

پیشنهاد و تحلیل ترمودینامیکی چرخه‌های ترکیبی جدید برای تون-رانکین خورشیدی جهت تولید توان در فضا

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران، zahiri23afzal@gmail.com
دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران، mosaffa@azaruniv.edu

افضل ظهیری آغجه دیزج

امیرحسین مصفا*

چکیده

در فضا به دلیل دما و فشار خیلی پایین و شدت تابش خیلی زیاد، می‌توان به بازدهی نزدیک به بازده چرخه کارنو دست یافت. در این مطالعه چرخه‌های ترکیبی جدید برای تون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی و برای تون بازگرمایشی با سرمایش میانی-رانکین بازگرمایشی، با سیال‌های عامل نیتروژن، هیدروژن و آرگون بررسی شده است. در چرخه‌های فضایی، مهمترین هدف داشتن وزن کمتر چرخه‌ها است تا هزینه‌ی انتقال تجهیزات کاهش یابد. در نتیجه نسبت توان چرخه به مساحت انتقال دهنده‌ی گرمای رادیاتور دارای اهمیت ویژه است. نتایج نشان می‌دهد بیشترین نسبت توان چرخه به مساحت رادیاتور برای چرخه ترکیبی برای تون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی بدون بازیاب ۲ با سیال عامل نیتروژن با مقدار ۰/۹۱۲ می‌باشد. همچنین، بیشترین بازده‌های گرمایی و انرژی با مقدار تقریباً ۸۹ درصد متعلق به چرخه ترکیبی برای تون بازگرمایشی با سرمایش میانی-رانکین بازگرمایشی با سیال عامل هیدروژن می‌باشد. نتایج حاصل از مقایسه‌ی چرخه ترکیبی برای تون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی با چرخه ترکیبی برای تون بازگرمایشی با سرمایش میانی-رانکین بازگرمایشی نشان می‌دهد که چرخه با سرمایش، دارای توان تولیدی و بازده‌های گرمایی و انرژی بالاتر، نابودی انرژی کمتر و نسبت توان چرخه به سطح رادیاتور پایین‌تر می‌باشد. **واژه‌های کلیدی:** چرخه ترکیبی، نسبت توان به مساحت انتقال دهنده‌ی گرمای رادیاتور، تولید توان در فضا، بازده انرژی.

Proposal and Thermodynamic Analysis of the Novel Solar Combined Brayton-Rankine Cycles for Space Power Generating

A. Zahiri Aghjeh Dizaj
A. H. Mosaffa

Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran
Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran

Abstract

Due to the very low temperature and pressure and the high radiation intensity in the space, it could be possible to achieve Carnot efficiency in thermodynamic cycles. In this study, two new combined cycles including reheat regenerative Brayton, reheat regenerative Rankine and reheat regenerative Brayton with intercooling subsystems are investigated thermodynamically with Nitrogen, Hydrogen and Argon as working fluid. Due to the reduction of transportation costs, the weight of the space power generation systems is important. The results show that highest power to radiator area ratio belongs to Nitrogen Reheat Regenerative Brayton-Reheat Regenerative Rankine cycle without heat recovery heat exchanger as 0.912. Also, Hydrogen Intercooling Reheat Regenerative Brayton-Reheat Regenerative Rankine cycle has the highest thermal and exergy efficiencies of about 89%. The comparison results of Reheat Regenerative Brayton-Reheat Regenerative Rankine cycle with Intercooling Reheat Regenerative Brayton-Reheat Regenerative Rankine one show that the cycle with intercooling has the higher power generation, higher thermal and exergy efficiencies, lower exergy destruction and lower power to radiator area ratio.

Keywords: Combined cycle; Ratio of power to heat transfer surface area; Radiator; Space power system; Energy efficiency.

اثرات زیست محیطی آنها و ۳- استفاده مؤثرتر از انرژی خورشیدی. نشر و تولید توان در فضا در چند دهه گذشته، نوید آینده‌ای روشن را برای تولید توان مورد نیاز بشر، هم برای مصارف زمینی و هم فضایی، می‌دهد [۱، ۲]. توان تولید شده در فضا بوسیله امواج میکروویو به زمین فرستاده می‌شود [۳]. گالو و ال گنک [۴] یک واحد برای تون چرخان با سیال عامل مخلوط گازهای هلیوم و نئون طراحی و تحلیل کردند که راندمانی در حدود ۲۶٪ بدست آمد. بیوندی و تورو [۵] کاهش وزن یک چرخه‌ی تولید توان برای تون جهت تولید توان در فضا را با استفاده از جمع کننده‌های خورشیدی سهموی مورد تحقیق قرار دادند. آنها نشان دادند که یکی از مهمترین عوامل، انتخاب سیال عامل و طراحی رادیاتور است. سیال عامل علاوه بر تأثیر در مقدار بازده انرژی، در وزن کل سیستم هم تأثیرگذار است. همچنین رادیاتور

۱- مقدمه

سهم عمده‌ی تولید انرژی جهان را سوخت‌های فسیلی به خود اختصاص داده‌اند. اما پایان پذیر بودن این منابع و اثرات نامناسب محیطی گازهای حاصل از احتراق آنها، باعث شده است استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر را به عنوان جایگزین این سوخت‌ها مورد توجه قرار داده است. فضا به دلیل داشتن دما و فشار پایین (دما ۳ کلوین و فشار نزدیک به خلاء) و تابش مداوم و خیلی زیاد خورشید، امکان دستیابی به بازده‌های خیلی بالا و نزدیک به بازده چرخه کارنو را برای چرخه‌های ترمودینامیکی فراهم می‌کند. تولید توان در فضا سه هدف مهم را دنبال می‌کند: ۱- کاهش عمده‌ی گازهای گلخانه‌ای و سایر آلاینده‌ها، ۲- کاهش نیاز به تولید توان نیروگاه‌های زمینی و کاهش

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mosaffa@azaruniv.edu

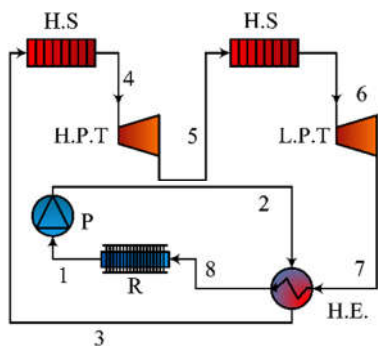
بزرگترین و سنگین‌ترین جزء سیستم‌های تولید توان فضایی است. کاهش وزن کلی سیستم به دلیل ارتباط مستقیم با هزینه‌ی انتقال به فضا، در حقیقت مهم‌ترین هدف در طراحی این سیستم‌ها به شمار می‌رود [۶]. بنابراین در تحلیل ترمودینامیکی این سیستم‌ها، باید بهترین موازنه بین بازده انرژی و نرخ توان کل سیستم به وزن رادیاتور ایجاد گردد. در همه مطالعات تولید توان فضایی، چرخه‌های رانکین، برایتون و سپس استرلینگ مورد توجه بوده‌اند. چرخه‌ی رانکین، به دلیل نرخ بالای توان تولیدی در مقایسه با سیستم‌های تولید توان گازی، بازده بالاتری دارد. در چرخه‌ی رانکین، به دلیل بالا بودن ضریب انتقال گرما، فلزات مایع در گردآورها و رادیاتورها به عنوان سیال عامل مورد توجه بوده‌اند [۷]. تورو و لیور [۸] چرخه‌های برایتون، رانکین و استرلینگ را برای تولید توان در فضا مطالعه کردند. نتایج نشان داد که چرخه‌ی رانکین دارای بالاترین بازده انرژی و آگرژی است. اما رادیاتور بسیار بزرگ این چرخه در مقایسه با چرخه‌های برایتون و استرلینگ یک عیب اصلی بود. وانگ و همکاران [۹] یک رادیاتور لوله گرمایی را به صورت عددی طراحی کردند و نشان دادند که افزایش ۴۰ کلون در دمای کارکرد رادیاتور منجر به افزایش ۲۰ درصد در نرخ انتقال گرما از رادیاتور می‌شود. ماساردو و آگازانی [۱۰، ۱۱] نشان دادند که با استفاده از چرخه‌ی دینامیک ترکیبی خورشیدی، چرخه‌ی برایتون بسته با یک چرخه‌ی رانکین آلی می‌توان بازده را تا ۴ درصد بهبود بخشید. اما کاهش پارامترهای مخصوص مانند مساحت و جرم، برای توجیه استفاده از این سیستم‌های پیچیده در مقایسه با چرخه‌ی ساده برایتون بسته، جزئی بود. تارلکی و همکاران [۱۲] با بررسی چرخه‌های برایتون، رانکین و اریکسون و سیال‌های عامل مختلف برای تولید توان در فضا در شرایط یکسان و مشخص، دریافتند که گازهای دو اتمی بهترین عملکرد را در این چرخه‌ها دارند.

