

## بازیافت گرمای اتلافی موتور دیزل دریایی با استفاده از آب شیرین کن رطوبتزن - رطوبت‌زدا

میلاد فیلی دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، miladfy.mf@gmail.com

هادی غائبی\* دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، hghaebi@uma.ac.ir

توحید پریخانی دانش آموخته کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، parikhani.towhid@gmail.com

میلاد فیلی

هادی غائبی\*

توحید پریخانی

### چکیده

در این مطالعه به منظور بازیافت گرمای اتلافی موتور دیزل دریایی، یک واحد آب شیرین کن رطوبتزن - رطوبت‌زدا از نوع چرخه آب باز - هوا بسته با گرمایش آب و با هدف تأمین آب شیرین مورد نیاز خدمه کشتی‌ها پیشنهاد داده شده است. انرژی مورد نیاز برای تولید آب شیرین از طریق بازیافت گرمای اتلافی گازهای خروجی موتور دیزل تأمین می‌شود. برای این سیستم پیشنهادی ابتدا شبیه سازی ترمودینامیکی و تجزیه و تحلیل دقیق انرژی و انرژی، به منظور تعیین منابع اصلی بازگشت ناپذیری‌ها و ویژگی‌های عملکردی سیستم انجام شده است. علاوه بر این تحلیل دقیق پارامتری برای پی بردن به رفتار پارامترهای کلیدی سیستم با پارامترهای عملکردی سیستم نیز بررسی شده است. در این مطالعه مشخص شده که، سیستم توانایی تولید ۰/۲۷۴۶ کیلوگرم بر ثانیه آب شیرین با استفاده از ۴۳۲ کیلووات انرژی اولیه را دارد و همچنین بازده آب شیرین کن و بازده انرژی به ترتیب ۱/۵۱۶ و ۲۳/۹٪ محاسبه شده است. و از تحلیل انرژی می‌توان دریافت که در میان تمام اجزای سیستم، واحد گرم کن دارای بیشترین آهنگ تخریب انرژی بوده به طوری که در حدود ۷۳/۲٪ از آهنگ تخریب انرژی کل را به خود اختصاص داده است.

**واژه‌های کلیدی:** موتور دیزل دریایی، بازیافت گرمای اتلافی، انرژی، فرآیند رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدا.

## Waste heat recovery of a marine diesel engine using Humidification– dehumidification desalination

M. Feili  
H. Ghaebi  
T. Parikhani

School of Mechanical Engineering, , University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

School of Mechanical Engineering, , University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

School of Mechanical Engineering, , University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

### Abstract

In this study, in order to waste heat recovery from a marine diesel engine, a humidification – dehumidification desalination unit type of open – water and closed – air cycles with water heated is proposed for producing the consumed fresh water the crew of the ships. The energy required to produce freshwater is provided by recovered heat from exhaust gases from marine diesel engine. For this proposed system, first simulated thermodynamically and detailed energy and exergy analysis, in order to determine the main sources of irreversibility and performance characteristics of the system is conducted. Moreover, a comprehensive parametric study to find key parameters trend with system performance parameters is carried out. The study found that the system has the ability to produce 0.2746 kg.s<sup>-1</sup> fresh water, using 432 kW of primary energy. As well as desalination efficiency and exergy efficiency were calculated to be 1.516 and 23.9%, respectively. And from an exergy analysis it can be seen that among all the components of the system, the heater has the highest exergy destruction rate, which accounts for about 73.2% of the total exergy destruction rate.

**Keywords:** Marine diesel engine, Waste heat recovery, Exergy, Humidification and Dehumidification Process.

سوخت ورودی به وسیله میل لنگ به کار مکانیکی تبدیل می‌شود، در حالیکه انرژی باقی مانده از طریق گازهای خروجی، آب خنک کننده و غیره به هدر می‌رود. از این رو بسیاری از کشورها مقررات سخت‌گیرانه‌ای را برای انتشار گازهای موتور دیزل و استانداردهای مصرف سوخت معرفی کرده‌اند [۴].

همان طور که واضح است مقدار قابل توجهی از انرژی اولیه موتور دیزل بدون استفاده باقی مانده و هدر می‌رود، بنابراین می‌توان از این منابع هدر رفت انرژی، از طریق چرخه‌های مختلف ترمودینامیکی به منظور تولید کار، آب شیرین، خنک سازی و غیره.. استفاده کرد.

با توجه به اینکه مقاله حاضر، در دو بخش بازیافت گرمای موتور دیزل دریایی و واحد آب شیرین کن رطوبتزن - رطوبت‌زدا مطالعه و تدوین شده است، به همین خاطر مطالعات و پژوهش‌های انجام یافته پیشین در دو بخش ارائه شده است:

### ۱- مقدمه

گرمایش جهانی سطح زمین و نگرانی‌های مربوط به سوراخ شدن لایه‌ی اوزون، از جمله مسائل زیست محیطی مهمی هستند که منجر به اعمال سیاست‌های ملاحظه‌گرانه‌ای در مصرف انرژی می‌شود. علاوه بر این افزایش بهای نیروی برق، سالانه به مقدار ۱۲٪ توجه بسیاری از محققان را در زمینه‌ی استفاده از منابع هدر رفت انرژی و منابع تجدیدپذیر برانگیخته است [۱-۲].

موتورهای دیزل به دلیل داشتن بازده حرارتی بالا، محدوده کاری گسترده، عدم اشغال فضای زیاد و قابلیت اطمینان بالا سهم عظیمی در نیرومحرکه پیشرفته‌های دریایی دارند [۳]. در دهه های اخیر، مصرف انرژی اولیه موتورهای دیزل به سرعت با توسعه صنعت حمل و نقل رو

به افزایش بوده است. در یک موتور دیزل معمولی کمتر از ۴۵٪ از انرژی

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: hghaebi@uma.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۸/۰۲/۰۶

تاریخ پذیرش: ۹۸/۰۹/۰۴

## ۱-۱- بازیافت گرمای موتور دیزل دریایی

فناوری بازیافت گرما از موتورهای دریایی در دهه ۱۹۷۰ در ایالات متحده آمریکا و اروپا [۶-۵] در نتیجه اولین بحران نفت در جهان آغاز شد. با توجه به فرصت مناسب کسب و کار، صنایع کشتی سازی و تولیدکنندگان موتورهای دریایی اولین کسانی بودند که در این زمینه تحقیق کردند. گروه صنعتی مان با بهره برداری از گازهای خروجی و با استفاده از بویلر، توربین بخار و یک ژنراتور توانست بازده موتور دیزل را تا ۱۰٪ افزایش دهند [۷]. شرکت صنعتی وارسیلا یک سیستم بازیافت گرما شامل بویلر با قابلیت کارکرد در دو فشار مختلف و یک توربین توانست نشان دهد که بازده موتور می‌تواند تا ۱۱/۴٪ افزایش یابد [۷].

در میان چرخه‌های مختلف ترمودینامیکی، چرخه رانکین عالی به دلیل داشتن راندمان بالا، سادگی سیستم و قابلیت اطمینان بالا به عنوان یک فناوری امیدوار کننده در زمینه بازیافت انرژی ثابت شده است [۸]. به طوری که مطالعات متعددی در این زمینه انجام شده است، تعدادی از این مطالعات به دین صورت می‌باشد. لارسن و همکاران [۹]، یک روش کاربردی مناسب به منظور تعیین سیال عامل و فشار بهینه بویلر در چرخه رانکین، با هدف بازیابی گرمای هدر رفت موتور دریایی ارائه کردند. تنگ و رنگر [۱۱-۱۰] یک سیستم ORC-WHR به منظور بازیافت گرمای گازهای خروجی، هوای خنک-کن و سیستم EGR (سیستمی است که سبب بازگشت مقداری از گازهای خروجی به داخل موتور و محفظه سیلندر می شود) موتور دیزل طراحی کردند، نتایج آن‌ها حاکی از افزایش ۲۰٪ کار خروجی موتور دیزل بود.

## ۲-۱- واحد آب شیرین کن HDH

با توجه به بحران جدی آب در سرتاسر جهان، تولید آب شیرین از مقدار زیاد آب شور موجود در دریاها، توجه بسیاری را به خود جلب کرده است. بنابراین فناوری آب شیرین کن روشی مناسب برای نگرانی کمبود آب به حساب می‌آید [۱۲].

