود که یک جریان بدون خنک شدن در نقطه ۱۰ وارد کمپرسور دوم (Compressor 2) شده و قسمتی دیگر (نقطه ۵) بعد از تبادل گرما با چرخه آب شیرین‌کن (نقطه ۶) و عبور از پیش‌خنک‌کن (نقطه ۷) وارد کمپرسور اصلی می‌شود. خروجی کمپرسور اصلی (نقطه ۸) بعد از دریافت گرما در بازیاب گرمایی دماپایین (نقطه ۹)، با جریان خروجی کمپرسور دوم (نقطه ۱۱) ترکیب می‌شود (نقطه ۱۲). این جریان پس از عبور از بازیاب گرمایی دما بالا (نقطه ۱۳)، وارد منبع گرمایی شده و بعد از رسیدن به دمای کافی به ورودی توربین می‌رسد (نقطه ۱).

در چرخه آب شیرین‌کن، جریان آب شور در نقطه ۱۶ وارد بخش رطوبت‌زدایی (Dehumidifier) و پس از عبور از این قسمت، در نقطه ۱۷ وارد مبادله‌کن گرمایی (HEX) می‌شود. جریان آب شور، ضمن عبور از مبادله‌کن گرمایی، از جریان گاز دی‌اکسید کربن، گرما دریافت کرده پس از رسیدن به دمای مورد نظر، در نقطه ۱۴، وارد بخش رطوبت‌زنی (Humidifier) می‌شود و در این قسمت با جریان هوا تبادل گرما و جرم کرده سپس در نقطه ۱۵ از چرخه خارج می‌گردد. در قسمت رطوبت‌زنی جریان هوا در تماس با جریان آب گرم ضمن افزایش دما مقداری آب نیز به صورت بخار آب در خود ذخیره می‌کند و این جریان هوای گرم در نقطه a2، از بخش رطوبت‌زنی خارج شده و وارد بخش رطوبت‌زدایی می‌گردد. در این قسمت، ضمن خنک شدن جریان هوا توسط جریان

اجزاء سیستم به صورت حجم کنترل، معادلات بقای جرم و بقای انرژی برای هر حجم کنترل اعمال گردیده است [۱۸]:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_o h_o \quad (2)$$

برای بازده آیزنتروپیک و کار تولیدی توربین به ترتیب خواهیم داشت:

$$\eta_{tur} = \frac{h_i - h_o}{h_i - h_{o,s}} \quad (3)$$

$$\dot{W}_{tur} = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (4)$$

همچنین در مورد کمپرسور، برای بازده آیزنتروپیک و کار مصرفی معادلات زیر را داریم:

$$\eta_{comp} = \frac{h_{o,s} - h_i}{h_o - h_i} \quad (5)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (6)$$

برای مدل سازی بازیاب گرمایی، از تعریف کارایی مبادله کن که به صورت گرما مبادله شده به حداکثر گرمای قابل مبادله تعریف می شود، استفاده شده است:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m} \cdot c_p) \min(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (8)$$

همچنین برای قسمت رطوبت زنی، مشابه مبادله کن، طبق رابطه زیر، از تعریف کارایی استفاده شده است [۱۹]:

$$\varepsilon_{hum} = \max \left[\left(\frac{h_{air,a2} - h_{air,a1}}{h_{air,a2,ideal} - h_{air,a1}} \right), \left(\frac{h_{14} - h_{15}}{h_{14} - h_{15,ideal}} \right) \right] \quad (9)$$

که در آن $h_{air,a2,ideal}$ آنتالپی هوای اشباع ($RH = 100\%$) در دمای جریان آب ورودی به رطوبت زن (T_{14}) و $h_{15,ideal}$ آنتالپی جریان آب در دمای هوای ورودی به رطوبت زن ($T_{air,a1}$) می باشد.

و نیز به صورت کاملا مشابه، برای قسمت رطوبت زدایی داریم [۱۶]:

$$\varepsilon_{den} = \max \left[\left(\frac{h_{air,a2} - h_{air,a1}}{h_{air,a2} - h_{air,a1,ideal}} \right), \left(\frac{h_{17} - h_{16}}{h_{17,ideal} - h_{16}} \right) \right] \quad (10)$$

که در آن $h_{air,a1,ideal}$ آنتالپی هوای اشباع ($RH = 100\%$) در دمای جریان آب ورودی به قسمت رطوبت زدایی (T_{16}) و $h_{17,ideal}$ آنتالپی جریان آب در دمای هوای ورودی به قسمت رطوبت زدایی ($T_{air,a2}$) می باشد.

۳-۲- تحلیل انرژی

انرژی مخصوص جریان طبق رابطه زیر تعریف می شود [۲۳]:

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (11)$$

که در آن ex_{ch} انرژی شیمیایی استاندارد است با در نظر گرفتن مدل ۲ (model II) محیط مرجع انرژی، مقادیر آن برای مواد مختلف در دسترس می باشد [۱۸]. ex_{ph} انرژی فیزیکی می باشد که به صورت زیر تعریف می شود:

$$ex_{ph} = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (12)$$

به عنوان نمونه و جهت یادآوری، چگونگی محاسبه انرژی مخصوص جریان آب شور در بخش ضمیمه در انتهای مقاله ارائه شده است. با در نظر گرفتن هر یک اجزاء سیستم به صورت یک حجم کنترل،

برای بقای جریان انرژی خواهیم داشت:

$$\dot{E}x_Q + \dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_W + \dot{E}x_D \quad (13)$$

که در آن $\dot{E}x_D$ انرژی تخریب شده در هر جزء و عبارات $\dot{E}x_{in}$ ، $\dot{E}x_Q$ ، $\dot{E}x_W$ و $\dot{E}x_{out}$ به ترتیب، مجموع انرژی های ورودی به جزء، مجموع انرژی های خروجی از جزء، انرژی متناظر با گرمای ورودی به جزء و انرژی متناظر با کار انجام شده توسط جزء مورد نظر می باشد:

$$\dot{E}x_{in} = \sum_{in} \dot{m}_i ex_i \quad (14)$$

$$\dot{E}x_{out} = \sum_{out} \dot{m}_i ex_i \quad (15)$$

$$\dot{E}x_Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \quad (16)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (17)$$