چرخه‌ی برایتون علی‌رغم بازده پایین تر، به دلیل رادیاتور کوچکتر همیشه مورد توجه بوده است. چون وزن کلی سیستم ارتباط مستقیم با هزینه انتقال سیستم به فضا دارد و از طرفی رادیاتور بزرگترین و سنگین‌ترین جزء در چرخه‌های تولید توان فضایی می‌باشد، بنابراین کاهش اندازه رادیاتور تأثیر فراوانی در عملیاتی شدن چرخه‌های فضایی دارد. در همه‌ی پژوهش‌هایی که انجام گرفته است، افزایش نسبت توان چرخه به مساحت انتقال گرمای رادیاتور یکی از مهم‌ترین اهداف بوده است. مهم‌ترین عوامل در تعیین اندازه رادیاتور، جنس رادیاتور و نوع سیال عامل چرخه می‌باشد. در این پژوهش، دو چرخه‌ی ترکیبی جدید برایتون-رانکین با سیال‌های عامل مختلف پیشنهاد شده است. چرخه‌های پیشنهادی، از دیدگاه انرژی و آگرژی، تعیین نرخ توان چرخه به مساحت انتقال گرمای رادیاتور، مقدار توان نابودی آگرژی مورد بررسی قرار گرفته و با چرخه‌های ترکیبی پایه (که در کارهای گذشته پیشنهاد شده‌اند) مقایسه شده است تا میزان بهبود عملکرد و کاهش وزن کلی در سیستم‌های پیشنهادی مشخص گردد.

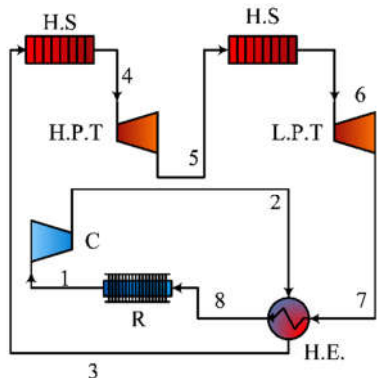
۲- توصیف سیستم‌ها

۲-۱- چرخه‌های پایه‌ی رانکین و برایتون

طرحواره‌های چرخه‌های رانکین با بازتاب و بازگرمایش^۱، برایتون با بازتاب و بازگرمایش^۲ که به عنوان چرخه‌های پایه [۸] در این مطالعه مورد استفاده قرار گرفته است، در شکل‌های ۱ و ۲ نشان داده شده است. تفاوت اساسی چرخه‌های برایتون و رانکین فضایی با نوع زمینی آنها در نوع انتقال گرما به محیط است. در چرخه‌های زمینی در داخل مبادله‌کن گرمایی، انتقال گرما از سیال عامل به سطح مبادله‌کن گرمایی به روش جابجایی، در بدنه مبادله‌کن به روش هدایت و از سطح مبادله‌کن به محیط بیرون به روش جابجایی صورت می‌پذیرد. اما در چرخه‌های فضایی، به دلیل عدم وجود ماده، انتقال گرما از سطح مبادله‌کن به محیط بیرون تنها از طریق تشعشع امکان پذیر است. این نوع انتقال گرما در فضا و در دماهای پایین، مستلزم داشتن سطح انتقال گرمای بزرگ است و یکی از اساسی‌ترین محدودیت‌های تولید توان در فضا می‌باشد. در نتیجه کاهش اندازه‌ی آن یکی از اهداف اصلی در این مطالعه خواهد بود.



شکل ۱- طرحواره‌ی چرخه‌ی رانکین با بازتاب و بازگرمایش



شکل ۲- طرحواره‌ی چرخه‌ی برایتون با بازتاب و بازگرمایش

۲-۲- چرخه‌های ترکیبی پیشنهادی رانکین- برایتون

هدفی که از ترکیب چرخه‌ها دنبال می‌شود، افزایش راندمان کلی با استفاده از گرمای اتلافی یک چرخه توسط چرخه‌ای دیگر به عنوان

¹ Reheat Regenerative Rankine cycle (RRR)

² Reheat Regenerative Brayton cycle (RRB)

$$\sum \dot{E}x_{in} = \sum \dot{E}x_{out} - \dot{W}_c + \dot{E}x_{D,c} \quad (6)$$

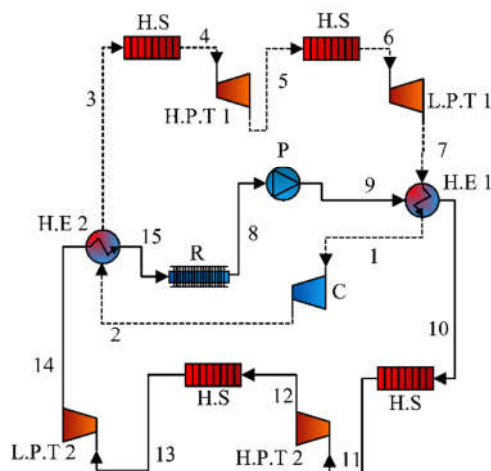
$$\sum \dot{E}x_{in} = \sum \dot{E}x_{out} - \dot{W}_p + \dot{E}x_{D,p} \quad (7)$$

فرایند مهمی اجزاء به جز رادیاتور و دریافت کننده گرمای خورشیدی بی دررو در نظر گرفته شده است. برای محاسبه نابودی انرژی در رادیاتور و دریافت کننده گرمای خورشیدی از معادله‌های (۸) و (۹) استفاده می‌شود.

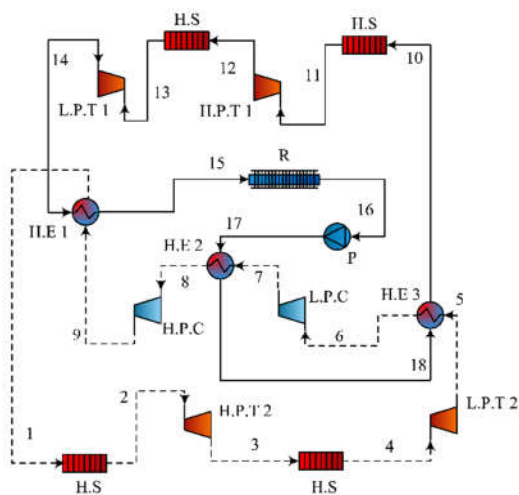
$$\sum \dot{E}x_{in} + \dot{E}x_{Q_f} = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_{D,r} \quad (8)$$

$$\sum \dot{E}x_{in} + \dot{E}x_{Q_{sun}} = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_{D,HS} \quad (9)$$

در معادله (۸) به دلیل دفع گرما به محیط با دمای T_0 ، $\dot{E}x_{Q_f}$ برابر صفر می‌باشد. در معادله (۹) انرژی خورشیدی گرمایی خورشید است که توسط دریافت کننده‌های خورشیدی به چرخه‌ها وارد می‌شود و از رابطه (۱۰) قابل محاسبه است [۱۴].



شکل ۳- طرحواره‌ی چرخه‌ی ترکیبی برایتون بازگرمایشی با رانکین بازگرمایشی



شکل ۴- طرحواره‌ی چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی با سرمایش میانی با رانکین بازگرمایشی

$$\dot{E}x_{Q_{sun}} = \dot{Q}_{HS}(1 - T_0/T_{sun}); \quad T_{sun} = 5778 \text{ K} \quad (10)$$

منبع گرما، می‌باشد. اما در چرخه‌های ترکیبی پیشنهادی در این مطالعه هدفی متفاوت از ترکیب چرخه‌ها دنبال می‌شود. در چرخه‌های فضایی به دلیل ارتباط مستقیم وزن چرخه با هزینه‌های اقتصادی ناشی از نقل و انتقال به فضا، هر قدر چرخه وزن کمتری داشته باشد اقتصادی تر خواهد بود. از طرفی چون رادیاتور سنگین ترین جزء چرخه‌های فضایی است، هرچه مساحت لازم برای دفع گرما به فضا کاهش پیدا کند، سیستم اقتصادی تر خواهد بود. چون چرخه‌ی رانکین در دماهای پایین تری نسبت به چرخه‌ی برایتون کار می‌کند، در نتیجه می‌توان از چرخه‌ی رانکین برای خنک کاری چرخه‌ی برایتون به جای رادیاتور استفاده کرد. برای این کار در محل خروجی پمپ چرخه‌ی رانکین که کمترین دما را دارد یک مبادله‌کن گرمایی تعبیه می‌گردد و در چرخه‌ی برایتون سیال عامل قبل از ورود به کمپرسور توسط این مبادله‌کن گرمایی، خنک می‌گردد. بدین ترتیب رادیاتور چرخه‌ی برایتون حذف شده و در نتیجه وزن چرخه‌ی ترکیبی در مقایسه با مجموع دو چرخه‌ی برایتون و رانکین به طور مجزا، در شرایط یکسان و توان تولیدی مساوی، کمتر خواهد شد. شکل ۳ نشان دهنده‌ی چرخه‌ی ترکیبی برایتون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی (RRB-RRR) است که در آن مبادله‌کن گرمایی ۱ به عنوان رادیاتور چرخه‌ی برایتون در نظر گرفته شده است و مبادله‌کن گرمایی ۲ یک مبادله‌کن گرمایی معمولی می‌باشد. شکل ۴ نشان دهنده‌ی چرخه‌ی ترکیبی برایتون بازگرمایشی با سرمایش میانی^۱-رانکین بازگرمایشی (IRRB-RRR) است که در آن مبادله‌کن گرمایی ۳ به عنوان رادیاتور فشار پایین و مبادله‌کن گرمایی ۲ به عنوان رادیاتور فشار بالا چرخه‌ی برایتون استفاده شده است و مبادله‌کن گرمایی ۱ یک مبادله‌کن گرمایی معمولی می‌باشد.