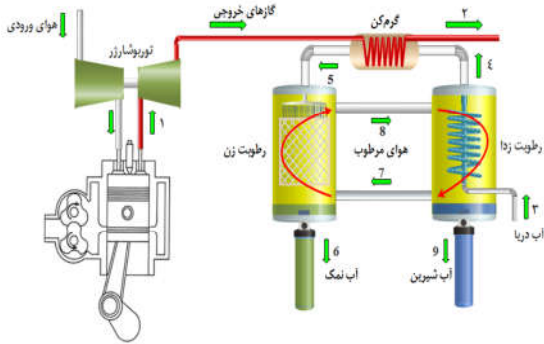
در حال حاضر روش‌های بسیار خوبی برای تولید آب شیرین وجود دارد و با توجه به این واقعیت که این روش‌ها نیاز به زیرساخت‌های قابل توجهی دارند و وابسته به سوخت‌های فسیلی هستند، بنابراین استفاده از این روش‌ها به طور معمول تنها در مقیاس بسیار بزرگ مقرون به صرفه است. با توجه به هدف ما در این مقاله، استفاده از آب شیرین کن رطوبت‌زن - رطوبت‌زدا به منظور تأمین آب شیرین خدمه کشتی مناسب می‌باشد.

آب شیرین کن رطوبت‌زن-رطوبت‌زدا یک فرآیند نمک‌زدایی گرمایی است، که در واقع تقلیدی از چرخه طبیعی آب در طبیعت می‌باشد و بر این واقعیت که هوا می‌تواند با مقدار مشخصی از بخار آب مخلوط شود استوار است. همچنین هوا این قابلیت را دارد که با افزایش دما میزان بخار آب موجود در خود را افزایش دهد [۱۳]. آب شیرین کن HDH از نقطه نظر باز و یا بسته بودن سیستم به چهار دسته عمده تقسیم می‌شود، الف) آب بسته - هوا باز (ب) آب باز - هوا بسته (ج) آب باز - هوا باز (د) آب بسته - هوا بسته. همچنین این سیستم‌ها از نقطه نظر گرمایش به دو دسته گرمایش آب یا گرمایش هوا تقسیم می‌شوند. تحقیقات گسترده‌ای در زمینه HDH انجام شده، به طوریکه

نخستین پژوهش‌ها در اوایل دهه ۱۹۹۰ و در کشورهای تونس، مالزی و اردن انجام شده است [۱۵-۱۴]. گوسن و همکاران [۱۶] نیز گزارشی مبنی بر به صرفه بودن تولید تجاری آب شیرین کن های خورشیدی HDH از لحاظ اقتصادی و راندمان عملکردی ارائه دادند. الحلاج و همکاران [۱۷] سیستم با گردش هوای بسته و آب باز، همراه با گرمایش آب را بررسی کردند و در نتایج ذکر کردند که، با افزایش دبی جرمی آب ورودی به سیستم، بازده سیستم تا یک نقطه بهینه افزایش می‌یابد و بعد از آن بازده کاهش پیدا می‌کند. دای و همکاران [۱۸] یک آب شیرین کن HDH از نوع گردش هوا بسته همراه با گرمایش آب را بررسی کردند و دریافتند که، بازده آب شیرین کن به شدت به دمای آب و هوای ورودی به محفظه رطوبت‌زا و دبی جرمی آب و دبی جرمی هوای در گردش داخل سیستم وابسته است. حسینی و همکاران [۱۹] عملکرد یک سیستم آب شیرین کن HDH متصل به گردآورهاى خورشیدی را مورد بررسی قرار دادند، مشاهده کردند که به ازای مقدار مطلوبی از دبی جرمی جریان آب شور و هوا در سیستم، ترکیبی وجود دارد که بازده انرژی سیستم را حداکثر می‌کند. گوهری و همکاران [۲۰] عملکرد آب شیرین کن HDH از نوع آب باز و هوا نیمه باز را از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک مورد بررسی قرار دادند، نتایج آن‌ها نشان داد که نحوه گردش هوا در حالتی که دمای حداکثری سیستم ثابت باشد در سیستم همراه با گرمایش آب باعث افزایش بازده سیستم می‌شود ولی در سیستم همراه با گرمایش هوا تاثیری ندارد. همچنین محققین بسیاری بر روی افزایش کارایی سیستم‌های HDH و بهبود آن‌ها از نقطه نظر قانون دوم ترمودینامیک کار کرده‌اند. برای مثال، اشرف‌زاده و همکاران [۲۱]، تحلیل انرژی سیستم های آب شیرین کن HDH را با استفاده از مفهوم نیروهای محرکه ارائه کرده‌اند. نتایج آن‌ها نشان داد که پدیده انتقال گرما، هیچگونه تاثیری بر روی تلفات انرژی کل ندارد و به علاوه، گرم‌کن را به عنوان عضوی که دارای بیشترین منبع برگشت ناپذیری هست، معرفی کردند. همچنین مجیدی و همکاران [۲۲] تحلیل ترموآنرژی اجزای چرخه آب شیرین کن را انجام دادند، نتایج نشان داد که بخش گرمایش با ۸۸ درصد، بزرگترین منشأ بازگشت ناپذیری‌ها در سیستم‌های این آب شیرین کن است و بنابراین بهبود عملکرد آن بیشترین تأثیر را بر بازدهی سیستم دارد.

بررسی مطالعات انجام شده نشان می‌دهد که انرژی قابل توجهی از طریق گازهای خروجی موتور دیزل دریایی به هدر می‌رود، که علاوه بر هدر رفت انرژی، اثرات مخربی بر محیط زیست دارد. از طرفی هم تأمین آب شیرین مصرفی خدمه کشتی‌های نظامی، مسافرتی و غیره ... از جمله موضوعات نگران کننده می‌باشند. بنابراین به نظر می‌رسد که تهیه بخشی از آب شیرین مورد نیاز با بازیافت گرمای گازهای خروجی موتور دیزل کشتی می‌تواند به عنوان راحل مناسب برای صرفه جویی در انرژی باشد. در این مقاله برای اولین بار، یک سیستم تولید آب شیرین به وسیله آب شیرین کن رطوبت‌زن - رطوبت‌زدا پیشنهاد داده شده است، که انرژی اولیه آن از طریق بازیافت گرمای گازهای خروجی موتور دیزل دریایی تأمین می‌شود. برخی از اهداف اصلی مطالعه حاضر می‌تواند به شرح زیر خلاصه شود:

- شبیه سازی ترمودینامیکی و تجزیه و تحلیل دقیق انرژی و انرژی سیستم پیشنهادی.
- بررسی اثر برخی پارامترهای کلیدی بر روی عملکرد



شکل ۱- طرحواره سیستم پیشنهادی

اثر این عمل دمای هوا افزایش می‌یابد و مرطوب می‌شود و به محض ترک رطوبت‌زن (حالت ۸)، هوا به حالت اشباع درمی‌آید و پس از آن به سمت رطوبت‌زدا جریان می‌یابد. در آنجا بخار می‌تواند با عبور هوای حامل آن از روی یک سطح سرد مانند رطوبت‌زدا، دچار میعان شود و بازیافت گردد و در نتیجه آب شیرین تولید شود (حالت ۹)، در حالیکه هوای سرد به رطوبت‌زن بر می‌گردد و چرخه را دوباره طی می‌کند.

### ۳- مدل سازی سیستم

در این بخش سیستم پیشنهادی از دیدگاه ترمودینامیک مدل سازی می‌شود. بدین منظور در ابتدا، فرضیه های ترمودینامیکی در نظر گرفته شده در این مقاله بیان خواهد شد و سپس مدل سازی ریاضی سیستم (از جمله تجزیه و تحلیل انرژی و آگرژی) مورد بحث قرار خواهد گرفت.