برای مقایسه اجزاء مختلف چرخه از لحاظ تخریب انرژی، نسبت تخریب انرژی هر یک از اجزاء طبق رابطه زیر تعریف می گردد [۱۸]:

$$\eta_{D,i} = \frac{\dot{E}x_{D,i}}{\dot{E}x_{in,total}} \quad (18)$$

۳-۳- عملکرد سیستم ترکیبی

به طور کلی بازده یک سیستم از نسبت خروجی مفید مورد نظر به مصرف سیستم به دست می آید که از لحاظ انرژی برای چرخه رایتون فوق بحرانی تراکم مجدد داریم [۳]:

$$\eta_{RS-CO2} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (19)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{tur} - \dot{W}_{comp1} - \dot{W}_{comp2} \quad (20)$$

همچنین برای ارزیابی عملکرد سیستم نمک زدایی رطوبت زنی- رطوبت زدایی بر اساس قانون اول ترمودینامیک، از "نسبت بازیابی" استفاده می شود که طبق رابطه زیر تعریف می گردد [۱۶]:

$$RR = \frac{\dot{m}_{18}}{\dot{m}_{16}} \times 100 \quad (21)$$

به دلیل اینکه جنس خروجی هدف هر یک از دو زیرسیستم متفاوت بوده و یکی انرژی و دیگری آب شیرین می باشد، برای ارزیابی عملکرد سیستم از لحاظ قانون اول ترمودینامیک، هر یک از دو زیرسیستم به طور جداگانه مورد بررسی قرار گرفته و بهینه سازی می شود. برای ارزیابی کل سیستم از منظر انرژی، غیر از بررسی جداگانه هر یک از دو زیرسیستم، مطابق رابطه زیر، می توان از تعریف بازده انرژی برای کل سیستم استفاده کرد [۱۹]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{W_{net}} + \dot{E}x_{18}}{\dot{E}x_{Q,in}} = \frac{\dot{E}x_{gained}}{\dot{E}x_{Q,in}} \quad (22)$$

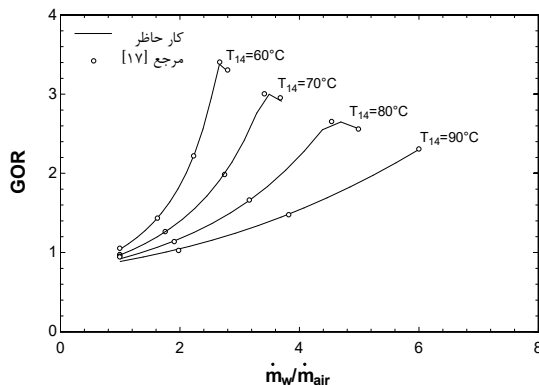
۴- مدل سازی سیستم و داده های ورودی

بعد از اعمال معادلات پایستگی جرم، انرژی و انرژی برای هر یک از اجزاء سیستم ترکیبی، مجموع معادلات و داده های ورودی مورد نیاز طبق جدول ۱، وارد نرم افزار EES [۲۰] شده و کار مدل سازی سیستم و بررسی تاثیر پارمترهای مختلف بر عملکرد سیستم، با استفاده از این نرم افزار انجام گرفته است. در ارتباط با معادلات حالت سیال های مختلف مورد استفاده در سیستم، لازم به توضیح است که برای گاز دی اکسید کربن از خواص سیال واقعی و برای هوای مرطوب، ترکیب گاز ایده آل هوای خشک و بخار استفاده شده است که منابع مورد

۲/۷	نسبت فشار چرخه RS-CO2 $(Pr = \frac{P_{max}}{P_{min}})$ [-]
۰/۲۷	نسبت دبی جرمی چرخه RS-CO2 $(x = \frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_4})$ [-]
۳۵	دمای جریان آب ورودی به رطوبت‌زدا (T_{16}) [C]
۶۵	دمای جریان آب ورودی به رطوبت‌زن (T_{14}) [C]
۴/۳	نسبت دبی جرمی آب به هوا در آب‌شیرین‌کن $(\frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_{air}})$ [-]
۱۰۰	رطوبت نسبی هوا در خروجی رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا [%]
۹۰	بازده آیزنتروپیک توربین [%]
۸۵	بازده آیزنتروپیک کمپرسورها [%]
۸۶	کارایی مبادله‌کن‌های LTR و HTR [%]
۹۲	کارایی رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا [%]
۵	اختلاف دمای ترمینال مبادله‌کن HEX [C]
۷۵۵	دمای منبع گرمایی [C]

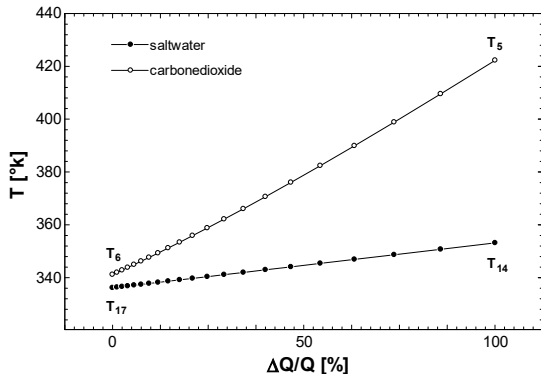
جدول ۲- اعتبار سنجی چرخه RS-CO2

اختلاف نسبی [%]	داده‌های متغیر					
	بازده گرمایی [%]	کار حاضر مرجع [۳]	Pr [-]	x [-]	Pmax [bar]	Tmax [C]
۰/۰۰	۴۱/۱۸	۴۱/۱۸	۲/۶۴	۰/۳۳۴	۲۰۰	۵۵۰
۰/۳۷	۴۳/۳۲	۴۳/۱۶	۳/۸۶	۰/۳۳۵	۳۰۰	۵۵۰
۰/۰۲	۴۶/۰۷	۴۶/۰۸	۲/۶۵	۰/۲۲۳	۲۰۰	۷۵۰
۰/۰۰	۴۹/۸۳	۴۹/۸۳	۳/۹۴	۰/۲۸۱	۳۰۰	۷۵۰



