مجله مهندسی مکانیک مدرس، آبان 1396، دوره 17، شماره 8، ص‌ص 423-432

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تحلیل ترمودینامیکی پمپ حرارتی جدید ترکیبی- اجکتوری و مقایسه با پمپ حرارتی ترکیبی

سعید خلیلی ساربانقلی[1]، لیلی گروسی فرشی[2*]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* تبریز، کدپستی 51666-16471، l.garousi@tabrizu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 15 خرداد 1396

پذیرش: 04 مرداد 1396

ارائه در سایت: 03 شهریور 1396

کلید واژگان:

پمپ حرارتی ترکیبی

بازیابی حرارت اتلافی

دمای خروجی کمپرسور

فشار خروجی کمپرسور

آمونیاک/آب

چکیده

یکی از روش‌های متداول جهت استفاده بهینه از منابع حرارتی موجود، به کارگیری پمپ‌های حرارتی است که از منابع حرارتی اتلافی با دمای پایین به عنوان ورودی استفاده کرده و دما و در نتیجه کیفیت آن منبع حرارتی را افزایش می‌دهند. در این مقاله تاثیر افزودن اجکتور بر عملکرد ترمودینامیکی پمپ حرارتی ترکیبی مورد بررسی قرار گرفت. با شبیه‌سازی سیکل جدید پمپ حرارتی ترکیبی- اجکتوری در نرم‌افزار EES، ابتدا تاثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور در نتایج حاصله تحلیل شده و مشخص گردید که با انتخاب قطری در حدود 15 mm نسبت انرژی اولیه (PER، نسبت انرژی حرارتی مفید خروجی به کل انرژی حرارتی اولیه ورودی) و نیز بازده قانون دوم پمپ حرارتی بیشینه گشته و دمای خروجی کمپرسور کمینه می‌شود. سپس، نسبت انرژی اولیه، بازده قانون دوم ترمودینامیک و دمای خروجی کمپرسور پمپ حرارتی جدید با نتایج حاصل برای پمپ حرارتی ترکیبی در مقدار و دمای یکسان گرمای ورودی مقایسه گردید. نتایج نشان داد که عملکرد آرایش جدید حداکثر 10 درصد از نظر نسبت انرژی اولیه و نیز در حدود 18 درصد از نظر بازده قانون دوم بالاتر از پمپ حرارتی ترکیبی است. همچنین با در نظر گرفتن محدودیت دمای خروجی کمپرسور امکان رساندن دمای منابع حرارتی موجود به دماهای بالاتر در سیستم معرفی شده جدید بیشتر بوده و این اختلاف بین دو سیستم به 35°C می‌رسد. سرانجام، تحلیل میزان تلفات اگزرژی در اجزای سیستم‌ها نشان داد که در پمپ حرارتی معرفی شده، تلفات اگزرژی شیر انبساط، واجاذب، کمپرسور و جاذب کاهش پیدا کرده و باعث افزایش عملکرد سیستم پمپ حرارتی گردیده است.

Thermodynamic analysis of a new hybrid-ejector heat pump and comparison with the hybrid heat pump

Saeed Khalili Sarbangoli, Leili Garousi Farshi*

Department of Mechanical Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran
* P.O.B. 51666-16471, Tabriz, Iran, l.garousi@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 05 June 2017
Accepted 26 July 2017
Available Online 25 August 2017

Keywords:
Hybrid heat pump
Waste heat recovery
Compressor exit temperature
Compressor exit pressure
Ammonia/water

ABSTRACT

One of the conventional methods to improve the heat source utilization is using heat pumps that consume low temperature waste heat sources as the input and increase their temperature and so, the quality. In this article the effect of using ejector on the thermodynamic performance of the hybrid heat pump is evaluated. With simulation of the new hybrid-ejector heat pump in the EES software, first the effect of the ejector mixing section diameter on the results is analyzed and it is concluded that a diameter of about 15 mm leads to the primary energy ratio (PER, the ratio of useful thermal energy output to the total initial heat energy input) and second law efficiency of the heat pump to reach maximum and the exit temperature of the compressor to remain minimum. Next, PER, second law efficiency and the compressor exit temperature of new heat pump are compared with those of the conventional hybrid heat pump at the same amount and temperature as the input heat. The results showed that the PER and second law efficiency of the new layout is maximum 10 percent and about 18 percent higher than those of the hybrid cycle respectively. It is also observed that with considering the restriction in compressor exit temperature, in new system, it is possible to increase the temperature of input heat 35°C more compared to the increase that can occur in the hybrid system. Finally, the analysis of the relative exergy losses in the components of the systems revealed that in the new layout, the relative exergy losses of throttling valve, desorber, compressor and absorber were reduced and improved the performance of this cycle.

1- مقدمه

روش‌های استفاده بهینه از انرژی و نیز کاهش انتشار آلاینده‌هایی نظیر کربن‌دی‌اکسید جزو چالش‌های مهم امروزی می‌باشند [2،1]. صنایع مهم‌ترین مصرف‌کننده‌های انرژی بوده و از طرف دیگر، بخش قابل توجهی از انرژی

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

S. Khalili Sarbangoli, L. Garousi Farshi, Thermodynamic analysis of a new hybrid-ejector heat pump and comparison with the hybrid heat pump, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 8, pp. 423-432, 2017 (in Persian)

مصرف شده در این صنایع به صورت گرمای اتلافی به هدر می‌رود. به منظور استفاده از این انرژی در فرآیندهای صنعتی دیگر می‌توان از یک پمپ حرارتی استفاده نمود. پمپ‌های حرارتی در کاربردهای مختلفی نظیر صنایع رنگ، روغن، استرلیزاسیون و غیره به کار می‌روند [3].

پمپ‌های حرارتی ساده شامل پمپ‌های حرارتی تراکمی[1] و جذبی[2] می‌باشند [4]. در حالتی که اختلاف دمایی بین منابع گرمایی دما بالا و دما پایین زیاد باشد، پمپ‌های حرارتی تراکمی دارای معایبی از جمله بازده پایین، فشار کاری بالا، نسبت تراکم بالا، و دمای زیاد در خروجی کمپرسور می‌باشند [5]. از طرف دیگر، اختلاف دمای بین منابع در پمپ‌های حرارتی جذبی محدود می‌باشد. به منظور برطرف کردن مشکلات و افزایش بازده پمپ‌های حرارتی ساده، تغییرات مختلفی بر روی آن‌ها انجام یافته است. در بسیاری از سیستم‌های اصلاح شده از یک کمپرسور در پمپ حرارتی جذبی استفاده می‌شود که تحت عنوان پمپ حرارتی ترکیبی[3] شناخته می‌گردند. آرایش‌های متفاوتی از پمپ‌های حرارتی ترکیبی ارائه شده است. در یکی از آرایش‌ها، کمپرسور در مسیر مبرد مابین اواپراتور و جاذب[4] قرار داده می‌شود [6]؛ بهبودهای حاصل شده در این پمپ حرارتی ترکیبی که از سه سطح فشار تشکیل شده است بیشتر در دماهای پایین اواپراتور می‌باشد. همچنین در این پمپ حرارتی ترکیبی به دلیل استفاده از ژنراتور، گرمای ورودی با دمای نسبتا بالا مورد نیاز می‌باشد که کاربرد آن را در استفاده از حرارت اتلافی محدود می‌سازد. در یک آرایش دیگر، برای غلبه بر مشکل گرمای ورودی ژنراتور، از یک کمپرسور به‌صورت موازی با قسمت محلول سیکل جذبی استفاده می‌شود [7]. در این آرایش، گرمای موردنیاز ژنراتور از طریق بخار مافوق گرم خروجی کمپرسور تامین می‌گردد. این سیکل نیز دارای دو اشکال عمده می‌باشد از جمله این که ضریب عملکرد به شدت به تغییرات دمایی اواپراتور، جاذب و ژنراتور وابسته است و همچنین به‌دلیل محدودیت در دمای خروجی کمپرسور، دامنه دمایی این سیکل محدود می‌باشد.

با توجه به مشکلات اشاره شده در پمپ‌های حرارتی ترکیبی پیشین، سیستم ترکیبی جدیدی تحت عنوان پمپ حرارتی ترکیبی تراکمی-جذبی[5] ابداع گردید [3،2]. در این نوع پمپ‌های حرارتی ترکیبی اجزای اواپراتور و کندانسور حذف شده و نقش آن‌ها را واجاذب[6] و جاذب ایفا می‌کنند (شکل 1.الف). در این اجزا از مخلوط‌های دوگانه زئوتروپیک[7] استفاده می‌شود. با استفاده از این مخلوط‌ها، جذب و آزادسازی گرما در دماهای متغیر رخ می‌دهد که منجر به افزایش بازده و نیز کاهش بازگشت ناپذیری‌ها در سیستم می‌گردد. پمپ حرارتی ترکیبی مورد مطالعه در کار حاضر، نوع اخیر بوده و در متن مقاله از آن تحت عنوان پمپ حرارتی ترکیبی یاد خواهد شد. یکی از مخلوط‌های رایج استفاده شده در پمپ‌های حرارتی ترکیبی، مخلوط آب-آمونیاک است که دارای خواص گرمایی و جرمی مناسبی می‌باشد [8] و در کار حاضر نیز مورد استفاده قرار گرفته است.

