



Energy and Exergy Analysis of Organic Rankine Cycle Fed by Electric Arc Furnace Waste Heat

A. Orumiyeh¹, M. Ameri^{2*}, M. H. Nobakhti¹, M. Zareh¹, S. Edalati³

¹Department of Mechanical Engineering, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

²Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University, Kerman, Iran

³Department of Engineering, Research, and Development, Butia Iranian Steel Co., Kerman, Iran

Review History:

Received: Oct. 29, 2020

Revised: Dec. 30, 2020

Accepted: Jan. 22, 2021

Available Online: Feb. 5, 2021

Keywords:

Waste heat recovery

Organic Rankine cycle

Electric arc furnace

Steam accumulator

Exergys

ABSTRACT: In this study, the hybrid of organic Rankine cycle with heat recovery system of low temperature gases in Electric Arc furnace has been investigated. Moreover, the effect of the steam accumulator on stabilizing the mass and heat of exhaust gases of the heat recovery boiler is shown. Hence, constant thermal power has been achieved for a longer period of time for the organic Rankine cycle. The steam accumulator thermodynamic model is simulated based on the non-equilibrium thermal model for the liquid and vapor phases. Furthermore, the steam accumulator pressure variations with different mass outflow rates have been investigated. Constant and continuous thermal power has been reached with an output mass flow rate of 2.84 kg/s during four processes of the electric arc furnace. The transient state of the aforementioned hybrid system has been studied from the energy and exergy points of view. The energy and exergy efficiencies of the whole system are calculated with three working fluids Hexamethyldisiloxane, Toluene, and R245fa of the organic Rankine cycle. Toluene with thermal and exergy efficiencies of 16.4% and 27.1%, respectively, is suitable for use in the organic Rankine cycle compared with the other two fluids..

1- Introduction

In the past few decades, the growing fuel prices and global warming have led scientists and engineers to reduce greenhouse gas emissions and improve the site efficiency. In this regard, the application of Waste Heat Recovery Systems (WHRS) in the industry is one of the most important fields of research to reduce fuel consumption, greenhouse gas emissions, and improve production efficiency. One of the main technical limitations of adopting WHRS is the intermittent and periodic nature of heat loss. These fluctuations in industrial processes incur inherently due to non-uniform production rates.

In this study, the steam accumulator's behavior in reducing heat fluctuations and heat storage in the heat recovery system to achieve a continuous and stable Organic Rankine Cycle's (ORC) output power is investigated. The thermal fluctuations of the output saturated steam from the boiler, due to the thermal fluctuations of the exhaust gases from the Electric Arc Furnace (EAF), are recovered by a steam accumulator. By storing steam inside the steam accumulator, its delivery time to the organic Rankine cycle is increased. The steam accumulator is simulated based on a non-equilibrium thermodynamic model of two phases, liquid, and steam. Also, the heat recovery system and the organic ranking cycle with three operating fluids, Hexamethyldisiloxane (MM), Toluene, and R245fa, have been studied from the energy and exergy viewpoint.

*Corresponding author's email: ameri_mm@uk.ac.ir

2- Methodology

Fig. 1 represents the layout of the process involved in electricity production through the use of the organic Rankine cycle in a combination of waste heat recovery systems. As has been indicated by [1], about 25-30% of the power input to the EAF might be wasted through the flue gases.

First, the EAF flue gases pass through the heat recovery unit, which is considered as a heat exchanger, the gases' thermal energy is given to water. This produces saturated steam with a pressure of 2000 kPa. Steam as a heat conveyor is employed to transfer the thermal energy from the low-grade heat source (the Electric Arc furnace flue gases) to ORC's evaporator. However, care shall be exercised that the rate of the flue gases' mass and temperature varies in a specific range. Hence, smoothing of the available steam fluctuations and generating continuous thermal power are the main challenges.

The produced saturated steam enters the steam accumulator to reduce its fluctuations. In the next step, this steam exits the steam accumulator by constant mass flow rate for a longer time. The accumulator initially has been filled by two-phase saturated steam and water with a pressure of 800 kPa. It should be noted that the charging and discharging of the steam accumulator takes place simultaneously. Moreover, the pressure inside the accumulator changes in the range of 800 to 2000 kPa depending on the outlet mass flow rate. The pressure of the outlet saturated steam from the steam accumulator does not go beyond 800 kPa by using a pressure-reducing valve,



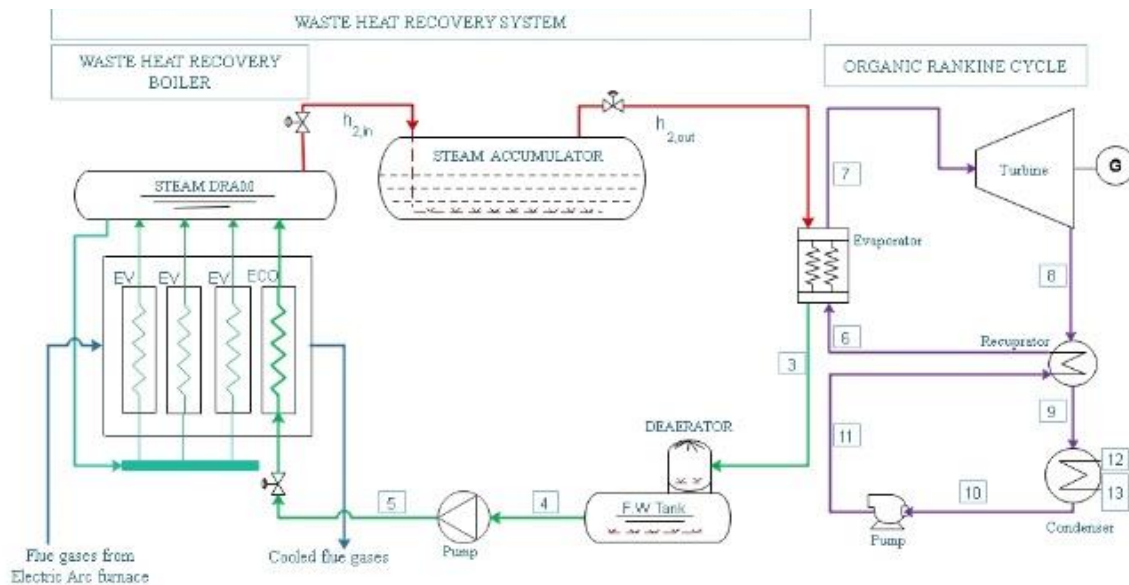


Fig. 1. The layout of hybridization of waste heat recovery system with organic Rankine cycle

which causes superheated steam. The output stream with a specific mass flow rate and pressure is directed to the ORC's evaporator. The superheated steam in the evaporator turns into saturated water by losing heat at 800 kPa, then exits from the evaporator and feeds the FW tank (shown as point 3). The saturated water pumps toward the heat recovery unit at the pressure of 2000 kPa (indicated as point 5) to recover the EAF flue gases waste heat.

In the ORC's evaporator, the working fluid is heated and evaporated by the heat released from the superheated steam of the accumulators. Then, the working fluid passed through the turbine, and after generating electricity, the low pressure working fluid is sent to the recuperator (shown as point 8). The working fluid loses its heat in the recuperator and turns into liquid in the condenser (shown as points 10). In the end, the working fluid is pumped to the recuperator in high pressure (shown as point 11) for preheating; afterward, it is conducted to the evaporator (shown as point 7) and the cycle is closed.

For numerical modeling of the aforementioned system MATLAB [2] was employed. The thermodynamic properties of fluids were derived from the COOLPROP [3] library function. The changes in pressure, enthalpy, and mass inside the steam accumulator have been calculated using the Rong-Kuta numerical solution.

3- Results and Discussion

To validate the steam accumulator model and ORC, the experimental data of Kaska [4] and Stevanovic et al. [5] were used, respectively. In this study, the steam accumulators were modeled with an initial condition by which 30% of the total volume of the accumulator was filled by water without inlet

and outlet water flow. The initial conditions of water and steam inside the accumulator were at the thermodynamic equilibrium state with an initial pressure of 800 kPa. The volume of WHRS's accumulator is 104 m³. The saturated steam outlet from the heat recovery unit varied intermittently with a maximum value of 6.7 kg/s in each EAF process, which is the only input to the WHRS' accumulator. The inlet saturated steam covers 2814 s (47 minutes) in each process. However, it should be noted that the case with the outlet mass flow rate of 2.84 kg/s tended to output mass flow rate among the three cases (2.84, 3.00, and 3.5 kg/s) with respect to the four EAF processes. Furthermore, with the output 3 and 3.5 kg/s mass flow rates, a constant mass flow rate output was provided for only 3451 s (57 minutes) and 2990 s (50 minutes), respectively, for each process. This leads to discontinuity in the available thermal power of the ORC for specific time intervals.