شکل ۲- اعتبار سنجی چرخه آب‌شیرین‌کن

$$T_{16} = 35 \text{ C}, \varepsilon_{deh} = \varepsilon_{hum} = 92\%, RH_{a1} = RH_{a1} = 100\%$$



شکل ۳- نمودار T-Q مبادله‌کن گرمایی HEX

استفاده برای هر ماده در داخل نرم‌افزار ارائه گردیده است. همچنین معادلات حاکم بر خواص آب شور در پیوست آورده شده است.

۵- اعتبار سنجی

برای اعتبار سنجی کار حاضر، نتایج حاصل از مدل‌سازی برای چرخه تولید توان در شرایط مختلف کاری، با مقادیر متناظر مقاله سرکار و همکاران [۳] مقایسه شده و نتایج در جدول ۲ ارائه شده است. همچنین مقادیر "نسبت خروجی به دست آمده" برای سیستم آب‌شیرین‌کن طبق شکل ۲، با نمودار ارائه شده توسط نارایان [۱۶] مقایسه گردیده است $(GOR = \frac{\dot{m}_{18} h_{f,18}}{\dot{Q}_{in,HDH}})$. انطباق بسیار خوب نتایج حاصل از کار حاضر و تحقیقات گذشته، حاکی از آن است که مدل‌سازی به کار رفته در مقاله حاضر از اعتبار کافی برخوردار می‌باشد. قبل از اینکه به بحث در مورد نتایج پرداخته شود، ضروری می‌نماید تا از صحت محل در نظر گرفته شده برای اختلاف دمای پینچ در جزء HEX، که در شبیه‌سازی کار حاضر $\Delta T_{pinch} = T_6 - T_{17}$ نظر گرفته شده است، اطمینان حاصل شود. برای این کار، جزء HEX که یک مبادله‌کن گرمایی با جریان غیر همسو می‌باشد را در راستای جریان به تعداد n المان با مساحت‌های تبادل گرمایی یکسان، تقسیم می‌کنیم، بنابراین برای هر یک از جریان‌ها در المان i ام خواهیم داشت:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_5 (h_{co2,i,in} - h_{co2,i,out}) \quad (23)$$

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{17} (h_{sw,i,out} - h_{sw,i,in}) \quad (24)$$

همچنین از طرفی داریم:

$$\dot{Q}_i = UA_i \Delta T_i \quad (25)$$

که در آن $\Delta T_i = (T_{co2,i} - T_{sw,i})$ می‌باشد.

مقدار A_i برای همه المان‌ها یکسان است و نیز با توجه به عدم وجود تغییر فاز در مسیر جریان‌ها، مقدار U را نیز می‌توان ثابت در نظر گرفت. لذا با انتخاب نوع مبادله‌کن و در دست بودن مقدار U ، می‌توان مساحت مورد نیاز برای مبادله‌کن را محاسبه نمود. حال با توجه به ثابت بودن مقدار UA_i ، مقدار کل گرمای مبادله شده از ابتدا (سمت چپ مبادله‌کن) تا المان m ام از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_{total,m} = \sum_{i=1}^m (UA_i \Delta T_i) = UA_i \sum_{i=1}^m \Delta T_i \quad (26)$$

که برای کل مبادله‌کن داریم:

$$\dot{Q}_{total,n} = UA_i \sum_{i=1}^n \Delta T_i = \dot{m}_5 (h_5 - h_6) = \dot{m}_{17} (h_{14} - h_{17}) \quad (27)$$

از رابطه اخیر می‌توان مقدار UA_i را بدست آورد. شکل ۳، نمودار T-Q را برای جزء HEX، را که از حل معادلات بالا و برای n=20 رسم شده است را نشان می‌دهد. با توجه به شکل کمترین اختلاف دما در راستای طولی مبادله‌کن مربوط می‌شود به اختلاف دمای نقاط ۶ و ۱۷ که با فرض اولیه مطابقت دارد.

جدول ۱- داده‌های ورودی [۳، ۱۷، ۲۰]

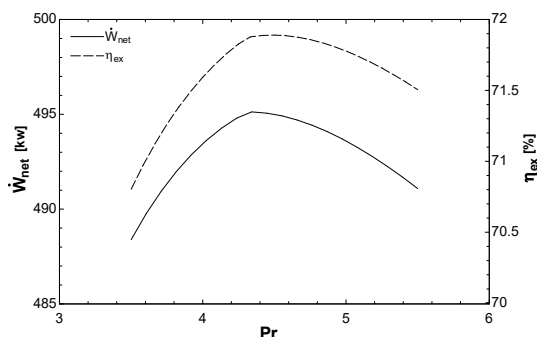
مقدار	پارامتر
۷۵۰	دمای ورودی توربین (T_1) [C]
۳۲	دمای ورودی کمپرسور اصلی (T_7) [C]
۷۵	فشار پایین چرخه RS-CO2 [bar]

