مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1396، دوره 17، شماره 10، ص‌ص 429-438

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تحلیل انرژی، اگزرژی و محیط‌زیستی استفاده از سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی در کشتی تجاری

سیدسجاد جلالی[1]، سیدمحمدحسین شریفی[2*]، غلامرضا صالحی[3]، مجید اسحق‌نیموری[4]

1- دانشجوی کارشناسی‌ارشد، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه صنعت نفت، محمودآباد
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعت نفت، محمودآباد
3- استادیار، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه صنعت نفت، محمودآباد
4- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تخصصی فناوری‌های نوین آمل، آمل
* محمودآباد، صندوق پستی 46315187، sharifi@put.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 10 مرداد 1396
پذیرش: 02 مهر 1396
ارائه در سایت: 05 آبان 1396

کلید واژگان:
کشتی
سیستم تبرید هیبریدی
تهویه مطبوع
سردخانه
بازیابی حرارت اتلافی

چکیده

در این مقاله استفاده از یک سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی برای تأمین هم‌زمان تقاضای سرمایش تهویه مطبوع و سردخانه‌های نگهداری گوشت، ماهی، سبزیجات و لبنیات در کشتی پیشنهاد شده است. سرمایش برای تهویه مطبوع و چهار سردخانه اشاره شده، در هر کشتی وجود دارد؛ بنابراین استفاده از این سیستم تقریباً در همه کشتی‌ها می‌تواند مورد بررسی قرارگیرد و کاربرد آن محدود به کشتی خاصی نمی‌شود. گازهای خروجی موتورهای کمکی به عنوان منبع حرارتی برای بخش جذبی در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد مقدار حرارتی که برای بارهای مختلف موتور از گازهای خروجی از موتور قابل کسب کردن است، همواره بیشتر از مقدار تقاضا برای ژنراتور می‌باشد. با توجه به این‌که این موتورهای کمکی برخلاف موتور اصلی همیشه روشن هستند و به متحرک یا متوقف بودن کشتی بستگی ندارند؛ بنابراین گاز خروجی از موتور کمکی به عنوان یک منبع حرارتی مناسب و دائمی برای ژنراتور سیکل جذبی در کشتی قابل استفاده است. در این مقاله از تحلیل انرژی، اگزرژی و محیط‌زیستی برای مقایسه سیستم پیشنهادی و سیستم تبرید تراکمی در کشتی استفاده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد برای شرایط آب و هوای گرمسیری، مصرف سوخت و بازگشت‌ناپذیری کل در سیستم پیشنهادی به ترتیب 91.6% و 26.6% کمتر از سیستم تبرید تراکمی در کشتی است. استفاده از سیستم تبرید هیبریدی تراکمی-جذبی نسبت به سیستم تبرید تراکمی در کشتی، موجب 64834 دلار صرفه‌جویی سالانه به دلیل کاهش جریمه ناشی از انتشار CO_2 می‌شود.

Energy, Exergy and Environmental Analysis of Using Hybrid Compression-Absorption Refrigeration System on a Merchant Ship

Seyed Sajjad Jalali[1], Seyed Mohammad Hesein Sharifi[1*], Gholamreza Salehi[1], Majid Eshagh Nimvari[2]

1- Department of Energy Systems Engineering, Petroleum University of Technology, Mahmood Abad, Iran.
2- Faculty of Mechanical Engineering, Amol University of Special Modern Technologies, Amol, Iran.
* P.O.B. 46315187 Mahmood Abad, Iran, sharifi@put.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 01 August 2017
Accepted 24 September 2017
Available Online 27 October 2017

Keywords:
Ship
Hybrid Refrigeration System
Air Condition
Fridge
Waste Heat Recovery

ABSTRACT

In this paper, using a hybrid compression-absorption refrigeration system for providing cooling demand of air condition and fridges for meat, fish, vegetable and dairy preservation, simultaneously on a ship is proposed. Cooling demands for air condition and fridges are in each ship. So, the use of proposed system can be considered in all ships and is not limited to a special one. Exhaust gases of auxiliary engine are applied as a heat source for absorption section. The results show that exhaust gases heat recovered is higher than the demand of generator on all ranges of engine loads. Unlike main engine, auxiliary engines are always on and don't depend on the movement of ship. So, exhaust gases of auxiliary engine as a heat source is an appropriate and permanent heat source for generator of absorption section. Based on energy, exergy and environmental analysis, a comparative performance analysis of proposed system and compression refrigeration system in ship has been carried out. The results show that based on tropical condition, fuel consumption and total irreversibility of proposed system are respectively 91.6% and 26.6% less than compression refrigeration system in ship. Using a hybrid compression-absoption refrigeration system in comparison to compression refrigeration system in ship causes 64834 $ annual saving due to reduction in CO_2 emission penalty (cost).

1- مقدمه

حمل و نقل به عنوان یک صنعت با مصرف انرژی بالا مطرح است و بهبود مصرف انرژی در بخش‌های مختلف آن همواره مدنظر کارشناسان بوده است. یکی از بخش‌های مهم این صنعت کشتیرانی است. امروزه بین 80-90% تجارت جهانی از طریق دریا انجام می‌شود و تجارت دریایی در مقایسه با سال 1950 از لحاظ کمیت و ارزش محصولات بیش از 100 برابر افزایش یافته

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

S. S. Jalali, S. M. H. Sharifi, Gh. Salehi, M. Eshagh Nimvari, Energy, Exergy and Environmental Analysis of Using Hybrid Compression-Absorption Refrigeration System on a Merchant Ship, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 429-438, 2017 (in Persian)

است [1]. همین استقبال و سهم قابل توجه کشتیرانی در صنعت حمل و نقل سبب شده است که سهم مصرف سوخت این بخش بسیار قابل توجه باشد.

مصرف گسترده سوخت‌های فسیلی به عنوان منبع انرژی متداول موجب بروز پدیده‌های ناخواسته‌ای نظیر آلودگی هوا و محیط‌زیست شده که نتیجه آن شدت یافتن پدیده‌هایی نظیر گرمایش جهانی، تغییرات آب و هوا و کاهش ضخامت لایه اوزون است. سوزاندن سوخت‌های فسیلی در موتور دیزل کشتی‌ها راه رایج برای تولید انرژی الکتریکی مورد نیاز کشتی است. موتورهای دیزل کشتی حجم قابل توجهی آلایندگی نظیر SO_x، NO_x و CO_2 تولید می‌کنند. بنابر گزارش سازمان بین‌المللی دریایی[1] تقریباً 3.3% از کل انتشار جهانی CO_2 به وسیله کشتی‌ها تولید می‌شود. پیش‌بینی‌ها نشان می‌دهد اگر اقدامات درخور توجهی انجام نپذیرد، تا سال 2050 انتشار گازهای گلخانه‌ای به وسیله کشتی‌ها نسبت به وضعیت کنونی بیش از 250 برابر خواهدشد [2]. قیمت سوخت، آلودگی زیست‌محیطی و همچنین جریمه ناشی از آن سبب شده است که سرمایه‌گذاران در بخش دریایی به دنبال روش‌های جایگزین برای کاهش مصرف انرژی الکتریکی باشند. بازیابی حرارت اتلافی یک روش جایگزین مناسب است. بخش تأمین سرمایش در کشتی به عنوان یکی از بخش‌ها با مصرف انرژی الکتریکی زیاد شناخته می‌شود. سرمایش کشتی شامل سرمایش در یخچال و تهویه مطبوع می‌شود. تاکنون برای تأمین سرمایش مورد نیاز در کشتی‌ها از سیستم‌های تبرید تراکمی بخار استفاده شده است. این سیستم‌ها از انرژی الکتریکی برای تأمین سرمایش استفاده می‌کنند. نیاز زیاد به سرمایش نشان‌دهنده مصرف قابل توجه سوخت برای تولید انرژی الکتریکی مورد نیاز است [3]؛ بنابراین بررسی استفاده از سیستمی جایگزین مانند سیستم تبرید جذبی که از انرژی حرارتی به عنوان عامل سرمایش استفاده می‌کند، می‌تواند مفید باشد.

شو و همکاران [4] در سال 2013 راه‌کارهای مختلف برای بازیابی حرارت اتلافی در کشتی را مورد مرور و مطالعه قرار دادند. تولید توان، سرمایش و آب‌شیرین با استفاده از اتلاف حرارتی مورد بررسی قرار گرفت. هدف از تحقیق آن‌ها فراهم‌کردن اطلاعاتی برای مقایسه راه‌کارها درجهت بهبود سیستم از نظر اقتصادی، تکنیکی و محیط زیستی بوده است. در سال 2015 امکان‌سنجی نصب سیستم بازیاب حرارت با استفاده از داده‌های عملیاتی در کشتی توسط بلدی و گابریلی [1] مورد بررسی قرار گرفت.

