

ارائه یک طرح بهینه برای سیستم بازسرمايش بخار ال ان جی با رویکرد کمینه‌سازی تولید آنروپی

مجتبی بابالهی* و محمدحسن خوشگفتارمنش

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه قم، ایران

تاریخ دریافت: ۹۶/۲/۱۰ تاریخ پذیرش: ۹۶/۸/۲۴

چکیده

در این مقاله، سیکل بازسرمايش بخار حاصله از تبخیر ال ان جی، مورد بررسی و ارزیابی قرار می‌گیرد. معمولاً در هنگام انتقال ال ان جی از محل تولید به محل مصرف در اثر انتقال حرارت به محیط، مقداری از ال ان جی به بخار تبدیل می‌شود. در این مقاله؛ عملکرد سیکل بازسرمايش بخار ال ان جی از دیدگاه ترمودینامیک و براساس قانون اول ترمودینامیک و اصل تولید آنروپی مورد بررسی قرار گرفته است. بر این اساس، پس از انجام تحلیل قانون اول ترمودینامیک، براساس روابط مربوط به تولید آنروپی، آنروپی تولیدی در اجزای مختلف سیستم محاسبه شده و راندمان اگزرتیک مورد محاسبه قرار می‌گیرد. در نهایت به منظور ارائه یک طرح بهینه برای سیستم بازسرمايش؛ بهینه‌سازی دو هدفه به منظور حداکثرسازی راندمان اگزرتیک و حداقل‌سازی آنروپی تولیدی صورت می‌گیرد. نتایج، بهبود مناسبی در عملکرد سیستم تحت مطالعه نشان داده و افزایش راندمان اگزرتیک به میزان ۰.۴٪ و کاهش اگزرتی سوخت ورودی به میزان ۳/۴٪ را پیش‌بینی می‌نماید.

کلمات کلیدی: بازسرمايش، ال ان جی، آنروپی، اگزرتیک، بهینه‌سازی.

مقدمه

درآمد و به ال ان جی تبدیل شد، از محل تولید به محل مصرف منتقل می‌شود. معمولاً برای انتقال ال ان جی از کشتی‌های مخصوص ال ان جی استفاده می‌کنند. در اثر انتقال حرارت به مخزن حامل ال ان جی در حین فرآیند انتقال از مبدا به مقصد در حدود ۱۵٪ از مقدار ال ان جی موجود در مخزن، بخار می‌شود. در سالیان گذشته به منظور حرکت کشتی حامل ال ان جی، از توربین بخار استفاده شده و لذا از ال ان جی بخار شده در تانک ذخیره به‌عنوان بخشی از سوخت استفاده می‌شد.

در عصر حاضر حمل و نقل گاز طبیعی با توجه به مشخصه‌های این سوخت، به‌عنوان یکی از روش‌های دستیابی به اهداف زیست محیطی و اقتصادی مورد توجه می‌باشد. یکی از راه‌های حمل گاز طبیعی به مناطق دور دست مایع‌سازی گاز طبیعی (تبدیل به ال ان جی) و حمل آن می‌باشد. لذا گاز طبیعی پس از اینکه در یک فرآیند سرمايش عمیق به حالت مایع

*مسئول مکاتبات

آدرس الکترونیکی mbabalahi@gmail.com
شناسه دیجیتال (DOI: 10.22078/pr.2017.2669.2233)

این تحقیق نشان داد از نقطه نظر کارایی سیکل کاپیتزا بر سیکل برایتون وارونه برتری‌هایی دارد، اما از نقطه نظر تعداد اجزای درگیر، تعداد تجهیزات مورد استفاده در سیکل برایتون کمتر بوده و دارای کارایی بالاتری می‌باشد [۱۱]. در مطالعه‌ای دیگر، پارک و همکارانش مساله مایع‌سازی مجدد بخار ال‌ان‌جی را براساس روش‌های موجود و کارایی مورد بررسی قرار دادند [۱۲]. با توجه به اهمیت بحث مایع‌سازی در سیکل‌های بازسرمايش^۲ ال‌ان‌جی، در این مقاله بهینه‌سازی چند هدفه سیستم سرمايش مجدد بخار ال‌ان‌جی مورد بررسی قرار گرفته است. بر این اساس، ابتدا براساس قانون بقای انرژی، مشخصات حرارتی و فشاری در نقاط مختلف سیکل تعیین می‌گردد. سپس با استفاده از اصول تولید آنتروپی، میزان آنتروپی تولیدی در اجزای مختلف سیستم تعیین می‌گردد. به منظور دستیابی به سیستمی با حداکثر کارایی، بهینه‌سازی دو هدفه با هدف دستیابی به حداکثر راندمان اگزرتیک و حداقل تولید آنتروپی صورت می‌گیرد. نتایج بهینه‌سازی، نشان‌دهنده بهبود چشم‌گیری در کارایی سیستم مورد بررسی است.