۶- نتایج و بحث

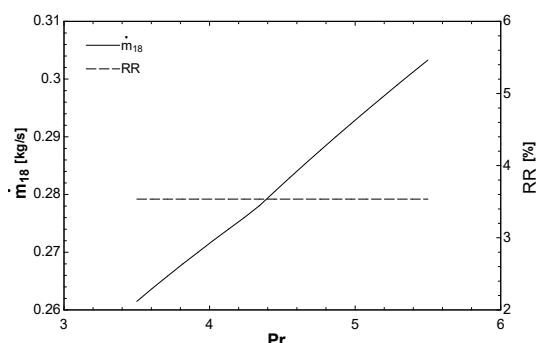
در این بخش از مقاله تاثیر پارمترهای متغیر شامل نسبت فشار و نسبت دبی جرمی چرخه RS-CO₂، دمای آب ورودی به رطوبزن و نسبت دبی جرمی آب به هوای چرخه HDH بر عملکرد هر یک از زیرسیستمها (چرخه RS-CO₂ و آب شیرین کن HDH) و سیستم ترکیبی کل، بررسی و مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در جهت مقایسه بهتر شرایط مختلف کاری، مقدار انرژی گرمایی دریافتی از منبع گرمایی مقدار ثابت ۱ مگاوات در نظر گرفته شده است. قبل از ارائه نتایج تاثیر تغییرات چهار پارمتر اشاره شده در بالا، قابل ذکر می‌باشد که بازده انرژی کل سیستم، کار خالص خروجی و دبی آب شیرین تولید شده با تغییرات دمای ورودی توربین نسبت مستقیم داشته و همواره با افزایش (کاهش) دمای ورودی توربین، بازده انرژی کل سیستم، کار خالص خروجی و دبی آب شیرین تولید شده افزایش (کاهش) می‌یابد که به دلیل محدودیت تعداد صفحات مقاله از ارائه آن خودداری شده است.

۶-۱- تأثیر نسبت فشار (Pr)

شکل ۴ (الف)، تغییرات کار خالص خروجی و بازده انرژی کل را نسبت به تغییرات نسبت فشار نشان می‌دهد. همانطور که در نمودار مشهود است، هر دو منحنی نسبت به تغییرات نسبت فشار، دارای نقطه بیشینه می‌باشند، یعنی چرخه RS-CO₂ از لحاظ قانون اول و سیستم ترکیبی از منظر انرژی، دارای نسبت فشار بهینه می‌باشند. در توضیح علت وجود نقطه بیشینه در این نمودار، به این نکته باید اشاره کرد که در صورت رسم نمودار T-s برای چرخه برایتون فوق بحرانی دی‌اکسید کربن مشخص می‌گردد که با افزایش مقدار Pr، هم کار توربین افزایش پیدا می‌کند و هم کار مصرفی کمپرسورها بیشتر می‌شود ولی مقدار افزایش این دو متفاوت می‌باشد. در ابتدا با افزایش مقدار Pr، رشد کار توربین نسبت به کار کمپرسورها بیشتر بوده و این امر باعث افزایش بازده می‌گردد ولی در ادامه افزایش مقدار Pr، رشد کار کمپرسورها از رشد کار توربین پیشی گرفته و این امر باعث کاهش مجدد بازده می‌گردد. در شکل ۵، روند تغییرات در مقادیر نسبت بازایی و دبی جرمی آب شیرین تولیدی در مقابل تغییرات نسبت فشار مشاهده می‌گردد که مقدار نسبت بازایی ثابت و دبی جرمی آب شیرین شده افزایش می‌یابد. و این نمودار بیانگر این نکته می‌باشد که مقدار نسبت بازایی، صرفاً تابع شرایط کاری چرخه آب شیرین کن بوده و در صورت ثابت ماندن شرایط کاری چرخه آب شیرین کن، مقدار نسبت بازایی نیز ثابت می‌ماند. و نیز با توجه به اینکه با افزایش مقدار Pr، دمای نقطه ۵ و به پیروی آن دبی گرمایی ورودی به چرخه آب شیرین کن افزایش پیدا می‌کند بنابراین با ثابت ماندن دمای جریان آب شور در ورودی و خروجی HEX، مقدار دبی آب شور افزایش می‌یابد. همچنین شکل ۶ نشان دهنده تاثیر نسبت فشار بر مقدار انرژی اتلاف شده در هر یک از اجزای سیستم می‌باشد. با توجه به شکل، اتلاف انرژی در بازیاها و مبادله‌کن گرمایی بیشترین تاثیر را از تغییرات نسبت فشار دریافت می‌کنند و نیز اتلاف انرژی در دو بخش رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی نسبت به تغییرات نسبت فشار تقریباً مستقل بوده و کمترین تاثیر را می‌پذیرند.



شکل ۴- تأثیر نسبت فشار بر کار خالص خروجی و بازده انرژی کل



شکل ۵- تأثیر نسبت فشار بر نسبت بازایی و دبی آب تولیدی

۶-۲- تأثیر کسر جرمی چرخه RS-CO₂ (x)

نمودار تاثیر کسر جرمی (x) بر روی مقدار کار خالص خروجی و بازده انرژی کل، در شکل ۷ نشان داده شده است. همانند شکل ۴، هر دو منحنی، نسبت به تغییرات x، دارای مقدار بهینه می‌باشند. در شکل ۸، تاثیر تغییرات کسر جرمی بر نسبت بازایی و دبی آب شیرین شده نشان داده شده است، مشابه نمودار نسبت فشار، با افزایش مقدار x، نسبت بازایی ثابت بوده و دبی آب شیرین تولیدی همواره افزایش می‌یابد که مشابه توضیحات ارائه شده در بخش ۶-۱، با توجه به ثابت بودن پارامترهای کاری چرخه آب شیرین کن، مقدار نسبت بازایی ثابت می‌ماند. همچنین با توجه به اینکه با افزایش مقدار کسر جرمی، دبی در نقطه ۵ افزایش می‌یابد و به تبع آن طبق معادله بقاء انرژی برای جزء HEX، مقدار دبی آب شور در چرخه آب شیرین کن بیشتر شده و در نتیجه مقدار دبی آب شیرین تولیدی افزایش می‌یابد. قابل ذکر است در اینجا، شیب تغییرات دبی آب شیرین شده ثابت نبوده و برای $x < 0.268$ ، تاثیر تغییرات x بر دبی آب شیرین شده، کم می‌باشد در حالی که در مقادیر بالاتر x، تاثیر تغییرات x بر دبی آب شیرین تولیدی، چشمگیر می‌باشد. در رابطه با اتلاف انرژی در اجزای مختلف سیستم ترکیبی، همانطور که در شکل ۹ قابل مشاهده است، اتلاف انرژی در بازیاها گرمایی فشار بالا، بیشترین تاثیرپذیری نسبت به تغییرات x را دارد و همچنین کمترین مقدار و کمترین تاثیرپذیری، به اتلاف انرژی بخش رطوبت‌زنی تعلق دارد.