شماری از تحقیقات به بررسی استفاده از حرارت اتلافی برای ایجاد سرمایش در کشتی پرداخته‌اند. کوادها و الگوتنی [5] در سال 2013 استفاده از حرارت اتلافی برای ایجاد سرمایش در کشتی را مورد ارزیابی قرار دادند. از سیستم تبرید جذبی با سیال عامل آمونیاک- آب بدین منظور استفاده شد. نتایج نشان داد با افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور و کاهش دمای کندانسور و جاذب، عملکرد سیستم بهبود می‌یابد. ازگی [6] در سال 2014 بازیابی حرارت اتلافی برای راه‌اندازی سیستم پمپ حرارتی جذبی در یک کشتی نظامی را مورد بررسی قرارداد. از سیال عامل لیتیوم بروماید- آب در سیکل جذبی استفاده شد. تحلیل ترمودینامیکی برای مقایسه سیستم پیشنهادی و سیستم موجود در کشتی از لحاظ عملکرد، مصرف سوخت و آلایندگی به‌کار رفت. کایو و همکاران [7] در سال 2015 سیکل تبرید جذبی را برای تأمین نیاز تهویه مطبوع در یک کشتی باری در نظر گرفتند. عملکرد سیستم در سه وضعیت آب و هوایی مختلف بررسی شد. نتایج نشان داد که ضریب عملکرد الکتریکی سیستم جذبی 9.4 است در حالی که برای سیستم موجود در کشتی 3.6 است، همچنین مصرف سوخت و CO_2 تولیدی سیکل جذبی کمتر از سیکل تراکمی بخار خواهد بود. در پژوهش آن‌ها حرارت گازهای خروجی موتور اصلی کشتی[2] به عنوان منبع حرارتی برای سیکل جذبی در نظر گرفته شده است. پالومبا و همکاران [8] در سال 2017 امکان‌سنجی استفاده از سیستم تبرید جذب سطحی و سیستم تبرید جذبی با استفاده از حرارت اتلافی در یک کشتی ماهی‌گیری را مورد بررسی قرار دادند. سلمی و همکاران [9] در سال 2017 استفاده از سیکل تبرید جذبی در یک کشتی باری را مورد بررسی قراردادند. سه منبع اتلافی مختلف شامل هوای تغذیه موتور، گاز خروجی اگزوز و آب خنک‌کننده پیرامون موتور به عنوان منبع حرارتی برای سیکل جذبی در نظر گرفته‌شد. هر سه منبع حرارتی مربوط به موتور اصلی کشتی است. سیال عامل‌های آمونیاک- آب و لیتیوم بروماید- آب در سیکل تبرید استفاده شد. در واقع امکان‌پذیری استفاده از لیتیوم بروماید-آب برای تأمین تهویه مطبوع و آمونیاک- آب برای تولید یخ به صورت جداگانه مورد بررسی قرارگرفت. نتایج آن‌ها نشان داد که سیستم جذبی در شرایط ISO کل سرمایش مورد نیاز تهویه مطبوع را تأمین خواهد کرد، اما با توجه به آن‌که کشتی برای بار زدن یا خالی کردن بار و... حدود 30% در سال متوقف است، در نتیجه موتور اصلی خاموش خواهد شد و سیستم پیشنهادی از کار خواهد افتاد؛ بنابراین نتیجه گرفتند سیستم آن‌ها 70% در سال که کشتی در حال حرکت است، می‌تواند کل سرمایش تهویه مطبوع را تأمین کند و 30% در سال که کشتی متوقف است از سیستم تبرید تراکمی در کشتی استفاده شود. نیاز به سرمایش در کشتی شامل سرمایش بالای صفر (تهویه مطبوع) و زیر صفر (یخچال) می‌شود. دو سیستم تبرید تراکمی بخار به صورت جداگانه این نیازها را تأمین می‌کنند. استفاده از سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی یک روش جایگزین است که می‌تواند با استفاده از حرارت اتلافی این نیازها را هم‌زمان تأمین کند و موجب بهبود عملکرد سیستم شود. شماری از تحقیقات به تحلیل و بررسی سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی در کاربردهای مختلف پرداخته‌اند. گریملا وهمکاران [10] در سال 2011 گازهای خروجی از موتور اصلی به عنوان منبع حرارتی برای سیکل ترکیبی تراکمی- جذبی در یک کشتی نظامی مورد استفاده قرار دادند. از مبرد دمای پایین (-40°C) برای خنک‌سازی تجهیزات الکترونیکی نظامی و مبرد دما متوسط (5°C) برای تهویه مطبوع استفاده شده است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد سیستم ترکیبی می‌تواند موجب کاهش مصرف انرژی الکتریکی در مقایسه با سیستم تراکمی دو مرحله‌ای شود. صیفوری و عامری [11] در سال 2012 ساختارهای مختلف ترکیب سیکل تراکمی و جذبی را مورد بررسی قراردادند که هریک از ساختارها با یک میکروتوربین ترکیب شده بود. نتایج آن‌ها نشان داد در ساختاری با کمپرسور دو مرحله‌ای که از چیلر جذبی برای سرمایش میانی و خنک‌کردن سیال خروجی از کنداسور سیکل تراکمی استفاده شده بود، بهترین ساختار برای صرفه‌جویی انرژی است. کیمست و اوزتورک [12] در سال 2012 اثر سیال عامل‌های آمونیاک- آب و لیتیوم‌بروماید- آب در قسمت جذبی بر عملکرد سیکل ترکیبی آبشاری تراکمی- جذبی را مورد بررسی و مقایسه قرار دادند. نتایج نشان داد که استفاده از سیال عامل لیتیوم بروماید- آب در بخش جذبی موجب 33% بهبود در ضریب عملکرد سیستم در مقایسه با استفاده از آب- آمونیاک خواهد شد. جین و همکاران [13] در سال 2013 اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم ترکیبی تراکمی- جذبی مورد بررسی قرار دادند و نتیجه شد که دمای کندانسور و اواپراتور به دلیل تأثیر

[1] International Maritime Organization (IMO)

[2] موتور اصلی، توان مورد نیاز برای حرکت کشتی را تأمین می‌کند.

زیاد بر عملکرد سیستم باید مورد توجه ویژه قرار گیرد. کیان و صداقت [14] در سال 2016 یک سیستم پمپ‌حرارتی زمینی ترکیب شده با سیستم تبرید جذبی خورشیدی را مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها سیستم جذبی را به صورت سری در کنار کندانسور سیکل تراکمی قرار دادند، بدین ترتیب دمای کندانسور سیکل تراکمی کاهش یافت که این امر منجر به کاهش نسبت تراکم در کمپرسور و در نتیجه آن کاهش انرژی الکتریکی مورد نیاز در کمپرسور شده و افزایش ضریب عملکرد سیستم را درپی داشت.

در بیشتر تحقیقات انجام شده در کشتی استفاده از سیکل تبرید جذبی به منظور تأمین نیاز تهویه مطبوع مورد بررسی قرار گرفته است و مطالعات اندکی به استفاده از سیکل هیبریدی تراکمی- جذبی برای تولید سرمایش دما پایین در کشتی پرداخته‌اند که در میان آن‌ها هدف تأمین سرمایش در کاربردهای خاص نظیر تأمین سرمایش برای خنک‌سازی تجهیزات الکترونیکی در کشتی نظامی (مرجع [10]) بوده است. در این پژوهش یک سیستم هیبریدی تراکمی- جذبی برای تأمین هم‌زمان سرمایش تهویه مطبوع و چهار سردخانه برای نگهداری سبزیجات، لبنیات، گوشت و ماهی مورد بررسی قرار می‌گیرد. با توجه به این‌که سرمایش برای تهویه مطبوع و چهار سردخانه اشاره شده در هر کشتی وجود دارد؛ بنابراین تقاضا سرمایش بررسی شده در این پژوهش نسبت به مرجع [10] از جامعیت بیشتری برخوردار بوده و بررسی استفاده از آن تقریباً در همه کشتی‌ها می‌تواند مورد ارزیابی قرار گیرد. از طرفی در عموم پژوهش‌های انجام‌شده گرمای گازهای خروجی موتور اصلی به عنوان منبع حرارتی برای سیستم جذبی در نظر گرفته شده است. وقتی کشتی متوقف باشد موتور اصلی خاموش می‌شود؛ بنابراین سیستم تبرید پیشنهادی آن‌ها از کار خواهد افتاد. درحالی که نیاز برای سرمایش در کشتی یک نیاز دائمی است، اما در این پژوهش از گرمای گازهای خروجی موتورهای کمکی استفاده شده است. این موتورها انرژی الکتریکی مورد نیاز کشتی را تأمین می‌کنند و همیشه روشن هستند و به متحرک یا متوقف بودن کشتی بستگی ندارند. علاوه‌بر آن در بیشتر پژوهش‌های انجام شده در کشتی به تحلیل انرژی سیستم جذبی و مقایسه آن با سیستم تبرید تراکمی پرداخته‌اند. در پژوهش حاضر سیکل مورد نظر از لحاظ تحلیل اگزرژی و محیط‌زیستی نیز مورد بررسی قرار می‌گیرد و با سیستم تبرید تراکمی در کشتی مقایسه می‌شود.