معرفی سیکل سرمايش مورد بررسی

سیکل بازسرمايش بخار ال‌ان‌جی از دو سیکل مجزا تشکیل شده است که به‌وسیله یک کندانسور^۳ به یکدیگر متصل می‌شوند. بنابراین در این بخش، جهت بررسی این سیکل سرمايش، دو سیکل بخار ال‌ان‌جی و نیتروژن مورد استفاده قرار می‌گیرد. **سیکل نیتروژن:** نیتروژن به‌وسیله کمپرسورهای سه مرحله‌ای به فشار بالای سیکل فشرده می‌شود که بالاترین فشار سیکل می‌باشد. سپس جریان خروجی، از مبدل ۱ عبور کرده و به دو شاخه تقسیم می‌شود. در این تقسیم بخشی از جریان اصلی وارد اکسپندر^۴

امروزه در حامل‌های ال‌ان‌جی به‌دلیل صرفه اقتصادی بالا از موتورهای دیزل استفاده می‌شود. در حامل‌های ال‌ان‌جی جدید که با موتور دیزل کار می‌کنند، بخار حاصل از تبخیر ال‌ان‌جی (بخار ال‌ان‌جی) تولیدی در تانک وارد سیکل سرمايش عمیق^۱ شده و مایع می‌شود. در صورت عدم وجود سیکل مایع‌سازی این مقدار بخار ال‌ان‌جی به محیط زیست تخلیه شده و علاوه بر آلودگی محیط زیست به هدر می‌رود، لذا سیکل سرمايشی برای جلوگیری از اتلاف ال‌ان‌جی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در سال‌های اخیر کارهای مهمی در زمینه سیکل سرمايش به چاپ رسیده است. بجان انتقال حرارت بازگشت پذیر در سیکل‌های یخچالی را مورد بررسی قرار داد [۱]. وو به تحلیل و بهینه‌سازی بار سرمایي یک سیکل سرمايشی برایتون پرداخت و راندمان آن را با یک سیکل کارنو مشابه مقایسه کرد [۲]. چن با بررسی کارایی یک سیکل برایتون بسته، انواع بازگشت‌ناپذیری‌های موجود در سیستم را مورد ارزیابی قرار داد [۳]. چن بار سرمایي یک سیکل سرمايشی برایتون متصل به منبع دما ثابت یا متغیر را مورد ارزیابی قرار داد [۴]. کودال و همکارانش اثر بازگشت‌ناپذیری داخلی را روی کارایی ترمودینامیکی یخچال‌ها و پمپ‌های حرارتی مورد بررسی قرار دادند [۵]. لو بار سرمایي و سیکل سرمايش برایتون متصل به یک مخزن دما ثابت را مورد بررسی قرار داد [۶]. یان و چن نرخ اگزرتی خروجی از یک سیکل کارنو را مورد بهینه‌سازی قرار دادند [۷]. شاهین مقادیر بهینه پارامترهای طراحی یک سیکل تولید هم‌زمان را مورد ارزیابی قرار داد [۸]. بیلماز اثر پارامترهای طراحی یک سیکل تولید هم‌زمان را بر روی راندمان اگزرتیک مورد ارزیابی قرار داد [۹]. مون و همکاران، سیکل مایع ساز مجدد بخار ال‌ان‌جی را مورد بررسی قرار دادند [۱۰]. کوچانی و همکارانش [۱۱] دو سیکل مایع‌سازی برایتون و کاپیتزا را با هدف مایع‌سازی بخار ال‌ان‌جی مورد مطالعه قرار دادند، نتایج

1. Deep Cooling
2. Open Cooling
3. Condenser
4. Expander

الان‌جی باز سرمایش شده، مخلوط می‌گردد تا دمای آن به 120°C برسد. بخار الان‌جی گرم شده وارد کمپرسورهای بخار الان‌جی شده و پس از خروج وارد کندانسور شده، مایع می‌شود. سیکل مایع سازی مجدد بخار الان‌جی مورد بررسی در این مقاله، که به سیکل کلود معروف است، در شکل ۱ نشان داده شده است.