بیشینه می‌باشد و با افزایش مقدار T_{14} ، مقدار بیشینه، کاهش می‌یابد. و در پایان شکل‌های ۱۳ و ۱۴ به ترتیب تاثیر تغییرات T_{14} و $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{air}}$ بر روی اتلاف انرژی در اجزای مختلف چرخه آب شیرین‌کن را نشان می‌دهند.

۴-۶- بهینه سازی تک هدفه بر مبنای بازده انرژی کل

در پایان کار، با در نظر گرفتن محدوده‌های زیر برای چهار متغیر اصلی، بازده انرژی کل به عنوان هدف، بهینه سازی گردید که مقادیر پارمترهای اصلی در نقاط مختلف سیستم در جدول ۳ ارائه شده است.

$$3.5 < Pr[-] < 5.5 \quad (28)$$

$$0.2 < x[-] < 0.28 \quad (29)$$

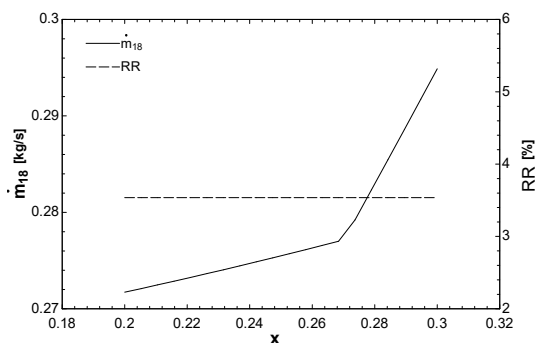
$$45 < T_{14}[^{\circ}C] < 80 \quad (30)$$

$$1 < \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{air}}[-] < 5 \quad (31)$$

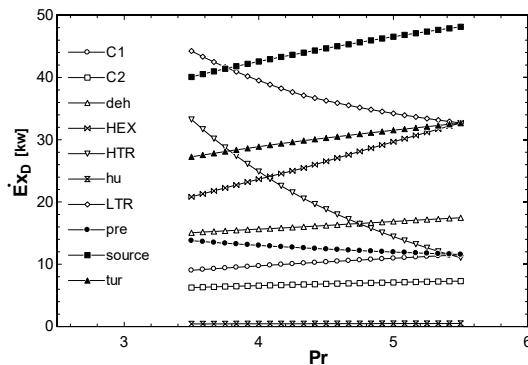
در جدول ۴، مقادیر بازده انرژی و اتلاف انرژی مربوط به هر یک از اجزای سیستم در حالت بهینه، نشان داده شده است. به غیر از مقادیر مربوط به پیش‌خنک‌کن، سایر مقادیر به دست آمده مطابقت خوبی با نتایج کار محمدی و همکاران [۲۱] دارد. در رابطه با پیش‌خنک‌کن، مقدار بازده انرژی این جزء در حالتی که چرخه RS-CO₂ با چرخه HDH ترکیب نگردیده است، کمتر از ۵۰٪ می‌باشد [۲۱] که در کار حاضر این مقدار حدود ۹۹٪ می‌باشد و این نیز بیانگر این مطلب می‌باشد که سیستم ترکیبی پیشنهادی در جهت استفاده از انرژی اتلافی چرخه RS-CO₂، موفق عمل می‌نماید.

۵-۶- بررسی تاثیر غلظت نمک بر بازده انرژی کل بهینه

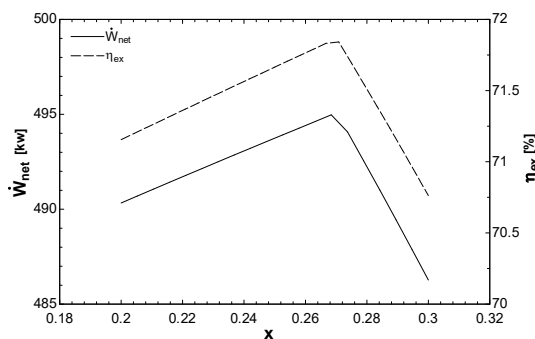
هر چند در بخش‌های قبلی از تاثیر غلظت نمک موجود در آب شور، صرف نظر شده بود، در این بخش منحنی تاثیر غلظت نمک در آب شور بر بازده انرژی کل بهینه سیستم، در شکل ۱۵ ارائه شده است و مشاهده می‌گردد که با افزایش غلظت نمک، بازده بهینه کاهش پیدا می‌کند.



شکل ۸- تاثیر کسر جرمی بر نسبت بازبایی و دبی آب تولیدی



شکل ۶- تاثیر نسبت فشار بر اتلاف انرژی اجزاء

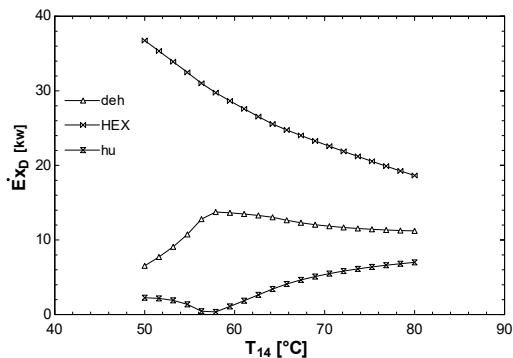


شکل ۷- تاثیر کسر جرمی بر کار خالص خروجی و بازده انرژی کل

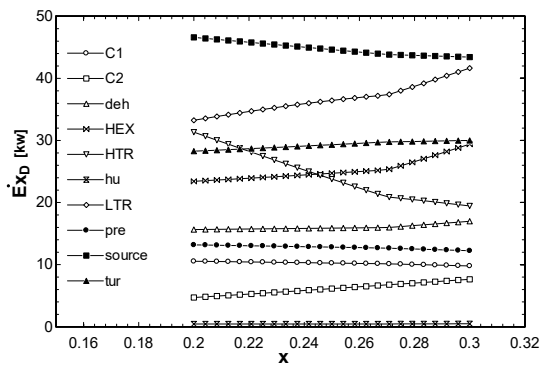
۳-۶- تاثیر دمای آب ورودی به رطوبت‌زن (T_{14}) و نسبت