در سال 1994 ایتارد و ماکیلسن [9] آب و آمونیاک را در سیستم پمپ حرارتی ترکیبی استفاده کردند و نشان دادند که این سیال کاری دوگانه دارای پروفیل دمایی غیرخطی است که می‌تواند با تغییر ترکیب کنترل گردد.

برون و همکاران [10] در سال 1997 دامنه کاری یک سیستم ترکیبی را مورد مطالعه قرار دادند. در سیستم آن‌ها از سیال کاری آب و آمونیاک استفاده شده بود و دمای منبع انرژی گرمایی را تا $120^{\circ}C$ افزایش می‌داد. آن‌ها بازده سیستم ترکیبی در غلظت آمونیاک 0.35 را به‌دست آورده و آن را با مقادیر سیستم تراکمی مقایسه کردند. نتایج به دست آمده حاکی از این بود که پمپ حرارتی ترکیبی دارای دامنه کاری وسیعتر و عملکردی قابل رقابت با پمپ حرارتی تراکمی است.

در سال 2013 کیم و همکاران [11] به‌صورت تجربی تاثیر غلظت آمونیاک را بر روی مشخصه‌های عملکردی پمپ حرارتی تراکمی- جذبی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها پی بردند که مقادیر مختلف دما و ظرفیت را می‌توان با کنترل غلظت آمونیاک به دست آورد.

جنسن و همکاران [13،12] در سال‌های 2014 و 2015 سیستم ترکیبی را از جنبه‌های مختلف ترمودینامیکی مورد بررسی قرار دادند و نتایج خود را به حداکثر دمای $180^{\circ}C$ در خروجی کمپرسور محدود نمودند.

در اکثر سیستم‌های بررسی شده، تجهیزات اختناق[8] مانند لوله‌های مویین و شیرهای انبساط به عنوان روش‌هایی مرسوم و کم هزینه برای کاهش فشار مبرد مورد استفاده قرار می‌گیرند. با این حال، استفاده از این تجهیزات یک عامل کاهش بازده قانون دوم در فرآیند می‌باشد به‌دلیل این‌که این تجهیزات قابلیت انجام کار سیال فشار بالا را بدون هیچ گونه استفاده از بین می‌برند.

به منظور غلبه بر این مشکل، ایده استفاده از اجکتور می‌تواند به عنوان راهی مفید برای بهبود عملکرد سیستم تلقی شود که از اتلاف انرژی زیاد در فرآیند شیر انبساط جلوگیری می‌کند. اجکتورها با ساختار ساده، نصب آسان و هزینه‌های اولیه و نگهداری پایین شناخته می‌شوند [14].

اجکتور نخستین بار توسط سر کارلز پارسونز در سال 1901 برای استفاده در چگالنده‌ها[9] ابداع گردید. ماریس لبناس در سال 1910 از اجکتور در سیستم تبرید استفاده نمود. به کارگیری اجکتور در اوایل 1930 برای استفاده در تهویه مطبوع رواج یافت. پس از آن، بیشتر مطالعات مربوط به اجکتور بر روی استفاده از آن در چرخه‌های تراکم بخار[10] تمرکز یافت.

در تحقیق حاضر برای نخستین بار ایده استفاده از اجکتور در سیستم پمپ حرارتی ترکیبی ارائه گردیده است. در ابتدا تاثیر هندسه اجکتور در نتایج حاصله بررسی شده و سیستم از نظر کارکرد اجکتور بهینه شده است. در ادامه، نتایج عملکرد آرایش جدید با مقادیر حاصل برای سیستم ترکیبی مورد مقایسه قرار گرفته است.

بسیاری از مطالعات پیشین انجام گرفته بر روی پمپ‌های حراتی ترکیبی تنها بر قانون اول ترمودینامیک تمرکز داشته‌اند. از این‌رو، در کار حاضر، سیستم‌ها علاوه بر قانون اول، از نظر قانون دوم ترمودینامیک نیز مطالعه گردیده و بازده قانون دوم و تلفات اگزرژی اجزای سیستم‌ها مقایسه شده است.

2- معرفی آرایش جدید پمپ حرارتی ترکیبی با اجکتور

طرحواره پمپ حرارتی ترکیبی در "شکل 1. الف" نشان داده شده است. سیال کاری سیستم، محلول آب و آمونیاک می‌باشد که در آن آمونیاک به عنوان مبرد و آب به‌عنوان سیال جاذب عمل می‌کنند. سیستم ترکیبی از شش جزء اصلی تشکیل شده است که شامل واجاذب، کمپرسور، پمپ، مبادله‌کن حرارتی، شیر انبساط، و جاذب می‌باشد. در سیکل ترکیبی دو سطح فشار کلی وجود دارد: فشار پایین در واجاذب و فشار بالا در جاذب. در

[1] compression
[2] absorption
[3] hybrid heat pump
[4] absorber
[5] compression-absorption hybrid heat pump (CAHP)
[6] desorber
[7] Zeotropic mixture
[8] Throttling components
[9] Condenser
[10] Vapor compression

واجاذب، گرمای اتلافی جذب گردیده و بخار آمونیاک به سمت کمپرسور کشیده می‌شود، در عین حال، محلول رقیق (محلولی با مقدار کمتر آمونیاک) از طریق پمپ و مبادله‌کن حرارتی به سمت جاذب جریان می‌یابد. فشار بخار مبرد توسط کمپرسور تا فشار جاذب افزایش می‌یابد. در جاذب، بخار مبرد و محلول رقیق که دارای فشار بالایی می‌باشند دوباره با هم ترکیب می‌گردند. در نتیجه، گرمای ارتقا یافته در دمای بالای جاذب آزاد می‌شود. درنهایت، محلول غلیظ با عبور از مبادله‌کن حرارتی و شیر انبساط به سمت واجاذب برمی‌گردد.

مبادله‌کن حرارتی قرار داده شده در سیکل به منظور پیش‌گرم کردن محلول رقیق قبل از ورود به جاذب و خنک کردن محلول غلیظ قبل از ورود به شیر انبساط می‌باشد که در افزایش مقدار گرمای آزاد شده در جاذب و کاهش تلفات شیر انبساط مفید می‌باشد [15]. با این حال، در سیکل ترکیبی به دلیل بازگشت‌ناپذیری زیاد در شیر انبساط همچنان بازده قانون دوم ترمودینامیک پایین است. همچنین در این سیکل محدودیت‌هایی از جمله دمای خروجی کمپرسور وجود دارد که باعث محدود شدن دامنه کاری سیکل می‌گردد.

به منظور کاهش تلفات بالای سیکل ترکیبی بدون اجکتور و نیز کاهش محدودیت در دمای خروجی کمپرسور، به کارگیری اجکتور و استفاده از دو کمپرسور در سیستم پمپ حرارتی ترکیبی پیشنهاد می‌گردد. طرحواره سیکل ترکیبی جدید در "شکل 1. ب" نشان داده شده است. در آرایش جدید، دو جزء اجکتور و جداکن[1] به سایر اجزای سیکل ترکیبی اضافه گردیده‌اند و فرآیند افزایش فشار بخار مبرد طی دو مرحله تراکم انجام می‌گیرد. محلول غلیظ پس از عبور از مبادله‌کن حرارتی در نقطه 7 به عنوان سیال محرک[2] وارد اجکتور می‌شود؛ از طرف دیگر بخار مبرد خارج شده از واجاذب به عنوان سیال ثانویه[3] در نقطه 1 به سمت اجکتور کشیده می‌شود. محلول در نقطه 8 با فشاری مابین فشارهای سیال‌های محرک و ثانویه از اجکتور خارج شده و وارد جداکن می‌گردد. در قسمت جداکن، قسمتی از گرمای مورد نیاز با خنک کردن بخار مبرد بین دو مرحله تراکم و قسمت دیگر توسط منبع گرمای اتلافی خارجی تامین می‌گردد. و در نتیجه بخار مبرد و محلول مایع از هم جدا می‌شوند. بخار مبرد در نقطه 11 وارد کمپرسور اول شده و بعد از افزایش فشار در نقطه 12 از آن خارج می‌شود.

بخار مبرد پس از کاهش دما در جداکن، وارد کمپرسور شماره 2 گردیده و پس از افزایش فشار، در نقطه 2 وارد جاذب می‌گردد. محلول مایع خارج شده از جداکن نیز در نقطه 9 به سمت شیر انبساط رفته و پس از کاهش فشار اندک در نقطه 10 وارد واجاذب می‌شود. کاهش فشار ایجاد شده به وسیله شیر انبساط در این آرایش بسیار کمتر از مقدار آن در سیکل بدون اجکتور است که باعث کاهش تلفات در این جزء می‌گردد.