2- خصوصیات و مدل ترمودینامیکی سیستم مورد بررسی

2-1- توصیف سیستم

در این پژوهش یک سیستم هیبریدی تراکمی- جذبی با استفاده از حرارت گازهای خروجی از موتور دریایی وارتسیلا 1600W9L20 در نظر گرفته شده است. موتور کمکی، موتوری 4 ضربه‌ای، با سرعت اسمی (rpm) 900 و توان (W) 1600 است [15]. در کشتی حداقل دو موتور کمکی برای تأمین انرژی الکتریکی مصرفی کشتی همیشه روشن است. نفت کوره با ارزش حرارتی (MJ/kg) 39.57 به عنوان سوخت مصرفی مورد استفاده قرار می‌گیرد [15]. با در نظر گرفتن ضریب هوای اضافه 2.27، کسرمولی ترکیب گازهای خروجی مطابق جدول 1 محاسبه می‌شود.

گاز خروجی به دلیل ریسک خوردگی ناشی از سولفور نمی‌تواند کمتر از دمای نقطه شبنم سرد شود. دمای نقطه شبنم به فشار جزئی سولفورتری‌اکسید و بخار آب بستگی دارد و با فرض تبدیل همه سولفور دی‌اکسید به سولفورتری‌اکسید طبق رابطه (1) محاسبه می‌شود [1].

جدول 1 ترکیب گازهای خروجی موتورهای کمکی

Table 1 Composition of exhaust gases of auxiliary engines

اجزای گاز خروجی	درصد مولی
اکسیژن	10.37
نیتروژن	73.92
کربن دی‌اکسید	6.36
بخار آب	9.24
سولفور دی‌اکسید	0.11

$$T_{\mathrm{dew}} = 20.25 + 27.6\log(P_{\mathrm{H_2O}}) + 10.83\log(P_{\mathrm{SO_3}}) + 1.06(\log(P_{\mathrm{SO_3}}) + 8)^{2.19} \quad (1)$$

سیستم پیشنهادی شامل یک سیکل تراکمی بخار و یک سیکل جذبی است که این دو سیکل با یک مبدل حرارتی آبشاری با یکدیگر ترکیب شده‌اند. نمایی از سیستم مورد بررسی در شکل 1 دیده می‌شود.

2-2- داده های ورودی

در این پژوهش یک سیستم تبرید تراکمی- جذبی که از گاز خروجی اگزوز کشتی استفاده می‌کند، مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. کشتی مورد مطالعه، نفت‌کشی 330000 تنی ساخت شرکت دالیان در کشور چین است. با استفاده از ترکیب گازهای خروجی (جدول 1) و استفاده از معادله (1) دمای نقطه شبنم (°C) 180.3 محاسبه می‌شود.

اطلاعات ورودی براساس داده‌های طراحی برای شرایط آب و هوای گرمسیری با حداکثر بار سرمایشی در نظر گرفته شده است. اطلاعات ورودی برای سیستم تهویه مطبوع و سردخانه‌های کشتی در جدول‌های 2 و 3 آمده است [16]. اطلاعات مربوط به موتور کمکی در جدول 4 آمده است [15]. برای مدل‌کردن سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی از داده‌های جدول‌های 2-4 استفاده می‌شود. سایر اطلاعات مورد نیاز در جدول 5 آمده است.

جدول 2 داده‌های ورودی سیستم تهویه مطبوع [16]

Table 2 Initial data for air condition system[16]

پارامتر	مقدار	واحد
دمای محیط	45	°C
فشار محیط	101.3	kPa
دمای آب خنک‌کننده	40	°C
فشار آب خنک‌کننده	200	kPa
کمترین اختلاف دما در کندانسور	5	°C
توان سرمایشی مورد نیاز	350.4	kW
دمای اواپراتور	5	°C
دمای اتاق	23	°C

جدول 3 داده‌های ورودی سیستم سردخانه [16]

Table 3 Initial data for fridge system[16]

پارامتر	سردخانه نگهداری			
	گوشت	ماهی	سبزیجات	لبنیات
توان سرمایشی مورد نیاز (kW)	6.25	4.44	19.85	10.25
دمای اواپراتور (°C)	-32	-32	-10	-10
دمای اتاق (°C)	-25	-25	+2	+2

جدول 4 داده‌های موتور کمکی کشتی [15]

Table 4 Initial data for auxiliary engine [15]

پارامتر	مقدار			
بار موتور (%)	100	85	75	50
دمای گاز خروجی (°C)	405	362	360	383
دبی گاز خروجی (kg/s)	3.07	2.82	2.51	1.75
توان خروجی (kW)	1665	1428	1260	840
مصرف سوخت (g/kWh)	207	204	205	211

جدول 5 داده‌های ورودی سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی

Table 5 Initial data for HCARS

پارامتر	مقدار	واحد
کمترین اختلاف دما در جاذب	5	°C
دمای ژنراتور	106	°C
ضریب تأثیر مبدل حرارتی برای محلول	0.707	-
کمترین اختلاف دما در کندانسور آبشاری	8	°C

2-3- شبیه‌سازی و تحلیل انرژی سیستم

برای شبیه‌سازی سیکل فرض‌های زیر در نظر گرفته می‌شود [13]:

1- سیستم در حالت پایا قرار دارد.

2- کلیه افت فشارها در اجزا سیستم (مبدل‌های حرارتی و لوله‌ها) نادیده گرفته می‌شود.

3- مبرد در خروجی اواپراتور و کندانسور در حالت اشباع در نظر گرفته می‌شود.

4- بازدهی آیزنتروپیک کمپرسور ثابت است.

5- فرایندی که در شیر اختناق انجام می‌شود، به صورت آنتالپی ثابت فرض می‌شود.

6- محلول ضعیف و محلول قوی به ترتیب در خروجی جاذب و ژنراتور در حالت تعادلی قرار دارند.

تعادل جرم و انرژی در حالت کلی برای یک حجم کنترل مطابق روابط (3,2) بیان می‌شود [6].

$$\sum \dot{m}_{\mathrm{i}} = \sum \dot{m}_{\mathrm{e}} \tag{2}$$

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_{\mathrm{i}} h_{\mathrm{i}} - \sum \dot{m}_{\mathrm{e}} h_{\mathrm{e}} = 0 \tag{3}$$

با به کارگیری روابط بنیادی (3,2) برای هریک از اجزای سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی که در شکل 1 نشان داده شده، معادلات قانون اول ترمودینامیک قابل نوشتن خواهد بود که در جدول 6 آمده است.

برای مدل ارائه‌شده در این مقاله برنامه‌ای از طریق نرم‌افزار EES نوشته و اجرا شده است. با داشتن دمای اواپراتور هر یک از سردخانه‌ها و با فرض این‌که خروجی اواپراتورها در حالت بخار اشباع قرار دارند، می‌توان فشار هریک از اواپراتورها را محاسبه کرد. از طرفی با برابر دانستن دمای اواپراتور مبدل آبشاری با اواپراتور سیستم تهویه مطبوع و در نظر گرفتن کمترین اختلاف دما در مبدل آبشاری، دمای کندانسور سیکل تراکمی بخار قابل محاسبه است. با توجه به این فرض که خروجی کندانسور در حالت مایع اشباع است، می‌توان فشار کندانسور را محاسبه کرد. با به‌دست آوردن P_2 و داشتن ضریب آیزنتروپیک کمپرسور مشخصات جریان بعد از کمپرسور محاسبه می‌شود. بدین صورت مشخصات تمام جریان‌ها از بخش تراکمی بخار به‌دست می‌آید. با در نظر گرفتن توان سرمایشی، دبی سیکل محاسبه می‌شود و می‌توان توان مصرفی کمپرسور و نرخ انتقال حرارت در کندانسور را محاسبه کرد. بدین صورت بخش تراکمی بخار شبیه‌سازی می‌شود. نحوه شبیه‌سازی کندانسور و اواپراتور بخش جذبی نیز مانند بخش تراکمی بخار است. در سیکل جذبی با داشتن مشخصات آب خنک‌کننده و در نظر گرفتن کمترین اختلاف دما در کندانسور و جاذب، دمای کندانسور و جاذب محاسبه می‌شود. کار پمپ از طریق رابطه (4) به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{\mathrm{pump}} = \frac{\dot{m}_{21}(P_{22} - P_{21})}{\rho_{21}\eta_{\mathrm{pump}}} \tag{4}$$

به دلیل فرض عدم افت فشار در مبدل‌ها و لوله‌ها، در رابطه (4)، P_{22}-P_{21} برابر با اختلاف فشار کندانسور و اواپراتور6 است. دمای نقاط 24 و 27 برابر با دمای ژنراتور است. با استفاده از رابطه (5) دمای نقطه 25 محاسبه می‌شود.

$$T_{25} = T_{24} - \varepsilon(T_{24} - T_{22}) \tag{5}$$

سپس با در نظر گرفتن تعادل انرژی در مبدل حرارتی برای محلول لیتیوم بروماید- آب، دمای نقطه 23 محاسبه می‌شود. بدین صورت مشخصات تمام نقاط سیستم جذبی نیز به‌دست می‌آید و می‌توان نرخ انتقال حرارت و همچنین توان مصرفی در هریک از اجزا را به‌دست آورد.