The organic Rankine cycle system's net power with the Hexamethyldisiloxane (MM) as the working fluid and different discharging mass flow rate from the WHRS's accumulator was given in Fig. 2. The accumulator outlet mass flow rate of 2.84 kg/s led to an almost constant net power of 1005 kW during the four EAF processes. However, for an output mass flow rate of 3 and 3.5 kg/s, the net power of the ORC is equal to 1048.5 and 1210 kW in each process, respectively. Even though a higher net power value is available for the outlet mass flow rate of 3 and 3.5 kg/s, the output net power is not continuous during the four processes. The amount of the furnace off gas's recyclable energy is equal to be 24120 kWh approximately for each of the mass outflow rates from the WHRS's steam accumulator during a full day.

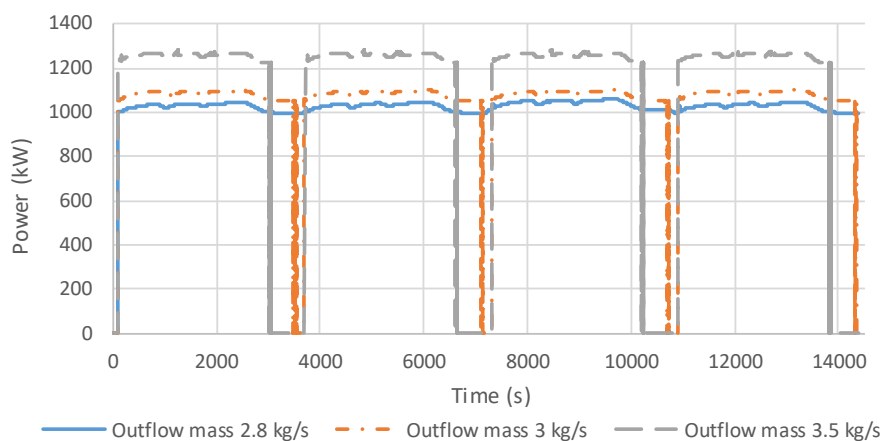


Fig. 2. The net power of ORC with different mass flow rates from the steam accumulator

4- Conclusion

One of the processes for converting waste heat to power is through the use of the EAF flue gases which have variable temperature and mass flow rates along with its batch operational nature. In this study, the waste heat recovery system with steam accumulator was adopted to generate a continuous heat source for the organic Rankine cycle. The energy and exergy efficiencies of the organic Rankine cycle with three different working fluids, Hexamethyldisiloxane (MM), Toluene, and R245fa, have been studied in both critical and subcritical transitions. Steam accumulators play a vital role in stabilizing the thermal power fluctuations and saving thermal power to deliver it to the organic Rankine cycle in a long time with a specific mass flow rate. Moreover, the behavior of the steam accumulators was investigated. A steam accumulator with a volume of 104 m³ was employed, moreover, WHRS could provide continuous heat load for one day with a mass flow rate of 2.84 kg/s and an average net power of 1005 kW. Even though a higher net power value is available for the outlet mass flow rate of 3 and 3.5 kg/s, the output net power is not continuous during the four processes. The amount of the furnace off gas's recyclable energy is equal to be 24120 kWh approximately for each of the mass outflow rates from the WHRS's steam accumulator during a full day. Also, the study of the three working fluids shows that Toluene can be

a suitable alternative to working fluid MM in terms of energy and exergy efficiencies viewpoint. The maximum to minimum exergy destruction rates of the aforementioned system's components were detected to be heat recovery's heat exchanger, steam accumulator, condenser, evaporator, turbine, recuperator, ORC's pump, and WHRS's pump, respectively.

References

- [1] R. Pili, A. Romagnoli, H. Spliethoff, C. Wieland, Techno-economic analysis of waste heat recovery with ORC from fluctuating industrial sources, *Energy procedia*, 129 (2017) 503-510.
- [2] O. ToolboxTM, MATLAB computer software in version R2016a, The Mathworks Inc, (2016).
- [3] I.H. Bell, S. Quoilin, J. Wronski, V. Lemort, Coolprop: An open-source reference-quality thermophysical property library, in: *ASME ORC 2nd International Seminar on ORC Power Systems*, 2013.
- [4] Ö. Kaşka, Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, *Energy Conversion and Management*, 77 (2014) 108-117.
- [5] V.D. Stevanovic, B. Maslovaric, S. Prica, Dynamics of steam accumulation, *Applied Thermal Engineering*, 37 (2012) 73-79

HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Orumiyeh, M. Ameri, M. H. Nobakhti, M. Zareh, S. Edalati, *Energy and Exergy Analysis of Organic Rankine Cycle Fed by Electric Arc Furnace Waste Heat*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(9) (2021) 1173-1176.

DOI:10.22060/mej.2021.19184.6970





بررسی انرژی و آگزرژی سیکل رنگین آلی تغذیه شده با حرارت بازیافتی کوره قوس الکتریکی

آیدا ارومیه‌ای^۱، مهران عامری^{۲*}، محمدحسن نوبختی^۱، مسعود زارع^۱، سعید عدالتی^۳

۱- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد واحد علوم تحقیقات، تهران، ایران

۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر، کرمان، ایران

۳- بخش مهندسی و توسعه، شرکت فولاد بوتیای ایرانیان، کرمان، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۹/۸/۰۸

بازنگری: ۱۳۹۹/۱۰/۱۰

پذیرش: ۱۳۹۹/۱۱/۰۳

ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۱۱/۱۷

کلمات کلیدی:

بازیافت حرارت اتلافی

سیکل رنگین آلی

کوره قوس الکتریکی

جمع کننده بخار

آگزرژی

خلاصه: یکی از فرآیندهای مورد توجه جهت تبدیل گرمای اتلافی به توان، استفاده از حرارت اتلافی گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی است، که نوسان‌های زیادی از دو جهت درجه حرارت و نرخ جریان دارند. در این مطالعه ترکیب سیکل رنگین آلی با سیستم بازیافت حرارت جهت بازیافت حرارت گازهای دما پایین کوره قوس الکتریکی مورد بررسی قرار گرفته است. اثر جمع کننده بخار بر روی کاهش نوسانات توان حرارتی خروجی از بویلر بازیافت حرارتی، نشان داده شده است. مدل ترمودینامیکی جمع کننده بخار، بر اساس مدل عدم تعادل حرارتی بین فاز مایع و بخار، شبیه‌سازی شده است. تغییرات فشار داخل جمع کننده بخار با دبی‌های جرمی مختلف بخار خروجی از آن بررسی شده است. با دبی خروجی ۲/۸۴ کیلوگرم بر ثانیه از جمع کننده توان حرارتی ثابت و پیوسته‌ای در مدت چهار فرآیند شبیه‌سازی شده از کوره قوس الکتریکی در دسترس است. سیستم بازیافت حرارت و سیکل رنگین آلی از دیدگاه انرژی و آگزرژی در حالت گذرا مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. بازده انرژی و آگزرژی کل سیستم با سه سیال عامل امام، تلوتن و آر۲۴۵اف سیکل رنگین آلی محاسبه شده است. سیال تلوتن با بازده حرارتی و آگزرژی به ترتیب ۱۶/۴ و ۲۷/۱ درصد نسبت به دو سیال عامل دیگر گزینه مناسبی جهت استفاده در سیکل رنگین آلی است.