جرمی آب به هوا ($\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{air}}$)

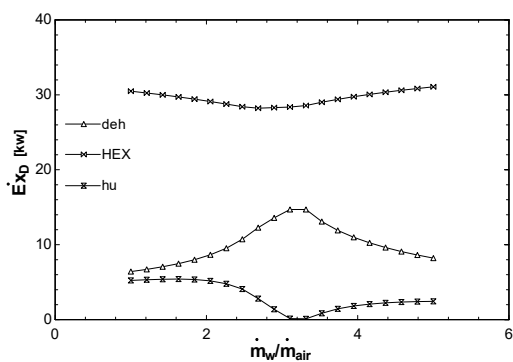
نمودار تغییرات دبی آب شیرین شده بر حسب مقادیر مختلف نسبت دبی جرمی آب بر هوا، در دماهای مختلف ورودی رطوبت‌زن در شکل ۱۰ نشان داده شده است. همانطور مشاهده می‌گردد در هر T_{14} معین، دبی آب تولیدی نسبت به تغییرات $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{air}}$ دارای مقدار بیشینه می‌باشد و با افزایش مقدار T_{14} ، مقدار بهینه دبی آب تولیدی کاهش می‌یابد که علت آن، این امر می‌باشد که با توجه به اینکه شرایط کار چرخه بالا دستی مخصوصا دما و دبی در نقطه ۵ ثابت فرض شده است لذا با افزایش مقدار T_{14} ، در نتیجه موازنه انرژی برای جزء HEX، مقدار دبی آب شور در چرخه آب شیرین‌کن کاهش پیدا می‌کند. شکل ۱۱ نمودار تغییرات نسبت بازبایی بر حسب نسبت دبی جرمی آب به هوا را در دماهای مختلف نقطه ۱۴ نشان می‌دهد، همانطور که مشاهده می‌گردد، نسبت بازبایی در هر T_{14} معین، بر حسب تغییرات نسبت دبی جرمی آب به هوا، دارای مقدار بهینه می‌باشد که این مقدار بهینه با افزایش دمای ورودی به رطوبت‌زن، افزایش می‌یابد. در مقایسه دو شکل ۱۰ و ۱۱ معلوم می‌گردد که هر چند در مقادیر بهینه نسبت جرمی، با کاهش دمای ورودی به رطوبت‌زن، دبی جرمی آب شیرین شده افزایش می‌یابد ولی با توجه به اینکه مقدار نسبت بازبایی کاهش می‌یابد، این افزایش در دبی آب شیرین شده همیشه به صرفه نیست. شکل ۱۲ تغییرات بازده انرژی کل را بر حسب تغییرات نسبت دبی جرمی آب به هوا، در مقادیر مختلف T_{14} نشان می‌دهد و گویای این است که در هر T_{14} معین، بازده انرژی کل نسبت تغییرات $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{air}}$ دارای نقطه



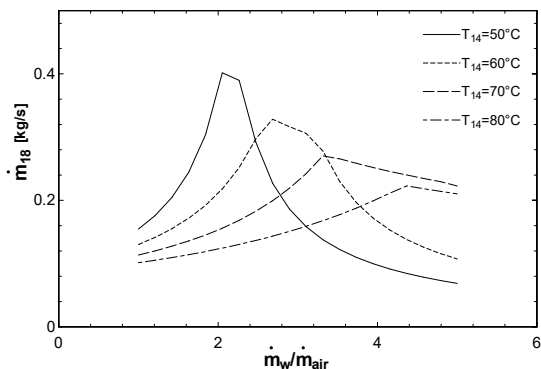
شکل ۱۳- تأثیر T_{14} بر اتلاف انرژی اجزاء



شکل ۹- تأثیر کسر جرمی بر اتلاف انرژی اجزاء



شکل ۱۴- تأثیر $\frac{m_w}{m_{air}}$ بر اتلاف انرژی اجزاء

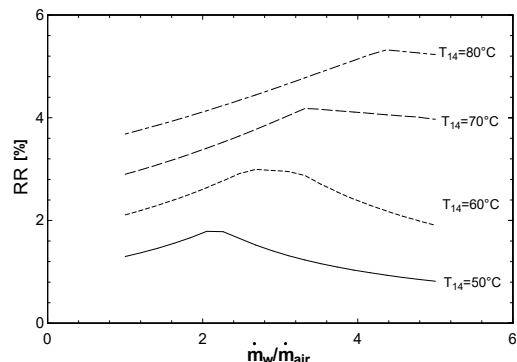


شکل ۱۰- تأثیر T_{14} و $\frac{m_w}{m_{air}}$ بر دبی آب شیرین تولید شده

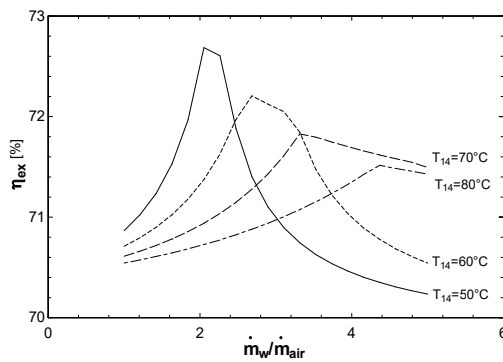
۷- نتیجه گیری

در این مقاله بعد از اعتبارسنجی شبیه سازی سیستم ترکیبی، نسبت به تحلیل پارامتری و بررسی تأثیر متغیرهای مختلف بر عملکرد سیستم ترکیبی و هر یک از چرخه ها اقدام گردید که نتایج حاصله به صورت خلاصه به شرح ذیل می باشد:

- با ترکیب چرخه RS-CO2 با چرخه HDH مقدار بازده انرژی از مقدار حدود ۶۵٪ به بیش از ۷۳٪ افزایش پیدا می کند
- پیش خنک کن عامل اصلی اتلاف انرژی در چرخه RS-CO2 می باشد که در حالت ترکیب این چرخه با چرخه HDH، مقدار اتلاف انرژی در پیش خنک کن به مقدار چشمگیری کاهش می یابد.