۳- تحلیل ترمودینامیکی اجزاء

در تمامی اجزاء معادله‌ی قانون اول ترمودینامیک برای فرایند پایا در غیاب تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی و موازنه انرژی به ترتیب به صورت معادله‌های (۱) و (۲) است.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum (\dot{m}h)_{out} - \sum (\dot{m}h)_{in} \quad (1)$$

$$\sum \dot{E}x_{in} + \dot{E}x_{Q} = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{W} + \dot{E}x_{D} \quad (2)$$

که در آن \dot{W} توان، \dot{Q} آهنگ گرمای منتقل شده، h آنتالپی، \dot{m} دبی جرمی، $\dot{E}x$ نرخ انرژی جرمی، $\dot{E}x_{Q}$ انرژی جرمی منتقل شده و در نهایت $\dot{E}x_{D}$ نرخ نابودی انرژی در اجزاء چرخه می‌باشد [۱۳]. موازنه انرژی در مبادله‌کن‌های گرمایی داخلی بصورت معادله‌ی (۳) می‌باشد:

$$(h_{out} - h_{in})_{Rankine} = \gamma (h_{in} - h_{out})_{Brayton} \quad (3)$$

که در آن γ نسبت دبی‌های جرمی سیال عامل در چرخه‌ی برایتون به چرخه‌ی رانکین است. برای بدست آوردن انرژی جرمی نقاط از معادله‌ی (۴) استفاده می‌شود.

$$\dot{E}x = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (4)$$

h_0 و s_0 به ترتیب آنتالپی و آنتروپی ماده در حالت مرده (دما T_0 و فشار P_0) می‌باشند. برای محاسبه تخریب انرژی در توربین، کمپرسور و پمپ به ترتیب از روابط (۵) تا (۷) استفاده می‌شود.

$$\sum \dot{E}x_{in} = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{W}_t + \dot{E}x_{D,t} \quad (5)$$

¹ Reheat Regenerative Brayton cycle with Intercooling (IRRB)

که در آن \dot{Q}_{HS} گرمای جذب شده در هر دریافت کننده‌ی خورشیدی است. برای فرآیندهای تراکمی و انبساطی توأم با اصطکاک سیال در کمپرسور و توربین، بازده پلی‌تروپیک به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۵]. معادله‌های (۱۱) و (۱۲) به ترتیب بیانگر بازده پلی‌تروپیک کمپرسور و توربین هستند.

$$\eta_{p,c} = 0.916 - 0.0175[\ln(1/r_c)]; r_c = (P_c/P_i)_c \quad (11)$$

$$\eta_{p,t} = 0.932 - 0.0117(\ln r_t); r_t = (P_i/P_e)_t \quad (12)$$

که در آنها r_c و r_t به ترتیب نسبت تراکم کمپرسور و نسبت انبساط توربین است که یکی از پارامترهای مهم و تأثیرگذار در محاسبات می‌باشد. برای بدست آوردن دمای سیال عامل در خروجی کمپرسور و توربین به ترتیب از معادله‌های (۱۳) و (۱۴) استفاده می‌شود [۱۵].

$$(T_e/T_i)_c = r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{p,c}}; \gamma = c_p/c_v \quad (13)$$

$$(T_i/T_e)_t = r_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{p,t}} \quad (14)$$

معادله‌ی (۱۵) برای محاسبه سطح رادیاتور مورد نیاز برای دفع گرما از سیستم به کار می‌رود. در این معادله \dot{Q}_r گرمای منتقل شده به فضا از طریق رادیاتور می‌باشد. U_r ضریب انتقال گرمای کلی و ΔT_{LMTD} اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در رادیاتور است.

$$A_r = \frac{\dot{Q}_r}{U_r \times \Delta T_{LMTD}} \quad (15)$$

معادله‌ی (۱۶) برای محاسبه اختلاف دمای متوسط لگاریتمی بکار می‌رود:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{in}-T_0)-(T_{out}-T_0)}{\ln \frac{(T_{in}-T_0)}{(T_{out}-T_0)}} \quad (16)$$

در این معادله، T_{in} دمای ورودی رادیاتور، T_{out} دمای خروجی رادیاتور و T_0 دمای فضا می‌باشد. برای بدست آوردن ضریب انتقال گرمای کل رادیاتور، از معادله‌ی (۱۷) استفاده می‌شود.

$$U_r = \frac{1}{R_{cond} + R_{conv} + R_{rad}} = \frac{1}{\frac{t}{k} + \frac{1}{\alpha_{conv}} + \frac{1}{\alpha_{rad}}} \quad (17)$$

در معادله‌ی (۱۷) t ضخامت رادیاتور و k رسانایی گرمایی هستند. همچنین، α_{conv} ضریب انتقال گرمای جابجایی و α_{rad} ضریب انتقال گرمای تابشی می‌باشند. با فرض اینکه سرعت سیال یک سوم سرعت صوت محاسبه شده بر اساس خواص سیال (جدول ۳) باشد [۹]، ضرایب انتقال گرمای جابجایی برای جریان متلاطم و انتقال گرمای تابشی به ترتیب از معادلات (۱۸) و (۱۹) محاسبه می‌شوند [۱۶].

$$\alpha_{conv} = \frac{0.023 \times k_f}{\delta} Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (18)$$

$$\alpha_{rad} = \sigma (\Delta T_{LMTD} + T_0) (\Delta T_{LMTD}^2 + T_0^2) \quad (19)$$

در اینجا ضریب نشر برابر ۱ فرض شده است [۸]. معادله‌ی (۲۰) بیانگر نرخ توان تولید شده‌ی چرخه به سطح انتقال گرمای رادیاتور است. مقدار این پارامتر هرچه قدر بزرگتر باشد مطلوب است که معنی آن سبکتر شدن رادیاتور به ازای تولید توان ثابت یا تولید توان بیشتر به ازای وزن رادیاتور ثابت است.

$$\xi = \frac{\dot{W}_{net}}{A_r} \quad (20)$$

معادله‌ی (۲۱) برای محاسبه بازده انرژی کل سیستم و معادله‌ی (۲۲) برای محاسبه بازده انرژی سیستم بکار می‌رود.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\sum \dot{Q}_{HS}} \quad (21)$$

$$\psi = \frac{\dot{W}_{net}}{\sum \dot{E}x_{Q_{sun}}} \quad (22)$$

۴- نتایج

۴-۱- فرضیات و محدودیت‌ها

برای اطمینان از ورود بخار مافوق گرم به کمپرسور، دما و فشار برای سیال‌های عامل به ترتیب ۲۰۰ کلوین و ۱ بار فرض شده است. شرایط سیال عامل در ورودی پمپ با توجه به دما و فشار نقطه سه‌گانه به گونه‌ای انتخاب شده است که بیشترین نسبت انبساط ممکن در توربین اتفاق بیفتد. این مقادیر در جدول ۱ آورده شده است. چرخه‌ها، در شرایط پایا تحلیل شده و از تغییرات انرژی جنبشی، پتانسیل، افت فشار در لوله‌های رابط، منبع گرم، رادیاتور و مبادله‌کن‌های گرمایی صرف‌نظر شده است، در تحلیل‌ها، دبی جرمی سیال عامل در چرخه‌ی رانکین واحد بوده و رادیاتور از جنس آلومینیوم و از نوع پره و لوله در نظر گرفته شده است. سایر داده‌های مورد استفاده در شبیه‌سازی در جدول ۲ آمده است [۸].