ضریب عملکرد کل سیستم و هریک از بخش‌های تراکمی و جذبی طبق روابط (6-8) محاسبه می‌شود [12].

$$COP_{\mathrm{VCRS}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=4} \dot{Q}_{\mathrm{evapi}}}{\dot{W}_{\mathrm{comp}}} \tag{6}$$

$$COP_{\mathrm{ARS}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{evap5}} + \dot{Q}_{\mathrm{evap6}}}{\dot{Q}_{\mathrm{gen}} + \dot{W}_{\mathrm{pump}}} \tag{7}$$

$$COP_{\mathrm{HCARS}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=5} \dot{Q}_{\mathrm{evapi}}}{\dot{Q}_{\mathrm{gen}} + \dot{W}_{\mathrm{comp}} + \dot{W}_{\mathrm{pump}}} \tag{8}$$

2-4- تحلیل اگزرژی سیستم

هدف از تحلیل اگزرژی شناسایی محل، نوع و مقدار هدر رفت منابع انرژی در فرایندهای ترمودینامیکی و عوامل مؤثر بر آن است. تحلیل اگزرژی یک سیستم پیچیده با تحلیل اگزرژی تک‌تک اجزای سیستم به دست می‌آید. با این روش هم بازگشت‌ناپذیری کل و هم تک‌تک اجزا محاسبه می‌شود که می‌تواند به تحلیل بهتر سیستم کمک کند. تعادل اگزرژی برای یک حجم کنترل در حالت پایا مطابق رابطه (9) است.

$$\dot{I} = \dot{E}^{\mathrm{in}} - \dot{E}^{\mathrm{out}} + \dot{E}^{Q} - \dot{E}^{W} \tag{9}$$

$\dot{I}$ بازگشت‌ناپذیری کل یا همان تخریب اگزرژی کل است. $\dot{E}^{Q}$ و $\dot{E}^{W}$ به ترتیب به جریان اگزرژی مرتبط با انتقال حرارت و انتقال کار اشاره دارد. $\dot{E}^{\mathrm{in}}$ و $\dot{E}^{\mathrm{out}}$ به ترتیب اگزرژی ورودی و خروجی سیستم و $\dot{E} = \dot{m}e$ است که e اگزرژی مخصوص است و از رابطه (10) به‌دست می‌آید [17].

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{10}$$

معادلات اگزرژی برای هریک از اجزای سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی در جدول 6 آمده است.

2-5- تحلیل محیط‌زیستی سیستم

به دلیل افزایش نگرانی‌ها درباره مسائل زیست‌محیطی به ویژه گرمایش جهانی، مقدار انتشار CO_2 در سیستم مورد توجه قرار می‌گیرد. جریمه ناشی از آن از طریق رابطه (11) قابل محاسبه است [18].

$$C_{\mathrm{env}} = m_{\mathrm{CO_2}} C_{\mathrm{CO_2}} \tag{11}$$

در رابطه (11) $C_{\mathrm{CO_2}}$ هزینه واحد جریمه انتشار CO_2 که برای هر کشور نسبت به کشور دیگر متفاوت است. برای ایران 90 دلار به ازای انتشار هر تن CO_2 در نظر گرفته می‌شود [20,19]. $m_{\mathrm{CO_2}}$ مقدار انتشار CO_2 است و طبق رابطه (12) محاسبه می‌شود.

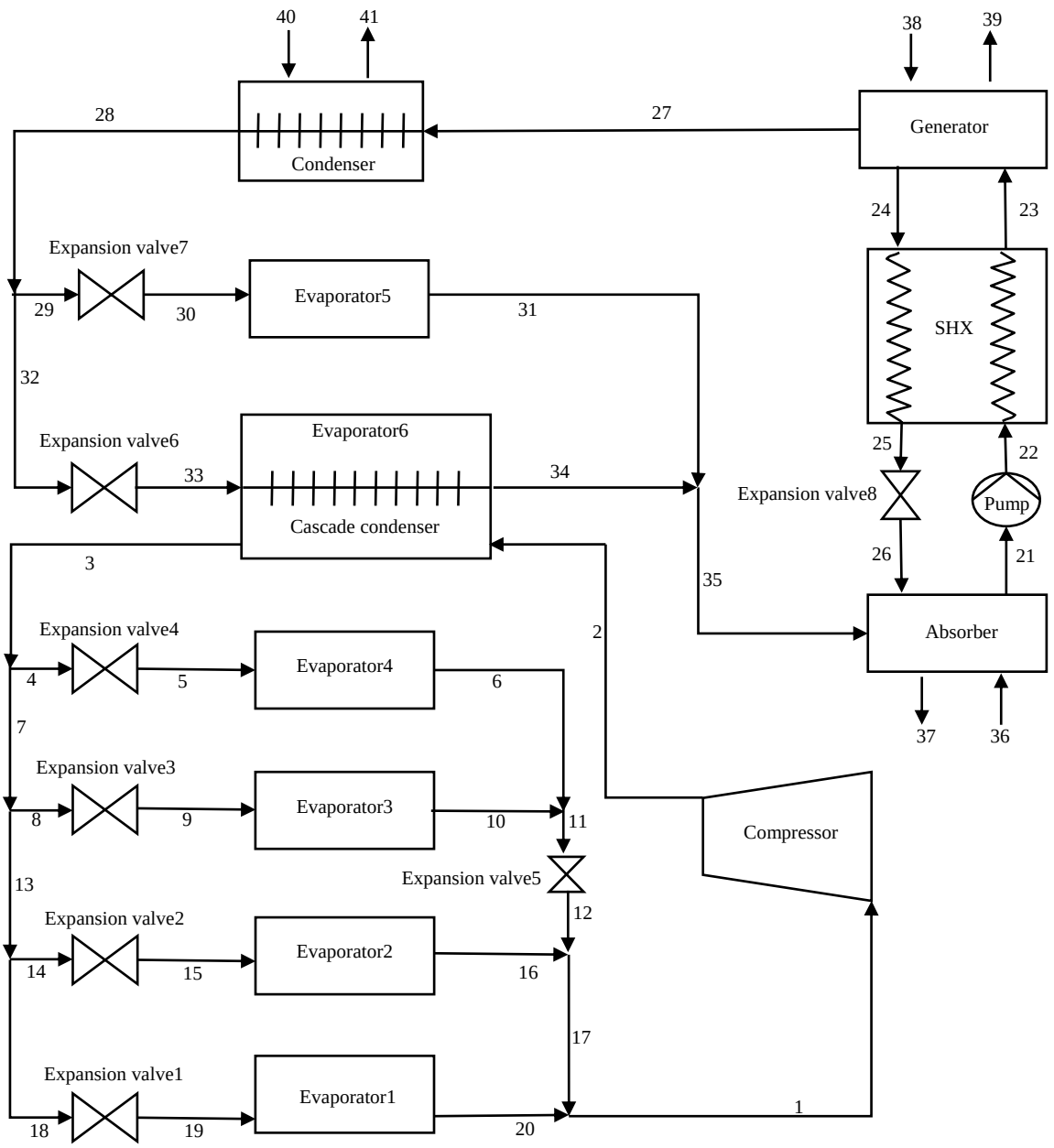

Fig. 1 Hybrid compression-absorption refrigeration system

شکل 1 سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی

$$m_{CO_2} = \lambda \dot{W} t_{op} \quad (12)$$

λ نسبت انتشار CO_2 به توان مصرفی است که با نوشتن معادله احتراق برای سوخت مصرفی (نفت کوره)، مقدار CO_2 تولیدی به ازای سوختن یک گرم سوخت را می‌توان به‌دست آورد. از طرفی با توجه به این‌که مقدار سوخت مصرفی برای تولید یک کیلووات ساعت توان در جدول 4 داده شده است؛ بنابراین نسبت انتشار CO_2 به توان مصرفی به‌دست می‌آید که در این پژوهش 0.646 (kg/kWh) محاسبه شده و t_{op} مدت ساعت کارکرد سیستم است.