۱- مقدمه

یکی از بزرگ‌ترین محدودیت‌های اقتصادی و فنی به‌کارگیری سیستم‌های بازیافت گرما، طبیعت نوسانی و تناوبی اتلافات حرارتی است. این نوسانات در فرآیندهای صنعتی ذاتاً به دلیل نرخ تولید غیریکنواخت یا فرآیندهای غیر پیوسته اتفاق می‌افتد. به‌منظور کاهش اثرات مضر نوسانات حرارتی در سیستم‌های تبدیل گرمای اتلافی به قدرت، رویکردهای مختلف مورد توجه قرار می‌گیرد و به دو شیوه، یکی بر اساس کنترل جریان و دیگری با به‌کارگیری سیستم ذخیره انرژی حرارتی به‌عنوان کاهش‌دهنده، نوسانات را کنترل می‌کنند [۱]. آروئلا و همکاران [۱] خلاصه‌ای از نوسانات حرارت اتلافی، مسائل مربوط به سیستم‌های بازیابی توان و راه‌حل‌های موجود برای این مشکلات را ارائه می‌دهند. برای جبران نوسانات منابع مختلف گرمای اتلافی، راه‌حلی از جمله کنترل جریان، سیستم‌های ذخیره واسطه‌ای مانند واحدهای حلقه‌ای روغن حرارتی بر پایه حرارت محسوس و فن‌آوری‌های پیشرفته بر پایه ذخیره‌سازی انرژی نهان مواد تغییر فاز دهنده، مورد بررسی

قرار داده‌اند. همچنین آن‌ها ملاحظات اقتصادی سیستم‌های تبدیل حرارت اتلافی به توان^۱ که تحت منابع نوسانی هستند را نیز مورد بحث قرار داده‌اند. سیستم‌های ذخیره انرژی حرارتی جهت ذخیره گرمای اضافه و آزاد کردن آن در زمان مناسب‌تر و مدت بیشتر طراحی شده‌اند [۲]. یکی از سیستم‌های ذخیره انرژی جمع کننده بخار است. استوانویچ و همکاران [۳ و ۴] به بررسی حالت‌های عملکرد جمع کننده بخار باهدف پیش‌بینی ظرفیت جمع کننده و طراحی سیستم کنترل آن پرداخته‌اند. تغییرات فشار داخل جمع کننده بخار در حالت شارژ و تخلیه با نرخ ثابت جریان بخار، در دو حالت تعادلی و غیر تعادلی شبیه‌سازی شده است. نتیجه گرفته شده است که رویکرد ترمودینامیکی تعادلی بر روی جمع کننده در حالت‌های شارژ و تخلیه، نتایج دقیقی ارائه نمی‌دهد و احتیاج به رویکرد غیر تعادلی است.

همچنین با استفاده از جمع کننده بخار می‌توان میدان خورشیدی را به سیستم آب‌شیرین‌کن چند اثر متصل کرد. در این راستا رافائل و همکاران [۵] به تجزیه و تحلیل پارامتری، به‌منظور بررسی تأثیر حجم جمع کننده بخار و

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ameri_mm@uk.ac.ir

1 Waste heat to power

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمایید.



همچنین اختلال تابش خورشید بر کلکتورهای فرسول، بر عملکرد سیستم آب‌شیرین‌کن چند اثر با کمپرسور حرارتی پرداخته‌اند. فرناندز و آسگینولازا [۶] یک‌راه حل برای بازیابی گرما از گازهای خروجی دما بالا که در کوره قوس الکتریکی یک کارخانه فولاد تولید می‌شود، ارائه داده‌اند. یک سیستم ذخیره انرژی حرارتی بر اساس دو بستر رسانای حرارتی به‌عنوان یک فناوری ارزان‌قیمت و مناسب، با استفاده از سرباره فولاد تولید همان کارخانه، به‌عنوان مواد پرکننده پیشنهاد شده است. هدف اصلی این سیستم، دستیابی به یک منبع حرارت مستمر با استفاده از عملکرد ناپیوسته کوره است. کورییر و همکاران [۷] یک‌راه حل برای استفاده از باقیمانده حرارت گازهای با حرارت نوسانی از دو جهت دما و جریان حجمی، جهت استفاده در سیکل رنکین آلی^۱ ارائه داده‌اند. مخزن ذخیره آب گرم تحت فشار باهدف تأمین دما و توان حرارتی ثابت، به‌عنوان سیستم ذخیره، مدل‌سازی شده است. نشان داده شده است که تغییرات توان حرارتی به‌طور مؤثر با ظرفیت حرارتی آب درون مخزن ذخیره کاهش می‌یابد و توان حرارتی سیکل رنکین آلی را می‌توان با تغییر میزان دبی جرمی به سیکل رنکین آلی کنترل کرد.

معمولاً بیشترین میزان گرما در محدوده دمای بالا، از فرآیندهای احتراق مستقیم، در محدوده دمای متوسط، از آگزوز واحدهای احتراق و در محدوده دمای پایین، از محصولات و تجهیزات فرآیندها است [۸]. هافمن [۹] به مطالعه و بازیابی بر روی سیستم‌های ذخیره انرژی در صنعت برای بازیافت انرژی اتلافی و استفاده مجدد از آن‌ها پرداخته‌اند. در این مقاله، بر روی بخش‌های با مصرف انرژی بالا در صنعت، به دلیل ذخیره انرژی و صرفه اقتصادی قابل توجه و بالا، متمرکز شده‌اند. اشکال اصلی این فعالیت‌ها، وقفه آن‌ها و عدم هماهنگی زمانی و جغرافیایی نشر حرارت موردنیاز است، که سیستم‌های ذخیره انرژی برای غلبه بر آن‌ها پیشنهاد شده است. نعیمی و همکاران [۱۰] امکان بازیابی حرارت اتلافی موتور گازی جهت تولید قدرت در واحد ۸ کارخانه سیمان تهران را در دو رویکرد بررسی کرده‌اند. در رویکرد اول کل مخلوط گاز وارد یک بویلر بازیافت حرارت می‌شود. در رویکرد دوم مخلوط بخار وارد توربین بخار می‌شود. لازم به ذکر است که تهویه مطبوع ساختمان مدیریت در کارخانه در محاسبات بار حرارتی موتور نقش دارد. میزان گرمای بازیافت شده برای رویکردهای اول و دوم به ترتیب 23931 kW و 21253 kW است. همچنین بازده چرخه‌های تولید برق برای رویکرد اول و دوم به ترتیب برابر با $23/5\%$ و $22/2\%$ است.

استفاده از سیکل رنکین آلی برای منابع حرارتی دما پایین همواره

موردتوجه بوده است. سیکل رنکین آلی به دلیل استحکام بالا، بازده قابل قبول و قابلیت اعتمادپذیری، در سیستم‌های انرژی تجدید پذیر و بازیافت حرارت بهترین عملکرد را داشته‌اند [۱۱]. لکمپت و همکاران [۱۲] سیکل‌های رنکین آلی مختلف مانند زیربحرانی، گذار بحرانی و تبخیر پاره‌ای با شرایط مرزی مختلف و با 67 سیال عامل متفاوت از دیدگاه آگزوری موردبررسی قرار داده و بهینه‌سازی کرده‌اند. همچنین آن‌ها [۱۳] ترکیب سیکل رنکین آلی با یک کوره قوس الکتریکی 100 kWe را موردبررسی قرار داده‌اند. تأثیر پروفایل متوسط دمایی، کاهش‌دهنده نوسانات بخار و آرایش بهینه سیکل رنکین آلی را بررسی کرده‌اند. نتایج نشان داد که وارد کردن تغییرات دمایی فرآیند کوره قوس الکتریکی به‌جای متوسط تغییرات دما مهم است. همچنین استفاده از حلقه روغن حرارتی بجای حلقه بخار باعث افزایش 39% قدرت خروجی می‌شود اگرچه استفاده از روغن حرارتی در چنین کاربردهایی احتمال آتش‌سوزی را افزایش می‌دهد. رامیرز و همکاران [۱۴] به بررسی بازیافت حرارت اتلافی همراه با نوسان گازهای خروجی کوره قوس الکتریکی نصب شده در برشیا ایتالیا جهت تولید بخار اشباع برای شبکه گرمایش منطقه در فصول سرد و تولید الکتریسیته در سیکل رنکین آلی در فصول گرم پرداخته‌اند. همچنین فرستی [۱۵] ساخت فولاد الکتریکی با بازیافت حرارت و سیکل رنکین آلی در اروپا را بررسی کرده است که نشان می‌دهد تجربیات جمع شده در کارخانه‌های فولاد تصدیق می‌کند که سیکل رنکین آلی انطباق خوبی با سیستم‌های بازیافت اتلاف حرارت با توجه به انعطاف‌پذیری، راه‌اندازی آسان و ذخیره انرژی کافی دارد.