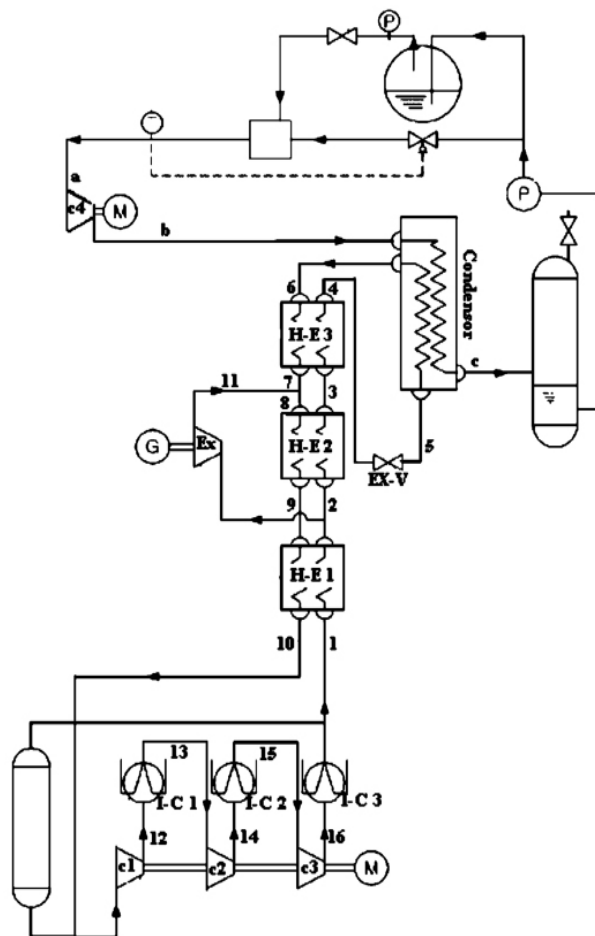
مدل سازی

مدل سازی ترمودینامیکی

طراحی سیستم مایع سازی مجدد بخار الان‌جی بر مبنای نرخ گرمی نامی برابر با ۱۵٪ ظرفیت تانک در روز می‌باشد. در حالی که تانک در حالت تمام بار 220000 m^3 ظرفیت دارد. مشخصات بخار الان‌جی خروجی از تانک به صورت زیر می‌باشد [۱۳]:

می‌شود تا بعد از عبور از اکسپندر به جریان خروجی مبدل ۳ بپیوندد. جریان اصلی بعد از عبور از مبدل‌های ۲ و ۳ خنک می‌شود. جریان خروجی از مبدل ۳ وارد شیر فشار شکن می‌شود تا با شکسته شدن فشار، نیتروژن مادون سرد حاصل شود. نیتروژن مادون سرد وارد کندانسور سیکل شده و بخار الان‌جی را مایع می‌کند. جریان نیتروژن خروجی از کندانسور با عبور از مبدل‌های ۲ و ۱ به دمای حدودا $30-40^{\circ}\text{C}$ می‌رسد.

سیکل بخار الان‌جی: بر اثر انتقال حرارت به تانک ذخیره الان‌جی، الان‌جی بخار شده، تولید می‌شود. وقتی فشار بخار الان‌جی در مخزن ذخیره به یک مقدار بحرانی رسید، شیر اطمینان روی مخزن باز می‌شود و بخار الان‌جی خارج می‌شود. بخار الان‌جی خروجی وارد مخزنی شده و با بخار



شکل ۱ طراحی شماتیک از سیکل سرمایش عمیق

مشخصات دما و فشار در نقاط مجهول محاسبه شده و سپس میزان کار و گرما و سایر پارامترها قابل محاسبه خواهد بود.

- کمپرسور شماره ۱: به منظور مدل‌سازی کمپرسور از معادله مربوط به راندمان ایزنتروپیک استفاده شده است.

$$h_{12} = \frac{h_{12s} - h_{10}}{\eta_{is,com1}} + h_{10} \quad (1)$$

$$\eta_{is,com1} = \frac{h_{12s} - h_{10}}{h_{12} - h_{10}} \quad (2)$$

که برای محاسبه راندمان ایزنتروپیک داریم [۱۳]:

$$\eta_{is} = 0.85 - 0.046667 \times r_{p,com1} \quad (3)$$

روابط مربوط به سایر کمپرسورها مشابه کمپرسور ۱ است.

- اینترکولر شماره ۱: به منظور ارائه معادلات حاکم بر اینترکولر از یک معادله بالانس حرارتی برای جریان‌های سرد و گرم و یک معادله براساس اختلاف دمای پینچ در مبدل استفاده شده است.

$$\dot{m}_{N_2} (h_{12} - h_{13}) = \dot{m}_w (h_{ow1} - h_{iw}) \quad (4)$$

$$T_{12} = T_{ow1} + \Delta T_{in-cool1} \quad (5)$$

روابط مربوط به سایر کولرهای میانی مشابه کولر میانی ۱ است.

- مبدل حرارتی شماره ۱: به منظور ارائه معادلات حاکم بر اینترکولر از یک معادله بالانس حرارتی برای جریان‌های سرد و گرم و یک معادله براساس اختلاف دمای پینچ^۱ در مبدل استفاده شده است.

$$h_1 - h_2 = h_{10} - h_9 \quad (6)$$

$$T_1 = T_{10} + \Delta T_{H-E1} \quad (7)$$

- مبدل حرارتی شماره ۲ و ۳: به منظور مدل‌سازی مبدل‌های ۲ و ۳ از روابط مشابه روابط مربوط به مبدل ۱ استفاده شده است.

$$(1 - x_{ex}) \times (h_2 - h_3) = h_9 - h_8 \quad (8)$$

$$T_2 = T_9 + \Delta T_{H-E2} \quad (9)$$

$$h_3 - h_4 = h_7 - h_6 \quad (10)$$

$$T_3 = T_7 + \Delta T_{H-E3} \quad (11)$$

- فشار خروجی از مخزن: ۱/۰۳ bar
- ظرفیت تولید بخار ال‌ان‌جی: ۱۵٪ ظرفیت تانک در یک روز

- دبی خروجی متوسط: ۵۶۴۰ kg/hr

- ترکیبات بخار ال‌ان‌جی خروجی: ۹۲/۵۶٪ متان، ۷/۴۱٪ نیتروژن، ۰/۰۳٪ اتان

جهت مدل‌سازی سیکل بازسرمایش بخار ال‌ان‌جی، فرض‌های زیر در نظر گرفته شده است:

- دمای ورودی به کمپرسورهای سه مرحله‌ای ۳۵ °C در نظر گرفته شده است.