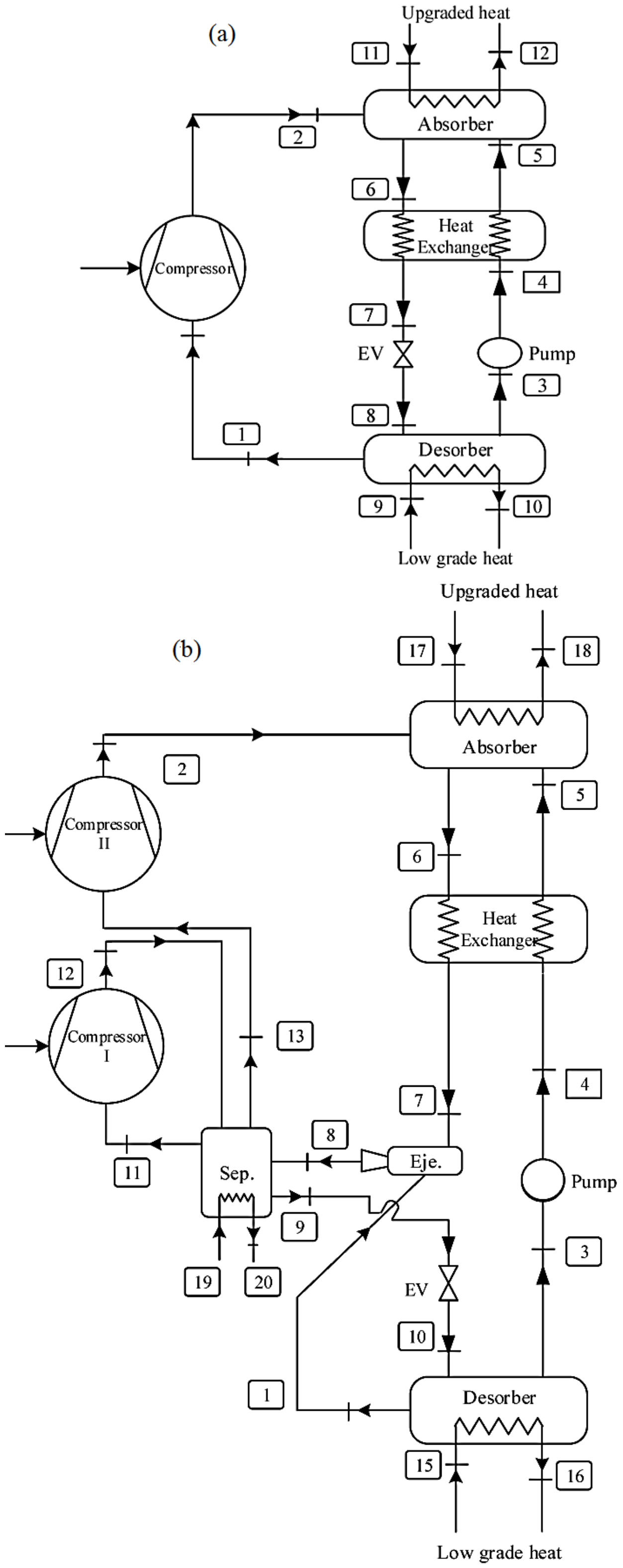

Fig. 1 Layouts of the analyzed systems a) hybrid heat pump b) hybrid-ejector heat pump

شکل 1 طرحواره سیستم‌های مورد بررسی الف) پمپ حرارتی ترکیبی ب) پمپ حرارتی ترکیبی- اجکتوری

3- شبیه‌سازی و تحلیل سیستم‌ها

3-1- فرضیات

به منظور شبیه‌سازی سیستم‌ها و تحلیل عملکرد هر یک از پمپ‌های حرارتی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌اند:

- تحلیل‌ها در شرایط پایا انجام یافته‌اند.
- بخار در خروجی واجاذب و جداکن به‌صورت مبرد خالص و دردمای یکسان با محلول رقیق خارج شده از آن جزء در نظر گرفته شده است.
- محلول‌ها در خروج از واجاذب، جاذب، و جداکن به‌صورت اشباع در نظر گرفته شده‌اند.

[1] separator
[2] primary flow
[3] secondary flow

- تبادل حرارت بین اجزاء و محیط پیرامون آن‌ها، به جز در موارد اشاره شده در واجاذب، جاذب، و جداکن ناچیز فرض شده است.
- دما و فشار حالت مرجع به ترتیب برابر $T_0 = 20°\mathrm{C}$ و $P_0 = 101\ \mathrm{kPa}$ در نظر گرفته شده است.
- فرآیند در شیر انبساط به صورت آنتالپی ثابت در نظر گرفته شده است.
- شبیه‌سازی برای هر دو سیکل در شرایط گرمای اتلاقی یکسان و با مقدار ثابت 100 kW انجام یافته است. مقدار گرمای اتلافی استفاده شده در محدوده کاربردهای صنعتی می‌باشد [16].

سایر شرایط استفاده شده برای سیستم‌ها (و محدوده تغییرات آن‌ها) در جدول 1 توضیح داده شده است.

در تحلیل سیستم‌ها، تمام پارامترهای کارکردی، به جز آن‌هایی که به صراحت ذکر شود، ثابت و برابر مقادیر جدول 1 می‌باشند.

2-3- مدل‌سازی ترمودینامیکی اجکتور

در تحقیق حاضر، عملکرد اجکتور براساس مدل جریان تک بعدی مدل‌سازی شده است. اصول اولیه این مدل به وسیله چن [19] معرفی گردیده است.

فرضیاتی که در شبیه‌سازی اجکتور در نظر گرفته شده است به صورت زیر می‌باشد:

- هیچ‌گونه انتقال حرارت خارجی وجود ندارد.
- سیال‌های اولیه و ثانویه در شرایط سکون وارد اجکتور می‌گردند.
- بازده‌های به‌کار رفته در قسمت‌های مختلف جهت منظور نمودن افت‌های اصطکاک و مخلوط شدن می‌باشند. (جدول 1)
- سیال به دلیل عدد ماخ پایین بخار آمونیاک در داخل اجکتور به صورت تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته شده است.

طرحواره چگونگی جریان سیال‌ها در داخل اجکتور در "شکل 2" نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، اجکتور از سه بخش نازل[1]، محفظه اختلاط[2]و پخش‌کن[3] تشکیل شده است. سیال اولیه یا محرک وارد اجکتور شده و پس از عبور از نازل سرعت آن افزایش پیدا کرده و فشار آن به شدت افت می‌کند. کاهش فشار سیال اولیه به فشار پایین‌تر از فشار سیال ثانویه سبب کشیده شدن سیال ثانویه به داخل اجکتور می‌گردد. سپس دو سیال در داخل محفظه اختلاط با هم مخلوط شده و پس از عبور از پخش‌کن، فشار آن‌ها بازیابی می‌گردد.

روابط حاکم بر جریان سیال در گذر از اجکتور در جدول 2 طبق "شکل 1. ب" خلاصه شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌گردد، قطر نازل در شرایط عملکردی مختلف از طریق روابط موجود قابل محاسبه است. قطر خروجی پخش‌کن تاثیر چندانی بر نتایج حاصله ندارد و 2.5 برابر قطر محفظه

جدول 1 پارامترهای کارکردی سیستم‌ها

Table 1 Operating parameters of the systems [9,12,17,18]

پارامتر	مقدار	سیکل مورد استفاده
$T_{\mathrm{source,in}}$	50°C	هر دو سیکل
$T_{\mathrm{sink,out}}$	60-180°C	هر دو سیکل
$\Delta T_{\mathrm{sink}} = T_9 - T_{10}$	20°C	آرایش موجود
$\Delta T_{\mathrm{sink}} = T_{15} - T_{16}$		آرایش جدید
$\Delta T_{\mathrm{source}} = T_{12} - T_{11}$	10°C	آرایش موجود
$\Delta T_{\mathrm{source}} = T_{18} - T_{17}$		آرایش جدید
x_{s}	0.8	هر دو سیکل
$x_{\mathrm{s}} - x_{\mathrm{w}}$	0.2	هر دو سیکل
η_{HE}	0.9	هر دو سیکل
$\eta_{\mathrm{is,p}}$	0.8	هر دو سیکل
$\eta_{\mathrm{el,p}}$	0.95	هر دو سیکل
$\eta_{\mathrm{el,com}}$	0.95	هر دو سیکل
η_{N}	0.85	آرایش جدید
η_{M}	0.9	آرایش جدید
η_{D}	0.8	آرایش جدید