شکل ۱۱- تأثیر T_{14} و $\frac{m_w}{m_{air}}$ بر نسبت بازایی



شکل ۱۲- تأثیر T_{14} و $\frac{m_w}{m_{air}}$ بر بازده انرژی کل

- با افزایش Pr و α دبی جرمی آب شیرین نیز افزایش می‌یابد. اما نسبت به تغییرات $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{air}}$ دارای نقطهٔ بهینه بوده و مقدار آب شیرین بیشینه قابل دسترسی می‌باشد و این مقدار بیشینه با افزایش T_{14} همواره کاهش می‌یابد.
- در مورد اتلافات انرژی در اجزای مختلف سیستم ترکیبی می‌توان گفت که بیشترین اتلافات مربوط است به انواع مبادله‌کن گرمایی و کمترین اتلاف انرژی در قسمت رطوبت‌زنی چرخه نم‌زدایی اتفاق می‌افتد. همچنین با افزایش غلظت نمک آب شور بازده انرژی کل بهینه سیستم، کاهش پیدا می‌کند.

۸- نمادها

$a1$	شرایط هوا در خروجی رطوبت‌زن
$a2$	شرایط هوا در خروجی رطوبت‌زدا
C	کمپرسور
deh	رطوبت‌زدا
HEX	مبادله‌کن گرمایی
HTR	بازیاب گرمایی دما بالا
hu	رطوبت‌زن
LTR	بازیاب گرمایی دما پایین
pre	پیش‌خنک‌کن
$source$	منبع گرمایی
tur	توربین
pr	نسبت فشار
x	کسر جرمی
η	بازده، بازده آیزنتروپیک
زیرنویس	
c	جریان سرد
ch	شیمیایی
$comp$	کمپرسور
ex	انرژی
h	جریان گرم
ph	فیزیکی

جدول ۳- مقادیر مربوط به نقاط مختلف سیستم در حالت بهینه

شماره نقاط	دبی جرمی $[kg/s]$	دما $[^{\circ}C]$	فشار $[bar]$	انتالپی $[j/kg]$	انرژی $[j/kg]$
۱	۲/۹۷	۷۵۰	۳۶۷/۵	۷۷۶۷۱۱	۱۱۸۵۰۰۰
۲	۲/۹۷	۵۳۸	۷۵	۵۲۳۶۰۲	۹۲۰۹۴۱
۳	۲/۹۷	۳۵۹	۷۵	۲۱۴۱۴۹	۷۹۸۴۰۳
۴	۲/۹۷	۱۵۷	۷۵	۸۵۹۳۱	۶۹۹۸۵۱
۵	۲/۱۹	۱۵۷	۷۵	۸۵۹۳۱	۶۹۹۸۵۱
۶	۲/۱۹	۵۰	۷۵	-۶۲۲۴۳	۶۷۱۴۲۱
۷	۲/۱۹	۳۲	۷۵	-۱۴۴۰۸۳	۶۶۸۱۰۳
۸	۲/۱۹	۱۲۲	۳۶۷/۵	-۸۴۳۶۶	۷۲۲۸۳۶
۹	۲/۱۹	۳۲۳	۳۶۷/۵	۲۲۵۲۹۲	۸۴۱۲۰۷
۱۰	۰/۷۸۲	۱۵۷	۷۵	۸۵۹۳۱	۶۹۹۸۵۱
۱۱	۰/۷۸۲	۳۴۰	۳۶۷/۵	۲۴۷۰۰۹	۸۵۲۲۱۲
۱۲	۲/۹۷	۳۲۷	۳۶۷/۵	۲۳۱۰۰۴	۸۴۴۰۷۳
۱۳	۲/۹۷	۴۸۹	۳۶۷/۵	۴۴۰۴۵۷	۹۶۱۳۷۰
۱۴	۳۰/۹۴	۴۷	۱	۱۹۶۸۵۸	۵۳۱۹۴
۱۵	۳۰/۵۰	۳۷	۱	۱۵۶۹۶۱	۵۱۰۱۷
۱۶	۳۰/۹۴	۳۵	۱	۱۴۶۶۷۳	۵۰۶۴۴
۱۷	۳۰/۹۴	۴۵	۱	۱۸۶۳۶۱	۵۲۵۱۱
۱۸	۰/۴۴	۴۰	۱	۱۷۱۵۵۹	۵۱۶۸۱

$Pr = 4.95, \quad x = 0.263, \quad T_{14} = 47, \quad \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{air}} = 1.95$
 $\eta_{II} = 73/0.4$

جدول ۴- بازده و تلفات انرژی اجزاء مختلف سیستم در حالت بهینه

جزء	اتلاف انرژی $[kw]$	بازده انرژی $[\%]$
Heat Source	۴۶/۳	۹۸/۷
Turbine	۳۱/۲	۹۹/۱
HTR	۱۵/۶	۹۹/۵
LTR	۳۳/۶	۹۹/۱
Precooler	۷/۳	۹۹/۱
Compressor 1	۱۰/۹	۹۹/۳
Compressor 2	۶/۸	۹۸/۹
HEX	۴۱/۲	۹۸/۶
Humidifier	۲/۳	۹۹/۸
Dehumidifier	۷	۹۹/۵