- دما و فشار بخار ال‌ان‌جی ورودی به کمپرسور ۴، ۱۲۰ °C و ۰/۱۰۴۳ MPa در نظر گرفته شده است.

- دبی جرمی بخار ال‌ان‌جی، ۵۶۴۰ kg/hr در نظر گرفته شده است.

- فشار حداقل سیکل ۱۴ bar در نظر گرفته شده است.

- راندمان ایزنتروپیک اکسپندر ۰/۷ در نظر گرفته شده است.

- نسبت فشار در کمپرسورها (۳ = $r_{p,com4}$ ، ۱/۸ = $r_{p,con1,2,3}$)

متغیرهای تصمیم مورد بررسی عبارتند از:

- اختلاف دمای حداقل برای اینترکولرها ($\Delta T_{in-cool}$)

- اختلاف دمای حداقل برای مبدل حرارتی ۱ (ΔT_{H-E1})

- اختلاف دمای حداقل برای مبدل حرارتی ۲ (ΔT_{H-E2})

- اختلاف دمای حداقل برای مبدل حرارتی ۳ (ΔT_{H-E3})

- اختلاف دمای حداقل برای کندانسور (ΔT_{con})

- نسبت فشار کمپرسور نیتروژن ($r_{p,c}$)

- نسبت فشار کمپرسور بخار ال‌ان‌جی ($r_{p,b}$)

به منظور مشخص شدن وضعیت نقاط مختلف بر روی سیکل، معادلات حاکم براساس قانون ترمودینامیک نوشته می‌شود. لازم به ذکر است معادلات حاکم بر مساله (قانون اول ترمودینامیک) براساس متغیرهای تصمیم معرفی شده ارائه شده است. لذا در ابتدا براساس معادلات بالانس حرارتی

1. Pinch Temperature Difference

برگشت‌ناپذیری مورد ارزیابی قرار می‌گیرد [۱۴]. میزان تولید آنتروپی در مبدل‌های تک فاز بازگشت‌ناپذیری‌ها در مبدل‌های حرارتی تک‌فاز به انتقال حرارت میان جریان‌ها مربوط می‌شود که ناشی از اختلاف دما و افت فشار اصطکاکی آن‌هاست. براساس یافته‌های بیجان، نرخ تولید آنتروپی دمایی و فشاری به‌صورت زیر قابل بیان می‌باشد [۱۴]:

$$S_{AT} = \left[-m_a R_a \ln \left(\frac{P_{a2}}{P_{a1}} \right) - m_b R_b \ln \left(\frac{P_{b2}}{P_{b1}} \right) \right] = \left[-m_a R_a \ln \left(\frac{P_{a1} - \Delta P_a}{P_{a1}} \right) - m_b R_b \ln \left(\frac{P_{b1} - \Delta P_b}{P_{b1}} \right) \right] \\ = \left[-m_a R_a \ln \left(1 - \frac{\Delta P_a}{P_{a1}} \right) - m_b R_b \ln \left(1 - \frac{\Delta P_b}{P_{b1}} \right) \right]$$

$$S_{AT} = m_a \left[C_{p,a} \ln \left(\frac{T_{a2}}{T_{a1}} \right) \right] + m_b \left[C_{p,b} \ln \left(\frac{T_{b2}}{T_{b1}} \right) \right] \quad (25)$$

با توجه به مقادیر آنتروپی تولیدی دمایی و فشاری، آنتروپی تولیدی کل به‌صورت زیر قابل تعریف می‌باشد:

$$S = S_{AT} + S_{AP} \quad (26)$$

$$S = m_a \left[C_{p,a} \ln \left(\frac{T_{a2}}{T_{a1}} \right) - R_a \ln \left(\frac{P_{a2}}{P_{a1}} \right) \right] + m_b \left[C_{p,b} \ln \left(\frac{T_{b2}}{T_{b1}} \right) - R_b \ln \left(\frac{P_{b2}}{P_{b1}} \right) \right] \quad (27)$$

آنتروپی تولیدی از طریق تعریف C_{max} که بیشترین مقدار C_p میان دو جریان است، به حالت بی‌بعد در می‌آید:

$$N_S = \frac{S}{C_{max}} \quad (28)$$

که N آنتروپی تولیدی بی‌بعد است. در مطالعه حاضر آنتروپی تولیدی بی‌بعد به دو بخش تقسیم می‌شود:

$$N_S = \frac{S_{AT}}{C_{max}} + \frac{S_{AP}}{C_{max}} \quad (29)$$

$$N_S = N_{s,AT} + N_{s,AP} \quad (30)$$

برای میزان آنتروپی تولیدی در یک کمپرسور، می‌توان از رابطه کلی موجود برای تولید آنتروپی استفاده نمود:

$$\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} = \dot{m}(S_2 - S_1) \quad (31)$$

با توجه به اینکه کمپرسور به‌صورت ایزوله و بدون انتقال حرارت به محیط در نظر گرفته شده است، می‌توان نوشت:

- اکسپندر: به منظور مدل‌سازی کمپرسور از معادله مربوط به راندمان ایزنتروپیک اکسپندر استفاده شده است.