جدول ۱- شرایط سیال‌های عامل در نقطه سه‌گانه، ورودی پمپ و کمپرسور

سیال‌های عامل	دمای نقطه سه‌گانه (K)	فشار نقطه سه‌گانه (bar)	شرایط ورودی پمپ
Ar	۸۳/۳	۰/۶۹	۹۰ K، ۰/۵ bar
N ₂	۶۳/۱۵	۰/۱۲۵۲	۷۰ K، ۰/۵ Bar
H ₂	۱۳/۹۶	۰/۰۷۳۵	۲۰ K، ۰/۳ bar

جدول ۲- داده‌های اولیه چرخه‌ها [۸]

۳ K	دمای محیط
۱۰ ^{-۱} bar	فشار محیط
۲۰۰ K	دمای ورودی کمپرسور
۱ bar	فشار ورودی کمپرسور
۱۰	نسبت تراکم کمپرسور
۱۰۰۰	نسبت تراکم پمپ
۲۰ K	کمترین اختلاف دما در مبادله‌کن‌ها
٪۹۰	بازده آیزنتروپیک پمپ
۰/۳ mm	ضخامت رادیاتور (t)
۰/۵ mm	قطر لوله‌های رادیاتور (δ)
۱۱/۵ mm	فاصله بین لوله‌ها در رادیاتور

۴-۲- اعتبار سنجی نتایج

جهت اطمینان از درستی روند تحلیل، چرخه‌های پایه با سیال عامل نیتروژن بوسیله برنامه حاضر مجدداً شبیه‌سازی شده و نتایج حاصل در جدول ۳ برای مقایسه آورده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود، حداکثر اختلاف بین نتایج [۸] با نتایج حاصل از شبیه‌سازی حاضر برای نیتروژن، ۳/۵ درصد است. بنابراین می‌توان گفت که نتایج این مطالعه از اعتبار قابل قبولی برخوردار می‌باشد.

۴-۳- فضا به عنوان محیط

دو عامل اساسی که در عملکرد چرخه‌های فضایی تأثیرگذار هستند، رادیاتور (جهت انتقال و دفع گرما از چرخه) و شرایط مرده‌ی فضا است. فضا دمایی حدود ۳ کلوین دارد. اما فشار در فضا به دلیل حرکت اجسام، در قسمت‌های مختلف این اجسام متفاوت است. در

۴-۵- تحلیل پارامتری

دمای ورودی در همه‌ی توربین‌ها و در هر دو چرخه‌ی ترکیبی و با هر سیال عاملی مقدار ثابت ۱۵۰۰ کلونین انتخاب شده است. نسبت فشار کمپرسور برای همه‌ی سیال‌های عامل ۱۰ و نسبت انبساط توربین‌ها با هم برابر فرض شده است. اما به دلیل شرایط ورودی متفاوت در پمپ، فشار در خروجی پمپ برای سیال‌های عامل مختلف متفاوت است.

اختلاف دمای متوسط لگاریتمی و ضریب انتقال گرمای کل از موارد تعیین کننده در مساحت رادیاتور هستند. اگر دمای ورودی رادیاتور افزایش پیدا کند و همزمان دمای خروجی رادیاتور ثابت داشته باشد، مساحت رادیاتور کاهش پیدا می‌کند، اما به دلیل افزایش مقدار گرمای دفع شده، بازده انرژی هم کاهش پیدا می‌کند. همچنین هر قدر اختلاف دمای ورودی و خروجی رادیاتور با دمای محیط کمتر شود، به دلیل کاهش اثر تشعشع، مساحت بزرگتری برای دفع گرمای لازم می‌گردد. به همین دلیل است که سیال‌هایی که نقطه چگالش پایین‌تری دارند، نسبت توان به سطح پایین‌تری دارند ولی به دلیل بالاتر بودن اختلاف دمای ورودی توربین با ورودی کمپرسور بازده بالاتری دارند. بنابراین نسبت توان به سطح و بازده انرژی رابطه معکوس دارند. با افزایش بازده انرژی، مساحت رادیاتور نیز افزایش می‌یابد و همچنین با کاهش بازده گرمایی، مساحت رادیاتور کاهش می‌یابد. عوامل مؤثر دیگر در مقدار تولید توان و بازده و مساحت رادیاتور (که متأثر از تغییر در دمای ورودی رادیاتور خواهد بود)، ظرفیت گرمایی ویژه، نسبت گرمای ویژه، بازده پلای تروپیک و نسبت فشار است. بالا بودن ظرفیت گرمایی ویژه باعث جذب گرمای بیشتر شده و در نتیجه بازده گرمایی چرخه‌ها افزایش می‌یابد. از این دیدگاه، هیدروژن با ظرفیت گرمایی ۱۴/۵۴ kJ/kg.K بهترین سیال عامل انتخابی می‌باشد. همچنین، نسبت گرمای ویژه، بازده پلای تروپیک و نسبت فشار تأثیر چشمگیری روی دمای خروجی توربین‌ها و در نتیجه گرمای مبادله شده در مبادله‌کن‌ها خواهد داشت. از این دیدگاه نیز هیدروژن و نیتروژن بهترین عملکرد را خواهند داشت [۱۲]. مسأله‌ای که وجود دارد این است که آیا بازده بالاتر با رادیاتور بزرگتر با صرفه می‌باشد یا بازده پایین‌تر با رادیاتور کوچکتر؟ واضح است که تأمین گرما در چرخه‌های زمینی از پرهزینه‌ترین و سخت‌ترین اقدامات لازم برای تولید توان است. اما در چرخه‌های فضایی به دلیل اینکه گرمای خورشید با شدت تابش خیلی بالا نسبت به زمین (به دلیل زاویه تابش مستقیم و دریافت تمام انرژی ساطع شده از خورشید) به وفور در دسترس قرار می‌گیرد، به جز دریافت کننده‌های خورشیدی، نسبت به چرخه‌های زمینی، هزینه‌ی دیگری ندارد. در مقابل، هزینه‌ی انتقال چرخه‌ها به فضا زیاد است و هرچه قدر چرخه سبک‌تر باشد هزینه کلی کمتر خواهد شد. بنا به دلایل فوق، وزن چرخه مهم‌ترین مسأله در چرخه‌های فضایی است. برای توجیه استفاده از چرخه‌های ترکیبی پیشنهاد شده، باید این چرخه‌ها با چرخه‌های پایه مقایسه گردد. در شرایط کارکرد یکسان برای چرخه‌های پایه و چرخه‌ی پیشنهادی RRB-RRR بدون مبادله‌کن گرمایی داخلی ۲ (مابین خروجی کمپرسور چرخه برایتون و خروجی توربین کم فشار چرخه رانکین)، پارامترهای عملکردی آنها برای سیال عامل آرگون محاسبه و در جدول ۴ نشان داده شده است.

فاصله ۳۲۰ کیلومتری از سطح زمین (مدار پایین زمین) فشار در قسمت جلوی جزئی که در مدار در حال حرکت است، حدود 10^{-8} بار و در قسمت پشت آن 10^{-10} بار خواهد بود. بنابراین فشار در این مطالعه 10^{-8} بار انتخاب شده است [۶]. چرخه‌ها نیز در این موقعیت از فضا مورد تحلیل قرار گرفته است. در این شرایط بازده چرخه‌های ترمودینامیکی کارنو نزدیک به ۱۰۰ درصد خواهد شد. انرژی که از خورشید ساطع می‌شود، مقداری توسط ذرات معلق در جو جذب شده و باعث افزایش دمای جو می‌شود و مقداری نیز منعکس گردیده و بقیه در سطح زمین در دسترس قرار می‌گیرد. البته این مقدار در زمانی که آسمان ابری باشد، به شدت کاهش خواهد یافت. اما در خارج از جو به دلیل نبود ذرات معلق و عدم تغییر در شرایط محیط تمام انرژی ساطع شده از خورشید در دسترس قرار می‌گیرد و میزان دریافت انرژی از خورشید در فضا، به ازای سطح مشخصی از جذب کننده‌ی انرژی خورشیدی، در مقایسه با سطح زمین افزایش می‌یابد. میزان تابش انرژی گرمایی خورشید در سطح زمین 850 W/m^2 و در مدار پایین زمین (فاصله ۳۲۰ کیلومتری از سطح زمین) 1365 W/m^2 می‌باشد [۱۵].