کاهش مصرف انرژی در صنعت همیشه موردتوجه بوده است. مطالعاتی که در این زمینه انجام شده می‌توان به کمپانا و همکاران [۱۶] به تخمین کلی ذخیره انرژی واحدهای سیکل رنکین آلی در صنایع سیمان، استیل، شیشه، نفت و گاز در ۲۷ کشور اتحادیه اروپا بر پایه فناوری دقیق مرتبط با کارخانه‌های در حال کار و زیرساخت پرداخته‌اند. محاسبه ذخیره انرژی را وابسته به تعداد ساعات کار در سال و کاهش صدور CO_2 و هزینه برق دانسته‌اند. در زمینه کاهش مصرف انرژی با استفاده از ادغام سیکل رنکین آلی و سیستم بازیافت حرارت اتلافی در صنعت می‌توان به مطالعه کاسکا [۱۷] اشاره کرد که به بررسی سیکل رنکین آلی نصب شده برای تولید الکتریسیته با استفاده از گرمای اتلافی از کوره پیش گرم ورق که با سوخت گاز طبیعی و ظرفی 250 ton/h شارژ سرد کار می‌کند، پرداخته است. با به‌کارگیری داده‌های واقعی طرح، عملکرد سیکل و مناطق اصلی برای نرخ تخریب آگزوری ارزیابی شده‌اند. تخریب آگزوری اجزا به ترتیب

بر اساس مدل ترمودینامیکی غیر تعادلی دو فاز مایع و بخار شبیه‌سازی شده است. همچنین سیستم بازیافت حرارت و سیکل رنگین آلی با سه سیال عامل امام^۶، تولوئن^۷ و آر۲۴۵اف^۸ از دیدگاه انرژی و انرژی موردبررسی قرار گرفته‌اند.

۲- مشخصات سیستم و تحلیل ترمودینامیکی

انرژی گازهای خروجی کوره حدود ۲۵٪ تا ۳۰٪ کل قدرت ورودی کوره را تشکیل می‌دهند [۱۴]. شماتیک سیستم بازیافت حرارت و سیکل آلی رنگین جهت تولید توان در شکل ۱ نشان داده شده است. سیستم بازیافت حرارت اتلافی، متشکل از اجزای اصلی بویلر بازیافت حرارت، جمع‌کننده بخار و تبخیرکننده، مخزن تغذیه و پمپ است. گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی ابتدا از بویلر بازیافت حرارت عبور می‌کنند و انرژی حرارتی آن‌ها به آب داده شده و بخار اشباع در فشار ۲۰۰۰ kPa تولید می‌شود. بخار به‌عنوان حامل گرما بین منبع حرارتی (گازهای دما پایین خروجی از کوره قوس الکتریکی) و تبخیرکننده سیکل رنگین آلی عمل می‌کند. چالش اصلی غلبه بر ناپیوستگی و کاهش نوسانات دبی جرمی بخار اشباع در دسترس است. بخار بعد از عبور از بویلر بازیافت حرارت، برای کم کردن نوسانات دبی جرمی جریان بخار اشباع خروجی و همچنین ذخیره حرارت جهت تحویل آن در مدت زمان بیشتر به سیکل، وارد جمع‌کننده بخار می‌شود. جمع‌کننده در حالت اولیه ۸۰۰ kPa با دو فاز مایع و بخار اشباع پر شده است. شارژ و تخلیه جمع‌کننده به‌صورت هم‌زمان صورت می‌گیرد. وابسته به دبی خروجی از جمع‌کننده بخار تغییرات فشار و همچنین آنالپی بخار داخل جمع‌کننده متفاوت است، بخار خروجی از جمع‌کننده در فشار ۸۰۰ kPa می‌شکند و بخار فوق‌گرم ایجاد شده به‌صورت کنترل شونده‌ای با دبی مشخص به سمت تبخیرکننده سیکل رنگین آلی هدایت می‌شود.

بخار فوق‌گرم در تبخیرکننده با ازدست دادن حرارت به مایع اشباع تبدیل می‌شود. آب اشباع با فشار ۸۰۰ kPa از تبخیرکننده خارج شده و وارد مخزن تغذیه بویلر می‌شود، سپس جهت بازیافت حرارت گازهای خروجی از کوره با فشار ۲۰۰۰ kPa به سمت بویلر بازیافت حرارت پمپ می‌شود. سیال عامل سیکل رنگین آلی توسط گرمای دریافتی از بخار خروجی از جمع‌کننده بخار در تبخیرکننده گرم و تبخیر می‌شود. این بخار به سمت توربین هدایت می‌شود. در آن مقداری از انرژی به کار تبدیل می‌شود. بخار خروجی از توربین پس از عبور از بازیاب داخلی و از دست دادن انرژی جهت پیش‌گرم

بیشترین انرژی تا کمترین آن‌ها به‌صورت تبخیرکننده^۱، توربین، چگالنده^۲ و پمپ لیست شده‌اند. از دیگر کاربردهای سیکل رنگین آلی در منابع خورشیدی به دلیل دمای پایین منبع حرارتی است. زو و همکاران [۱۸] عملکرد سیستم تولید بخار مستقیم سیکل فوق‌بحرانی رنگین آلی با سیال عامل آلی سیکلوهگزان^۳ ترکیب با کلکتور فرسول خطی، مورد محاسبه قرار گرفته است. نتایج، کاهش برگشت‌ناپذیری‌ها در تبخیرکننده، کاهش حرارت ازدست‌رفته و همچنین کاهش هزینه را نشان می‌دهد. وانگ و همکاران [۱۹] سیکل رنگین آلی خورشیدی ترکیب با کلکتور صفحه تخت را از دیدگاه ترمودینامیکی بهینه‌سازی کرده‌اند. نتایج نشان داده است که با افزایش فشار و دمای توربین و کاهش فشار پشت توربین عملکرد سیستم بهبود می‌یابد. همچنین در مقایسه با دیگر سیال‌های به‌کاربرده شده آر۲۴۵اف^۴ و آر۱۲۳^۵ با فشار عملکرد پایین‌تر و بازده متوسط روزانه بالاتر انتخاب مناسبی هستند.

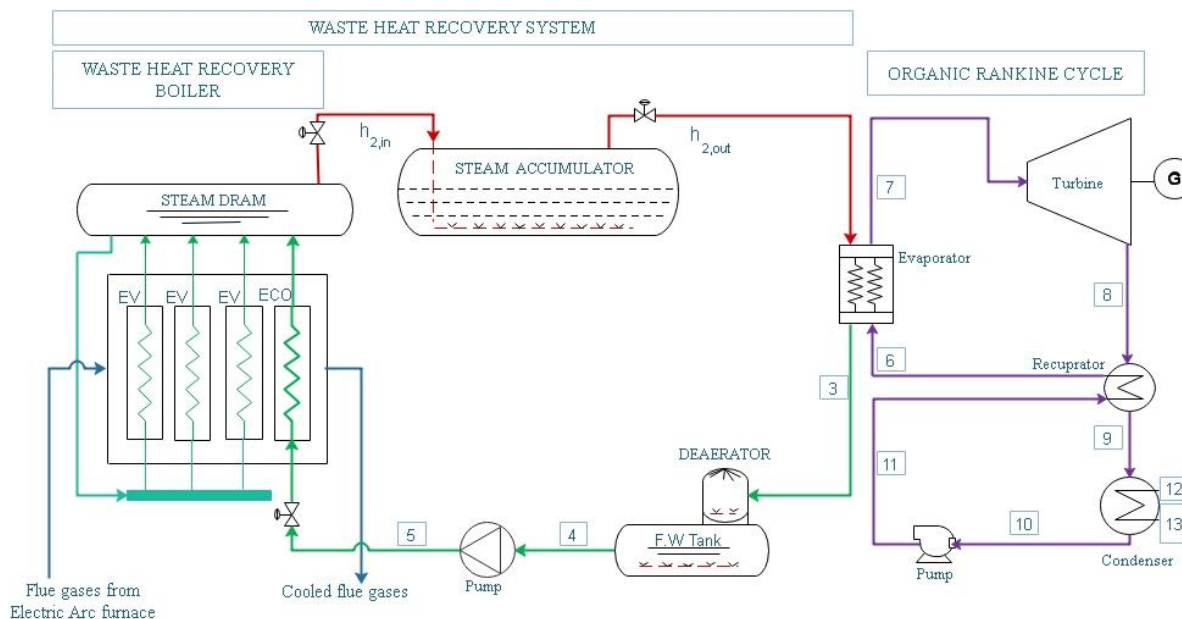
با افزایش روند قیمت سوخت در دهه‌های گذشته و همچنین افزایش نگرانی در مورد گرمایش جهانی، مهندسان با وظیفه کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای و بهبود کارایی سایت‌ها مواجه هستند. در این رابطه، استفاده از سیستم‌های بازیافت گرما در صنعت یکی از مهم‌ترین زمینه‌های تحقیق برای کاهش مصرف سوخت، کاهش انتشار گازهای مضر و بهبود بهره‌وری تولید است. با توجه به مطالعات صورت گرفته و اهمیت بازیافت حرارت اتلافی گازهای خروجی از فرآیندهای صنعتی، تاکنون بازیافت حرارت گازهای خروجی دما پایین کوره قوس الکتریکی با استفاده از جمع‌کننده بخار، باهدف دستیابی به یک منبع حرارت مستمر از عملکرد ناپیوسته کوره قوس الکتریکی جهت استفاده در سیکل رنگین آلی موردبررسی قرار نگرفته است.