$$\eta_{is,ex} = \frac{h_{11} - h_2}{h_{11s} - h_2} \quad (12)$$

$$h_{11} = (h_{11s} - h_2) \times \eta_{is,ex} + h_2 \quad (13)$$

- شیر فشار شکن:

$$h_4 = h_5 \quad (14)$$

- کندانسور: به منظور مدل‌سازی کندانسور از روابط مربوط به بالانس انرژی و اختلاف دمای پینچ استفاده شده است.

$$\dot{m}_{BOG} (h_b - h_c) = \dot{m}_{N_2} (h_6 - h_5) \quad (15)$$

$$T_5 = T_c - \Delta T_{con} \quad (16)$$

با حل هم‌زمان معادلات فوق براساس ورودی‌ها و متغیرهای تصمیم، مقادیر متغیرهای وابسته به‌دست می‌آیند. با محاسبه مقادیر فوق، برای محاسبه گرمای خروجی از کولر میانی‌ها و کار کمپرسورها و اکسپندر داریم:

$$\dot{Q}_{in-cool1} = \dot{m}_{N_2} (h_{12} - h_{13}) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{in-cool2} = \dot{m}_{N_2} (h_{14} - h_{15}) \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{in-cool3} = \dot{m}_{N_2} (h_{16} - h_1) \quad (19)$$

$$\dot{W}_{com1} = \dot{m}_{N_2} (h_{12} - h_{10}) \quad (20)$$

$$\dot{W}_{com2} = \dot{m}_{N_2} (h_{13} - h_{14}) \quad (21)$$

$$\dot{W}_{com3} = \dot{m}_{N_2} (h_{15} - h_{16}) \quad (22)$$

$$\dot{W}_{com4} = \dot{m}_{BOG} (h_a - h_b) \quad (23)$$

$$\dot{W}_{ex} = (1 - x_{ex}) \dot{m}_{N_2} (h_2 - h_{11}) \quad (24)$$

تحلیل آنتروپی

مفاهیم اولیه مربوط به کمینه‌سازی تولید آنتروپی براساس مجموعه نتایج پایه ترمودینامیکی شکل گرفت و بعدها مسائل مربوط به انتقال حرارت و جریان سیال به این مفاهیم پایه اضافه گردید. در این روش، میزان تولید آنتروپی با استفاده از روش‌های مشخص، محاسبه گشته و سپس براساس حداقل آنتروپی تولیدی، بی‌بعد می‌گردد. نکته اصلی در بهینه‌سازی به‌روش کمینه‌سازی تولید آنتروپی، سیستم به سمت کاهش برگشت‌ناپذیری پیش می‌روند و بهینه‌سازی از نقطه نظر کاهش

گرفته، در این بخش، اثرات پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد سیستم و میزان آنتروپی تولیدی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. همان‌طور که شکل ۲ نشان می‌دهد، افزایش نسبت فشار در کمپرسور بخار ال‌ان‌جی موجب افزایش راندمان آگزرژی می‌شود که این مساله با توجه به افزایش آگزرژی ورودی به کندانسور و کاهش نسبت اتلاف آگزرژی در آن قابل توجیه است.

منحنی تغییرات راندمان آگزرژتیک بر حسب اختلاف دمای پینچ در کولر میانی و نسبت فشار کمپرسور نیتروژن در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد افزایش اختلاف دمای پینچ در کولر میانی و نسبت فشار کمپرسور موجب کاهش راندمان آگزرژتیک می‌شود. دلیل این امر، افزایش تولید آنتروپی و به تبع آن افزایش تخریب آگزرژی (آگزرژی حرارتی در کولر میانی و آگزرژی فشاری در کمپرسور) و کاهش راندمان آگزرژتیک می‌باشد. اثر تغییر در نسبت فشار کمپرسور بر تولید آنتروپی در شکل ۵ نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش نسبت فشار در کمپرسور نیتروژن میزان تولید آنتروپی افزایش می‌یابد که این مساله به دلیل افزایش فشار در ورودی کولر میانی‌ها و افزایش تولید انرژی در آن است.

همان‌طور که شکل ۶ نشان می‌دهد، با افزایش نسبت فشار در کمپرسور بخار ال‌ان‌جی، به دلیل بالا رفتن دما و فشار در ورودی کندانسور، میزان آنتروپی در کندانسور کاهش می‌یابد. اثر تغییر در اختلاف دمای پینچ مبدل‌ها و کولر میانی در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده است. همان‌طور که نتایج نشان می‌دهد، با توجه به افزایش اختلاف دمای پینچ و افزایش اختلاف دمای جریان‌ها در مبدل‌ها، آنتروپی دمایی با روندی افزایشی روبرو بوده است.

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(S_2 - S_1) = \dot{m}(C_{p,av} \times \ln(T_2/T_1) - R \times \ln(P_2/P_1)) \quad (32)$$

همچنین راندمان آگزرژتیک به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_F} = 1 - \frac{T_0 \times \dot{S}_{gen}}{\dot{E}_F} \quad (33)$$

که در عبارت فوق \dot{E}_F مجموع کار خالص کمپرسور و اکسپندر است.