جدول ۲- اعتبار سنجی نتایج چرخه‌های پایه با سیال عامل نیتروژن

چرخه‌ها	RRB		RRR	
	کار حاضر	مرجع [۸]	کار حاضر	مرجع [۸]
TIC (K)	۲۰۰	۲۰۰	-	-
TIP (K)	-	-	۶۴	۶۴
TIT (K)	۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۵۰۰
PIC (bar)	۱	۱	-	-
PIP (bar)	-	-	۰/۱۵	۰/۱۵
η (%)	۶۶/۶۰	۶۸/۹۸	۸۸/۹	۸۸/۵۷
ψ (%)	۷۱/۱۱	۶۹/۱۴	۸۹/۳۴	۸۹/۸۵
ξ (kW/m ²)	۱/۰۳۷	۱/۰۵۹	۰/۰۱۱۷	۰/۰۱۲
\dot{W}_{net} (kW)	-	۵۷۱	-	۱۸۵۶
A_r (m ²)	-	۵۴۰	-	۱۴۹۷۷۳

۴-۴- سیال‌های عامل

بررسی و انتخاب سیال عامل مورد استفاده در سیستم، بخش مهمی از تحلیل چرخه‌های ترمودینامیکی می‌باشد. سیال‌های عامل خواص متفاوتی نسبت به هم دارند و همین تفاوت باعث بدست آمدن جواب‌های متفاوت و مختلف در چرخه‌های یکسان خواهد بود. این خواص بر بازده انرژی و انرژی، مساحت سطح انتقال گرما و مساحت جمع‌کننده‌های گرمای خورشیدی تأثیر قابل توجهی دارد. تارلکی و همکاران [۱۲] نشان داد که در چرخه‌ی برایتون، نیتروژن بهترین عملکرد را از نظر بازده انرژی و انرژی و نرخ توان چرخه به مساحت انتقال گرمای رادیاتور دارد و در چرخه‌ی رانکین، آرگون از این منظر بهترین عملکرد را دارد. این گازها عمدتاً یک و دو جزئی هستند. در این مطالعه نیتروژن، هیدروژن و آرگون به عنوان سیال عامل در نظر گرفته شده است. گرماهای ویژه، فشار و دمای سیال در نقطه سه‌گانه مهم‌ترین خصوصیت‌هایی هستند که تأثیر قابل توجهی در بازده انرژی و انرژی و نرخ توان چرخه به مساحت انتقال گرمای رادیاتور دارند.

جدول ۴- نتایج شبیه سازی چرخه های پایه و ترکیبی برایتون بازگرماپیشی- رانکین بازگرماپیشی با سیال عامل آرگون

پارامترها	RRR	RRB	RRB-RRR
بدون بازیاب ۲			
PIP (bar)	۱/۵	-	۱/۵
TIP (K)	۹۰	-	۹۰
T_p	۱۰۰۰	-	۱۰۰۰
T_c	-	۱۰	۱۰
PIC (bar)	-	۱	۱
TIC (K)	-	۲۰۰	۲۰۰
TIT (K)	۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۵۰۰
η (%)	۹۰/۵۳	۶۷/۳۹	۸۲/۲۵
ψ (%)	۸۵/۴	۶۶/۱۶	۸۲/۳
ξ (kW/m ²)	۰/۰۳۳	۱/۵۷۵	۰/۵۷
\dot{W}_{net} (kW)	۱۰۹۷	۳۷۰/۲	۱۶۲۲
A_r (m ²)	۳۳۲۲۵	۲۳۵/۱	۲۸۴۶
$\dot{E}_{X,D,total}$ (kW)	۱۱۴/۲	۱۷۸/۸	۳۴۹

داشت. البته کاهش دمای ورودی به کمپرسور شرایط استفاده از بازیاب ۲ را فراهم می کند. به عنوان مثال در چرخه ی با بازیاب ۲، با کاهش دمای ورودی کمپرسور به ۱۵۰ کلوین، بازده گرمایی نسبت به چرخه ی بدون بازیاب کمتر از ۱ درصد بهبود یافته و نسبت توان به سطح رادیاتور 0.06 kW/m^2 کاهش می یابد. همانطور که مشاهده می شود، استفاده از هیدروژن بجای نیتروژن در چرخه ی RRB-RRR با بازیاب ۲، باعث افزایش چشمگیری در توان تولیدی می شود. این افزایش توان به دلیل بالا بودن ظرفیت گرمایی ویژه هیدروژن است که تحت شرایط کارکرد یکسان با نیتروژن، در دریافت کننده های خورشیدی گرمای بیشتری را جذب کرده و در نتیجه توان تولیدی افزایش یافته ولی بازده گرمایی و بازده انرژی چندان بهبودی نداشته اند. همچنین افزایش انرژی گرمایی ورودی به چرخه، افزایش مقدار انرژی دفع شونده به محیط را به دنبال خواهد داشت که این امر به نوبه خود باعث افزایش مساحت انتقال دهنده گرمای رادیاتور و در نتیجه وزن کلی چرخه خواهد شد. نبودن اجزای مختلف چرخه ی RRB-RRR با سیال های عامل مختلف و برای حالت های با و بدون بازیاب در جدول ۶ نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می گردد، نبودن اجزای رادیاتور نسبت به سایر اجزاء بسیار بیشتر بوده سهم عمده ای از نبودن اجزای کل چرخه ی RRB-RRR را با هر سیال عاملی شامل می شود. دلیل آن نیز اختلاف دمای بسیار زیاد بین سیال عامل در رادیاتور و محیط بیرون رادیاتور است.

جدول ۷ نشان دهنده ی نتایج حاصل از مدل سازی چرخه ی IRRB-RRR است. در این چرخه، به علت سرمایه ی میانی کار مصرفی کمپرسور نسبت به چرخه ی RRB-RRR کاهش خواهد یافت. در این حالت، موازنه انرژی همزمان دو بازیاب و خنک کن میانی کمپرسور منجر به کاهش دبی جرمی چرخه ی برایتون شده و در نتیجه هم توان تولیدی خالص و هم انرژی گرمایی جذب شده کاهش می یابد. از آنجایی که میزان کاهش گرمای جذب شده در دریافت کننده های خورشیدی بیشتر از میزان کاهش توان تولیدی است، در نتیجه بازده گرمایی افزایش پیدا می کند. همچنین مشاهده می شود که به دلیل کاهش مقادیر اختلاف دمای متوسط لگاریتمی و ضریب انتقال گرمای کل در رادیاتور چرخه ی IRRB-RRR نسبت به چرخه ی RRB-RRR، مساحت انتقال دهنده ی گرمای رادیاتور افزایش یافته است. با این وجود کاهش نبودن اجزای کل چرخه ی IRRB-RRR (که در نتیجه ی کاهش نبودن اجزای رادیاتور است) نسبت به چرخه ی RRB-RRR را می توان مزیت اصلی چرخه ی IRRB-RRR دانست. مقادیر نبودن اجزای مختلف چرخه ی IRRB-RRR در جدول ۸ نشان داده شده است.

در ادامه تأثیر تغییرات پارامترهای مستقل چرخه ها (دمای ورودی کمپرسور و توربین و نسبت فشار) بر پارامترهای وابسته (بازده انرژی، بازده انرژی و نسبت توان چرخه به سطح رادیاتور) بررسی شده است. با توجه به اینکه چرخه های پیشنهادی با سیال های عامل نیتروژن و هیدروژن پارامترهای عملکرد بهتری دارند، از این پس عملکرد چرخه های پیشنهادی با این سیال های عامل بررسی خواهد شد.

مجموع توان تولید شده توسط چرخه ی پایه ی رانکین و برایتون $1467/2$ کیلو وات، مجموع نبودن اجزای آن 292 کیلو وات و مجموع مساحت رادیاتور آنها برابر 33460 متر مربع است. با ترکیب این دو چرخه مطابق طرح پیشنهادی RRB-RRR در شرایط کارکرد ثابت، توان تولیدی $10/5$ درصد افزایش و مساحت رادیاتور $91/49$ درصد کاهش خواهد یافت. اگر چه میزان نبودن اجزای $19/52$ افزایش می یابد، اما این مقدار کاهش در اندازه ی رادیاتور و به دنبال آن کاهش قابل توجه وزن چرخه و در نتیجه کاهش هزینه های حاصل از انتقال به فضا، اهمیت زیادی دارد و استفاده از چرخه ترکیبی را کاملاً توجیه می نماید. به عبارت دیگر، از آنجایی که نقطه قوت چرخه ی پایه برایتون در مقایسه با چرخه ی پایه ی رانکین، وزن کمتر و نقطه ضعف آن تولید توان کمتر و نبودن اجزای بیشتر می باشد، بنابراین ترکیب این دو چرخه برای تولید توانی برابر با مجموع توان های دو چرخه ی پایه، می تواند نتایج جالبی داشته باشد.