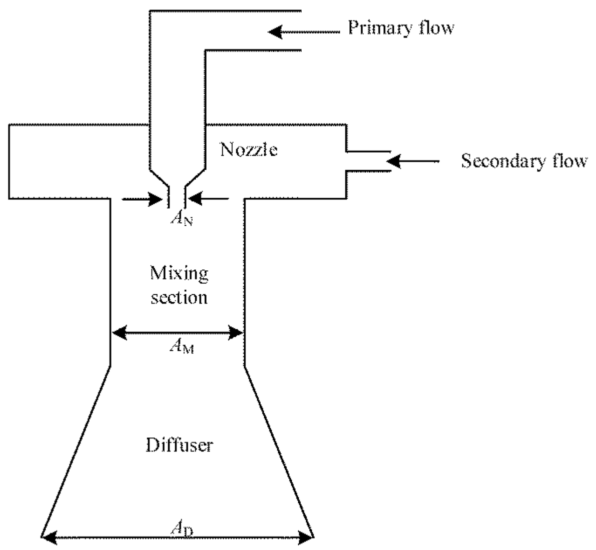

Fig. 2 Layout of ejector used in the new heat pump

شکل 2 طرحواره اجکتور استفاده شده در پمپ حرارتی جدید

جدول 2 روابط حاکم بر تحلیل جریان در گذر از اجکتور

Table 2 Governing equations for the analysis of flow passing the ejector

بخش موردنظر و رابطه [18]
نازل
$V_{\mathrm{N}} = \left[\eta_{\mathrm{N}} \times 2\left(\frac{p_7 \times 1000 - p_1 \times 1000}{\rho_7}\right)\right]^{0.5}$
$A_{\mathrm{N}} = \frac{\dot{m}_7}{\rho_7 \times V_{\mathrm{N}}}$
$A_{\mathrm{N}} = \pi \frac{d_{\mathrm{N}}^2}{4}$
محفظه اختلاط
$V_{\mathrm{M}} = \frac{\dot{m}_7 + \dot{m}_1}{A_{\mathrm{M}} \times \rho_{\mathrm{M}}}$
$A_{\mathrm{M}} = \pi \frac{d_{\mathrm{M}}^2}{4}$
$\rho_{\mathrm{M}} = \frac{\dot{m}_7 + \dot{m}_1}{\frac{\dot{m}_7}{\rho_7} + \frac{\dot{m}_1}{\rho_1}}$
$p_{\mathrm{M}} \times 1000 = p_1 \times 1000 + \eta_{\mathrm{M}} \times \left[\frac{\dot{m}_7 \times V_{\mathrm{N}} - (\dot{m}_7 + \dot{m}_1) \times V_{\mathrm{M}}}{A_{\mathrm{M}}}\right]$
پخش‌کن
$p_{\mathrm{D}} \times 1000 = p_{\mathrm{M}} \times 1000 + 0.5 \times \rho_{\mathrm{M}} \times (V_{\mathrm{M}}^2 - V_{\mathrm{D}}^2) \times \eta_{\mathrm{D}}$
$V_{\mathrm{D}} = \frac{\dot{m}_7 + \dot{m}_1}{\rho_{\mathrm{M}} \times A_{\mathrm{D}}}$
$A_{\mathrm{D}} = \pi \frac{d_{\mathrm{D}}^2}{4}$

[1] Nozzle
[2] Mixing chamber
[3] Diffuser

اختلاط در نظر گرفته شده است (بخش 4-1). نتایج شبیه‌سازی نشان دادند که در شرایط کارکردی مختلف، یک مقدار بهینه برای قطر محفظه اختلاط وجود دارد که مقدار نسبت انرژی اولیه (نسبت انرژی حرارتی مفید خروجی به کل انرژی حرارتی اولیه ورودی) و بازده قانون دوم در آن قطر بیشینه می‌شود. جزئیات چگونگی تاثیر این پارامتر و نحوه انتخاب مقدار آن در قسمت 4-1 بررسی گردیده است.

3-3- تحلیل ترمودینامکی و روابط حاکم بر مسئله

به‌منظور شبیه‌سازی پمپ‌های حرارتی، قوانین بقای جرم و بقای انرژی استفاده شده‌اند. با صرف‌نظر کردن از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل، این قوانین به هر کدام از اجزای سیستم‌ها به‌صورت زیر اعمال شده‌اند:

بقای جرم:

$$\sum \dot{m}_{\mathrm{i}} = \sum \dot{m}_{\mathrm{e}} \qquad (1)$$

$$\sum \dot{m}_{\mathrm{i}} X_{\mathrm{i}} = \sum \dot{m}_{\mathrm{e}} X_{\mathrm{e}} \qquad (2)$$

بقای انرژی:

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_{\mathrm{e}} h_{\mathrm{e}} - \sum \dot{m}_{\mathrm{i}} h_{\mathrm{i}} \qquad (3)$$

در رابطه (3)، $\dot{Q}$ و $\dot{W}$ به ترتیب نرخ انتقال حرارت و کار را نشان می‌دهند.

از آن‌جایی که در پمپ‌های حرارتی ترکیبی انرژی‌های ورودی در دو نوع کار و حرارت به سیستم‌ها داده می‌شود، در تحلیل عملکرد سیستم‌ها از نظر قانون اول ترمودینامیک بهتر است از پارامتر PER[1] استفاده گردد. این پارامتر افت‌های مربوط به تولید توان را نیز به حساب می‌آورد. عبارت PER پمپ‌های حرارتی مورد بررسی به صورت زیر تعریف گردیده است:

$$\mathrm{PER} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{abs}}}{\frac{\dot{W}_{\mathrm{com}}}{\eta \times \eta_{\mathrm{el,\,com}}} + \frac{\dot{W}_{\mathrm{p}}}{\eta \times \eta_{\mathrm{el,\,p}}} + \dot{Q}_{\mathrm{waste}}} \qquad (4)$$

در رابطه (4)، η بازده مربوط به تبدیل گرما به کار می‌باشد. این مقدار طبق مرجع [16] برابر 0.4 در نظر گرفته شده است.

تحلیل قانون دوم ترمودینامیک به منظور محاسبه برگشت ناپذیری‌های اجزای مختلف پمپ‌های حرارتی و نیز سهم هر کدام از اجزا در نابودی اگزرژی انجام یافته است. رابطه نرخ بازگشت ناپذیری استفاده شده برای هر کدام از اجزای سیستم‌های مورد بررسی به‌صورت زیر می‌باشد [20،13]:

$$\dot{I} = \sum \dot{m}_{\mathrm{i}} \psi_{\mathrm{i}} - \sum \dot{m}_{\mathrm{e}} \psi_{\mathrm{e}} + \sum \dot{Q}_{\mathrm{i}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{i}}}\right) - \sum \dot{W} \qquad (5)$$

دو عبارت نخست در سمت راست رابطه (5) به ترتیب نرخ اگزرژی جریان‌های وارد شده و خارج شده از هر جزء و عبارت سوم اگزرژی مربوط به انتقال گرمای حجم کنترل در دمای T_{i} را نشان می‌دهد.

یکی از پارامترهای مهم در تعیین سهم هر کدام از اجزا در تلفات اگزرژی سیستم، پارامتر تلفات اگزرژی نسبی[2] می‌باشد. این پارامتر، در هر جزء به صورت سهمی از کل اگزرژی ورودی به سیستم که در آن جزء تحت عنوان بازگشت ناپذیری به هدر رفته است تعریف می‌شود:

برای هر کدام از اجزای پمپ حرارتی ترکیبی داریم:

$$\delta_{\mathrm{i}} = \frac{\dot{I}_{\mathrm{i}}}{\dot{W}_{\mathrm{com}} + \dot{W}_{\mathrm{p}} + (\dot{\psi}_9 - \dot{\psi}_{10})} \qquad (6)$$

و در پمپ حرارتی ترکیبی جدید، داریم:

$$\delta_{\mathrm{i}} = \frac{\dot{I}_{\mathrm{i}}}{\dot{W}_{\mathrm{com\,I}} + \dot{W}_{\mathrm{com\,II}} + \dot{W}_{\mathrm{p}} + (\dot{\psi}_{15} - \dot{\psi}_{16}) + (\dot{\psi}_{19} - \dot{\psi}_{20})} \qquad (7)$$

با استفاده از تلفات اگزرژی نسبی اجزا، بازده قانون دوم سیستم‌ها نیز به صورت زیر بیان می‌شود [22-20]:

$$\eta_{\mathrm{II}} = 1 - \sum \delta_{\mathrm{i}} \qquad (8)$$

در رابطه (8)، عبارت $\sum \delta_{\mathrm{i}}$ برابر مجموع تمام تلفات اگزرژی نسبی اجزای سیستم می‌باشد.

3-4- بازده آیزنتروپیک کمپرسور

در بیشتر مراجع بازده آیزنتروپیک کمپرسور برابر مقداری ثابت فرض می‌شود. با این وجود، فرض ثابت بودن بازده آیزنتروپیک به ویژه هنگامی که اختلاف فشارهای زیاد و متغیر در سیستم وجود دارد سبب به‌وجود آمدن خطاهایی در نتایج تحلیل ترمودینامیکی می‌گردد. به‌طور کلی بازده آیزنتروپیک کمپرسور تابعی از نسبت فشار آن می‌باشد و در کار حاضر از رابطه به‌دست آمده در مراجع [25-23] برای کمپرسور با بخار آمونیاک به‌عنوان سیال کاری استفاده گردیده است. این رابطه به‌صورت زیر ارائه شده است:

$$\eta_{\mathrm{ise}} = 0.976695 - 0.0366432\,\mathrm{Pr} + 0.0013378\,\mathrm{Pr}^2 \qquad (9)$$

در رابطه (9)، Pr نسبت فشار یا نسبت تراکم بین خروجی و ورودی کمپرسور می‌باشد. نمودار تغییرات بازده آینتروپیک با نسبت فشار یا نسبت تراکم طبق رابطه (9) در "شکل 3" ترسیم شده است.