بهینه‌سازی

در این قسمت بهینه‌سازی به منظور حداکثرسازی بازده آگزرژتیک^۱ کل سیستم و کمینه‌سازی تولید آنتروپی در طرح پایه انجام می‌شود. این توابع در روابط ۳۴ و ۳۵ نمایش داده شده‌اند.

$$f(1) = S = S_{\Delta T} + S_{\Delta P} \quad (34)$$

$$f(2) = \varepsilon = 1 - \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_F} \quad (35)$$

در ارتباط با توابع هدف می‌توان گفت، تابع هدف اول که مربوط به کمینه‌سازی تولید آنتروپی می‌باشد، به‌طور مستقیم متاثر از هزینه‌های مربوط به سیستم مورد استفاده می‌باشد و تابع هدف دوم که مربوط به حداکثرسازی راندمان آگزرژتیک می‌باشد، به‌طور مستقیم در بردارنده راندمان سیستم مورد مطالعه است.

پارامترهای تصمیم‌مورد بهینه‌سازی عبارتند از اختلاف دمای پینچ برای اینترکولرها، اختلاف دمای پینچ برای مبدل‌های حرارتی ۱، ۲ و ۳ (ΔT_{H-E1})، اختلاف دمای پینچ برای کندانسور، نسبت فشار در کمپرسور نیتروژن و نسبت فشار در کمپرسور BOG. براساس مسائل تکنیکی و اقتصادی حاکم بر سیکل مورد نظر قیود مساله بهینه‌سازی به صورت زیر قابل بیان است [۱۰].

$$\Delta T_{in-cool} > 5 \quad \Delta T_{H-E1} > 5 \quad \Delta T_{H-E2} > 5$$

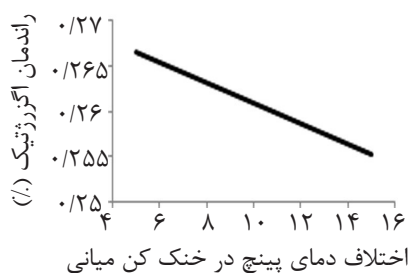
$$\Delta T_{H-E3} > 5 \quad \Delta T_{con} > 5 \quad 1.2 < r_{p,c} < 2.5$$

$$1.2 < r_{p,b} < 3.5$$

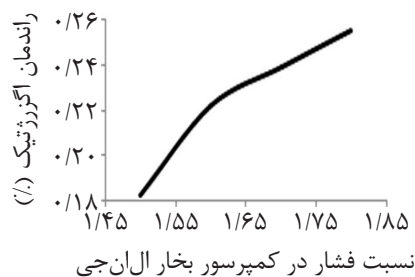
بحث نتایج

تحلیل حساسیت پارامترهای تاثیرگذار

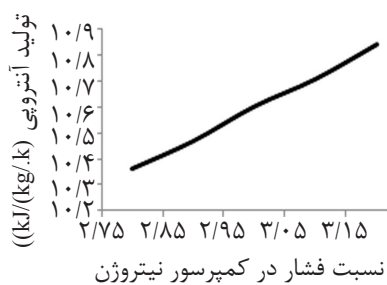
با توجه به مدل‌سازی و تحلیل آنتروپی صورت



شکل ۳ اثر تغییر در اختلاف دمای پینچ کولر میانی ۱ بر راندمان اگزرتیک



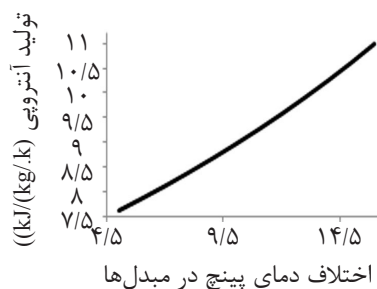
شکل ۲ اثر تغییر در نسبت فشار کمپرسور بخار ال ان جی بر راندمان اگزرتیک



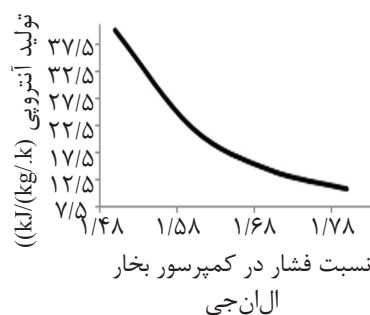
شکل ۵ اثر تغییر در نسبت فشار کمپرسور نیتروژن بر تولید آنتروپی



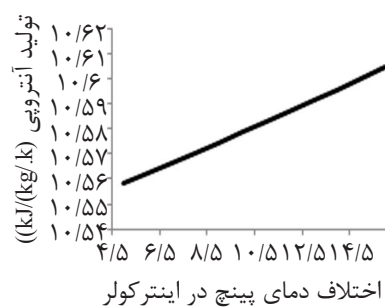
شکل ۴ اثر تغییر در نسبت فشار کمپرسور نیتروژن بر راندمان اگزرتیک



شکل ۷ اثر تغییر در اختلاف دمای پینچ مبدل حرارتی ۱ بر تولید آنتروپی



شکل ۶ اثر تغییر در نسبت فشار کمپرسور BOG بر تولید آنتروپی



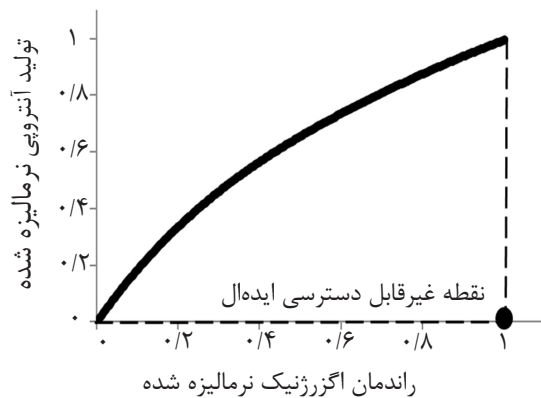
شکل ۸ اثر تغییر در اختلاف دمای پینچ کولر میانی ۱ بر تولید آنتروپی