نتایج حاصل از مدلسازی چرخه های پیشنهادی با سیال های عامل انتخابی در جدول ۵ آمده است. در چرخه ی ترکیبی IRRB-RRR با سیال عامل نیتروژن، در حالتی که مبادله کن گرمایی ۲ در مدار چرخه قرار نگرفته باشد، نسبت توان به سطح رادیاتور، نسبت به حالت با مبادله کن ۲ نزدیک به $2/7$ برابر خواهد شد، اما بازده انرژی آن تقریباً $8/9$ درصد کمتر و نبودن اجزای آن $376/4$ کیلو وات بیشتر خواهد بود. بنابراین با وجود مبادله کن ۲ بازده انرژی بالا، نبودن اجزای کمتر و رادیاتور بزرگتر (چرخه ی سنگین تر) و بدون مبادله کن ۲ بازده انرژی کمتر، نبودن اجزای بیشتر اما رادیاتور کوچکتر (چرخه ی سبکتر) خواهد بود. نکته ای که باید در اینجا به آن اشاره کرد این است که چرخه ی ترکیبی RRB-RRR با بازیاب ۲ برای سیال عامل آرگون تحت شرایط کارکردی داده شده، امکان پذیر نیست. زیرا دمای آرگون در خروجی توربین کم فشار چرخه ی رانکین کمتر از دمای آرگون خروجی از کمپرسور بوده و به این ترتیب بازیاب ۲ در این حالت کارایی نخواهد

جدول ۵- نتایج مدل سازی چرخه‌ی ترکیبی برایتون بازگرمایشی -

پارامترها	N ₂		H ₂		Ar
	بدون بازایاب ۲	با بازایاب ۲	بدون بازایاب ۲	با بازایاب ۲	بدون بازایاب ۲
PIP (bar)	۰/۵	۰/۵	۱/۳	۱/۳	۱/۵
TIP (K)	۷۰	۷۰	۲۰	۲۰	۹۰
T _p	۱۰۰۰	۱۰۰۰	۱۰۰۰	۱۰۰۰	۱۰۰۰
T _c	۱۰	۱۰	۱۰	۱۰	۱۰
PIC (bar)	۱	۱	۱	۱	۱
TIC (K)	۲۰۰	۲۰۰	۲۰۰	۲۰۰	۲۰۰
TIT (K)	۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۵۰۰
η (%)	۷۵/۸	۸۴/۷۳	۷۹/۳۵	۸۶/۸۱	۸۲/۲۵
ψ (%)	۷۶/۰۳	۸۴/۷۷	۷۹/۵۹	۸۶/۸۵	۸۲/۳
ξ (kW/m ²)	۰/۹۱۲	۰/۲۴۷	۰/۱۹۸	۰/۰۷۵	۰/۵۷
y	۱/۲۸	۱/۲۸	۱/۱۳	۱/۱۳	۱/۴۲
W _{net} (kW)	۲۷۱۱	۲۷۱۱	۳۴۶۴۰	۳۴۶۴۰	۱۶۲۲
A _r (m ²)	۲۹۷۲	۱۰۹۵۷	۱۷۵۰۶۴	۴۵۹۲۵۶	۲۸۴۶
Ẋ _D (kW)	۸۶۳/۳	۴۸۶/۹	۸۹۹۲	۵۲۴۴	۳۴۹

جدول ۶- نابودی انرژی اجزاء چرخه‌ی ترکیبی برایتون بازگرمایشی -

اجزاء	N ₂		H ₂		Ar
	بدون بازایاب ۲	با بازایاب ۲	بدون بازایاب ۲	با بازایاب ۲	بدون بازایاب ۲
HPT 1	۰/۳	۰/۳	۶/۵	۶/۵	۰/۱۴
HPT 2	۰/۰۹	۰/۱۱	۱/۱۷	۱/۳۳	۰/۰۸
LPT 1	۰/۳۶	۰/۳۶	۴/۸	۴/۸	۰/۲۲
LPT 2	۰/۰۹	۰/۱۱	۱/۱۷	۱/۳۳	۰/۰۸
C	۰/۱۲	۰/۱۲	۱/۱۷	۱/۱۳	۰/۱
P	۰/۲۴	۰/۲۴	۸/۸۸	۸/۸۸	۰/۳
HS 1	۲/۹۴	۴/۹	۳۶/۵۵	۵۷	۱/۹۶
HS 2	۲/۲۸	۲/۲۸	۲۹/۴۷	۱۱/۴۳	۰/۷۴
HS 3	۰/۷۱	۰/۷۹	۹/۷۴	۱۰/۸	۰/۵۸
HS 4	۰/۸۳	۰/۹۳	۱۰/۲۶	۲۹/۴۷	۱/۷۲
HE 1	۳/۹	۳/۹	۳۶/۳	۳۶/۱	۱/۱
HE 2	۰/۱۶	-	۰/۰۶	-	-
R	۴۴۵	۸۴۹/۳	۴۷۱۷	۸۸۲۳	۳۴۲

تغییرات پارامترهای عملکردی نسبت به تغییر نسبت فشار کمپرسور برای چرخه‌ی RRB-RRR در شکل ۷ مشاهده می‌شود. افزایش نسبت فشار کمپرسور منجر به افزایش تولید توان در توربین‌ها و توان خالص تولیدی، کاهش دمای خروجی توربین‌ها و در نتیجه افزایش دریافت گرما از خورشید می‌شود. همچنین، افزایش دمای خروجی از کمپرسور یا همان جریان ورودی به بازایاب ۲ باعث افزایش دمای خروجی از بازایاب ۲ یا همان جریان ورودی به رادیاتور می‌شود. در مجموع این موارد باعث کاهش بازده‌های گرمایی و انرژی و افزایش نسبت توان به سطح رادیاتور می‌گردد. افزایش نسبت تراکم کمپرسور از ۶ تا ۱۶، منجر به کاهش حدود ۰/۰۲ بازده‌های گرمایی و انرژی در چرخه‌ی RRB-RRR با هر دو سیال عامل می‌شود. در این حالت، نسبت توان به سطح رادیاتور افزایشی ۱۲۳ و ۹۲ درصد برای سیال عامل‌های به ترتیب نیتروژن و هیدروژن دارد.

در شکل‌های ۸، ۹ و ۱۰ به ترتیب تأثیر افزایش دمای ورودی توربین‌ها، افزایش دمای ورودی کمپرسورها و نسبت فشار کمپرسورها بر بازده‌های گرمایی و انرژی و نسبت توان چرخه به مساحت رادیاتور در چرخه‌ی IRRB-RRR آورده شده است.

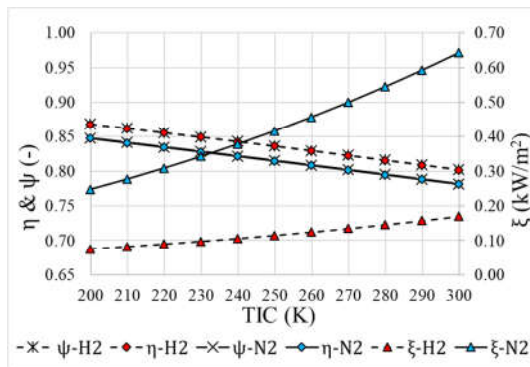
جدول ۷- نتایج مدل سازی چرخه‌ی ترکیبی برایتون بازگرمایشی با سرمایه‌های میانی - رانکین بازگرمایشی

پارامترها	N ₂	H ₂	Ar
PIP (bar)	۰/۵	۱/۳	۱/۵
TIP (K)	۷۰	۲۰	۹۰
T _c	۱۰	۱۰	۱۰
T _p	۱۰۰۰	۱۰۰۰	۱۰۰۰
PIC (bar)	۱	۱	۱
TIC (K)	۲۰۰	۲۰۰	۲۰۰
TIT (K)	۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۵۰۰
η (%)	۸۷/۶۸	۸۹/۸۳	۸۴/۳۷
ψ (%)	۸۷/۷۳	۸۹/۸۷	۸۴/۴۱

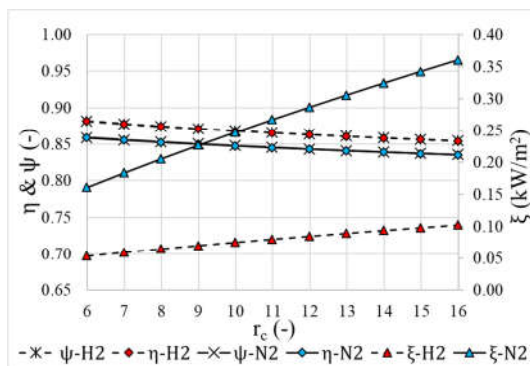
در شکل ۵ تغییرات پارامترهای عملکردی نسبت به تغییر دمای ورودی توربین‌ها در چرخه‌ی RRB-RRR رسم شده است. مشاهده می‌شود که افزایش دمای ورودی توربین در این چرخه برای هر دو سیال عامل افزایش بازده‌های گرمایی و انرژی و همچنین نسبت توان به سطح رادیاتور را در پی دارد. بدیهی است که افزایش دمای ورودی به توربین‌ها با جذب گرمای بیشتر در دریافت کننده‌های خورشیدی میسر خواهد شد که این امر باعث افزایش توان خالص تولیدی، گرمای دفع شونده از چرخه و در نتیجه سطح انتقال دهنده گرمای رادیاتور می‌شود. تأثیر بیشتر افزایش توان نسبت به افزایش گرمای جذب شده و همچنین افزایش سطح انتقال دهنده‌ی گرما، به ترتیب باعث افزایش بازده‌های گرمایی و انرژی و نسبت توان به سطح انتقال دهنده گرمای رادیاتور خواهند شد. ۹۰۰ کلین افزایش در دمای ورودی توربین‌ها، حداکثر ۰/۱۷ افزایش در بازده‌های گرمایی و انرژی با سیال عامل نیتروژن و حداکثر افزایش ۷۷ درصدی در نسبت توان به سطح با سیال عامل هیدروژن را به دنبال دارد.