در این مطالعه به بررسی اثر و رفتار جمع‌کننده بخار در کم کردن نوسانات حرارتی و ذخیره حرارت در سیستم بازیافت حرارت جهت دستیابی به توان خروجی پیوسته و پایدار در سیکل رنگین آلی، پرداخته شده است. با استفاده از جمع‌کننده بخار، نوسانات حرارتی بخار اشباع خروجی از بویلر بازیافت حرارتی که به علت نوسانات حرارتی گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی است، گرفته شده است و با ذخیره بخار داخل جمع‌کننده، مدت زمان تحویل آن به سیکل رنگین آلی افزایش یافته است. جمع‌کننده بخار

- 1 evaporator
- 2 condenser
- 3 cyclohexane
- 4 R245fa
- 5 R123

6 Hexamethyldisiloxane (MM)

7 Toluene



شکل ۱. طرح اصلی ترکیب سیکل رنگین آلی و بازیافت حرارت اتلافی

Fig. 1. The basic layout of hybridization of waste heat recovery system with Organic Rankine cycle

- ۳- توربین و پمپ در سیکل رنگین آلی آدیاباتیک و دارای بازده آیزنتروپیک مشخص هستند.
- ۴- از افت فشار و افت حرارت در لوله‌های متصل کننده اجزا به هم صرفه نظر می‌گردد.
- ۵- سیال خروجی از بویلر بازیافت حرارت یا ورودی به جمع کننده، بخار اشباع است که در خروجی جمع کننده در فشار ۸۰۰ kPa می‌شکند.
- ۶- سیال خروجی از جمع کننده بخار، بخار اشباع است.
- ۷- سیستم در حالت گذرا موردبررسی قرار گرفته است.
- مدل ترمودینامیکی اجزای سیکل آلی رنگین در جدول ۱ آورده شده است.

۲-۱- محاسبات بویلر بازیافت حرارت

حرارت گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی \dot{Q}_{g_eaf} از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_{g_eaf} = \dot{M}_{g_eaf} C_p \Delta T \quad (1)$$

$$\Delta T = T_{in_gas} - T_{out_gas} \quad (2)$$

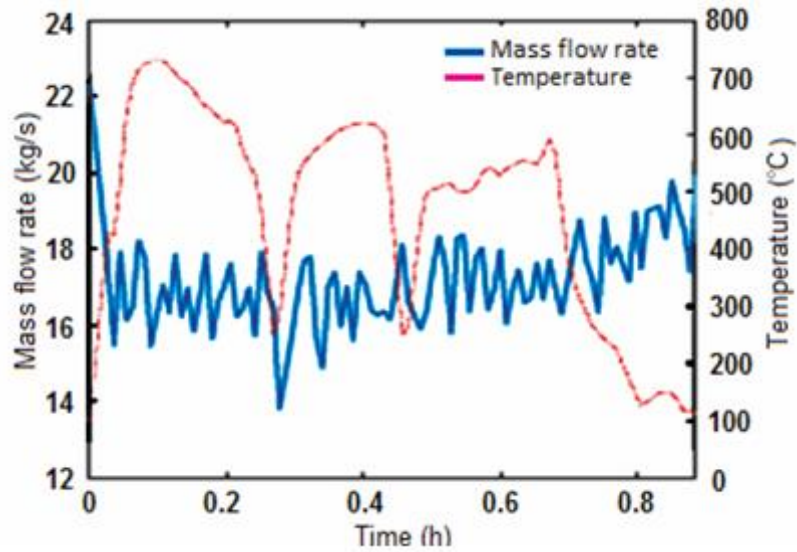
سیال عامل ورودی به تبخیرکننده، در چگالنده به مایع تبدیل شده و پس از آن به بازیاب سپس تبخیرکننده پمپ می‌شود و به بسته شدن چرخه می‌انجامد. در تحقیق حاضر ویژگی‌های گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی و محل اندازه‌گیری آن، با استفاده از داده‌های اندازه‌گیری شده برنت و همکاران [۲۰] در موسسه تحقیقاتی انرژی کاربردی باواریا^۱ در کشور آلمان است. اندازه‌گیری‌ها در مسیر گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی پیش از سیستم خنک‌کننده^۲ انجام شده است. تغییرات دمایی و نرخ دبی جرمی تنها یک فرآیند به‌عنوان سیکل مرجع مدنظر است که در شکل ۲ نشان داده شده است.

هر فرآیند ذوب حدود ۵۰ دقیقه به طول می‌انجامد. جایگزینی هر سطل ذوب فولاد با قراضه‌های فولاد حدود ۵ تا ۱۰ دقیقه زمان می‌برد. بنابراین زمان کلی هر فرآیند کوره قوس الکتریکی حدود ۵۵ تا ۶۰ دقیقه است. برای ساده‌سازی تحلیل سیستم فرضیه‌های زیر در نظر گرفته شده است:

۱- از اتلاف حرارت به محیط و اثرات انرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر گردیده است.

۲- خروجی چگالنده و ورودی پمپ در سیکل رنگین آلی مایع اشباع در نظر گرفته شده است.

1 Bavarian Center for Applied Energy Research
2 Tubular cooler



شکل ۲. نمودارهای دمایی و جریان جرمی گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی در یک فرآیند [۲۱]

Fig. 2. Temperature and mass flow rate diagram of flue gases from an Electric Arc furnace in a process

جدول ۱. مشخصات اجزای سیستم [۱۲]

Table 1. The thermodynamic properties of the system [12]

۸۰	(%) بازده آیزنتروپیک پمپ اتلاف حرارتی	۷۰	(%) بازده آیزنتروپیک توربین
۱۰	(K) اختلاف دما پینچ مبدل حرارتی	۸۰	(%) بازده آیزنتروپیک پمپ
۲۹۸	(K) دمای محیط	۱۰	(K) اختلاف دما پینچ تبخیرکننده
۱۰۰	(kPa) فشار محیط	۵	(K) اختلاف دما پینچ چگالنده
۲۰۰۰	(kPa) فشار بخار ورودی به جمع کننده	۰/۸	(-) ضریب تأثیر بازیاب داخلی
۸۰۰	(kPa) فشار بخار خروجی از جمع کننده	۱۰۴	(m^3) حجم جمع کننده بخار

T_h دمای آب خروجی از پمپ سیستم بازیافت حرارت است. مقدار دبی آب اشباع خروجی از بویلر یا ورودی به جمع کننده بخار برابر

است با:

$$\dot{m}_{2,in} = \frac{\dot{Q}_{g_eaf}}{(h_{2,in} - h_5)} \quad (4)$$

$h_{v,in}$ انتالپی بخار اشباع ورودی به جمع کننده بخار و h_5 انتالپی مایع خروجی از پمپ در فشار ۲۰۰۰ kPa است.