#### ۳-۱- فرضیات ترمودینامیکی

- برای تحلیل سیستم پیشنهادی یک کد مناسب در نرم افزار EES [۲۶] نوشته شده است، که بر اساس فرضیات زیر می‌باشد:
- همه فرآیندها در حالت پایا عمل می‌کنند.
  - همه حجم کنترل‌ها بر اساس فرض شرایط آدیاباتیک تحلیل شده‌اند.
  - افت فشار در تمامی اعضاء نادیده گرفته شده است.
  - دمای گاز خنک شده در خروجی گرم‌کن، به دلیل فرآیند خوردگی اسید حدود  $375\text{ K}$  در نظر گرفته شده است [۲۵].
  - دمای آب تصویه شده برابر با، متوسط دمای نقطه شبنم هوای ورودی و دمای خشک حباب هوای خروجی در رطوبت‌زدا فرض شده است [۲۷-۲۸].
  - دمای آب دریا در ورودی محفظه رطوبت‌گیر در حدود  $10-40$  درجه سلسیوس و دمای آب دریا در خروجی گرم‌کن در حدود  $20-80$  درجه سلسیوس فرض می‌شود [۲۹].
  - رطوبت نسبی هوا در خروجی رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا  $0.9$  در نظر گرفته شده است [۲۹].
  - میزان کارایی دو محفظه،  $85\%$  فرض شده است [۲۹].
- علاوه بر فرضیاتی که در بالا ذکر شدند، برخی دیگر از پارامترهای ترمودینامیکی مورد نیاز در جدول ۱ آورده شده است.

## ۲- توصیف سیستم

شکل ۱، طرحواره سیستم پیشنهاد داده شده را نشان می‌دهد که شامل زیر سیستم اصلی آب شیرین‌کن رطوبت‌زن- رطوبت‌زدا می‌باشد، که به منظور بازیافت گرمای گازهای خروجی موتور دیزل و با هدف تولید آب شیرین در نظر گرفته شده است.

### ۲-۱- انتخاب موتور دیزل دریایی

با توجه به تحقیقات گذشته در زمینه بازیافت گرمای موتور دیزل دریایی به وسیله چرخه رانکین، به طور مشابه در این مقاله یک موتور دیزل توربو شارژر شیش سیلندر خطی انتخاب شده [۲۳-۲۴]، که توسط شرکت ماشین‌آلات سنگین هودونگ ساخته شده است. پارامترهای اصلی موتور دیزل تحت شرایط طراحی در جدول ۱ ارائه شده و ترکیبات گاز خروجی موتور دیزل نیز اندازه گیری شده و در جدول ۲ آورده شده است. با توجه به نتیجه محاسبات توسط نرم افزار REFPROP 9.1، ظرفیت گرمایی ویژه گاز خروجی حدود  $1.0\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  می‌باشد. و میزان انرژی منتقل شده توسط گاز خروجی، زمانی تا دمای محیط در گرم‌کن خنک شود حدود  $600\text{ kW}$  می‌باشد. ولی معمولاً به دلیل فرآیند خوردگی اسید، دمای گاز خنک شده را بالاتر از دمای نقطه شبنم آن و در حدود  $375\text{ K}$  در نظر می‌گیرند [۲۵]. بنابراین انرژی منتقل شده به گرم‌کن توسط گازهای خروجی نزدیک  $432\text{ kW}$  بدست می‌آید.

### ۲-۲- واحد آب شیرین‌کن HDH

همان طور که در شکل ۱ نشان داده شده، یک سیستم آب شیرین‌کن HDH از سه زیر مجموعه<sup>۱</sup> گرم‌کن، محفظه رطوبت‌زا و یا تبخیرکننده و محفظه رطوبت‌گیر و یا چگالنده تشکیل شده است. گازهای خروجی از موتور دیزل وارد گرم‌کن شده (حالت ۱) و صرف تأمین انرژی اولیه آب شیرین‌کن می‌شود و دمای آن کاهش می‌یابد و خارج می‌شود (حالت ۲). از طرفی هم آب دریا برای بازیافت گرما از هوای مرطوب وارد رطوبت‌زدا می‌شود (حالت ۳)، به محض ترک رطوبت‌زدا (حالت ۴) آب پیش گرم شده دوباره توسط گازهای خروجی در گرم‌کن گرما می‌بند و پس از آن وارد رطوبت‌زن می‌شود (حالت ۵). آب داغ در نهایت در داخل رطوبت‌زن بر روی مواد فشرده ساختاریافته اسپری می‌شود و در همین حین، هوا نیز به سمت رطوبت‌زن و در خلاف جهت جریان آب حرکت می‌کند (حالت ۷). هنگامی که هوا در تماس با آب شور قرار می‌گیرد، تعدادی از مولکول‌های آب به دلیل گرمای محسوس آب دریا بخار شده و جذب هوا می‌گردند و بقیه آن به صورت آب نمک از انتهای رطوبت‌زن دفع می‌شود (حالت ۶). در

جدول ۱- برخی از پارامترهای ورودی استفاده شده در شبیه سازی سیستم پیشنهادی.

پارامترها	واحد	مقادیر
دمای مرجع، $T_0$	K	۲۹۸/۱۵
فشار مرجع، $P_0$	bar	۱/۰۱۳
دمای گازهای خروجی از موتور، $T_{gas}$	K	۵۷۳/۱۵
دبی جرمی گازهای خروجی، $\dot{m}_{gas}$	kg. h <sup>-1</sup>	۷۱۳۹
دمای بالای آب شیرین کن، $T_5$	K	۳۴۸/۱۵
دمای پایین آب شیرین کن، $T_3$	K	۲۹۸/۱۵
نسبت دبی جرمی آب شیرین کن، $m_r$	-	۲/۳۳۳
میزان نمک آب دریا	g. kg <sup>-1</sup>	۳۵

### ۳-۲- مدل سازی ریاضی

بر اساس فرضیاتی که در بالا ذکر شدند، تحلیل‌های ترمودینامیکی را می‌توان انجام داد. به طوریکه در انجام تحلیل ترمودینامیکی سیستم پیشنهادی، تحلیل‌های انرژی و آگرژی با جزئیات تمام بیان شده‌اند و در قسمت‌های پیشرو ارائه می‌شوند و معادلات بقای جرم، انرژی و آگرژی به تک تک حجم کنترل‌های سیستم اعمال شده‌اند.

### ۳-۲-۱- تجزیه و تحلیل انرژی

فرم کلی معادلات بقای جرم و انرژی در حالت پایا برای تحلیل

ترمودینامیکی یک سیستم، به صورت زیر می‌باشند:

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (1)$$

$$\sum (\dot{m}X)_{in} - \sum (\dot{m}X)_{out} = 0 \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{c.v} - \dot{W}_{c.v} = \sum (\dot{m}h)_{in} - \sum (\dot{m}h)_{out} \quad (3)$$

در روابط فوق  $\dot{m}$  دبی جرمی سیال،  $\dot{Q}$  و  $\dot{W}$  به ترتیب گرمای ورودی و کار خروجی از مرز حجم کنترل‌ها،  $X$  و  $h$  به ترتیب جزء مولی و آنتالپی ویژه و زیر نویس  $in$  و  $out$  به معنای ورود و خروج است.

جدول ۲- ترکیبات گازهای خروجی از موتور دیزل

ترکیبات	وزن مولکولی (g/mol)	کسر جرمی (%)
O <sub>2</sub>	۳۲	۱۴/۸۳
CO <sub>2</sub>	۴۴	۴/۳۶
H <sub>2</sub> O	۱۸/۰۱	۶/۲۰
CO	۲۸/۰۱	-
SO <sub>2</sub>	۶۴/۰۶	-
NO <sub>x</sub> (NO <sub>2</sub> )	۴۶/۰۱	-
(CH <sub>4</sub> ) HC	۱۶/۰۴	-
N <sub>2</sub>	۲۸/۰۱	۷۴/۶۱

در ادامه به منظور تحلیل انرژی آب شیرین کن HDH، معادلات

ترمودینامیکی حاکم با جزئیات کامل ارائه و بحث شده است.