تغییرات پارامترهای عملکردی نسبت به تغییر دمای ورودی کمپرسور برای چرخه‌ی RRB-RRR در شکل ۶ نشان داده شده است. از آنجایی که با افزایش دمای ورودی کمپرسور، توان مصرفی کمپرسور افزایش و توان خالص تولیدی چرخه کاهش می‌یابد، در نتیجه بازده‌های گرمایی و انرژی نیز کاهش خواهند داشت.

با توجه به افزایش دمای ورودی رادیاتور و در نتیجه اختلاف دمای متوسط لگاریتمی و ضریب انتقال دهنده‌ی کل آن، سطح انتقال دهنده‌ی گرمای رادیاتور کاهش و نسبت توان چرخه به سطح رادیاتور افزایش خواهد یافت. اگر چه با افزایش ۱۰۰ کلین دمای ورودی کمپرسور در چرخه RRB-RRR، از دمای ۲۰۰ کلین تا دمای ۳۰۰ کلین، بازده‌های گرمایی و انرژی برای هر دو سیال عامل در حدود ۰/۰۷ کاهش می‌یابد، اما در این حالت نسبت توان به سطح رادیاتور برای سیال عامل هیدروژن ۱۲۵ درصد و برای سیال عامل نیتروژن ۱۶۰ درصد افزایش خواهد داشت.



شکل ۶- تأثیر افزایش دمای ورودی کمپرسور بر مقدار بازده گرمایی و اگزرژی و نسبت توان به مساحت رادیاتور در چرخه‌ی ترکیبی برایتون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی



شکل ۷- تأثیر افزایش نسبت فشار در کمپرسور بر مقدار بازده گرمایی و اگزرژی و نسبت توان به مساحت رادیاتور در چرخه‌ی ترکیبی برایتون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی

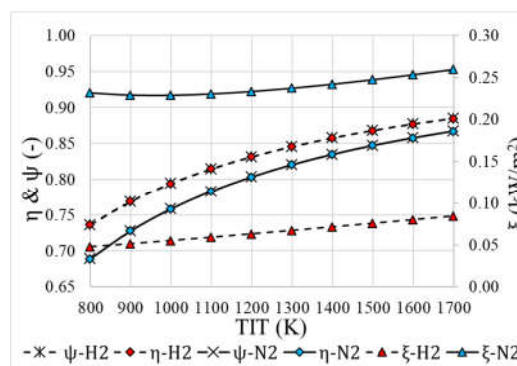
در شکل ۹، با افزایش دمای ورودی کمپرسورها، با توجه به افزایش توان مصرفی کمپرسورها بازده‌های گرمایی و اگزرژی کاهش می‌یابد. اما نسبت توان به مساحت رادیاتور به دلیل افزایش دمای ورودی رادیاتور افزایش می‌یابد. مطابق شکل ۱۰، افزایش نسبت فشار در کمپرسور باعث افزایش بازده‌های گرمایی و اگزرژی و کاهش نسبت توان به مساحت رادیاتور شده است. افزایش نسبت فشار توان تولید شده را افزایش داده و از طرفی باعث کاهش دمای سیال در خروجی توربین‌ها می‌گردد. بنابراین، برای ثابت نگه داشتن دمای ورودی توربین‌ها باید گرمای جذب شده در دریافت کننده‌های خورشیدی افزایش یابد. مجموع اثر این دو فرایند منجر به افزایش بازده‌های گرمایی و اگزرژی، افزایش دمای ورودی به رادیاتور و در نتیجه افزایش نسبت توان به مساحت رادیاتور می‌شود.

ξ (kW/m ²)	۰/۱۲۴	۰/۰۴۵	۰/۳۳۳
y	۱/۱۸	۱/۰۴	۱/۳۲
\dot{W}_{net} (kW)	۲۶۸۴	۳۴۲۶۸	۱۵۹۲
A_r (m ²)	۲۱۶۳۳	۷۶۲۷۷۸	۴۷۸۰
$\dot{E}x_{D,total}$ (kW)	۳۷۶	۳۸۶۲	۲۹۴

جدول ۸- نابودی اگزرژی اجزاء چرخه‌ی ترکیبی برایتون بازگرمایشی با سرمایش میانی- رانکین بازگرمایشی بر حسب kW

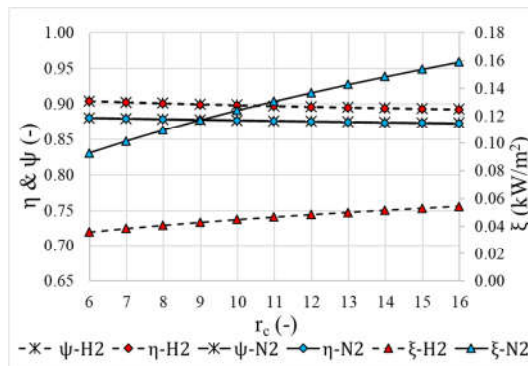
اجزاء	N ₂	H ₂	Ar
HPT 1	۰/۳	۶/۵	۰/۱۴
HPT 2	۰/۱	۱/۲۲	۰/۰۷
LPT 1	۰/۳۶	۴/۸	۰/۲۲
LPT 2	۰/۱	۱/۲۲	۰/۰۷
LPC	۰/۰۹	۰/۹۵	۰/۰۷
HPC	۰/۱	۰/۹۶	۰/۰۶
P	۰/۲۴	۸/۸۸	۰/۳
HS 1	۲/۷۳	۳۳/۷	۲/۱
HS 2	۰/۸۹	۱۰/۵	۰/۶۳
HS 3	۰/۷۹	۱۰/۷۶	۰/۵۸
HS 4	۲/۲۸	۲۹/۴۷	۱/۷۳
HE 1	۰/۲۳	۰/۹۸	۰/۰۱
HE 2	۱/۵۷	۱۹/۷	۰/۵۷
HE 3	۱/۵۹	۷/۶۱	۰/۰۸
R	۳۶۴/۶	۳۷۲۴	۲۸۷/۴

مطابق شکل ۸، افزایش دمای ورودی توربین‌ها، به دلیل افزایش توان تولیدی، افزایش بازده‌های گرمایی و اگزرژی و همچنین افزایش نسبت توان به مساحت رادیاتور را در پی دارد. با افزایش ۹۰۰ کلوین در دمای ورودی توربین‌های چرخه‌ی IRRB-RRR، ۰/۱۴ و ۰/۱۱ بهبود در بازده‌های گرمایی و اگزرژی با سیال‌های عامل به ترتیب نیتروژن و هیدروژن حاصل می‌شود. در این حالت، نسبت توان به سطح رادیاتور برای سیال عامل نیتروژن، ۳۸ درصد و برای سیال عامل هیدروژن ۱۲۰ درصد افزایش می‌یابد.



شکل ۵- تأثیر افزایش دمای ورودی توربین‌ها بر مقدار بازده گرمایی و اگزرژی و نسبت توان به مساحت رادیاتور در چرخه‌ی ترکیبی برایتون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی

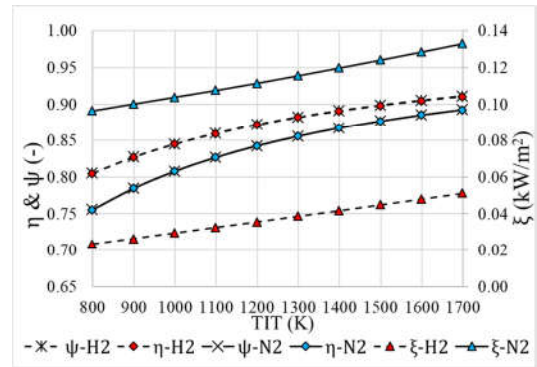
هیدروژن است. توان تولید شده در چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی بدون بازیاب ۲ با نیتروژن، ۲/۷ مگاوات، مساحت رادیاتور ۲۹۷۲ متر مربع، بازده گرمایی ۷۵/۸ درصد و نابودی انرژی ۰/۸۶ مگاوات می‌باشد. توان تولید شده در چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی با سرمایش میانی-رانکین بازگرمایشی با هیدروژن، ۳۴/۳ مگاوات، مساحت رادیاتور ۷۶۲۷۷۸ متر مربع، بازده گرمایی ۸۹/۸ درصد و نابودی انرژی ۳/۹ مگاوات می‌باشد. چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی با سرمایش میانی-رانکین بازگرمایشی هم در مقایسه با چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی تولید توان بالاتر، بازده‌های گرمایی و انرژی بالاتر و نابودی انرژی کمتر ولی نسبت توان چرخه به سطح رادیاتور پایین تر دارد.