2-6- صحت‌سنجی

در این پژوهش با ترکیب دو سیکل تراکمی و جذبی، تقاضای سرمایش مورد نیاز در تهویه مطبوع و چهار سردخانه برای نگهداری گوشت، ماهی، سبزیجات و لبنیات هم‌زمان تأمین می‌شود. در واقع سیکل جذبی دارای دو اواپراتور است که یکی برای تهویه مطبوع و دیگری برای خنک‌سازی کندانسور سیکل تراکمی استفاده می‌شود که به صورت آبشاری با سیکل تراکمی ترکیب شده است. سیکل تراکمی دارای چهار اواپراتور است که برای چهار سردخانه استفاده می‌شود. سیستمی با تمام ویژگی‌های این سیستم برای صحت‌سنجی در مطالعات گذشته دیده نشده است؛ بنابراین یک سیستم تبرید آبشاری تراکمی- جذبی که هر یک از سیکل‌ها داری یک اواپراتور است مورد استفاده قرار می‌گیرد. این سیکل بیشترین شباهت را با سیستم به‌کار رفته در این پژوهش دارد و تمام اجزای اصلی را داراست. مقایسه مدل حاضر با مدل کیمست و اوزتورک [12] در جدول 7 نشان داده شده است. بیشترین خطا 1.71% بوده و دقت قابل قبول شبیه‌سازی را نشان می‌دهد.

در کشتی از دو سیکل تراکمی بخار برای تأمین نیاز تهویه مطبوع و یخچال استفاده می‌شود. سیکل تهویه مطبوع دارای یک اواپراتور و سیکل

جدول 6 معادلات انرژی و اگزرژی سیستم

Table 6 Energy and exergy equations of the system

جزء	معادله انرژی	معادله اگزرژی
اواپراتور 1(*)	$\dot{Q}_{\text{evap1}} = \dot{m}_{20}h_{20} - \dot{m}_{19}h_{19}$	$\dot{I}_{\text{evap1}} = m_{19}e_{19} - m_{20}e_{20} + \dot{Q}_{\text{evap}}(T_0/T_L - 1)$
کمپرسور	$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_2h_2 - \dot{m}_1h_1$	$\dot{I}_{\text{comp}} = m_1e_1 - m_2e_2 + \dot{W}_{\text{comp}}$
شیر فشارشکن 1(*)	$h_{18} = h_{19}$	$\dot{I}_{\text{expan1}} = m_{18}e_{18} - m_{19}e_{19}$
کندانسور آبشاری	$\dot{Q}_{\text{cascade}} = \dot{m}_{34}h_{34} - \dot{m}_{33}h_{33} = \dot{m}_2h_2 - \dot{m}_3h_3$	$\dot{I}_{\text{cascade}} = m_{33}e_{33} - m_{34}e_{34} + m_2e_2 - m_3e_3$
جاذب	$\dot{Q}_{\text{ab}} = \dot{m}_{35}h_{35} + \dot{m}_{26}h_{26} - \dot{m}_{21}h_{21}$ $\dot{m}_{35} + \dot{m}_{26} = \dot{m}_{21}$	$\dot{I}_{\text{ab}} = m_{35}e_{35} + m_{26}e_{26} + m_{36}e_{36} - (m_{21}e_{21} + m_{37}e_{37})$
مبدل حرارتی برای محلول	$\dot{m}_{23}h_{23} - \dot{m}_{22}h_{22} = \dot{m}_{24}h_{24} - \dot{m}_{25}h_{25}$	$\dot{I}_{\text{SHX}} = m_{22}e_{22} + m_{24}e_{24} - (m_{23}e_{23} + m_{25}e_{25})$
کندانسور	$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{27}h_{27} - \dot{m}_{28}h_{28}$	$\dot{I}_{\text{cond}} = m_{27}e_{27} + m_{40}e_{40} - (m_{38}e_{28} + m_{41}e_{41})$
ژنراتور	$\dot{Q}_{\text{gen}} = \dot{m}_{27}h_{27} + \dot{m}_{24}h_{24} - \dot{m}_{23}h_{23}$ $m_{23} = m_{24} + m_{27}$	$\dot{I}_{\text{gen}} = m_{23}e_{23} + m_{37}e_{38} - (m_{24}e_{24} + m_{27}e_{27} + m_{39}e_{39})$
پمپ	$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{m}_{22}h_{22} - \dot{m}_{21}h_{21}$	$\dot{I}_{\text{pump}} = m_{21}e_{21} - m_{22}e_{22} + \dot{W}_{pump}$

(*) به دلیل حجیم نشدن جدول، برای اجزای مشابه (شیر اختناق و اواپراتور) معادلات انرژی و اگزرژی برای یکی از اجزاء به عنوان نمونه آورده شده است.

یخچال دارای چهار اواپراتور است. مقایسه مدل سیستم تبرید تراکمی در کشتی با داده‌های تجربی [16] در جدول 8 آمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، بیشترین خطا حدود 2% است که می‌تواند به دلیل بعضی از فرض‌ها در شبیه‌سازی باشد؛ بنابراین شبیه‌سازی سیستم تبرید تراکمی در کشتی نیز از دقت قابل قبولی برخوردار است.

3- نتایج

3-1- نتایج تحلیل انرژی

شکل 2 نمودار نرخ انتقال حرارت در ژنراتور برحسب بارهای مختلف موتور کمکی را نشان می‌دهد. (میزان حرارت استحصال شده از گازهای خروجی موتور به ازای خنک‌سازی گازهای خروجی (دما و دبی آن در جدول 4 آمده است.) تا دمای (°C) 180.3 محاسبه می‌شود.) همان‌طور که ملاحظه می‌شود در تمام بارهای موتور مقدار حرارتی که از گازهای خروجی از موتور قابل کسب کردن است، همواره بیشتر از مقدار تقاضا برای ژنراتور است و هر چه بار موتور بیشتر می‌شود این اختلاف بزرگ‌تر خواهد بود.

جدول 7 مقایسه مدل حاضر با کیمست و اوزتورک [12]

Table 7 Comparison of present model with Cimsit and Ozturk [12]

پارامتر	پژوهش حاضر	کیمست و اوزتورک [12]	درصد خطا
$\dot{Q}_{\text{cond}}$ (kW)	61.2	61.06	0.25
$\dot{Q}_{\text{ab}}$ (kW)	73.14	72.76	0.52
$\dot{Q}_{\text{gen}}$ (kW)	76.79	76.45	0.44
$\dot{Q}_{\text{cascade}}$ (kW)	57.55	57.41	0.24
$\dot{W}_{\text{comp}}$ (kW)	8.39	8.25	1.67
COP_{VCARS}	0.587	0.59	-0.51
COP_{VCRS}	5.959	6.061	-1.71
COP_{VARS}	0.7494	0.75	-0.08

جدول 8 مقایسه مدل سیستم تبرید تراکمی در کشتی و داده‌های تجربی

Table 8 Comparison of compression refrigeration system model in ship with experimental data

پارامتر	سیستم تراکمی بخار	داده تجربی [16]	درصد خطا
واحد سردخانه			
$\dot{W}_{\text{comp}}$ (kW)	28.46	27.6	3.1
واحد تهویه مطبوع			
$\dot{W}_{\text{comp}}$ (kW)	110.1	108.8	1.2

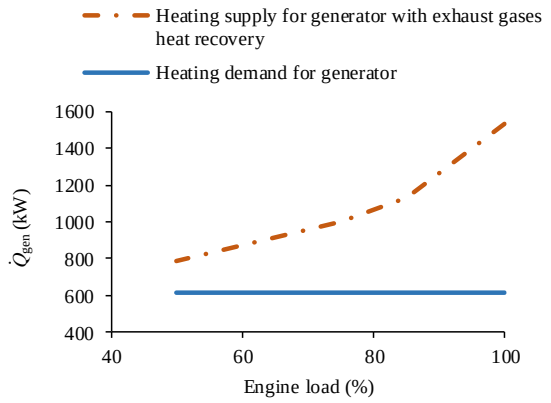

Fig. 2 Comparison of exhaust gases heat recovered and demand of generator on different engine loads

شکل 2 مقایسه حرارت بازیابی‌شده گازهای خروجی و مقدار تقاضا برای ژنراتور برای بارهای مختلف موتور

در مرجع [9] نیز نتیجه شده که مقدار حرارتی که از گازهای خروجی از موتور اصلی قابل کسب کردن است. در تمام بارهای موتور همواره بیشتر از مقدار حرارت مورد نیاز برای ژنراتور سیکل جذبی است و نتیجه شد زمانی که کشتی متوقف است و موتور اصلی خاموش می‌شود (حدود 30% از زمان عملکرد در سال) از سیستم تبرید تراکمی در کشتی برای تأمین سرمایش تهویه‌مطبوع استفاده شود. در پژوهش حاضر از گازهای خروجی موتور کمکی به عنوان منبع گرمایی دائمی برای ژنراتور سیکل جذبی در کشتی استفاده شده است.