\dot{M}_{g_eaf} دبی جرمی گازهای خروجی از کوره است و به صورت رگرسیون خطی $\dot{M}_{g_eaf} = 0/0003t + 16/74$ تخمین زده شده است. ΔT اختلاف دمای گازهای کوره قوس الکتریکی در ورود T_{in_gas} و خروج از بویلر بازیافت حرارت T_{out_gas} است. C_p گرمای ویژه گازهای خروجی از کوره برابر با گرمای ویژه هوا در نظر گرفته شده است. با استفاده از اختلاف دمای پینچ مبدل حرارتی بویلر بازیافت، دمای گازهای خروجی از بویلر T_{out_gas} برابر است با:

$$T_{out_gas} = T_5 + \Delta T_{pp} \quad (3)$$

۲-۲- محاسبات جمع کننده بخار در حالت غیر تعادلی

در مدل‌های مبتنی بر عدم تعادل حرارتی، هرچند که دو فاز در تماس هستند، پارامترهای ترمودینامیکی مایع و بخار که ممکن است دارای دماهای متفاوتی باشند، به صورت جداگانه محاسبه می‌شوند و میزان تبخیر و تقطیر آن‌ها به طور کامل محدود می‌شود. مدل ترمودینامیکی جمع کننده بخار، بر اساس عدم تعادل حرارتی بین فاز مایع و بخار است که پیش‌بینی دقیق‌تری از فشار، دما و سطح آب داخل جمع کننده در شارژ و تخلیه را فراهم می‌کند. مدل غیر تعادلی بر اساس توازن جرم و انرژی هر فاز (آب مایع و بخار) است. نرخ تبخیر و تقطیر با روابط تجربی محاسبه می‌شود، همچنین نرخ انتقال حرارت از بخار به آب هنگامی که بخار در دمای بالاتر از آب است محاسبه می‌شود. معادلات تعادل مجموعه‌ای از معادلات دیفرانسیل معمولی مرتبه اول شامل فشار، جرم‌ها و آنتالپی‌های مایع و بخار (متغیر وابسته) و زمان (متغیر مستقل) را تشکیل می‌دهند. موازنه جرم و انرژی جمع کننده بخار بر اساس معادلات زیر برابر است با:

$$(M_1) \text{ مایع جرم موازنه}$$

$$\frac{dM_1}{dt} = \dot{m}_{1B} + \dot{m}_{PT1} \quad (5)$$

$$(M_2) \text{ موازنه جرم بخار}$$

$$\frac{dM_2}{dt} = \dot{m}_{2B} + \dot{m}_{PT2} \quad (6)$$

موازنه جرم مایع، بر اساس جرم مایع ورودی $(\dot{m}_{1,in})$ و خروجی $(\dot{m}_{1,out})$ به جمع کننده بخار $\dot{m}_{1B} = \dot{m}_{1,in} - \dot{m}_{1,out}$ و موازنه جرم بخار بر پایه جرم بخار ورودی $(\dot{m}_{2,in})$ و خروجی $(\dot{m}_{2,out})$ از آن $\dot{m}_{2B} = \dot{m}_{2,in} - \dot{m}_{2,out}$ است. همچنین تغییرات جرم مایع و بخار بر اساس نرخ تبخیر (\dot{m}_e) و چگالش (\dot{m}_c) داخل جمع کننده بخار از روابط (۸) و (۹) به دست می‌آید:

$$\dot{m}_{PT1} = \dot{m}_c - \dot{m}_e \quad (7)$$

$$\dot{m}_{PT2} = \dot{m}_e - \dot{m}_c \quad (8)$$

نرخ تبخیر \dot{m}_e زمانی که آنتالپی آب داخل جمع کننده (h_1) از آنتالپی

آب اشباع (h_{sat}^l) بزرگ‌تر است برابر است با:

$$(h_1 > h_{sat}^l), \dot{m}_e = \frac{\rho_1 V_1 (h_1 - h_{sat}^l)}{\tau_e r} \quad (9)$$

در رابطه (۹) ρ_1 و V_1 چگالی و حجم آب داخل جمع کننده است. در حالت اشباع یا مادون سرد $\dot{m}_e = 0$ ، نرخ چگالش (\dot{m}_c) نیز با توجه به آنتالپی اشباع آب در آن فشار برابر است با:

$$(h_1 < h_{sat}^l), \dot{m}_c = \frac{\rho_1 V_1 (h_{sat}^l - h_1)}{\tau_e r} \quad (10)$$

آب در حالت اشباع یا مافوق گرم $\dot{m}_c = 0$ است. زمان آرامش چگالش \hat{O}_c و زمان آرامش تبخیر \hat{O}_e برابر با مقدار ثابت $S = 85$ و $\hat{O}_e = \hat{O}_c = 85$ در نظر گرفته شده است. [۴] موازنه آنتالپی مایع و بخار در ورودی و خروجی به ترتیب از رابطه‌های (۱۱) و (۱۲) به دست می‌آید.

آنتالپی‌های ورودی آب $(h_{1,in})$ و بخار

$$(\dot{m}h)_{1B} = \dot{m}_{1,in} h_{1,in} - \dot{m}_{1,out} h_{1,out} \quad (11)$$

$$(\dot{m}h)_{2B} = \dot{m}_{2,in} h_{2,in} - \dot{m}_{2,out} h_{2,out} \quad (12)$$

$(h_{2,in})$ بر اساس شرایط عملکردی سیستم مشخص می‌شود. درحالی‌که آنتالپی‌های خروجی آب $(h_{1,out})$ و بخار $(h_{2,out})$ برابر با آنتالپی‌های آب و بخار داخل جمع کننده بخار که بر اساس معادلات موازنه انرژی محاسبه شده‌اند، به دست می‌آیند.

حجم مخصوص آب و بخار تابعی از فشار و آنتالپی‌های آن‌ها $v_1 = v_1(p, h_1)$ و $v_2 = v_2(p, h_2)$ است. بنابراین مشتق زمانی حجم کل جمع کننده بخار برابر است با:

معادلات (۵)، (۶)، (۱۴)، (۱۵) و (۱۷) با روش حل عددی رانگ-کوتا و مقادیر مشخص اولیه فشار، جرم و انتالپی‌های مایع و بخار حل شده‌اند [۴].

۲-۳- محاسبات انرژی و انرژی سایر اجزای سیستم

معادله انرژی و انرژی برای حجم کنترل به ترتیب برابر است با [۲۲]:

$$\frac{dE_{CV}}{dt} = \sum_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i - \quad (18)$$

$$\left(\dot{W}_{CV} - p_0 \frac{dV_{CV}}{dt}\right) + \sum_{in} \dot{E}_{in} - \sum_{out} \dot{E}_{out} - \dot{I}$$

$\frac{dE_{CV}}{dt} - p \cdot \frac{dV_{CV}}{dt}$ نرخ تغییرات انرژی داخلی حجم کنترل، نرخ انتقال انرژی توسط کار محور و مرز، $\sum_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i$ نرخ انتقال انرژی توسط حرارت و \dot{I} نرخ تخریب انرژی است. نرخ جریان انرژی ورودی یا خروجی از هر یک از اجزای سیستم از رابطه (۱۹) محاسبه می‌شود:

$$\dot{E} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (19)$$

تغییر انتروپی گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی از رابطه (۲۰) به دست می‌آید [۲۲]:

$$s - s_0 = C_{p,ave} \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (20)$$

روابط حاکم بر نرخ تخریب انرژی و راندمان انرژی سایر اجزای سیستم در جدول ۲ مشخص شده‌اند:

در جدول ۲ اختصارات اجزای سیستم در زیرنویس مشخص شده‌اند. توان اصلی خروجی از سیکل رنکین آلی

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{pump} \quad (21)$$

بازده حرارتی سیکل رنکین آلی

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{eva}} \quad (22)$$

$$v_1 \frac{dM_1}{dt} + v_2 \frac{dM_2}{dt} +$$

$$M_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial p} \Big|_h \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v_1}{\partial h} \Big|_p \frac{dh_1}{dt} \right) + \quad (13)$$

$$M_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial p} \Big|_h \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v_2}{\partial h} \Big|_p \frac{dh_2}{dt} \right) = 0$$

که در رابطه (۱۳) M_1, M_2, v_1 و v_2 به ترتیب جرم آب، جرم بخار، حجم مخصوص آب و بخار داخل جمع کننده است. مشتقات انتالپی فاز مایع h_1 و بخار h_2 به ترتیب از رابطه‌های (۱۴) و (۱۵) به دست می‌آیند

$$\frac{dh_1}{dt} = \frac{1}{M_1} \left[(\dot{m}h)_{1B} + \dot{m}_{PT1} h_{sat}^{vap} + \dot{Q}_{21} + M_1 v_1 \frac{dp}{dt} - h_1 \frac{dM_1}{dt} \right] \quad (14)$$

$$\frac{dh_2}{dt} = \frac{1}{M_2} \left[(\dot{m}h)_{2B} + \dot{m}_{PT2} h_{sat}^{vap} - \dot{Q}_{21} + M_2 v_2 \frac{dp}{dt} - h_2 \frac{dM_2}{dt} \right] \quad (15)$$

h_{sat}^{vap} انتالپی بخار اشباع است. در معادلات بالا نرخ انتقال حرارت \dot{Q}_{21} از بخار مافوق گرم به مایع از رابطه (۱۶) به دست می‌آید.