پیوست: روابط استفاده شده در محاسبه انرژی

آب شور

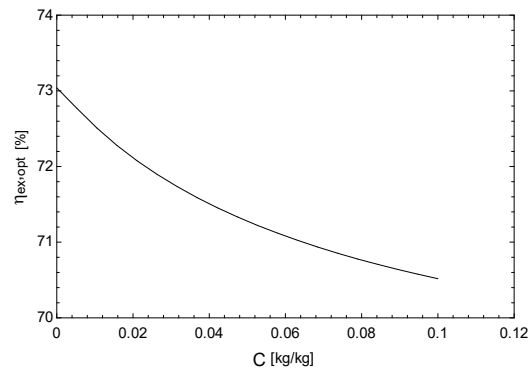
$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (پ۱)$$

در این بخش چگونگی محاسبه انرژی شیمیایی و فیزیکی برای جریان آب شور به طور مختصر شرح داده می‌شود:

مقدار انرژی شیمیایی استاندارد برای مواد مختلف بر اساس مقادیر ارائه شده برای مواد مرجع طبق رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد [۲۲].

$$\Delta G_r^o = \sum_i ex_{ch,i} - \sum_j ex_{ch,j} \quad (پ۲)$$

آب شور مخلوط ایده‌آل در نظر گرفته شده است و در مخلوط‌های



شکل ۱۵- تأثیر غلظت نمک بر بازده انرژی کل بهینه

- [10] Yari, M. (2012) 'A novel cogeneration cycle based on a recompression supercritical carbon dioxide cycle for waste heat recovery in nuclear power plants', *Int. J. Energy*, Vol. 10, No. 3, pp.346-364.
- [11] Zhao H, Deng Q, Huang W, Wang D, Feng Z. Thermodynamic and economic analysis and multi-objective optimization of supercritical CO2 Brayton cycles. *J Eng Gas Turbines Power*;138:081602, 2016.
- [12] Binotti M, Astolfi M, Campanari S, Manzolini G, Silva P. Preliminary assessment of sCO2 power cycles for application to CSP Solar Tower plants. *Energy Procedia*; 105,1116-22, 2017.
- [13] Ma Y, Zhang X, Liu M, Yan J, Liu J. Proposal and assessment of a novel supercritical CO2 Brayton cycle integrated with LiBr absorption chiller for concentrated solar power applications. *Energy*; 148: 839-54, 2018
- [14] Karan H. Mistry, Alexander Mitsos, John H. Lienhard, Optimal operating conditions and configurations for humidification-dehumidification desalination cycles, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 50, Issue 5, Pages 779-789, 2011.
- [15] Hadi Rostamzadeh, Amin Shekari Namin, Hadi Ghaebi, Majid Amidpour, Performance assessment and optimization of a humidification dehumidification (HDH) system driven by absorption-compression heat pump cycle, *Desalination*, Volume 447, Pages 84-101. 2018.
- [16] G.P. Narayan, M.H. Sharqawy, J.H. Lienhard V, S.M. Zubair, Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles, *Desalination Water Treat.* 16, 339-353, 2010.
- [17] K.H. Mistry, J.H. Lienhard V, S.M. Zubair, Effect of entropy generation on the performance of humidification dehumidification desalination cycles, *Int. J. Therm. Sci.* 49, 1837-1847, 2010.
- [18] Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., *Thermal Design and Optimization*. Wiley, New York, 1996.
- [19] L. Ariyanfar, M. Yari, E. Abdi Aghdam, Proposal and performance assessment of novel combined ORC and HDD cogeneration systems, *Applied Thermal Engineering*, Volume 108, Pages 296-311, 2016.
- [20] Klein SA, Alvarda F., *Engineering equation solver (EES)*. WI: F-chart Softwar, 2007.
- [21] Z. Mohammadi, M. Fallah, S.M. Seyed Mahmoudi, Advanced exergy analysis of recompression supercritical CO2 cycle, *Energy* 178 (2019) 631-643
- [22] Jan Szargut, Chemical Exergies of the Elements, *Applied Energy* 32, 269-286, 1989.
- [23] Mostafa H. Sharqawy, John H. Lienhard V, Syed M. Zubair, On exergy calculations of seawater with applications in desalination systems, *International Journal of Thermal Sciences* 50, 187-196, 2011

۹- مراجع

- [1] Saboora Khatoon, Shehryar Ishaque, Man-Hoe Kim, Modeling and analysis of air-cooled heat exchanger integrated with supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle, *Energy Conversion and Management*, Volume 232, , 113895], 2021.
- [2] Z. Mohammadi, M. Fallah, S.M. Seyed Mahmoudi, Advanced exergy analysis of recompression supercritical CO2 cycle, *Energy*, Volume 178, Pages 631-643, 2019.
- [3] Yadong Du, Ce Yang, Chenxing Hu, Mi Zhou, Thermodynamic design and Off-design investigation of nuclear power supercritical CO2 recompression cycle, *Nuclear Engineering and Design*, Volume 369, 110851, 2020.
- [4] Dostal V, Hejzlar P, Driscoll MJ. High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors. *Nucl Technol*; 154(3): 265-82, 2006.
- [5] Fehér EG. The supercritical thermodynamic power cycle. *Energy Convers*; 8: 85-90, 1968.
- [6] Ahn Y, Bae SJ, Kim M, Cho SK, Baik S, Lee JI, et al. Review of supercritical CO2 power cycle technology and current status of research and development. *Nucl. Eng. Technol.* 47:647-61, 2015.
- [7] Dostal V. *A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors*. PhD thesis, Department of Nuclear Engineering, Massachusetts Institute of Technology, USA; 2004.
- [8] Dostal, V., Hejzlar, P., Driscoll, M.J., 2006b. The supercritical carbon dioxide power cycle: Comparison to other advanced power cycles. *Nucl. Technol.* 154 (3), 283-301.
- [9] Sarkar J. Second law analysis of supercritical CO2 recompression Brayton cycle. *Energy*; 34(9): 1172-8, 2009.