الف) معادلات بقای جرم و انرژی محفظه‌ی رطوبت‌گیر

$$\dot{m}_a(h_{a,in} - h_{a,out}) = \dot{m}_{sw}(h_{sw,in} - h_{sw,out}) + \dot{m}_{fw}h_{fw} \quad (4)$$

$$\dot{m}_{fw} = \dot{m}_a(\omega_{in} - \omega_{out}) \quad (5)$$

ب) معادلات بقای جرم و انرژی محفظه‌ی رطوبت‌زن

$$\dot{m}_a(h_{a,in} - h_{a,out}) = \dot{m}_{sw}h_{sw,in} - \dot{m}_{br}h_{br} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{br} = \dot{m}_{sw} - \dot{m}_{fw} \quad (7)$$

پ) کارآیی محفظه رطوبت‌زن - رطوبت‌زا

کارآیی رطوبت‌زن و رطوبت‌زا به صورت، نسبت تغییر آنتالپی واقعی در هر جریان ( $\Delta H$ ) به حداکثر تغییر آنتالپی ممکن ( $\Delta H_{max}$ ) تعریف می‌شود [۲۷-۲۸].

$$\epsilon_{Hum} = \max \left\{ \frac{h_{a,out} - h_{a,in}}{h_{a,out,ideal} - h_{a,in}}, \frac{h_{w,in} - h_{w,out}}{h_{w,in} - h_{w,out,ideal}} \right\} \quad (8)$$

$$\epsilon_{Dhum} = \max \left\{ \frac{h_{a,in} - h_{a,out}}{h_{a,in} - h_{a,out,ideal}}, \frac{h_{w,out} - h_{w,in}}{h_{w,out,ideal} - h_{w,in}} \right\} \quad (9)$$

که در روابط فوق، آنتالپی خروجی هوای ایده‌ال زمانی محاسبه می‌شود که، هوای خروجی به طور کامل در دمای آب ورودی اشباع شده باشد و آنتالپی ایده‌ال خروجی آب دریا نیز در دمای خشک حساب هوای ورودی محاسبه می‌شود.

ت) معادله‌ی بقای انرژی گرم کن

$$\dot{m}_{gas}C_{gas}(T_{gas,in} - T_{gas,out}) = \dot{m}_{sw}(h_{sw,in} - h_{sw,out}) \quad (10)$$

ث) بازده آب شیرین کن

نسبت خروجی به دست آمده برابر، نسبت حاصل ضرب گرمای نهان تبخیر در دبی جرمی آب خالص تولید شده به نرخ گرمای ورودی به سیستم است. در واقع این مشخصه، میزان کارآمدی سیستم را بیان می‌کند و همچنین یک شاخص خوب برای تعیین میزان انرژی بازیاب شده می‌باشد.

$$GOR = \frac{\dot{m}_{FW} \times h_{fg}}{Q_{in}} \quad (11)$$

ج) نسبت دبی جرمی

به صورت نسبت دبی جرمی آب در ورودی رطوبت‌زن به دبی جرمی هوای خشک در رطوبت‌زن تعریف می‌شود.

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{da}} \quad (12)$$

با به کار بردن معادلات (۱۲-۱) برای هر عضو سیستم، معادلات بقای جرم و انرژی برای سیستم پیشنهادی به دست می‌آید که مطابق با شکل ۱، در جدول ۳ آورده شده‌اند.

جدول ۳ - معادلات بقای جرم و انرژی برای هر یک از اعضای

سیستم پیشنهادی

اجزاء سیستم	معادلات
گرم‌کن	$\dot{Q}_{\text{Heater}} = \dot{m}_{\text{gas}}(h_1 - h_2)$ $\dot{Q}_{\text{Heater}} = \dot{m}_4(h_5 - h_4)$
رطوبت‌زن	$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8$ $\dot{m}_6 + \dot{m}_4 = \dot{m}_3$ $\epsilon_{\text{Hum}} = \max \left\{ \left( \frac{h_8 - h_7}{h_{8,\text{ideal}} - h_7} \right), \left( \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6,\text{ideal}}} \right) \right\}$
رطوبت‌گیر	$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9$ $\dot{m}_9 = \dot{m}_8(\omega_8 - \omega_7)$ $\epsilon_{\text{DHum}} = \max \left\{ \left( \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_{7,\text{ideal}}} \right), \left( \frac{h_4 - h_3}{h_{4,\text{ideal}} - h_3} \right) \right\}$

۳-۲-۲- تجزیه و تحلیل انرژی

بنابر تعریف، انرژی حداکثر کار مفیدی است که از مقدار مشخصی از انرژی موجود یا از جریانی از مواد حاصل می‌شود. در تحلیل انرژی هدف اساسی تعیین محل و مقدار تولید بازگشت ناپذیری‌ها در طی فرایندهای مختلف چرخه ترمودینامیکی و عوامل موثر بر تولید این بازگشت ناپذیری‌ها است [۳۰]. از این طریق علاوه بر ارزیابی کارایی اجزای مختلف چرخه ترمودینامیکی، راه‌های افزایش راندمان چرخه نیز شناسایی می‌گردد. انرژی از چهار مولفه فیزیکی، شیمیایی، جنبشی و پتانسیل تشکیل شده است. از آنجایی که سرعت و تغییرات ارتفاع در داخل حجم کنترل ناچیز هستند، می‌توان از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل صرف نظر نمود [۳۰]. با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک، معادله بقای انرژی از رابطه (۱۳) به دست می‌آید:

$$\dot{E}X_Q + \sum \dot{m}_{\text{in}} \epsilon x_{\text{in}} = \sum \dot{m}_{\text{out}} \epsilon x_{\text{out}} + \dot{E}X_W + \dot{E}X_D \quad (13)$$

در معادله فوق  $\epsilon x$  انرژی ویژه کل و  $\dot{E}X_D$  آهنگ تخریب انرژی کل می‌باشد. جملات مربوط به انرژی انتقال گرما و کار به ترتیب از روابط (۱۴) و (۱۵) محاسبه می‌شوند [۳۰]:

$$\dot{E}X_Q = (1 - \frac{T_0}{T_1}) \dot{Q}_{\text{in}} \quad (14)$$

$$\dot{E}X_W = \dot{W} \quad (15)$$

همچنین آهنگ انرژی کل از ترکیب انرژی فیزیکی و شیمیایی طبق رابطه (۱۶) محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}X = \dot{E}X_{\text{ph}} + \dot{E}X_{\text{ch}} \quad (16)$$

الف) انرژی فیزیکی

انرژی فیزیکی برابر با حداکثر کار قابل حصول از جریان ماده می‌باشد، که طبق رابطه (۱۷) محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}X_{\text{ph}} = \sum \dot{m}_i ((h - h_0) - T_0(s - s_0)) \quad (17)$$

در روابط فوق،  $T$  نشان دهنده دمای مطلق و زیر نویس ۰، نشان دهنده حالت مرجع می‌باشد.  $h$  و  $s$  به ترتیب آنتالپی و آنتروپی ویژه جریان سیال در هر نقطه می‌باشند، درحالی که  $h_0$  و  $s_0$  حالت مرجع

آن پارامترها در دما و فشار مرجع ( $T_0, P_0$ ) هستند.

ب) انرژی شیمیایی

انرژی شیمیایی مقدار کار قابل دستیابی از یک ماده است که آن ماده در شرایط محیط می‌تواند تولید کند. به طوری که ماده با اجزای تشکیل دهنده محیط واکنش شیمیایی انجام داده و محصولات واکنش نهایتاً به حالت مرده برسند، در واقع انرژی شیمیایی با خروج از ترکیب شیمیایی یک سیستم از تعادل شیمیایی آن همراه است. انرژی شیمیایی بخشی از انرژی در فرایند احتراق است و انرژی شیمیایی مخلوط گازها توسط رابطه (۱۸) به دست می‌آید [۳۰]:

$$\dot{E}X_{\text{CH}} = \dot{m}_i \left( \sum X_i \bar{\epsilon} X_i^{\text{ch},0} + \bar{R} T_0 \sum X_i \ln X_i \right) \quad (18)$$

در رابطه فوق  $\bar{\epsilon} X_i^{\text{ch},0}$ ، نشانگر انرژی شیمیایی استاندارد اجزای مخلوط می‌باشد که در مرجع [۳۰] داده شده و  $X_i$  نشانگر نسبت مولی جزء  $i$ ام می‌باشد.