مقایسه‌ای بین عملکرد سیستم پیشنهادی با سیستم تبرید تراکمی در کشتی از لحاظ قانون اول ترمودینامیک برای شرایط آب و هوای گرمسیری در جدول 9 قابل مشاهده است.

به ازای بار سرمایش یکسان در تهویه مطبوع و سردخانه برای دو سیستم ملاحظه می‌شود توان مورد نیاز برای سیستم هیبریدی تراکمی- جذبی که این دو نیاز سرمایش را همزمان تأمین می‌کند، 11.61(kW) است، در حالی که با استفاده از سیستم تبرید تراکمی در کشتی برای تأمین سرمایش تهویه مطبوع، توان مورد نیاز 110.1(kW) و برای سردخانه 28.46(kW) است. در کل برای تأمین سرمایش تهویه مطبوع و سردخانه با سیستم تبرید تراکمی در کشتی 138.56(kW) توان مورد نیاز است؛ بنابراین سیستم تبرید پیشنهادی

جدول 9 مقایسه تحلیل انرژی سیستم پیشنهادی با سیستم تبرید تراکمی در کشتی در شرایط گرمسیری

Table 9 Energy analysis comparison of proposed system with compression refrigeration system in ship in tropical condition

پارامتر	پژوهش حاضر	سیستم تهویه مطبوع تراکمی	سیستم سردخانه تراکمی
(kW) $\dot{Q}_{evap1}$	6.25	-	6.25
(kW) $\dot{Q}_{evap2}$	4.44	-	4.44
(kW) $\dot{Q}_{evap3}$	19.85	-	19.85
(kW) $\dot{Q}_{evap4}$	10.25	-	10.25
(kW) $\dot{Q}_{evap5}$	350.4	350.4	-
(kW) $\dot{Q}_{ab}$	581.5	-	-
(kW) $\dot{Q}_{cond}$	435.7	460.5	69.25
(kW) $\dot{Q}_{gen}$	614.4	-	-
(kW) $\dot{Q}_{cascade}$	52.38	-	-
(kW) $\dot{W}_{comp}$	11.59	110.1	28.46
(kW) $\dot{W}_{pump}$	0.01919	-	-
COP_{HCARS}	0.6249	-	-
COP_{VCRS}	3.518	3.183	1.433
COP_{ARS}	0.6556	-	-

نسبت به سیستم تبرید تراکمی 91.6% کمتر انرژی الکتریکی مصرف می‌کند.

میزان بار سرمایشی مورد نیاز برای تهویه مطبوع و سردخانه با افزایش دمای محیط افزایش می‌یابد. این امر سبب افزایش انرژی الکتریکی مصرفی در سیستم می‌شود؛ بنابراین مصرف سوخت سیستم افزایش می‌یابد. از سویی به دلیل این‌که کندانسور و جاذب با آب دریا خنک می‌شود، با افزایش دمای محیط و آب دریا، کندانسور و جاذب کمتر خنک شده و دمای آن‌ها بالاتر می‌رود، نتیجه آن کاهش ضریب عملکرد سیستم خواهد بود. این دو دلیل موجب می‌شود مصرف سوخت سیستم با افزایش دمای محیط افزایش یابد. در بخش تأمین سرمایش مورد نیاز سردخانه به دلیل استفاده از کندانسور آبشاری در سیستم هیبریدی، ضریب عملکرد سیستم نسبت به سیستم تبرید تراکمی در کشتی 2.5 برابر شده است؛ بنابراین با افزایش دمای محیط و بار سرمایشی، مصرف سوخت برای سیستم پیشنهادی نسبت به سیستم تبرید تراکمی در کشتی با نرخ کمتری افزایش می‌یابد. بخش سرمایش تهویه مطبوع در سیستم پیشنهادی از طریق بخش جذبی تأمین می‌شود. هرگونه تغییر در میزان بار سرمایشی موجب تغییر در توان مصرفی پمپ می‌شود و چون میزان توان مصرفی پمپ بسیار ناچیز است؛ بنابراین افزایش بارسرمایشی تهویه مطبوع، تأثیر بسیار کمی بر میزان مصرف سوخت سیستم پیشنهادی خواهد گذاشت. به‌صورت کلی با افزایش دمای محیط و میزان بار سرمایشی در تهویه مطبوع و سردخانه‌ها، مصرف سوخت برای سیستم پیشنهادی نسبت به سیستم تبرید تراکمی در کشتی با نرخ بسیار کمتری افزایش می‌یابد. در شکل 3 نمودار مصرف سوخت سیستم پیشنهادی و سیستم تبرید تراکمی در کشتی برحسب دماهای مختلف محیط آمده است. اختلاف این دو نمودار میزان صرفه‌جویی در مصرف سوخت برای دماهای مختلف را نشان می‌دهد.

نمودار جریان انرژی برای سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی و سیستم تبرید تراکمی در کشتی در شکل 4 آمده است. برای سیستم تبرید تراکمی در کشتی کل انرژی اولیه از انرژی ناشی از سوخت تأمین می‌شود. انرژی ناشی از سوخت به دیزل ژنراتور عرضه می‌شود. انرژی الکتریکی تولیدی از دیزل ژنراتور برای تأمین سرمایش سردخانه و تهویه مطبوع مصرف می‌شود. دیزل ژنراتور با بازدهی 43.9% موجب هدر رفت زیاد انرژی می‌شود [15]؛

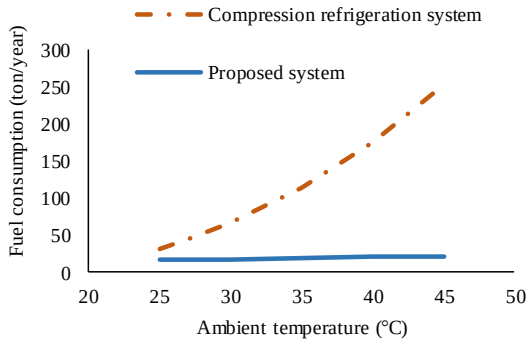

Fig. 3 Fuel consumption of proposed system and compression refrigeration system for different ambient temperatures

شکل 3 مصرف سوخت سیستم پیشنهادی و سیستم تبرید تراکمی برای دماهای مختلف محیط

بنابراین عملکرد سیستم تنزل می‌یابد. در سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی قسمت اعظمی از انرژی اولیه از حرارت اتلافی تأمین می‌شود. انرژی الکتریکی تولیدی از دیزل ژنراتور تنها برای بخش تراکمی بخار از سیستم هیبریدی استفاده می‌شود.

3-2- نتایج تحلیل اگزرژی

مقایسه‌ای بین عملکرد سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی و سیستم تبرید تراکمی در کشتی از لحاظ قانون دوم ترمودینامیک برای شرایط آب و هوای گرمسیری در جدول 10 آمده است. بازگشت‌ناپذیری برای تک‌تک اجزا محاسبه شده است. همان‌طور که در جدول 10 قابل مشاهده است بازگشت‌ناپذیری سیستم هیبریدی 334.18(kW) است، در حالی که در سیستم تبرید تراکمی در کشتی 455.49(kW) است؛ بنابراین سیستم پیشنهادی نسبت به سیستم تبرید تراکمی موجب کاهش 26.6% بازگشت‌ناپذیری کل خواهد شد. (بازگشت‌ناپذیری کل برای سیستم تبرید تراکمی در کشتی برابر است با مجموع بازگشت‌ناپذیری کل برای سیستم تهویه مطبوع، سردخانه و همچنین جریان گاز خروجی موتور که در سیستم تبرید تراکمی در کشتی هدر می‌رود.)