4- نتایج و بحث

به منظور شبیه‌سازی سیستم‌ها و انجام تحلیل‌های جامع از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک، نرم‌افزار EES[3] [26] به‌کار گرفته شده است. خواص سیال کاری (محلول آب و آمونیاک) به‌کار رفته در سیستم‌های مورد بررسی از توابع داخلی موجود در نرم‌افزار به دست می‌آید.

به منظور بررسی صحت مدل‌سازی، نتایج عملکرد سیستم پمپ حرارتی ترکیبی با مقادیر مدل جنسن و همکاران [12] در شرایط مشابه مقایسه گردید (جدول 3). با توجه به نتایج نشان داده شده در جدول 3، تطابق مناسبی بین نتایج به دست آمده و مقادیر مرجع [12] مشاهده می‌شود.

نتایج به‌دست آمده از تحلیل‌ها در دو بخش ارائه می‌شود. ابتدا تاثیر اندازه قسمت‌های مختلف اجکتور در نتایج حاصله بررسی شده و مقدار بهینه آن‌ها مشخص می‌شود. در قسمت دوم، عملکرد سیستم جدید با سیستم پمپ حرارتی ترکیبی از نقطه نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مقایسه می‌گردد.

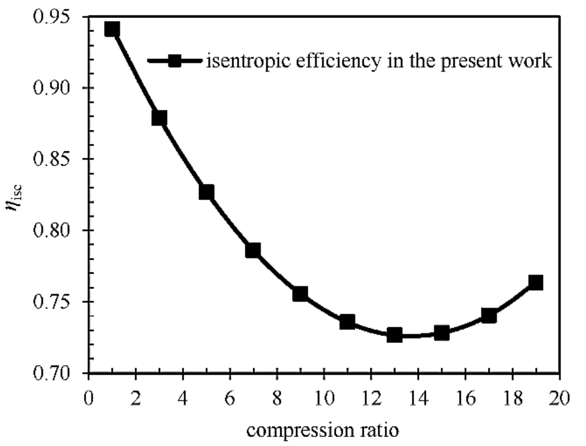

Fig. 3 Variation of the isentropic efficiency of compressor with pressure ratio

شکل 3 تغییرات بازده آیزنتروپیک کمپرسور با نسبت فشار

[1] primary energy ratio
[2] Relative exergy loss
[3] Engineering Equation Solver

جدول 3 مقایسه بین نتایج مدل‌سازی پمپ حرارتی ترکیبی در مطالعه حاضر با مقادیر به دست آمده توسط جنسن و همکاران

Table 3 Comparison of the simulation results of hybrid heat pump in present study with those of Jensen et al [12]

کمیت	جنسن و همکاران [10]	مطالعه حاضر	اختلاف٪
نرخ انتقال حرارت در جاذب $\dot{Q}_{abs}$, kW	1000	1009	+0.9
دبی جرمی محلول غلیظ $\dot{m}_s$, kg s^{-1}	1.929	1.948	+0.98
نرخ کار ورودی کمپرسور $\dot{W}_{com}$, kW	192.7	192.2	-0.26
ضریب عملکرد $\mathrm{COP}=\frac{\dot{Q}_{abs}}{\frac{\dot{W}_{com}}{\eta_{el,com}}+\frac{\dot{W}_P}{\eta_{el,p}}}$	5.122	5.184	+1.21

4-1- بررسی تاثیر هندسه اجکتور در نتایج

ابعاد اجکتور دارای سه قسمت اصلی می‌باشد: قطر نازل، قطر محفظه اختلاط و قطر خروجی پخش‌کن. همان‌گونه که اشاره گردید، در تعیین هندسه اجکتور، قطر قسمت نازل از طریق روابط جدول 2 قابل محاسبه می‌باشد؛ از طرف دیگر، به دلیل این‌که قطر قسمت خروجی پخش‌کن نسبت به قطر محفظه اختلاط بیشتر بوده و سرعت سیال در این قسمت بسیار کمتر می‌باشد، با توجه به رابطه مربوط به فشار پخش‌کن در جدول 2، قطر خروجی پخش‌کن تاثیر چندانی در نتایج حاصل شده نخواهد داشت و در مراجع برای قطر قسمت خروجی پخش‌کن ، مقداری در حدود 2 تا 3 برابر قطر محفظه اختلاط پیشنهاد شده است [28،27،18]. در تحقیق حاضر نیز مقدار 2.5 برابر قطر محفظه اختلاط برای قسمت پخش کن در نظر گرفته شده است [17]؛ با این حال، عملکرد اجکتور را می‌توان با تغییر قطر محفظه اختلاط بهینه نمود. به همین منظور، تغییرات عملکرد پمپ حرارتی جدید با تغییر در قطر محفظه اختلاط بررسی می‌گردد.

جهت مطالعه تاثیر قطر محفظه اختلاط، نتایج عملکرد سیستم جدید در شرایط یکسان از نظر سایر پارامترها با تغییر d_M مورد مطالعه قرار گرفته است. نمودار تغییرات نسبت انرژی اولیه نسبت به تغییر قطر محفظه اختلاط (d_M) در "شکل 4" و همچنین تغییرات بازده قانون دوم نسبت به تغییر قطر محفظه اختلاط (d_M) در "شکل 5" در سه دمای خروجی مختلف رسم شده است. چگونگی تغییر نسبت انرژی اولیه و بازده قانون دوم با قطر محفظه در سایر دماها نیز مشابه نمودارهای مذکور می‌باشد. همان‌گونه که در شکل‌ها دیده می‌شود، مقدار بهینه‌ای برای d_M وجود دارد که در آن قطر، نسبت انرژی اولیه و بازده قانون دوم بیشینه می‌گردند و این مقدار در حدود قطر 15 mm قرار می‌گیرد. با توجه به روابط (4) تا (8)، مقدار PER و η_{II} به کار ورودی در کمپرسور وابسته است؛ از این رو هر چه اختلاف فشار بین نقاط 11 و 2 کمتر باشد، کار ورودی کمپرسورها کمتر شده و در نتیجه مقادیر نسبت انرژی اولیه و بازده قانون دوم افزایش پیدا خواهد نمود. فشار بیشینه یعنی فشار نقطه 2 در دمای مشخص $T_{sink,out}$ ثابت بوده و با تغییر قطر محفظه اختلاط تغییر نمی‌کند، در حالی که فشار نقطه 11، طبق روابط جدول 2 (بخصوص دو رابطه مربوط به فشار محفظه اختلاط و فشار خروجی پخش‌کن) تغییر می‌کند. این مورد در "شکل 6" نشان داده شده است. نحوه تغییرات فشار خروجی اجکتور با قطر محفظه اختلاط بدین صورت است که با افزایش قطر، سرعت جریان در محفظه اختلاط کاهش یافته و مساحت محفظه اختلاط افزایش می‌یابد و در کل سبب افزایش فشار محفظه اختلاط می‌گردد. فشار خروجی پخش‌کن وابسته به دو پارامتر فشار محفظه اختلاط و سرعت محفظه اختلاط می‌باشد (سایر پارامترهای موجود در رابطه تغییر محسوسی پیدا نمی‌کنند)، که با افزایش قطر محفظه اختلاط به ترتیب افزایش و کاهش می‌یابند. وابستگی فشار خروجی پخش کن به دو پارامتر اشاره شده و تغییرات متفاوت این دو پارامتر، سبب پدیدار شدن روند افزایشی و کاهشی در فشار خروجی پخش‌کن می‌گردند. به تبع آن توان مصرفی کمپرسور کاهش و سپس افزایش می‌یابد. در "شکل 7" تغییرات دمای خروجی کمپرسور با تغییر در قطر محفظه اختلاط ترسیم شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، با افزایش قطر محفظه اختلاط، دمای خروجی کمپرسور ابتدا کاهش یافته و پس از آن روند افزایشی به خود می‌گیرد. نقطه بهینه‌ای که در آن دمای خروجی کمپرسور به کمترین مقدار می‌رسد در همان حدود 15 mm قرار دارد و با نقطه بهینه نسبت انرژی اولیه و بازده قانون دوم مطابقت دارد. این امر به‌دلیل کمینه بودن توان مصرفی کمپرسور در این شرایط بوده و دمای خروجی کمپرسور را کمینه می‌کند.