$$\dot{Q}_{21} = (ha)_{21} (T_2 - T_1) V_1 \quad (16)$$

ha حاصل ضرب ضریب انتقال حرارت^۱ در ضریب تمرکز سطح برخورد مایع و بخار^۲ است، که برابر با ثابت $5 \times 10^4 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ در نظر گرفته شده است [۳]. با جایگذاری انتالپی‌های آب و بخار در مشتق زمانی، حجم کل تغییرات فشار نسبت به زمان از رابطه (۱۷) به دست می‌آید.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\left(h_1 \frac{\partial v_1}{\partial h} \Big|_p - v_1 \right) \frac{dM_1}{dt} + \left(h_2 \frac{\partial v_2}{\partial h} \Big|_p - v_2 \right) \frac{dM_2}{dt}}{\left(\frac{\partial v_1}{\partial p} \Big|_h + v_1 \frac{\partial v_1}{\partial h} \Big|_p \right) M_1 + \left(\frac{\partial v_2}{\partial p} \Big|_h + v_2 \frac{\partial v_2}{\partial h} \Big|_p \right) M_2} - \frac{\frac{\partial v_1}{\partial h} \Big|_p \left[(\dot{m}h)_{1B} + \dot{m}_{PT1} h_{sat}^{vap} + \dot{Q}_{21} \right]}{\left(\frac{\partial v_1}{\partial p} \Big|_h + v_1 \frac{\partial v_1}{\partial h} \Big|_p \right) M_1 + \left(\frac{\partial v_2}{\partial p} \Big|_h + v_2 \frac{\partial v_2}{\partial h} \Big|_p \right) M_2} - \frac{\frac{\partial v_2}{\partial h} \Big|_p \left[(\dot{m}h)_{2B} + \dot{m}_{PT2} h_{sat}^{vap} - \dot{Q}_{21} \right]}{\left(\frac{\partial v_1}{\partial p} \Big|_h + v_1 \frac{\partial v_1}{\partial h} \Big|_p \right) M_1 + \left(\frac{\partial v_2}{\partial p} \Big|_h + v_2 \frac{\partial v_2}{\partial h} \Big|_p \right) M_2} \quad (17)$$

- 1 Heat transfer coefficient
- 2 Steam-water interface area concentration

جدول ۲. روابط حاکم بر معادلات انرژی، نرخ تخریب انرژی و راندمان انرژی اجزای سیستم [۱۷ و ۲۲]

Table 2. The energy balance, exergy destruction, and exergy efficiency equations of components [17, 22]

اجزا سیستم	موازنه انرژی	تخریب انرژی	راندمان انرژی
سیکل رنکین آلی			
تبخیرکننده ^۱	$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{2,out} (h_{2,out} - h_3)$	$\dot{I}_{eva} = (\dot{E}_{2,out} + \dot{E}_6) - (\dot{E}_7 + \dot{E}_3)$	$\eta_{Ileva} = 1 - \frac{\dot{I}_{eva}}{\dot{E}_{2,out} - \dot{E}_3}$
توربین ^۲	$\dot{W}_{turbine} = \dot{m}_{wf} \cdot \eta_{turb} (h_7 - h_{7,isen})$	$\dot{I}_{turb} = \dot{E}_7 - (\dot{W}_{turb} + \dot{E}_8)$	$\eta_{II_{turb}} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{E}_7 - \dot{E}_8}$
بازیاب داخلی ^۳	$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{11}}$	$\dot{I}_{recu} = (\dot{E}_{11} + \dot{E}_8) - (\dot{E}_9 + \dot{E}_6)$	$\eta_{II_{rec}} = 1 - \frac{\dot{I}_{rec}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_9}$
چگالنده ^۴	$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{wf} (h_9 - h_{10})$	$\dot{I}_{con} = (\dot{E}_9 + \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_{10} + \dot{E}_{12})$	$\eta_{II_{con}} = 1 - \frac{\dot{I}_{con}}{\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}}$
پمپ ^۵ سیکل رنکین آلی	$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{wf} \cdot \frac{h_{10,isen} - h_{10}}{\eta_{pump}}$	$\dot{I}_{pump} = (\dot{W}_{pump} + \dot{E}_{10}) - \dot{E}_{11}$	$\eta_{II_{pump}} = \frac{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}}{\dot{W}_{pump}}$
سیستم بازیافت حرارت			
پمپ سیستم بازیافت حرارتی ^۶	$\dot{W}_{pump_whr} = \dot{m}_w \cdot \frac{h_{4,isen} - h_4}{\eta_{pump_whr}}$	$\dot{I}_{pump_whr} = (\dot{W}_{pump_whr} + \dot{E}_4) - \dot{E}_5$	$\eta_{II_{pump_whr}} = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_4}{\dot{W}_{pump_whr}}$
تانک تغذیه آب ^۷	$\sum \dot{m}_3 h_3 = \sum \dot{m}_4 h_4$	$\dot{I}_{fw_tank} = \sum \dot{E}_3 - \sum \dot{E}_4$	$\eta_{II_{fw_tank}} \approx 1$
مبدل حرارتی بویلر ^۸	(۱)، (۲)، (۳)، (۴)	$\dot{I}_{HX_whr} = (\dot{E}_5 + \dot{E}_{gas_in}) - (\dot{E}_{2,in} + \dot{E}_{gas_out})$	$\eta_{II_{HX_whr}} = 1 - \frac{\dot{I}_{HX_whr}}{\dot{E}_{gas_in} - \dot{E}_{gas_out}}$
جمع کننده بخار ^۹	(۱۴)، (۱۵)، (۱۷)	$\dot{I}_{acc} = \frac{dE_{acc}}{dt} + \dot{E}_{2,in} - \dot{E}_{2,out}$	-

بازده حرارتی کل سیستم

$$\eta_{II_{cycle}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{gas_in} - \dot{E}_{gas_out}} \quad (25)$$

$$\eta_{I_{system}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{gases}} \quad (23)$$

بازده انرژی سیکل رنکین آلی

$$\eta_{II_{cycle}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}} \quad (24)$$

از روابط بالا به دست می‌آیند [۲۳]. مدل سازی و حل عددی مدل فوق در محیط متلب^۱ [۲۴] انجام شده است و خواص ترمودینامیکی سیالات از تابع کتابخانه‌ای کول‌پراپ^۲ [۲۵] استخراج شده‌اند. تغییرات فشار، انتالپی و جرم جمع کننده بخار با استفاده از حل عددی رانگ-کوتا محاسبه شده‌اند.

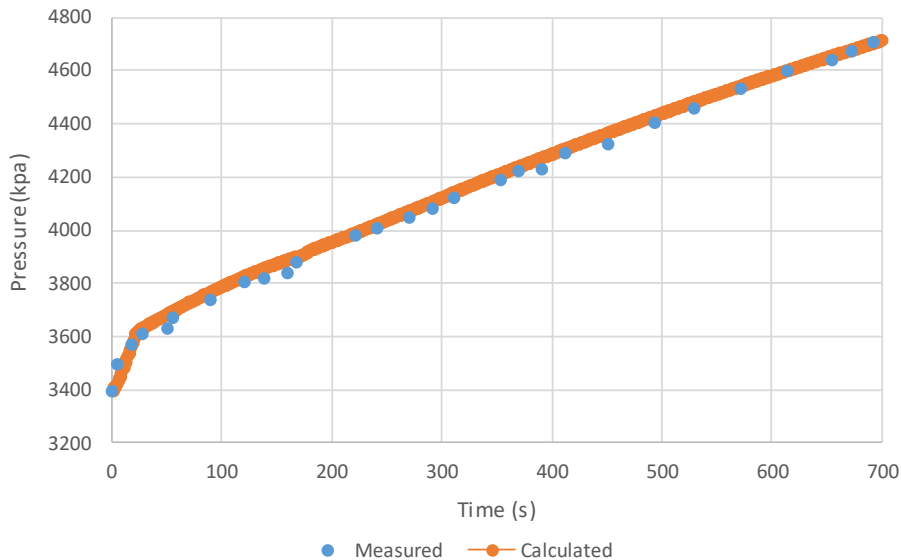
بازده انرژی کل سیستم

1 MATLAB
2 COOLPROP

جدول ۳. مقایسه نتایج محاسبات سیکل رنکین آلی با مرجع [۱۴]