جدول 10 مقایسه تحلیل اگزرژی سیستم پیشنهادی با سیستم تبرید تراکمی در کشتی در شرایط گرمسیری

Table 10 Exergy analysis comparison of proposed system with compression refrigeration system in ship in tropical condition

پارامتر	پژوهش حاضر	سیستم تهویه مطبوع تراکمی	سیستم سردخانه تراکمی
(kW) $\dot{I}_{evap1}$	0.2471	-	0.2471
(kW) $\dot{I}_{evap2}$	0.1755	-	0.1755
(kW) $\dot{I}_{evap3}$	1.078	-	1.078
(kW) $\dot{I}_{evap4}$	0.5567	-	0.5567
(kW) $\dot{I}_{evap5}$	37.69	42.5	-
(kW) $\dot{I}_{ab}$	21.27	-	-
(kW) $\dot{I}_{cond}$	10.34	15.22	2.026
(kW) $\dot{I}_{SHX}$	11.18	-	-
(kW) $\dot{I}_{\Sigma expan}$	7.988	19.4	14.77
(kW) $\dot{I}_{gen}$	239.8	-	-
(kW) $\dot{I}_{cascade}$	2.029	-	-
(kW) $\dot{I}_{comp}$	1.803	25.53	2.637
(kW) $\dot{I}_{pump}$	0.1905	-	-
(kW) $\dot{I}_{total}$	334.18	102.6	21.49

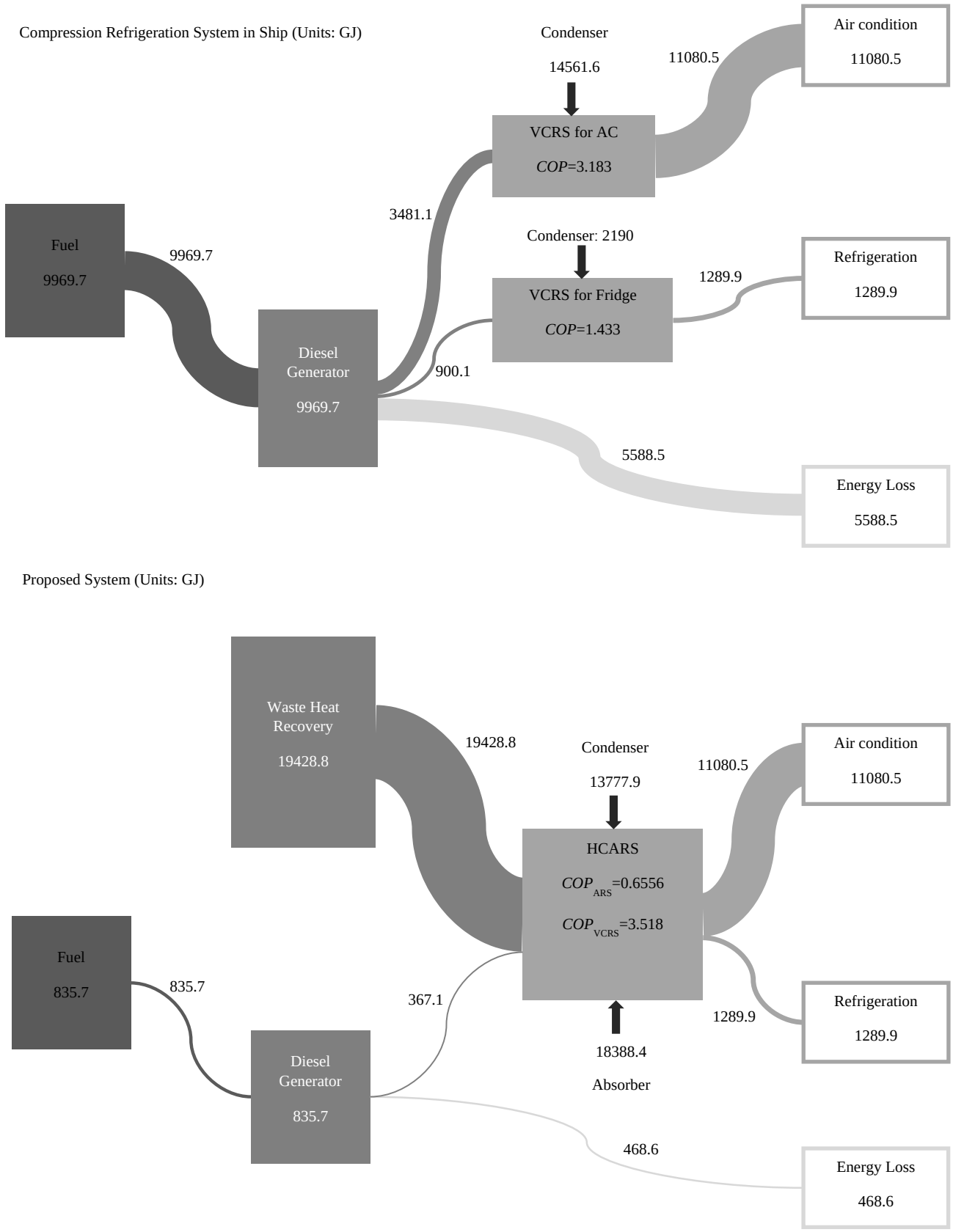

Fig. 4 Energy flow of the proposed system and compression refrigeration system in ship

شکل 4 جریان انرژی برای سیستم پیشنهادی و سیستم تبرید تراکمی در کشتی

در شکل 5 بازگشت‌ناپذیری تک‌تک اجزای سیستم پیشنهادی نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود ژنراتور دارای بیشترین بازگشت‌ناپذیری است که دلیل آن می‌توان به اختلاف دمای زیاد آن با محیط و همچنین عمل تبخیر مبرد در ژنراتور، اشاره کرد. در مرجع [13] نیز به سهم بزرگ بازگشت‌ناپذیری ژنراتور سیکل جذبی در مقایسه با سایر اجزاء اشاره شده است.

در شکل 6 اثر سیال عامل‌های مختلف نظیر R134a، R22، R407C، R410A و R404A بر عملکرد سیستم هیبریدی تراکمی- جذبی از لحاظ قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفته‌است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، R134a در مقایسه با سایر سیال عامل‌ها دارای مصرف سوخت و بازگشت‌ناپذیری کل کمتر است؛ بنابراین می‌تواند به عنوان سیال عامل مناسب در بخش تراکمی استفاده شود.

3-3- نتایج تحلیل محیط‌زیستی

میزان انتشار CO_2 و همچنین جریمه ناشی از آن رابطه مستقیمی با میزان مصرف انرژی الکتریکی سیستم دارد. در سیستم تبرید تراکمی در کشتی، کمپرسور هریک از سیکل‌های تراکمی برای تأمین سرمایش تهویه مطبوع و سردخانه‌ها از انرژی الکتریکی استفاده می‌کند. در سیکل هیبریدی تراکمی- جذبی کمپرسور سیکل تراکمی و پمپ سیکل جذبی از انرژی الکتریکی استفاده می‌کنند. در شکل7 مقایسه بین سیستم تبرید تراکمی در کشتی و سیستم پیشنهادی از لحاظ میزان انتشار CO_2 و همچنین جریمه ناشی از آن نشان داده شده است. میزان جریمه سالانه ناشی از انتشار CO_2 برای سیستم تبرید تراکمی 70763 دلار است در حالی که برای سیستم پیشنهادی 5929 دلار است.

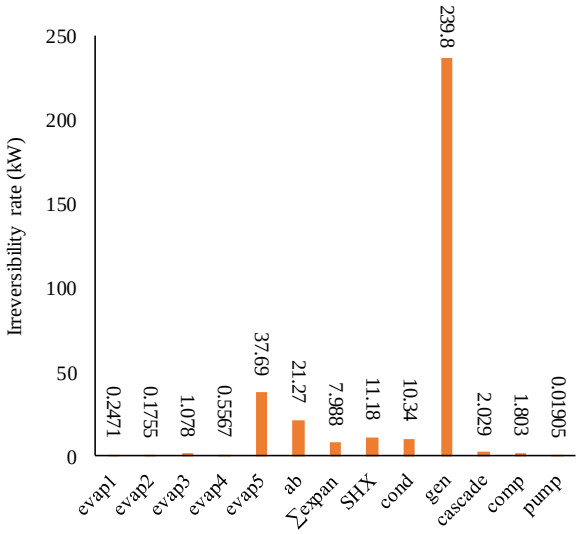

Fig. 5 Total irreversibility for each components of HCARS

شکل 5 بازگشت‌ناپذیری کل برای هریک از اجزای سیستم هیبریدی تراکمی- جذبی

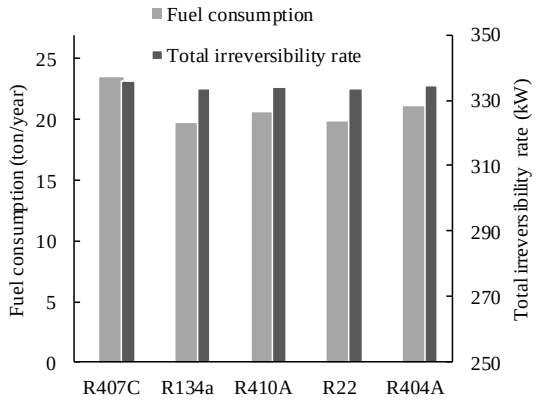

Fig. 6 Fuel consumption and total irreversibility of proposed system for different refrigerant

شکل 6 مصرف سوخت و بازگشت‌ناپذیری کل سیستم پیشنهادی برای سیال عامل‌های مختلف

4- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این مقاله استفاده از حرارت اتلافی برای تأمین سرمایش مورد نیاز کشتی مورد ارزیابی قرار گرفته است. یک سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی برای تولید هم‌زمان سرمایش بالای صفر و زیر صفر پیشنهاد شده است. با توجه به این‌که تقاضای سرمایش تهویه مطبوع و چهار سردخانه نگهداری گوشت، ماهی، سبزیجات و لبنیات در هر کشتی وجود دارد؛ بنابراین استفاده از این سیستم تقریباً در همه کشتی‌ها می‌تواند مورد ارزیابی قرار گیرد و کاربرد آن محدود به کشتی خاصی نمی‌شود. به طوری که برای کشتی پژوهش حاضر انجام پذیرفت و نتایج به شرح زیر است.