4-2- مقایسه عملکرد آرایش جدید با پمپ حرارتی ترکیبی

در این قسمت عملکرد آرایش جدید از نظر مقادیر نسبت انرژی اولیه، گرمای ارتقا یافته خروجی، توان مورد نیاز، بازده قانون دوم ترمودینامیک و نیز دمای

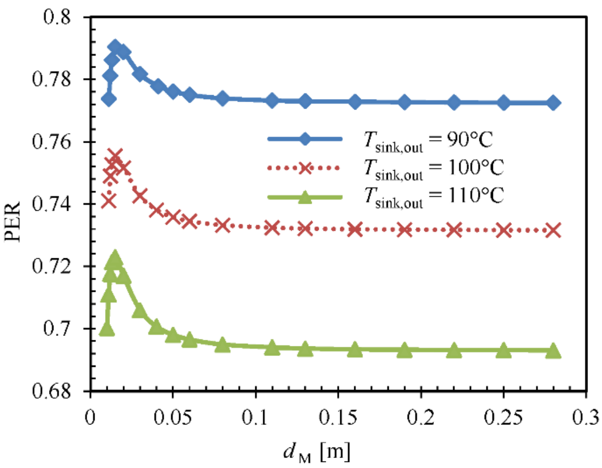

Fig. 4 effect of mixing section diameter of ejector on PER

شکل 4 تأثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور در PER

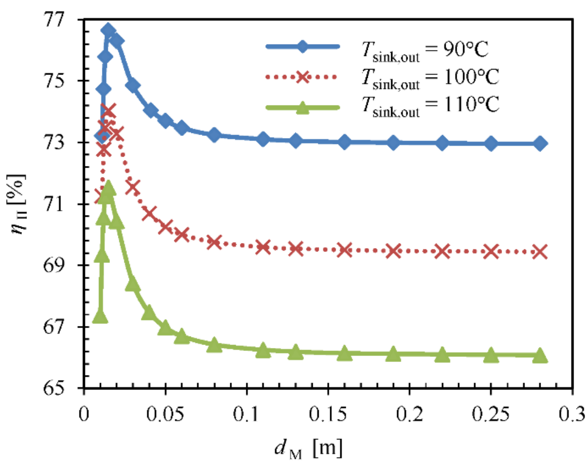

Fig. 5 effect of mixing section diameter of ejector on the second law efficiency

شکل 5 تأثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور در بازده قانون دوم

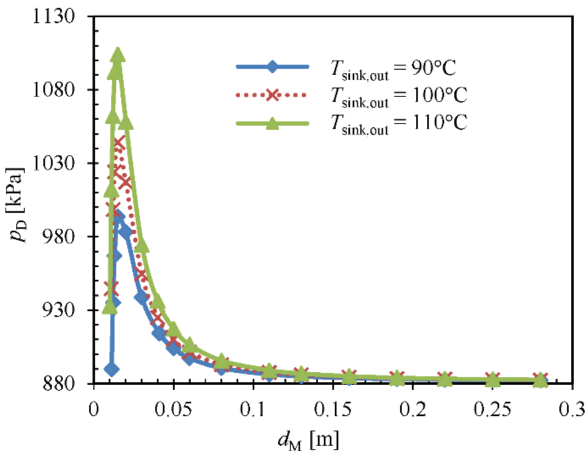

Fig. 6 effect of mixing section diameter of ejector on the exit pressure of ejector

شکل 6 تأثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور در فشار خروجی اجکتور

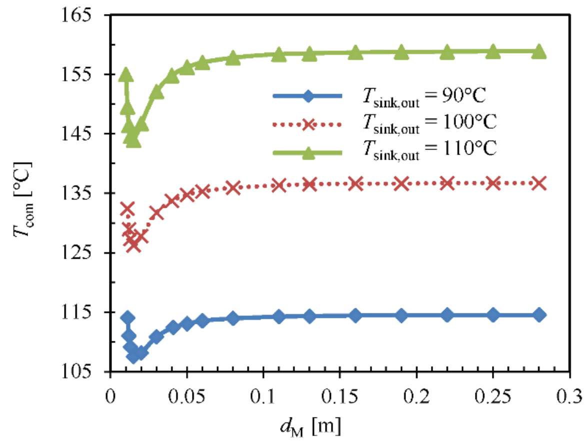

Fig. 7 effect of mixing section diameter of ejector on the compressor exit temperature

شکل 7 تأثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور در دمای خروجی کمپرسور

خروجی کمپرسور با پمپ حرارتی ترکیبی مقایسه می‌گردد؛ همچنین در ادامه تلفات اگزرژی نسبی اجزای سیستم‌های مطالعه شده نیز بررسی می‌گردند. نمودار تغییرات PER سیستم‌ها با تغییر دمای گرمای خروجی $T_{sink,out}$ در "شکل 8" ترسیم شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌گردد، تغییر آرایش سیکل ترکیبی و افزودن اجکتور باعث بهبود عملکرد سیستم از نظر نسبت انرژی اولیه گردیده است به طوری که مقدار PER سیستم جدید بین 2 تا 10 درصد بیشتر از سیکل ترکیبی است.

مشاهده می‌گردد که هرچه دمای خروجی $T_{sink,out}$ افزایش می‌یابد بهبود عملکرد پمپ حرارتی جدید بیشتر می‌شود به‌گونه‌ای که در دمای خروجی $T_{sink,out} = 160°C$، مقدار PER آرایش جدید 10 درصد بالاتر از سیکل ترکیبی است. این امر به دلیل افزایش بیشتر گرمای ارتقا یافته خروجی (شکل 9) نسبت به توان موردنیاز در پمپ حرارتی جدید نسبت به آن در سیکل ترکیبی می‌باشد (شکل 10). منظور از گرمای ارتقا یافته، مقدار گرمای مطلوب خروجی در جاذب است که دارای دمای بالایی می‌باشد.

در "شکل 11" تغییرات بازده قانون دوم ترمودینامیک در دو پمپ حرارتی با تغییر دمای خروجی $T_{sink,out}$ ترسیم شده است. مشابه نسبت انرژی اولیه، بازده قانون دوم نیز در آرایش جدید بالاتر از سیکل ترکیبی می‌باشد و این افزایش بازده قانون دوم با به کارگیری پمپ حرارتی جدید به 18 درصد نیز می‌رسد.

در سیستم‌هایی که از کمپرسور به عنوان وسیله افزایش فشار استفاده می‌شود، دمای خروجی کمپرسور یکی از پارامترهای مهم و تعیین کننده در تعیین دامنه کاری سیستم می‌باشد؛ محدودیت دمای خروجی کمپرسور به دلیل کنترل پایداری حرارتی روغن روان‌کار و نیز کاهش سایش به دلیل تنش حرارتی می‌باشد. این اثرات می تواند منجر به خرابی و از کار افتادگی کمپرسور و در نتیجه کل سیستم گردد.

کمپرسورهای مختلف با تکنولوژی‌های گوناگون در دسترس می‌باشند. در تحقیق حاضر، به منظور افزایش فشار سیال کاری، یکی از بهترین تکنولوژی‌های موجود یعنی کمپرسور فشار بالای آمونیاک[1] انتخاب گردیده است [12]. دمای خروجی این کمپرسور بایستی تا حداکثر دمای 180°C محدود گردد.

دمای خروجی کمپرسور دما بالای پمپ حرارتی جدید (Compressor II) و کمپرسور سیکل ترکیبی در "شکل 12" ترسیم شده است. محدودیت حداکثر دمای خروجی کمپرسور نیز در شکل اعمال گردیده است. با توجه به "شکل 12"، روشن است که دمای خروجی در آرایش جدید پایین‌تر از سیکل ترکیبی است که سبب افزایش دامنه کاری آن می‌گردد. به

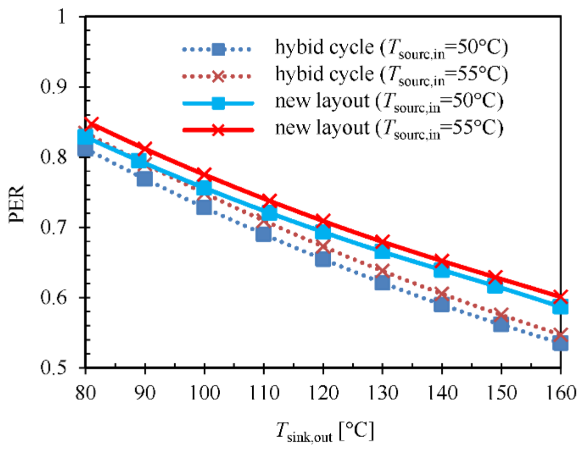

Fig. 8 comparison of the primary energy ratio of new layout and the hybrid heat pump

شکل 8 مقایسه نسبت انرژی اولیه آرایش جدید و پمپ حرارتی ترکیبی

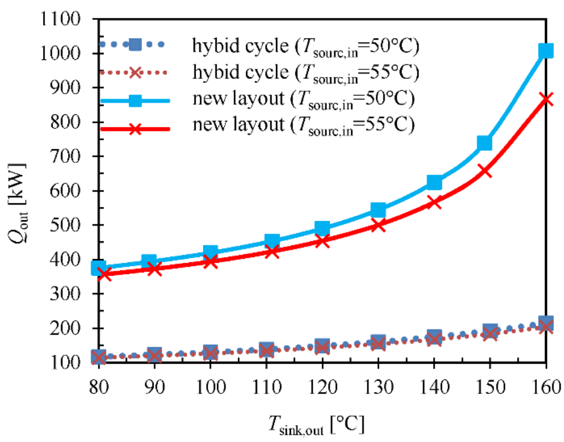

Fig. 9 comparison of the output upgraded heat of new layout and the hybrid heat pump