بهینه‌سازی

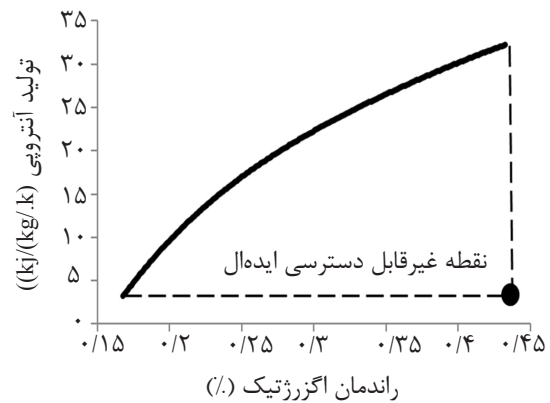
در این بخش، بهینه‌سازی سیستم سرمایه‌گذاری مورد نظر به منظور حداکثرسازی راندمان اگزرتیک و حداقل‌سازی تولید آنتروپی صورت می‌پذیرد و با توجه به تعریف راندمان اگزرتیک، نتایج بهینه‌سازی طرحی را با حداقل تخریب اگزرتیک و حداقل اگزرتیک ورودی سیستم معرفی می‌نماید. همان‌طور که در بخش مدل‌سازی بیان شده، بهینه‌سازی با استفاده از ابزار الگوریتم ژنتیک و براساس قیود و تنظیمات مطرح شده صورت گرفته است.

نقطه بهینه انتخابی براساس اصول روش لینمپ در جدول ۱ نشان داده شده است. مقادیر بهینه مربوط به توابع هدف در جدول ۲ نشان داده شده است. همان طور که نتایج نشان می‌دهد مقدار آنتروپی تولیدی به میزان ۱۰٪ کاهش یافته و مقدار راندمان اگزرتیک قابل توجهی (در حدود ۰/۴٪) افزایش داشته است. بر این اساس، اگزرتی ورودی به میزان ۴/۳٪ کاهش می‌یابد که در بهبود عملکرد سیستم بسیار با اهمیت است.

جبهه پرتو بهینه‌سازی در شکل ۹ نشان داده شده است. همان طور که در شکل نشان داده شده است، نقطه ایده‌ال با حداقل آنتروپی تولیدی و حداکثر راندمان اگزرتیک، نقطه‌ای می‌باشد که بر روی جبهه پرتو نبوده و لذا غیر قابل دسترس می‌باشد. به منظور تعیین نقطه بهینه از روش لینمپ^۱ استفاده شده است [۱۵]. بدین منظور در ابتدا جبهه پرتو تشکیل شده، نرمالیزه می‌گردد. جبهه پرتو نرمالیزه شده در شکل ۱۰ نشان داده شده است.



شکل ۱۰ جبهه پرتو نرمالیزه شده در بهینه‌سازی دو هدفه



شکل ۹ جبهه پرتو در بهینه‌سازی دو هدفه

جدول ۱ مقادیر متغیرهای تصمیم بهینه

متغیر	نماد	مقدار بهینه	مقدار پایه [۱۰]
اختلاف دمای پینچ در مبدل ۳	ΔT_{H-E3}	۵/۰۸	۱۵
اختلاف دمای پینچ در مبدل ۲	ΔT_{H-E2}	۷/۵۹	۱۵
اختلاف دمای پینچ در مبدل ۱	ΔT_{H-E1}	۱۱/۹۲	۱۵
اختلاف دمای پینچ در کولر میانی	$\Delta T_{in-cool}$	۱۱/۶۱	۱۵
اختلاف دمای پینچ در کندانسور	ΔT_{con}	۷/۸۱	۷
نسبت فشار کمپرسور نیتروژن	$r_{D,c}$	۱/۴۸	۱/۸
نسبت فشار کمپرسور بخار ال ان جی	$r_{D,b}$	۲/۶۰	۳/۰

جدول ۲ مقادیر توابع هدف در طرح بهینه انتخابی

متغیر	نماد	مقدار بهینه	مقدار مقدار پایه (محاسبه شده براساس کد)	مقدار پایه [۱۶]	میزان بهبود
راندمان اگزرتیک (%)	ε	۲۹/۵۴	۲۵/۵۲	۲۵/۸	٪ ۴/۰۲
آنتروپی تولیدی (kJ/K)	S_{gen}	۱۱/۶۹	۱۰/۶۰	---	٪ ۱۰