همچنین با فرض گاز ایده‌آل مخلوط هوای خشک و بخار آب، آهنگ انرژی کل هوای مرطوب به ازای هر کیلوگرم هوای خشک به صورت زیر بیان می‌شود [۳۱]:

$$\begin{aligned} \dot{E}X_{\text{ch}}^{\text{da}} = & \dot{m}_{\text{da}} \left\{ [C_{p,a} + \omega C_{p,v}] (T - T_0) - T_0 \left[ [C_{p,a} + \right. \right. \\ & \left. \left. \omega C_{p,v}] \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) - [R_a + \omega R_v] \ln \left( \frac{P}{P_0} \right) \right] \right\} \\ & + T_0 \left\{ [R_a + \omega R_v] \ln \left( \frac{1+1.608 \omega_0}{1+1.608 \omega} \right) + 1.608 R_a \omega \ln \left( \frac{\omega_0}{\omega} \right) \right\} \end{aligned} \quad (19)$$

که در رابطه فوق  $\omega$  رطوبت مخصوص می‌باشد و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (20)$$

در تحلیل انرژی، دو مفهوم مهم به نام‌های سوخت و محصول را می‌توان برای هر عضو سیستم معرفی نمود. آهنگ انرژی محصولات به صورت حداکثر کار نظری قابل تولید که می‌توان از سیستم انتظار داشت تعریف کرد. در حالیکه آهنگ انرژی سوخت به صورت حداکثر کار نظری مورد نیاز برای تولید محصول بیان می‌شود. بر اساس این تعریف، معادله تعادل انرژی را به صورت زیر نیز می‌توان ارائه کرد [۳۰]:

$$\dot{E}X_F = \dot{E}X_P + \dot{E}X_D + \dot{E}X_L \quad (21)$$

که در رابطه فوق  $\dot{E}X_P$ ،  $\dot{E}X_D$ ،  $\dot{E}X_L$  به ترتیب بیانگر آهنگ انرژی سوخت و محصول و تلفات انرژی می‌باشند. همچنین بازده انرژی طبق رابطه (۲۲) به صورت نسبت آهنگ انرژی محصول به آهنگ انرژی سوخت تعریف می‌شود [۳۰]:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{E}X_P}{\dot{E}X_F} \quad (22)$$

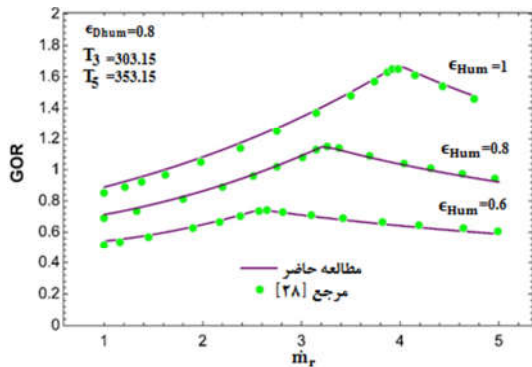
یکی دیگر از پارامترهای مهم در ارتباط با ناکارآمدی سیستم، نسبت تخریب انرژی EDR می‌باشد که به صورت آهنگ تخریب انرژی جزء  $i$  ام به آهنگ تخریب کل سیستم محاسبه می‌شود:

$$\text{EDR} = \frac{\dot{E}X_D^i}{\dot{E}X_{\text{tot}}^i} \quad (23)$$

با به کار بردن معادلات (۲۳-۱۳) برای هر یک از اجزای سیستم، معادله بقای انرژی برای جزء سیستم بدست می‌آید که در جدول ۴ بیان شده‌اند.

جدول ۴ - معادلات بقای انرژی برای اجزاء سیستم پیشنهادی.

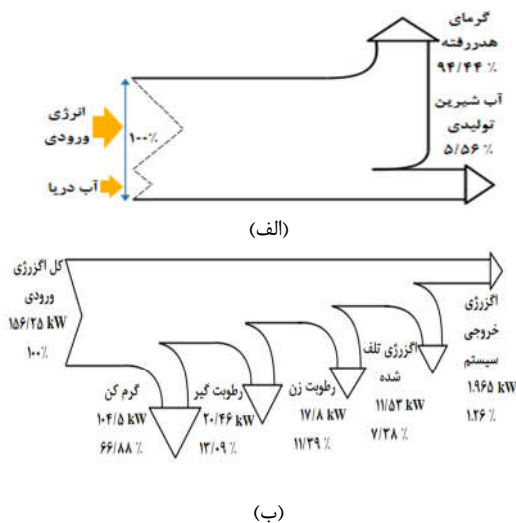
اجزای سیستم	انرژی سوخت	انرژی محصول	بازده انرژی	تخریب انرژی
گرم کن	$\dot{E}X_1 - \dot{E}X_2$	$\dot{E}X_5 - \dot{E}X_4$	$\frac{\dot{E}X_P^{Heater}}{\dot{E}X_F^{Heater}}$	$\frac{\dot{E}X_F^{Heater}}{\dot{E}X_P^{Heater}}$
رطوبت زن	$\dot{E}X_5 - \dot{E}X_6$	$\dot{E}X_8 - \dot{E}X_7$	$\frac{\dot{E}X_P^{Hum}}{\dot{E}X_F^{Hum}}$	$\frac{\dot{E}X_F^{Hum}}{\dot{E}X_P^{Hum}}$
رطوبت گیر	$\dot{E}X_8 - \dot{E}X_7$	$\dot{E}X_4 + \dot{E}X_9 - \dot{E}X_3$	$\frac{\dot{E}X_P^{Dhum}}{\dot{E}X_F^{Dhum}}$	$\frac{\dot{E}X_F^{Dhum}}{\dot{E}X_P^{Dhum}}$
عملکرد کلی سیستم	$\dot{E}X_F^{gen}$	$\dot{E}X_P^{Dhum}$	$\frac{\dot{E}X_P^{sys}}{\dot{E}X_F^{sys}}$	$\sum \dot{E}X_D^i$



شکل ۳- اعتبارسنجی آب شیرین کن (HDH) با مرجع [۲۸].

### ۵- نتایج و بحث

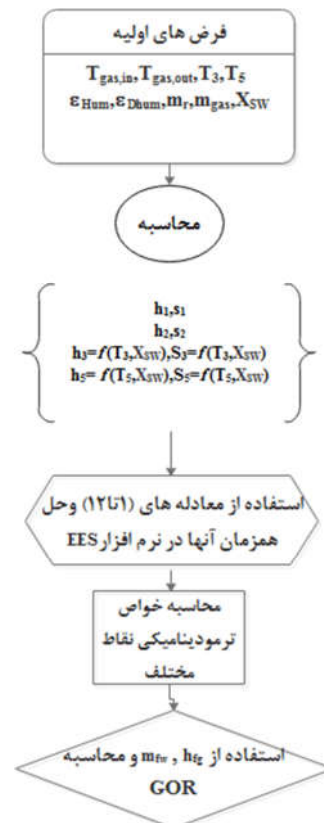
همان طور که گفته شد به منظور دستیابی به یک ارزیابی جامع از عملکرد سیستم پیشنهادی، یک کد مناسب در نرم افزار EES نوشته شده است. این کد بر اساس برخی از پارامترهای ورودی که در جدول ۱ نشان شده و معادلات موازنه انرژی و انرژی از اجزای ساخته شده است. پارامترهای ترمودینامیکی جریان نظیر دما، فشار، آنتالپی و آنترپی مخصوص، دبی جرمی و آهنگ انرژی برای تمام نقاط سیستم محاسبه و در جدول ۵ ارائه داده شده است. با انجام این کار ارزیابی انرژی و تجزیه و تحلیل انرژی می‌تواند بسیار راحت‌تر انجام شود. به طوری که با استفاده از این نتایج می‌توان، نمودارهای موازنه انرژی و انرژی سیستم پیشنهاد داده شده را رسم کرد. شکل ۴ (الف) نشانگر پایستگی انرژی در سیستم پیشنهادی می‌باشد، که مطابق با آن از کل انرژی ورودی به سیستم تنها ۵/۵۶٪ آن مربوط به آب شیرین تولیدی می‌باشد و مابقی به صورت آب نمک از سیستم خارج می‌شود. شکل ۴ (ب) جریان انرژی و بازگشت ناپذیری‌های هر یک از اجزای سیستم پیشنهادی را نشان می‌دهد، مطابق با آن واحد گرم‌کن دارای بیشترین آهنگ تخریب انرژی بوده به طوری که ۶۶/۱۸۸٪ از کل جریان انرژی ورودی را به اختصاص داده است، که ناشی از اختلاف دمای زیاد بین گازهای گرم عبوری و آب عبوری از آن می‌باشد.



شکل ۴- نمودار موازنه انرژی و انرژی سیستم پیشنهادی

### ۴- اعتبارسنجی

یک کد مناسب در نرم افزار EES مطابق با الگوریتم محاسباتی مصور شده در شکل ۲ برای نشان دادن دقت مدل ریاضی ارائه شده در بخش قبلی، نوشته شده است. به منظور صحت سنجی نتایج حاصله، واحد آب شیرین‌کن رطوبت‌زن - رطوبت‌زدا را با مرجع [۲۸]، تحت شرایط ورودی یکسان مقایسه کرده‌ایم. همان‌طور که در شکل ۳ نشان داده شده است، تطابق خوبی بین نتایج حاصله و نتایج مرجع مذکور وجود دارد.