شکل 9 مقایسه گرمای ارتقا یافته خروجی آرایش جدید و پمپ حرارتی ترکیبی

[1] high pressure ammonia

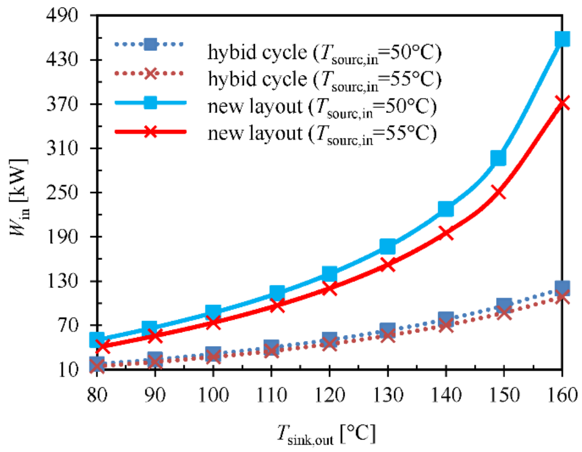

Fig. 10 comparison of the required power of new layout and the hybrid heat pump

شکل 10 مقایسه توان مورد نیاز آرایش جدید و پمپ حرارتی ترکیبی

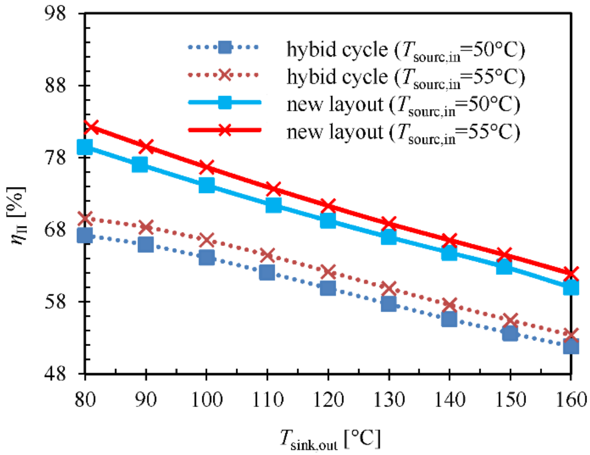

Fig. 11 comparison of the second law efficiency of new layout and the hybrid heat pump

شکل 11 مقایسه بازده قانون دوم ترمودینامیک آرایش جدید و پمپ حرارتی ترکیبی

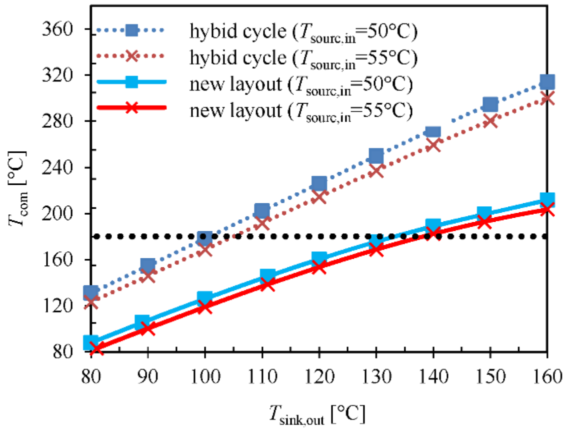

Fig. 12 comparison of the exit temperature of the compressor of new layout with that of the hybrid heat pump

شکل 12 مقایسه دمای خروجی کمپرسور در آرایش جدید و پمپ حرارتی ترکیبی

اجکتور در پمپ حرارتی ترکیبی کاهش تلفات اگزرژی مربوط به شیر انبساط می‌باشد. نمودارهای میله‌ای "شکل 13" تلفات اگزرژی نسبی اجزای دو پمپ حرارتی مورد بررسی را در دو دمای خروجی $T_{sink,out}$ نشان می‌دهند. همان‌گونه که در "شکل 13. الف" دیده می‌شود، در سیستم جدید آنچه که با تلفات اگزرژی نسبی کمپرسور مشخص شده است مربوط به مجموع تلفات اگزرژی هردو کمپرسور است. در دمای خروجی $T_{sink,out} = 90°C$ بیشترین مقدار تلفات در سیکل ترکیبی به ترتیب مربوط به کمپرسور، جاذب، واجاذب و سپس شیر انبساط می‌باشد. این روند با افزایش دمای خروجی کمی تغییر می‌کند. در "شکل 13. ب" دیده می‌شود که در دمای $T_{sink,out} = 120°C$ شیر انبساط پس از کمپرسور بیشترین سهم را در کاهش بازده سیستم دارد. در سیستم جدید تلفات اگزرژی نسبی مجموع دو کمپرسور و سپس اجکتور بیشترین مقدار را دارند، اما استفاده از اجکتور در سیستم جدید سبب کاهش چشمگیر تلفات اگزرژی نسبی سایر اجزای سیستم (جاذب، کمپرسور، واجاذب و شیر انبساط) شده و در مجموع، با وجود اضافه شدن اجزای جدید اجکتور و جداکن، مجموع تلفات اگزرژی نسبی در سیستم جدید در دو دمای $T_{sink,out}$ برابر با 90°C و 120°C به ترتیب در حدود 33 و 24 درصد نسبت به سیکل ترکیبی کمتر می‌شود.

در سیستم پمپ حرارتی جدید کاهش بازگشت‌ناپذیری شیر انبساط به دلیل کاهش اختلاف فشار بین ورودی و خروجی آن و در دو کمپرسور به دلیل کاهش نسبت فشار و افزایش بازده آیزونتروپیک آن‌هاست.

5- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

پمپ‌های حرارتی متداول شامل پمپ‌های حرارتی جذبی و تراکمی است که هر یک دارای مزایا و معایب خاص خود می‌باشند. جهت به کارگیری مزایای هر دو سیکل و تعدیل معایب آن‌ها پمپ‌های حرارتی ترکیبی ارائه شده‌اند.

در کار حاضر پمپ حرارتی ترکیبی تراکمی-جذبی که در آن یک کمپرسور موازی با مسیر جاذب-واجاذب به کار گرفته شده مطالعه گردیده و راهکاری جهت بهبود هرچه بیشتر عملکرد سیستم ارائه شده است. از آن جایی که در این سیستم‌ها شیر انبساط دارای تلفات اگزرژی بالایی است و بالا بودن دمای خروجی کمپرسور، دمای انرژی حرارتی خروجی سیکل را محدود می‌کند، استفاده از اجکتور به جای شیر انبساط و استفاده از جداکن که نقش میان خنک‌کن را برای کمپرسور دارد پیشنهاد شده است. سیکل ترکیبی و سیکل جدید از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک مطالعه شده و مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. نتایج حاصل به شرح زیر است:

در بین ابعاد قسمت‌های مختلف اجکتور، قطر محفظه اختلاط تاثیر قابل توجهی در عملکرد سیستم دارد به طوری که می‌توان مقدار بهینه‌ای برای این قطر تعیین نمود که در آن نسبت انرژی اولیه و بازده قانون دوم ترمودینامیک بیشینه بوده و دمای خروجی کمپرسور به کمترین مقدار خود برسد. در شرایط کارکردی مورد بررسی، قطر بهینه محفظه اختلاط اجکتور در حدود 15 mm است.

تغییر آرایش سیکل ترکیبی سبب افزایش نسبت انرژی اولیه تا حداکثر 10 درصد و نیز افزایش بازده قانون دوم تا حدود 18 درصد گردید.

یکی از محدودیت‌های اساسی در کارکرد پمپ‌های حرارتی، دمای خروجی کمپرسور است که سبب محدود شدن دامنه کاری پمپ حرارتی شده و دمای انرژی حرارتی خروجی از سیستم را کاهش می‌دهد. در آرایش جدید، دامنه کاری پمپ حرارتی در حدود 35°C بیشتر از پمپ حرارتی ترکیبی است.

عبارت دیگر در سیستم جدید امکان افزایش دمای منابع انرژی حرارتی در حدود 30 تا 35 درجه بیشتر از سیکل ترکیبی وجود دارد.