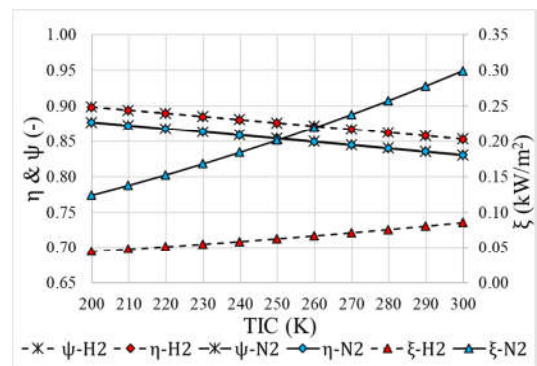
شکل ۱۰- تأثیر افزایش نسبت فشار در کمپرسور بر مقدار بازده گرمایی و انرژی و نسبت توان به مساحت رادیاتور در چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی با سرمایش میانی-رانکین بازگرمایشی

۶- نمادها

c_p	گرما ویژه فشار ثابت (kJ/kg·K)
c_v	گرما ویژه حجم ثابت (kJ/kg·K)
\dot{E}_x	انرژی (kW)
HE	مبادله‌کن گرمایی
h	آنتالپی (kJ/kg)
HPC	کمپرسور فشار بالا
HPT	توربین فشار بالا
H.S	منبع گرما
k	ضریب انتقال گرمای هدایت (W/m·K)
LPC	کمپرسور فشار پایین
LPT	توربین فشار بالا پایین
PIC	فشار ورودی کمپرسور (bar)
PIP	فشار ورودی پمپ (bar)
Pr	عدد پراوتل
p_s	فشار (bar)
\dot{Q}	نرخ انتقال گرما (kW)
r	نسبت فشار
Re	عدد رینولدز
s	آنتروپی (kJ/kg·K)
T_s	دمای فضا (K)



شکل ۸- تأثیر افزایش دمای ورودی توربین‌ها بر مقدار بازده گرمایی و انرژی و نسبت توان به مساحت رادیاتور در چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی با سرمایش میانی-رانکین بازگرمایشی



شکل ۹- تأثیر افزایش دمای ورودی کمپرسور بر مقدار بازده گرمایی و انرژی و نسبت تولید به مساحت رادیاتور در چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی با سرمایش میانی-رانکین بازگرمایشی

۵- نتیجه‌گیری

در این مطالعه، چرخه‌های ترکیبی برایتون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی و برایتون بازگرمایشی با سرمایش میانی-رانکین بازگرمایشی با سیال‌های عامل نیتروژن، هیدروژن و آرگون مورد بررسی قرار گرفت. در چرخه‌های فضایی، مهمترین هدف داشتن وزن کمتر چرخه‌ها است. در نتیجه نسبت توان چرخه به مساحت رادیاتور دارای اهمیت ویژه است. تجهیزات به کار رفته در چرخه ترکیبی با مجموع تجهیزات به کار رفته در چرخه‌های پایه برابر است. نتایج نشان می‌دهند که برای تولید توان یکسان با سیال عامل آرگون، در صورت استفاده از چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی بدون بازیاب ۲ به جای چرخه‌های پایه، توان تولیدی ۱۰/۵ درصد افزایش و مساحت رادیاتور ۹۱/۴۹ درصد کاهش خواهد یافت. بنابراین، با توجه به اهمیت وزن چرخه‌های فضایی، کاهش قابل توجه سطح رادیاتور در چرخه‌های ترکیبی در مقایسه با چرخه‌های پایه، استفاده از چرخه‌های ترکیبی را از نظر اقتصادی و علمی توجیه پذیر می‌کند. با توجه به نتایج، تحت شرایط کارکرد یکسان، بیشترین نسبت توان چرخه به مساحت رادیاتور برای چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی-رانکین بازگرمایشی بدون بازیاب ۲ با سیال عامل نیتروژن و بیشترین بازده‌های گرمایی و انرژی برای چرخه ترکیبی برایتون بازگرمایشی با سرمایش میانی-رانکین بازگرمایشی با سیال عامل

- [12] Tarlecki J., Lior N. and Zhang N., Analysis of thermal cycles and working fluids for power generation in space. *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 2864-2878, 2007.
- [13] Borgnakke C. and Sonntag R.E., *Fundamentals of Thermodynamics*, Wiley, 2017.
- [14] Mosaffa A.H., Ghaffarpour Z. and Garousi Farshi L., Thermo-economic assessment of a novel integrated CHP system incorporating solar energy based biogas-steam reformer with methanol and hydrogen production. *Solar Energy*, Vol. 178, pp. 1-16, 2019.
- [15] Zare V., Mahmoudi S.M.S. and Yari M., On the exergoeconomic assessment of employing Kalina cycle for GT-MHR waste heat utilization. *Energy Conversion and Management*, Vol. 90, pp. 364-374, 2015.
- [16] Bergman T.L., Lavine A.S. and DeWitt D.P.U., *Introduction to Heat Transfer*, Wiley, 2011.

TIC	دمای سیال در ورود به کمپرسور (K)
TIT	دمای سیال در ورود به توربین (K)
TIP	دمای سیال در ورود به پمپ (K)
ΔT_{LMTD}	اختلاف دمای متوسط لگاریتم (K)
t	ضخامت رادیاتور (mm)
U_r	ضریب انتقال گرمای کل رادیاتور ($W/m^2 \cdot K$)
w	توان (kW)
علائم یونانی	
α	ضریب انتقال گرمای جابجایی ($W/m^2 \cdot K$)
δ	قطر لوله‌های رادیاتور (mm)
ψ	بازده آگزروی
γ	نسبت گرمای ویژه
η	بازده
π	نسبت فشار توربین
\dot{q}	نرخ توان تولیدی به سطح انتقال گرمای رادیاتور (kW/m^2)
ρ	چگالی (kg/m^3)
σ	ثابت استفان - بولتزمن ($W/m^2 \cdot K^4$)
زیرنویس	
c	کمپرسور
p	پمپ
r	رادیاتور
t	توربین

۷- مراجع

- [1] Lior N., Power from space. *Energy Conversion and Management*, Vol. 42, No. 15, pp. 1769-1805, 2001.
- [2] Mankins J.C., Space solar power: a major new energy option? *Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 14, pp. 38-45, 2001.
- [3] Criswell D.R. and Thompson R.G., Data Envelopment Analysis of space and terrestrially-based large scale commercial power systems for earth: A prototype analysis of their relative economic advantages. *Solar Energy*, Vol. 56, No.1, pp. 119-131, 1996.
- [4] Gallo B.M. and El-Genk M.S., Brayton rotating units for space reactor power systems. *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 9, pp. 2210-2232, 2009.
- [5] Biondi A. and Toro C., Closed Brayton Cycles for Power Generation in Space: Modeling, simulation and exergy analysis. *Energy*, Vol. 181, pp. 793-802, 2019.
- [6] Wu Y.T., et al., Optimal analysis of a space solar dynamic power system. *Solar Energy*, Vol. 74, pp. 205-215, 2003.
- [7] Zhang W., et al., Preliminary design and thermal analysis of a liquid metal heat pipe radiator for TOPAZ-II power system. *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 97, pp. 208-220, 2016.
- [8] Toro C. and Lior N., Analysis and comparison of solar-heat driven Stirling, Brayton and Rankine cycles for space power generation. *Energy*, Vol. 120, pp. 549-564, 2017.
- [9] Wang C., et al., Performance analysis of heat pipe radiator unit for space nuclear power reactor. *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 103, pp. 74-84, 2017.
- [10] Agazzani A. and Massardo A., Advanced Solar Dynamic Space Power Systems, Part I: Efficiency and Surface Optimization. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 117, No. 4, pp. 265-273, 1995.
- [11] Agazzani A. and Massardo A., Advanced Solar Dynamic Space Power Systems, Part II: Detailed Design and Specific Parameters Optimization. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 117, No. 4, pp. 274-281, 1995.