شکل ۲- نمودار الگوریتم محاسباتی

جدول ۵- خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیستم پیشنهادی

حالت	سیال	T (K)	P (bar)	h (kJ.kg <sup>-1</sup> )	s (kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\omega$ ( $\frac{\text{kg water vapor}}{\text{kg dry air}}$ )	$\dot{m}$ (kgs <sup>-1</sup> )	$\dot{E}$ (kW)
۱	گاز	۵۷۳/۲	۱/۰۱۳	-۸۲/۵	۷/۷۰۲	-	۱/۹۸۳	۱۷۴/۸
۲	گاز	۳۷۵/۲	۱/۰۱۳	-۱۰۴۱	۷/۲۴۸	-	۱/۹۸۳	۱۸/۵۵
۳	آب دریا	۲۹۸/۲	۱/۰۱۳	۹۹/۷۷	۰/۳۴۹۸	-	۵/۷۷۶	۰
۴	آب دریا	۳۲۹/۶	۱/۰۱۳	۲۲۵/۶	۰/۷۵۱۲	-	۵/۷۷۶	۳۵/۶۵
۵	آب دریا	۳۴۸/۲	۱/۰۱۳	۳۰۰/۴	۰/۹۷۱۹	-	۵/۷۷۶	۸۷/۴۲
۶	آب دریا	۳۱۶/۶	۱/۰۱۳	۱۷۲/۱	۰/۵۸۸	-	۵/۵۰۱	۱۱/۸۲
۷	هوای مرطوب	۳۱۱	۱/۰۱۳	۱۳۷/۱	۶/۰۷۷	۰/۰۳۸۵	۲/۴۷۶	۲/۸۹۵
۸	هوای مرطوب	۳۳۵/۱	۱/۰۱۳	۴۵۳/۳	۷/۰۵۹	۰/۱۴۹	۲/۴۷۶	۶۰/۶۹
۹	آب شیرین	۳۲۱/۹	۱/۰۱۳	۲۰۴	۰/۶۸۷۲	-	۰/۲۷۴۶	۱/۶۹۵

### ۱-۶- تاثیر دمای بالای آب شیرین کن HDH بر روی عملکرد سیستم پیشنهادی

شکل ۵ به منظور تشریح تغییرات بازده انرژی، دبی جرمی آب شیرین تولیدی، آهنگ تخریب انرژی کل و GOR سیستم با تغییرات دمای بالای واحد آب شیرین کن ( $T_5$ ) ترسیم شده است. همانطور که شکل ۵ نشان می‌دهد، دبی جرمی آب شیرین تولیدی با افزایش دمای بالای سیستم در بازه ۳۲۸ تا ۳۴۶ درجه کلوین افزایش می‌یابد. دلیل این پدیده را می‌توان افزایش رطوبت مخصوص هوای مرطوب عبوری از محفظه رطوبت‌زن ( $\omega_8$ ) دانست، که باعث افزایش دبی جرمی آب شیرین تولیدی شده است. از طرفی هم، با افزایش دبی جرمی آب تولیدی و باتوجه به ثابت بودن انرژی ورودی به سیستم، GOR سیستم نیز افزایش می‌یابد. افزایش دمای بالادست واحد آب شیرین کن، از طرفی باعث شده که انرژی جریان‌های خروجی از محفظه رطوبت‌زدا ( $\dot{E}_{x_4}, \dot{E}_{x_9}$ ) نیز افزایش یابد، که سبب افزایش آهنگ انرژی تولیدی محفظه رطوبت‌زدا ( $\dot{E}_{x_p}^{Hum}$ ) شده است. بنابراین با افزایش آهنگ انرژی تولیدی رطوبت‌زدا و با توجه به رابطه (۲۲)، بازده انرژی سیستم افزایش می‌یابد. همچنین افزایش آهنگ انرژی تولیدی باعث شده که آهنگ تخریب انرژی محفظه رطوبت‌زدا کاهش یابد و باعث کاهش آهنگ تخریب انرژی کل سیستم بشود.

جدول ۷ - نتایج حاصل از تحلیل انرژی برای هر یک از اعضای سیستم پیشنهادی

اجزاء سیستم	$\dot{E}_{x_{F,K}}$ (kW)	$\dot{E}_{x_{P,K}}$ (kW)	$\dot{E}_{x_{D,K}}$ (kW)	$\eta_{ex,K}$ (%)	$EDR_K$ (%)
گرم کن	۱۵۶/۳	۵۱/۷۷	۱۰۴/۵	۳۳/۱۳	۷۳/۲
رطوبت‌زن	۷۵/۶	۵۷/۸	۱۷/۸	۷۶/۴۶	۱۲/۴۷
رطوبت‌گیر	۵۷/۸	۳۷/۳۴	۲۰/۴۶	۶۴/۶۱	۱۴/۳۳
عملکرد کلی سیستم	۱۵۶/۳	۳۷/۳۴	۱۴۲/۷	۲۳/۹	-

علاوه بر این، برخی از نتایج اصلی تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی حاصل از شبیه‌سازی سیستم پیشنهادی در جدول ۶ ذکر شده است. به طوری که سیستم پیشنهادی توانایی تولید  $0.2746 \text{ kg.s}^{-1}$  آب شیرین، با استفاده از  $432 \text{ kW}$  انرژی اولیه را دارد و همچنین نسبت خروجی سیستم و بازده انرژی به ترتیب  $1/516$  و  $23/9$  بدست آمده است.

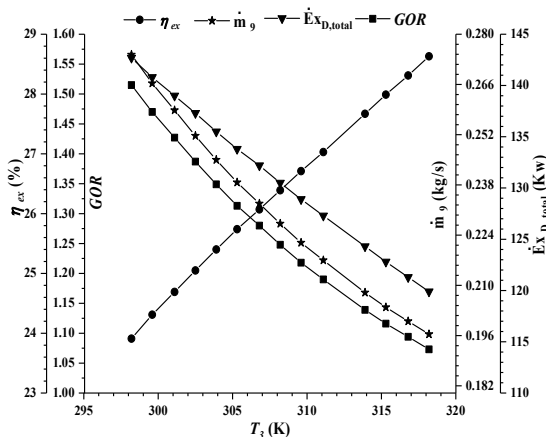
همچنین جدول ۷، سهم هر یک از اجزای سیستم پیشنهادی را در، آهنگ انرژی سوخت ( $\dot{E}_{x_{F,K}}$ )، آهنگ انرژی تولیدی ( $\dot{E}_{x_{D,K}}$ )، آهنگ تخریب انرژی ( $\dot{E}_{x_{P,K}}$ )، بازده انرژی ( $\eta_{ex,K}$ ) و نسبت تخریب انرژی ( $EDR_K$ ) هر جزء را نشان می‌دهد.

### ۶- تحلیل پارامتری

به منظور تعیین اثرات پارامترهای کلیدی نظیر نسبت دبی جرمی آب شیرین کن، بار گرمایی منتقل شده توسط گازهای خروجی به گرم کن و دمای بالا و پایین واحد آب شیرین کن بر روی پارامترهای عملکردی سیستم پیشنهادی، مطالعه پارامتری انجام شده است. دقت شود که به منظور تحلیل پارامتری، تنها پارامترهای مورد نظر در بازه در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد ورودی در سیستم در حالت پایه و مطابق جدول ۱ ثابت می‌مانند.

جدول ۶- برخی از نتایج اصلی حاصل از تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی سیستم پیشنهادی.

پارامتر	واحد	مقدار
دبی آب شیرین، $\dot{m}_9$	kg/s	۰/۲۷۴۶
دبی آب نمک، $\dot{m}_6$	kg/s	۵/۵۰۱
نسبت خروجی سیستم، GOR	-	۱/۵۱۶
بازده انرژی، $\eta_{ex}$	%	۲۴/۴۹
وظیفه رطوبت‌زن، $\dot{Q}_{Hum}$	kW	۷۳۵/۳
وظیفه رطوبت‌زدا، $\dot{Q}_{DHum}$	kW	۷۲۶/۸

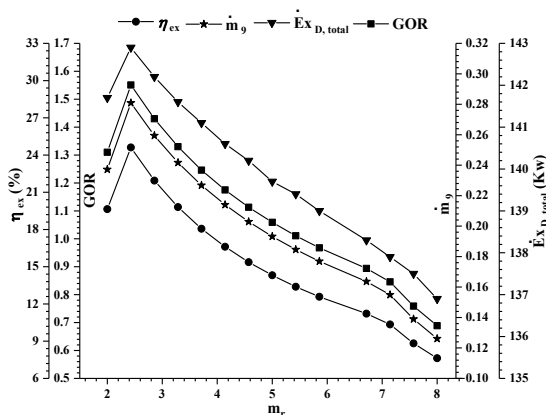


شکل ۶- تاثیر دمای پایین آب شیرین کن بر GOR، بازده اگزرژی، دبی جرمی آب شیرین و آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم.