همان‌گونه که در قسمت مقدمه اشاره گردید، مهم‌ترین تاثیر به کارگیری

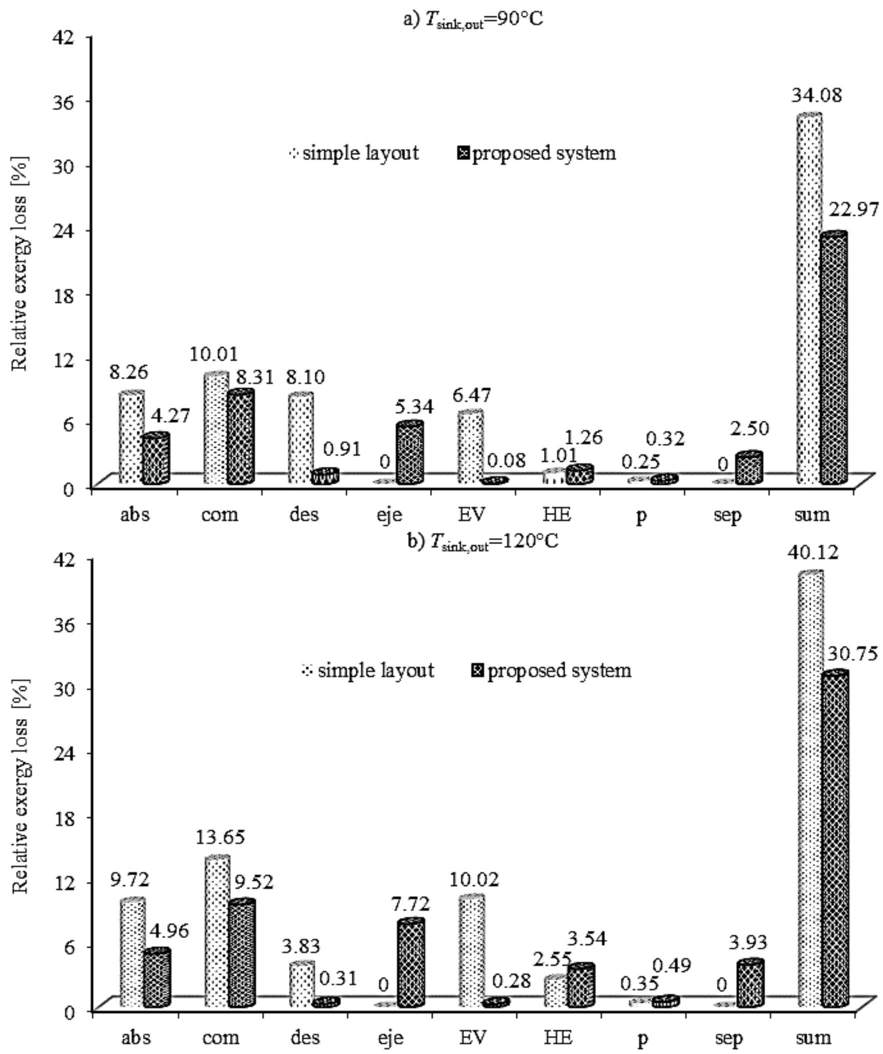

Fig 13 comparison of the relative exergy loss in two analyzed heat pumps a) at the $T_{\text{sink,out}} = 90°C$ b) at the $T_{\text{sink,out}} = 120°C$

شکل 13 مقایسه تلفات اگزرژی نسبی در دو پمپ حرارتی مورد بررسی الف) در دمای $T_{\text{sink,out}} = 90°C$ ب) در دمای $T_{\text{sink,out}} = 120°C$

به منظور تعیین دقیق نقش هر یک از اجزاء در کاهش بازده قانون دوم سیستم‌ها، تلفات اگزرژی نسبی تک تک اجزای پمپ‌های حرارتی مورد مطالعه، محاسبه شده و مورد مقایسه قرار گرفته است. استفاده از اجکتور در سیستم جدید سبب کاهش تلفات اگزرژی نسبی سایر اجزای سیستم (جاذب، کمپرسور، واجاذب و شیر انبساط) شده و بازده قانون دوم سیستم جدید را بهبود بخشیده است.

6- فهرست علایم

d	قطر (m)
h	آنتالپی مخصوص (kJ kg^{-1})
$\dot{I}$	نرخ بازگشت‌ناپذیری (kW)
$\dot{m}$	دبی جرمی جریان (kg s^{-1})
p	فشار (kPa)
PER	نسبت انرژی اولیه
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)
$\dot{Q}_{\text{waste}}$	نرخ گرمای اتلافی دریافتی (kW)
s	آنتروپی مخصوص (kJ kg^{-1} K^{-1})
sink	منبع دما بالا
source	منبع دما پایین
T	دما (°C)
V	سرعت (m s^{-1})
$\dot{W}$	توان (kW)
x	غلظت آمونیاک (%)

علایم یونانی

ψ	اگزرژی جریانی
η	بازده
δ	تلفات اگزرژی نسبی
ρ	چگالی (kg m^{-3})

زیرنویس‌ها

0	شرایط مرجع
II	قانون دوم
abs	جاذب
com	کمپرسور
D	پخش‌کن اجکتور
des	واجاذب
e	خروجی

eje	اجکتور
el	الکتریکی
EV	شیر انبساط
HE	مبادله‌کن حرارتی
i	ورودی
ise	آیزنتروپیک
M	محفظه اختلاط اجکتور
N	نازل اجکتور
p	پمپ
s	محلول غلیظ در ترکیب آب و آمونیاک
sep	جداکن
w	محلول رقیق در ترکیب آب و آمونیاک

7- مراجع

[1] G. Oluleye, M. Jobson, R. Smith, Process integration of waste heat upgrading technologies, *Process Safety and Environmental Protection*, Vol. 103, No. 2, pp. 315–333, 2016.

[2] M. Hulte´n, T. Berntsson, The compression/absorption heat pump cycle — conceptual design improvements and comparisons with the compression cycle, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 4, pp. 487–497, 2002.

[3] J. Zhang, H. H. Zhang, Y. L. He, W. Q. Tao, A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China, *Applied Energy*, Vol. 178, No. 1, pp. 800–825, 2016.

[4] M. G. Bergland, *Optimizing the Compression/Absorption Heat Pump System at High Temperatures*, PhD Thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2015.

[5] P. K. Satapathy, M. R. Gopal, R. C. Arora, Studies on a compression-absorption heat pump for simultaneous cooling and heating, *International Journal of Energy Res*earch, Vol. 28, No. 7, pp. 567–580, 2004.

[6] W. Wu, W. Shi, J. Wang, B. Wang, X. Li, Experimental investigation on NH_3–H_2O compression-assisted absorption heat pump (CAHP) for low temperature heating under lower driving sources, *Applied Energy*, Vol. 176, No. 1, pp. 258–271, 2016.

[7] C. L. Heard, F. A. Holland, Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration part I: Simulation, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 223–233, 1997.

[8] M. Stokar, C. Trepp, Compression heat pump with solution circuit Part 1: design and experimental results, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 10, No. 2, pp. 87–96, 1987.

[9] L. C. Itard, C. H. Machielsen, Considerations when modelling compression/resorption heat pumps, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 17, No. 7, pp. 453–460, 1994.

[10] O. Brunin, M. Feidt, B. Hivet, Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 20, No. 5, pp. 308–318, 1997.

[11] J. Kim, S. Park, Y. Baik, K. Chang, H. Ra, M. Kim, Y. Kim, Experimental study of operating characteristics of compression/absorption high-temperature hybrid heat pump using waste heat, *Renewable Energy*, Vol. 54, No. 1, pp. 13–19, 2013.

[12] J. K. Jensen, T. Ommen, W. B. Markussen, L. Reinholdt, B. Elmegaard, Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 2 - Ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 55, No. 1, pp. 183–200, 2014.

[13] J. K. Jensen, W. B. Markussen, L. Reinholdt, B. Elmegaard, On the development of high temperature ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 58, No. 1, pp. 79–89, 2015.

[14] C. Wang, L. Wang, H. Zhao, Z. Du, Z. Ding, Effects of superheated steam on non-equilibrium condensation in ejector primary nozzle, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 67, No. 1, pp. 214–226, 2016.

[15] A. S. Elbel, N. Lawrence, Review of recent developments in advanced ejector technology, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 62, No. 1, pp. 1–18, 2015.

[16] I. Dincer, M. Kanoglu, *Refrigeration Systems and Applications*, pp. 39-40, England, Wiley, 2010.

[17] T. Ommen, J. Kj, W. Brix, L. Reinholdt, B. Elmegaard, Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 1 - Single stage vapour compression heat pumps, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 55, No. 1, pp. 168-182, 2015.

[18] L. G. Farshi, A. H. Mosaffa, C. A. I. Ferreira, M. A. Rosen, Thermodynamic analysis and comparison of combined ejector – absorption and single effect absorption refrigeration systems, *Applied Energy*, Vol. 133, No. 1, pp. 335–346, 2014.

[19] L. Chen, A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system, *Applied Energy*, Vol. 30, No. 1, pp. 37–51, 1988.

[20] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. J. Moran, *Thermal Design and Optimization*, pp. 149-150, New York, Wiley, 1996.

[21] A. Dikici, A. Akbulut, Performance characteristics and energy – exergy analysis of solar-assisted heat pump system, *Building and Environment*, Vol. 43, No. 11, pp. 1961–1972, 2008.

[22] H. Cho, Comparative study on the performance and exergy efficiency of a solar hybrid heat pump using R22 and R744, *Energy*, Vol. 93, No. 2, pp. 1267–1276, 2015.

[23] K. Gupta, Numerical estimation of main parameters for realistic two-stage ammonia refrigerating systems, *Journal of the Indian Institute of Science*, Vol. 64, No. 10, pp. 219–227, 1983.

[24] P. B. Christensen, *(ASRE) Air Conditioning Refrigerating Data Book*, pp. 136-137, New York, The American Society of Refrigerating, 1957.

[25] S. M. Tarique, M. A. Siddiqui, Performance and economic study of the combined absorption/compression heat pump, *Energy Conversion and Managment*, Vol. 40, No. 6, pp. 575–591, 1999.

[26] Engineering Equation Solver, Accessed on 16 June 2013; http://www.fchart.com/ees/ EES software ver. 9.43.

[27] S. Wu, *Investigation of Ejector Re-Compression Absorption Refrigeration Cycle*, PhD Thesis, University of Nottingham, 1999.

[28] L. Wang, J. Yan, C. Wang, X. Li, Numerical study on optimization of ejector primary nozzle geometries, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 76, No. 1, pp. 219–229, 2017.