نتیجه‌گیری

در این مقاله، سیکل مایع‌سازی بخار ال‌ان‌جی به روش ترمودینامیکی و با در نظر گرفتن میزان بازگشت‌ناپذیری مورد بررسی قرار گرفته است. بررسی پارامترهای موثر بر عملکرد سیکل سرمایشی نشان می‌دهد، افزایش نسبت فشار در کمپرسور نیتروژن و افزایش در اختلاف دمای پینچ کولر میانی‌های مربوطه موجب کاهش راندمان اگزرتیک و افزایش تولید آنتروپی می‌گردد. همچنین افزایش فشار در کمپرسور بخار ال‌ان‌جی موجب افزایش راندمان اگزرتیک و کاهش تولید آنتروپی می‌گردد. به منظور یافتن نقطه بهینه عملکرد سیستم مایع‌سازی دو تابع هدف (راندمان اگزرتیک و آنتروپی تولیدی) به‌عنوان توابع بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. نتایج بهینه‌سازی موجب افزایش راندمان اگزرتیک به میزان ۴٪ می‌گردد. همچنین از آنجایی که آنتروپی تولیدی نیز به‌عنوان تابع هدف مورد کمینه‌سازی قرار گرفته است، اگزرتی ورودی به سیستم به میزان ۴/۳٪ کاهش می‌یابد که تاثیر به‌سزایی در بهبود عملکرد سیستم دارد.

علائم و نشانه‌ها

BOG: بخار ال‌ان‌جی

C: گرمای ویژه (J/kg.K)

E: اگزرتی (J/kg)

H: آنتالپی (J/(kg.k))

LNG: ال‌ان‌جی

دبی جرمی (kg/s)

N: عدد آنتروپی بدون بعد

P: فشار (Pa)

Q: گرما (J)

r: نسبت فشار

R: ثابت جهانی گاز (J/k⁻¹.mol⁻¹)

S: آنتروپی (J/K)

T: دما (K)

W: کار (J)

علائم یونانی

راندمان اگزرتیک

راندمان ایزنتروپیک

عمر متوسط موضعی هوا (s)

زیرنویس‌ها

com: کمپرسور

D: تخریب

ex: اکسپندر

F: سوخت

نیتروژن

BOG: بخار ال‌ان‌جی

مراجع

- [1]. Bejan A., "Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants," Internat. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, pp. 1631-1635, 1989.
- [2]. WuvL. and Chen F., "Optimization of steady flow refrigeration cycles," Internat. J. Ambient Energy, Vol. 17, pp. 199-206, 1996.
- [3]. Chen L., Sun F., Wu C. and Kiang R. L., "Theoretical analysis of the performance of a regenerative closed Brayton cycle with internal irreversibilities," Energy Convers. Mangt., Vol. 38, pp. 871-877, 1997.
- [4]. Chen L., Wu C. and F. Sun, "Cooling load versus COP characteristics for an irreversible air refrigeration cycle," Energy Convers. Mangt., Vol. 39, pp. 117-125, 1998.

- [5]. Kodal B. and Sahin T., "Effects of internal irreversibility and heat leakage on the finite time thermoeconomic performance of refrigerators and heat pumps," *Energy Convers. Mangt.*, Vol. 41, pp. 607-619, 2000.
- [6]. Luo J., Chen L., Sun F. and Wu C., "Optimum allocation of heat exchanger inventory of irreversible air refrigeration cycles," *Phys. Scripta*, Vol. 65, pp. 410-415, 2002.
- [7]. Yan Z. and Chen L., "Optimization of the rate of exergy output for an endoreversible Carnot refrigerator," *J. Phys. D: Appl. Phys.*, Vol. 29, pp. 3017-3021, 1996.
- [8]. Sahin B., Kodal A., Ekmekci I. and Yilmaz T., "Exergy optimization for an endoreversible cogeneration cycle," *Energy*, Vol. 22, pp. 551-557, 1997.
- [9]. Yilmaz T., "Optimization of cogeneration systems under alternative performance criteria," *Energy Convers. Mangt.*, Vol. 45, pp. 939-945, 2004.
- [10]. Moon J. W., Lee Y. P., Jin Y. W., Hong E. S. and Chang H. M., "Cryogenic refrigeration cycle for re-liquefaction of LNG Boil-Off Gas," *International Cryocooler Conference*, pp. 629-635, 2007.
- [11]. Kochunni F. S. and Chowdhur K., "Comparison between reverse Brayton and Kapitza based LNG boil-off gas reliquefaction system using exergy analysis," *Materials Science and Engineering 2017*, doi:10.1088/1757-899X/171/1/012009
- [12]. Park C., Cho B., Lee S. and Kwon Y., "Study on the re-liquefaction processing for boil off gas system of floating Offshore LNG bunkering terminal," *Proceedings of the Twenty-sixth International Ocean and Polar Engineering Conference*, 2016.
- [13]. Sayyaadi H., Amlashi EH. and Amidpour M., "Multi-objective optimization of a vertical ground source heat pump using evolutionary algorithm," *Energy Conversion and Management* 2009, doi:10.1016
- [14]. Bejan A., "Entropy generation minimization," *CRC Press*, pp. 160-168, 1996.
- [15]. Sayyaadi H. and Mehrabipour R., "Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized tubular recuperative heat exchanger," *Energy*, Vol. 38, pp. 362-375, 2012.
- [16]. Beladjine M. B., Ouadha A. and Benabdesselam Y., L. "Adjlout, proceedings of the 23rd IIR international congress of refrigeration," 2011.