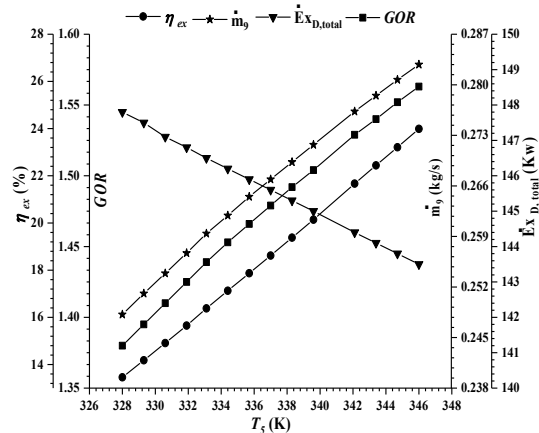
#### ۴-۶- تاثیر ظرفیت گرمایی ورودی به گرم کن بر روی

##### سیستم پیشنهادی

شکل ۸ تغییرات GOR، بازده اگزرژی، دبی جرمی آب شیرین تولیدی و آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم را، بر حسب افزایش تغییرات بار گرمایی وارده بر واحد آب شیرین کن را نشان می‌دهد. اگر از پدیده خوردگی اسید صرف نظر کنیم و فرض کنیم که گاز خروجی از گرم کن تا دمای محیط خنک می‌شود، بنابراین باعث افزایش ظرفیت گرمایی وارده به گرم کن می‌شود. همانطور که در شکل نشان داده شده است، افزایش بار گرمایی سبب افزایش دبی جرمی هوای عبوری شده و به دنبال آن، باعث افزایش دبی جرمی آب شیرین تولیدی شده است. با توجه به رابطه (۱۱)، افزایش بار گرمایی و دبی جرمی آب شیرین با هم باعث ثابت ماندن GOR سیستم می‌شود. همچنین با توجه به اینکه حداکثر کار نظری تولیدی سیستم افزایش می‌یابد در حالیکه حداکثر کار نظری مورد نیاز سیستم در طول این تغییر ثابت باقی می‌ماند، بنابراین باعث افزایش بازده اگزرژی سیستم شده است و آهنگ تخریب اگزرژی کل نیز به دلیل کاهش تخریب اگزرژی در گرم کن دچار کاهش جزئی شده است.



شکل ۷- تاثیر نسبت دبی جرمی آب شیرین کن بر GOR، بازده اگزرژی، دبی جرمی آب شیرین تولیدی و آهنگ تخریب اگزرژی کل



شکل ۵- تاثیر دمای بالای آب شیرین کن بر GOR، بازده اگزرژی، دبی جرمی آب شیرین و آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم

#### ۲-۶- تاثیر دمای پایین آب شیرین کن HDH بر روی

##### عملکرد سیستم پیشنهادی

شکل ۶ تغییرات GOR، بازده اگزرژی، دبی جرمی آب شیرین تولیدی و آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم را در قبال تغییرات دمای پایین آب شیرین کن ( $T_3$ ) نشان می‌دهد. افزایش دمای پایین سیستم باعث شده که دما و آنتالپی ویژه هوای خروجی از محفظه رطوبت‌زدا افزایش یابد و به سبب افزایش این دو، رطوبت مخصوص هوای خروجی ( $\omega_7$ ) نیز افزایش یافته که باعث کاهش دبی جرمی آب شیرین تولیدی شده است. همچنین با توجه به این که انرژی ورودی از طریق گرم کن به سیستم ثابت می‌باشد، کاهش دبی جرمی آب شیرین تولیدی، باعث کاهش GOR سیستم می‌شود. همچنین افزایش دمای پایین سیستم باعث شده که اگزرژی جریان‌های خروجی از محفظه رطوبت‌زدا ( $\dot{E}x_4, \dot{E}x_6$ ) افزایش یابد، که سبب افزایش آهنگ اگزرژی تولیدی رطوبت‌زدا ( $\dot{E}x_p^{phum}$ ) شده است. بنابراین با توجه به مطالب گفته شده در قسمت قبل، افزایش آهنگ اگزرژی تولیدی باعث افزایش بازده اگزرژی و کاهش آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم می‌شود.

#### ۳-۶- تاثیر نسبت دبی جرمی آب شیرین کن HDH بر

##### روی عملکرد سیستم پیشنهادی

شکل ۷ نشان دهنده تغییرات GOR، بازده اگزرژی، دبی جرمی آب شیرین تولیدی و آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم بر حسب افزایش نسبت دبی جرمی آب شیرین کن ( $m_r$ ) در بازه ۲ تا ۸ می‌باشد. مطابق با شکل GOR، بازده اگزرژی، دبی جرمی آب شیرین تولیدی و آهنگ تخریب اگزرژی کل تحت شرایط کارکردی که در آن کارایی هر دو مبدل ۰/۸۵ و دمای پایین و بالا آب شیرین کن به ترتیب ۲۵ و ۷۵ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است، تا یک مقدار مشخص از نسبت دبی جرمی به بیشینه‌ترین مقادیر خود رسیده‌اند و دوباره کاهش یافته‌اند مطابق با یافته‌های مرجع [۲۷]. در واقع نسبت دبی جرمی آب شیرین کن، مقدار مناسب آبی که باید در رطوبت‌زن اسپری شود تا هوای مرطوب مورد نیاز از خارج شود را مشخص می‌کند.



آهنگ اگزرژی (kW)	$\dot{E}x$
نسبت خروجی بدست آمده (-)	GOR
آنتالپی ویژه ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ )	h
گرمای نهان تبخیر ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ )	$h_{fg}$
رطوبت زن-رطوبت زدا	HDH
دبی جرمی ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ )	$\dot{m}$
نسبت دبی جرمی آب شیرین کن (-)	$\dot{m}_r$
نسبت مولی ( $\text{mol} \cdot \text{s}^{-1}$ )	$\dot{n}$
فشار (bar)	P
بار گرمایی ورودی یا خروجی (kW)	$\dot{Q}$
ثابت جهانی گازها ( $\text{J} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	$\bar{R}$
انترپی ویژه ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	s
دما (K)	T

#### علائم یونانی

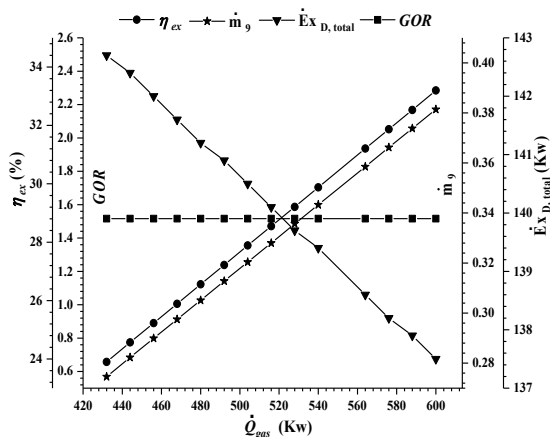
هوای	a
رطوبت مخصوص ( $\frac{\text{kg water vapor}}{\text{kg dry air}}$ )	$\omega$
رطوبت نسبی (-)	$\phi$
کارایی مبدله‌کن‌ها (-)	$\epsilon$

#### بالانویس و زیرنویس‌ها

پسماند	br
شیمیایی	CH
حجم کنترل	C.V
هوای خشک	da
رطوبت زدا	Dhum
آب شیرین	FW
رطوبت زن	Hum
ورودی	in
وضعیت آرمانی	Ideal
اجزای سیستم	i
مخلوط	Mix
خروجی	out
آب دریا	SW
کل	tot
بخار آب	v
حباب تر	WB

#### ۹-مراجع

- [1] Eurostat, Ten00115, Electricity prices for household consumers, Tech. Rep. European Union, 2013.
- [2] U.S. Energy Information Administration, Average retail price of electricity to ultimate customers. <http://www.eia.gov>.
- [3] Yang M. H. and Yeh R. H., Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery, Energy, Vol. 82, pp. 256-268, Mar. 2015.
- [4] Dolz V., Novella R., Garcia A., Sanchez J., Garcia A., and Sanchez J., HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy, Appl. Therm. Eng., p. Vol 36, pp 269-278, 2012.