1- برای بارهای مختلف موتور مقدار حرارتی که از گاز خروجی از موتور قابل کسب کردن است، همواره بیشتر از مقدار تقاضا برای ژنراتور است؛ بنابراین گاز خروجی از موتور کمکی به عنوان یک منبع حرارتی مناسب و دائمی برای ژنراتور سیکل جذبی در کشتی قابل استفاده است.

2- استفاده از سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی برای شرایط آب و هوای گرمسیری موجب 91.6% کاهش مصرف سوخت در مقایسه با سیستم تبرید تراکمی در کشتی می‌شود.

3- مصرف سوخت سیستم با افزایش دمای محیط افزایش می‌یابد. نرخ افزایش مصرف سوخت برای سیستم پیشنهادی بسیار کمتر از سیستم تبرید تراکمی در کشتی است.

4- استفاده از سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی برای شرایط آب و هوای گرمسیری موجب 26.6% کاهش بازگشت‌ناپذیری کل در مقایسه با سیستم تبرید تراکمی در کشتی می‌شود.

5- ژنراتور دارای بیشترین بازگشت‌ناپذیری در سیستم هیبریدی تراکمی- جذبی است.

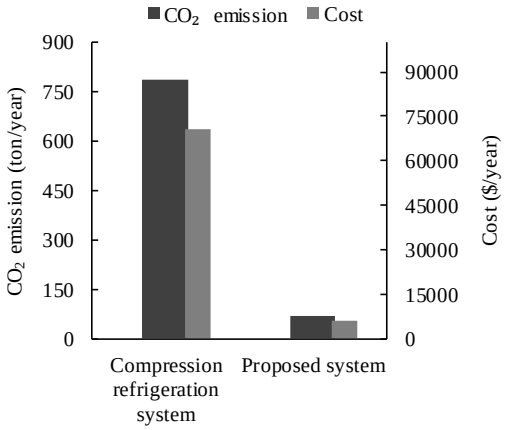

Fig. 7 comparison of compression refrigeration system and proposed system with amount of CO_2 emission and its cost

شکل 7 مقایسه سیستم تبرید تراکمی و سیستم پیشنهادی از لحاظ میزان انتشار CO_2 و جریمه ناشی از آن

6- استفاده از سیال عامل R134a در بخش تراکمی در مقایسه با سایر سیال عامل‌ها از لحاظ قانون اول و دوم ترمودینامیک بهتر است.

7- جریمه سالانه ناشی از انتشار CO_2 برای سیستم هیبریدی تراکمی- جذبی برای شرایط آب و هوای گرمسیری پیشنهادی نسبت به سیستم تبرید تراکمی در کشتی 64834 دلار کمتر است.

5- تقدیر و تشکر

از کمک‌های شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت در انجام این پژوهش تقدیر و تشکر می‌گردد، همچنین از مهندسین موتور کشتی در شرکت ملی نفتکش به ویژه مهندس رضوانیان و مهندس فرجام برای همراهی در انجام این پژوهش قدردانی می‌شود.

6- فهرست علایم

e	اگزرژی مخصوص ($kJ\ kg^{-1}$)
$\dot{E}$	نرخ اگزرژی (kW)
h	آنتالپی ($kJ\ kg^{-1}$)
$\dot{I}$	نرخ بازگشت‌ناپذیری (kW)
$\dot{m}$	نرخ جرم عبوری ($kg\ s^{-1}$)
P	فشار (kPa)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت عبوری (kW)
s	انتروپی ویژه ($kJ\ kg^{-1}\ k^{-1}$)
T	دما (ºC)
$\dot{W}$	توان(kW)

علایم یونانی

λ	نسبت انتشار CO_2 به توان مصرفی (kg/kWh)
ρ	چگالی ($kg\ m^{-3}$)

زیرنویس‌ها

ab	جاذب
ARS	سیستم تبرید جذبی
cascade	مبدل آبشاری
comp	کمپرسور
cond	کندانسور
env	محیط‌زیست
evap	اواپراتور
expan	شیر فشارشکن
gen	ژنراتور
HCARS	سیستم تبرید هیبریدی تراکمی- جذبی
pump	پمپ
SHX	مبدی حرارتی برای محلول
VCRS	سیستم تبرید تراکمی بخار

7- مراجع

[1] F. Baldi, C. Gabrielii, A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications, *Energy*, Vol. 80, pp. 654–665, 2015.

[2] Marine Enviromental Protection Committee, *Second IMO GHG Study 2009*, Update of the 2000 IMO GHG Study, Final report, No. IMO MEPC 59/INF.10, International Maritime Organization, London, UK, April 2009.

[3] Y. Liang, G. Shu, H. Tian, H. Wei, X. Liang, L. Liu, X. wang, Theoretical analysis of a novel electricity–cooling cogeneration system (ECCS) based on cascade use of waste heat of marine engine, *Energy Convertion and Management*, Vol. 85, pp. 888–894, 2014.

[4] G. Shu, Y. Liang, H. Wei, H. Tian, J. Zhao, L. Liu, A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships, Renew. Sustain, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 19, pp. 385–401, 2013.

[5] A. Ouadha, Y. El-Gotni, Integration of an ammonia-water absorption refrigeration system with a marine Diesel engine: A thermodynamic study, *Proceedings of the 3rd International Conference on Sustainable Energy Information Technology*, Vol. 19, pp. 754–761, 2013.

[6] C. Ezgi, Design and thermodynamic analysis of an H_2O - LiBr AHP system for naval surface ship application, *Refrigeration*, Vol. 48, pp. 153–165, 2014.

[7] T. Cao, H. Lee, Y. Hwang, R. Radermacher, H. Chun, Performance investigation of engine waste heat powered absorption cycle cooling system for shipboard applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 90, pp. 820–830, 2015.

[8] V. Palomba, M. Aprile, M. Motta, S. Vasta, Study of sorption systems for application on low-emission fishing vessels, *Energy*, Vol. 134, pp. 554–565, 2017.

[9] W. Salmi, J. Vanttola, M. Elg, M. Kuosa, R. Lahdelma, Using waste heat of ship as energy source for an absorption refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 115, pp. 501–516, 2017.

[10] S. Garimella, A. M. Brown, A. Krishna, Waste heat driven absorption / vapor-compression cascade refrigeration system for megawatt scale, high-flux, low-temperature cooling, *Refrigeration*, Vol. 34, No. 8, pp. 1776–1785, 2011.

[11] Z. Seyfouri, M. Ameri, Analysis of integrated compression-absorption refrigeration systems powered by a microturbine, *Energy Management*, Vol. 2, No. 3, pp. 53-46, 2012. (in Persian فارسی)

[12] C. Cimsit, I. T. Ozturk, Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 40, pp. 311–317, 2012.

[13] V. Jain, S. S. Kachhwaha, G. Sachdeva, Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system, *Energy Convertion and Management*, Vol. 75, pp. 685–700, 2013.

[14] H. Kian, A. Sedaghat, Multi-Criteria optimization of a solar cooling system assisted ground source Heat Pump system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 1, pp. 51-62, 2016. (in Persian فارسی)

[15] Wartsila Qiyao Diesel Company Ltd, *Installation Planning Instructions for Wartsila Auxpac 1600W9L20*, No. EJV/WQ0023, January 2012.

[16] Dalian Shipbuilding Industry Company Ltd, *Heating, ventilation and air condition system, provision refrigerating system*, 319000DWT Very Large Crude Oil Carrier, Yard No: T3000-51, 2011.

[17] C. Cimsit, Canan, I. T. Ozturk, M. Hosoz, Second law based thermodynamic analysis of compression-absorption refrigeration cycles, *Thermmal Sciene and Thechnology*, Vol. 34, pp. 9–18, 2014.

[18] V. Jain, G. Sachdeva, S. S. Kachhwaha, Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses based comparative performance study and optimization of vapor compression-absorption integrated refrigeration system, *Energy*, Vol. 91, pp. 816–832, 2015.

[19] E. S. Rubin, J. E. Davison, H. J. Herzog, The cost of CO_2 capture and storage, *Greenhouse Gas Control*, Vol. 40, pp. 378-400, 2015.

[20] M. Aminyavari, B. Naja, A. Shirazi, F. Rinaldi, Exergetic, economic and environmental (3E) analyses , and multi-objective optimization of a CO_2 /NH_3 cascade refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 65, No. 1-2, pp. 42–50, 2014.