شکل ۸- تاثیر بار گرمایی گازهای خروجی بر GOR، بازده اگزرژی، دبی جرمی آب شیرین تولیدی و آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم.

#### ۷- نتیجه‌گیری

در این مقاله به منظور ارزیابی عملکرد واحد تولید آب شیرین با استفاده از انرژی هدر رفت موتور دیزل دریایی، تجزیه و تحلیل جامعی از نقطه نظر انرژی و اگزرژی انجام شده است. همچنین به منظور بررسی تأثیر تغییر پارامترهای مهم ورودی بر روی معیارهای عملکردی سیستم، مطالعه پارامتری گسترده‌ای در محیط نرم افزار EES صورت گرفته است. برخی از نتایج اصلی این مطالعه به صورت زیر می‌باشد:

۱. بازده آب شیرین کن و بازده قانون دوم ترمودینامیک برای سیستم پیشنهادی به ترتیب ۱/۵۱۶ و ۲۳/۹٪ محاسبه شده است.
۲. سیستم پیشنهادی توانایی تولید  $0.2746 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  آب شیرین با استفاده از انرژی ورودی به اندازه ۴۳۲ kW از بازافت گرمای گازهای خروجی موتور دیزل دارد.
۳. بخش گرمایش بزرگترین منشأ بازگشت ناپذیری‌ها در سیستم‌های آب شیرین کن HDH است و بنابراین بهبود عملکرد بخش گرمایش بیشترین تأثیر را بر بازدهی سیستم دارد و با اصلاح آن می‌توان به بیشترین بازده دست یافت.
۴. بیشترین بازده آب شیرین کن را می‌توان، با افزایش دمای بالای سیستم و بار گرمایی ورودی به گرم کن و یا با کاهش دمای پایین سیستم بدست آورد.
۵. بیشترین بازده اگزرژی را می‌توان، با افزایش دمای بالای سیستم و بار گرمایی ورودی به گرم کن و یا با کاهش دمای پایین سیستم بدست آورد.
۶. بازده آب شیرین کن، بازده اگزرژی، دبی جرمی آب تولیدی و آهنگ تخریب اگزرژی را می‌توان بر اساس نسبت دبی جرمی آب شیرین کن بهینه‌سازی کرد.

#### ۸- علائم و نشانه‌ها

C	گرمای ویژه ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )
ex	اگزرژی ویژه ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ )

بین المللی فناوری‌های نوین در علوم، ۱۶ شهریور ماه، سال ۱۳۹۶.

- [23] Song J., Song Y. and Gu C., Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines, *Energy*, Vol. 82, pp. 976-985, Mar. 2015.
- [24] J. Song and C. Gu, "Performance analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (ORC) system with wet steam expansion for engine waste heat recovery," *Appl. Energy*, Vol. 156, pp. 280-289, Oct. 2015.
- [25] Bahadori A., Estimation of combustion flue gas acid dew point during heat recovery and efficiency gain, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 31, No. 8-9, pp. 1457-1462, Jun. 2011.
- [26] Klein SA. Engineering equation solver. Academic professional version 9.214; 2012. <<http://www.fchart.com/>>.
- [27] Sharqawy M. H., Antar M. A., Zubair S. M. and Elbashir A. M., Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems, *Desalination*, Vol. 349, pp. 10-21, Sep. 2014.
- [28] Prakash Narayan G., M. G. St. John, Zubair S. M., and Lienhard J. H., Thermal design of the humidification dehumidification desalination system: An experimental investigation, *Int. J. Heat Mass Transf.*, Vol. 58, No. 1-2, pp. 740-748, Mar. 2013.
- [29] Zubair M. I., Al-Sulaiman F. A., Antar M. A., Al-Dini S. A. and Ibrahim N. I., Performance and cost assessment of solar driven humidification dehumidification desalination system, *Energy Convers. Manag.*, Vol. 132, pp. 28-39, Jan. 2017.
- [30] Bejan A, Tsataronis G, Moran M. Thermal design and optimization. NY, USA: John Wiley & Sons; 1996.
- Dincer I, Rosen M. Exergy: energy, environment and sustainable development. Newnes. A.2012.
- [5] Platell O. B., Progress of Saab Scania's Steam Power Project, in SAE Technical Papers, 1976.
- [6] Lodwig E., Performance of a 35 HP Organic Rankine Cycle Exhaust Gas Powered System, in SAE Technical Papers, 1970.
- [7] Jing G., Review of energy utilization technology for marine diesel engine, *Diesel Engines*, Vol. 6, pp. 1-4, 2010.
- [8] D. Walraven, B. Laenen, W. D.-E. C. And, U. 2013, and W. D'Haeseleer, "Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources, *Energy Convers. Manag.*, Vol. 66, pp. 220-233, 2013.
- [9] Larsen U., Pierobon L., Haglind F. and Gabriellii C., Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection, *Energy*, Vol. 55, pp. 803-812, Jun. 2013.
- [10] Teng H, Regner G, Cowland C. Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle part I: hybrid energy system of diesel and Rankine engines. SAE Technical Paper 2007.
- [11] Teng H, Regner G. Improving fuel economy for HD diesel engines with WHR rankine cycle driven by EGR cooler heat rejection. SAE Technical Paper 2009.
- [12] N. Ghaffour *et al.*, "Renewable energy-driven innovative energy-efficient desalination technologies," *Appl. Energy*, Vol. 136, pp. 1155-1165, 2014.
- [13] Seeking energy efficient solutions for clean water supplies. <http://lienhard.scripts.mit.edu/research/>.
- [14] Nawayseh N. K. N., Farid M. M. M., Al-Hallaj S., Al-Timimi A. R., Solar desalination based on humidification process - I. Evaluating the heat and mass transfer coefficients, *Energy Convers. Manag.*, Vol. 40, No. 13, pp. 1423-1439, 1999.
- [15] Farid M. M. *et al.*, A simulation study to improve the performance of a solar umidification-dehumidification desalination unit constructed in Jordan, *Desalination*, Vol. 109, No. 3, pp. 277-284, 1997.
- [16] Goosen, M. F. A., Sablani, S. S., Shayya, W. H., Paton, C. & Al-Hinai, "Thermodynamic and economic considerations in solar desalination, Elsevier, Vol. 129, pp. 63-89, 2000.
- [17] Farid M. M., Parekh S., Selman J. R. and Al-Hallaj S., Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: mathematical modeling of the unit, *Desalination*, Vol. 151, No. 2, pp. 273-280, August 1998.
- [18] Dai Y. J. and Zhang H. F., Experimental investigation of a solar desalination unit with humidification and dehumidification, *Desalination*, Vol. 130, No. 2, pp. 169-175, Nov. 2000.
- [۱۹] حسینی م.ا. و سرحدی ف.، بررسی عملکرد یک دستگاه تولید آب شیرین رطوبت‌زن-رطوبت‌زدا متصل به کلکتورهای خورشیدی فتوولتائیک حرارتی. نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۴۹، شماره ۳، صفحات ۶۵۳ تا ۶۶۲، سال ۱۳۹۶.
- [۲۰] مهدیزاده گوهری ع.ز. و عامری م.، آنالیز ترمودینامیکی آب شیرین‌کن رطوبت‌زدا - رطوبت‌گیر با چرخه آب باز و هوا نیمه‌باز. نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۴۹، شماره ۳، صفحات ۶۴۳ تا ۶۵۲، سال ۱۳۹۶.
- [21] Ashrafzadeh S. A. S., Desalination M. A., and Amidpour M., Exergy analysis of humidification-dehumidification desalination systems using driving forces concept, *Desalination*, Vol. 285, pp. 108-116, 2012.
- [۲۲] مجیدی غ. و حسین‌نژاد ف.، تحلیل ترمواگزری اجزای سیکل آب شیرین‌کن خورشیدی رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی. اولین کنفرانس