Table 3. Comparison between calculated and measured data in the organic Rankine cycle [14]

بازده حرارتی سیکل (%)	بازده انرژری سیکل (%)	تخریب پمپ (kW)	تخریب توربین (kW)	تخریب چگالنده (kW)	تخریب تبخیرکننده (kW)	کار پمپ (kW)	کار توربین (kW)	
۱۰/۲۱	۴۸/۳۷	۴/۴۵۶	۶۳/۸۶	۴۱/۶۱	۱۲۶/۰۶	۱۱/۶	۲۶۴/۲۹	محاسبات انجام شده داده‌های تجربی کاسکا [۱۷]
۱۰/۲	۴۸/۵	۲/۹۶	۶۵/۵	۴۱/۴۴	۱۲۳/۹	۱۰/۴	۲۶۲/۲	



شکل ۳. مقایسه نتایج تجربی مرجع [۳] با حل عددی جمع کننده بخار در حال شارژ

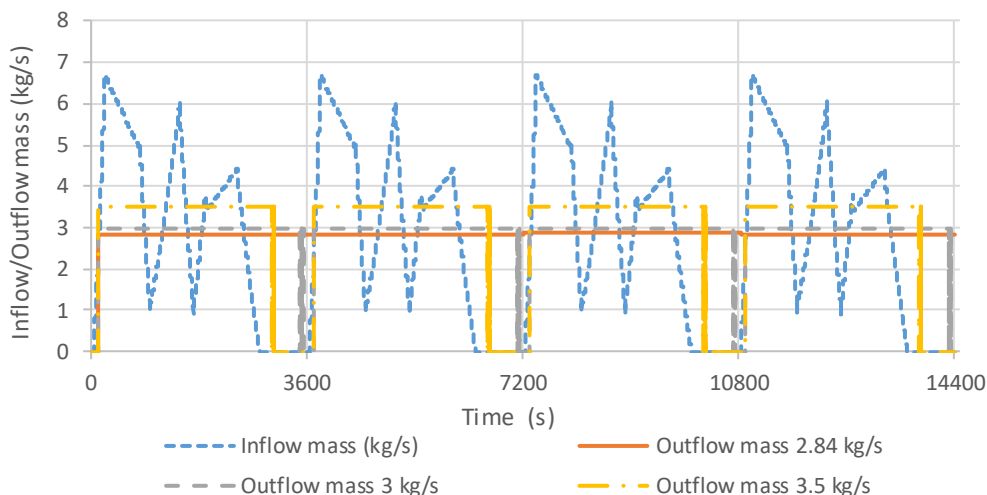
Fig. 3. Measured [3] and calculated pressure in the charging steam accumulator

شده است. بازده انرژری و انرژری سیکل رنکین آلی با ۰/۳٪ اختلاف با مرجع موردنظر نتایج قابل قبولی ارائه می‌دهد.

جهت ارزیابی جمع کننده بخار در حال شارژ استوانویچ و همکاران [۳] استفاده شده است. شکل ۳ مقایسه بین داده‌های تجربی تغییرات فشار جمع کننده بخار در حال شارژ مرجع با مدل سازی غیر تعادلی جمع کننده بخار را نشان می‌دهد که تطابق بسیار خوبی بین مقادیر تجربی و مدل سازی مشاهده می‌شود.

۳- نتایج و بحث

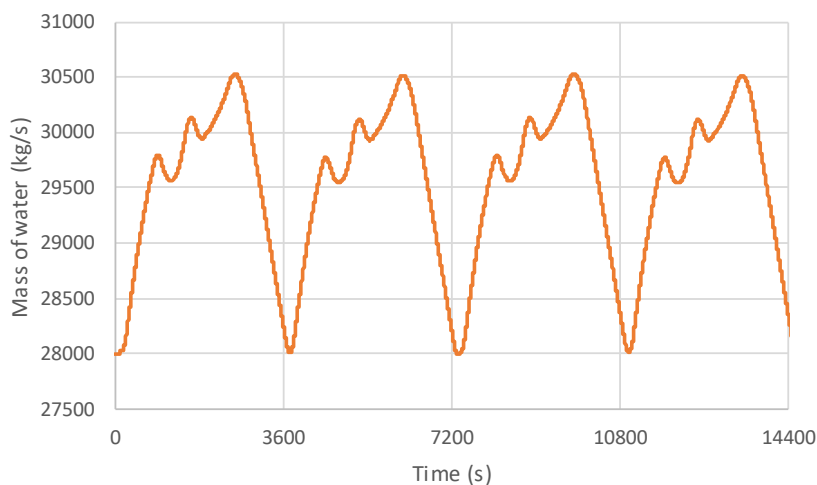
به دلیل نبود پژوهشی مشابه با کار تحقیقاتی صورت گرفته، جهت اعتبارسنجی مدل سازی ترمودینامیکی سیستم، سیکل رنکین آلی و جمع کننده بخار به صورت مجزا اعتبار سنجی شده‌اند. سیکل رنکین آلی ساده بدون بازیاب حرارتی در حالت زیربحرانی و سیال عامل آر۲۴۵ف با داده‌های تجربی کاسکا [۱۷] مقایسه شده است. نتایج این مقایسه در جدول ۳ آورده



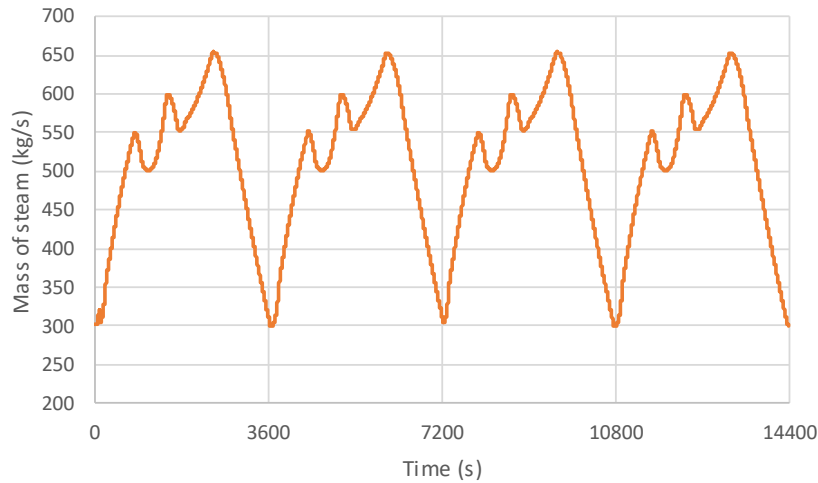
شکل ۴. دبی جرمی ورودی و خروجی‌های مختلف از جمع‌کننده بخار در چهار فرآیند کوره قوس الکتریکی
Fig. 4. The inlet and different outlets steam mass flow rates of the steam accumulator in the four EAF processes

با توجه به خروجی‌های متفاوت بخار از جمع‌کننده، مدت زمان توان حرارتی در دسترس متغیر است. با دبی جرمی خروجی $84/2 \text{ kg/s}$ در تمام طول مدت زمان هر فرآیند توان حرارتی ثابتی در دسترس است. درحالی‌که هر چه دبی خروجی بیشتر می‌شود این مدت زمان کاهش می‌یابد با دبی جرمی خروجی 3 kg/s و $5/3 \text{ kg/s}$ این مدت به 3451 s و 2990 s کاهش می‌یابد که باعث ناپیوستگی در توان سیکل رنگین آلی می‌شود. در شکل‌های ۵-ا و ۵-ب تغییرات جرم آب و جرم بخار داخل جمع‌کننده بخار برای دبی بخار اشباع خروجی $84/2 \text{ kg/s}$ از جمع‌کننده در مدت

در تمام نتایج مدل‌سازی جمع‌کننده بخار پژوهش انجام شده، حجم اولیه آب داخل جمع‌کننده 30% حجم کل آن است و هیچ جریان آب ورودی و خروجی‌ای به جمع‌کننده وجود ندارد. همچنین شرایط اولیه آب و بخار داخل جمع‌کننده در حالت تعادل ترمودینامیکی با فشار اولیه 800 kPa است. تنها ورودی به جمع‌کننده بخار، بخار اشباع خروجی از بویلر بازیافت حرارتی است که در هر فرآیند به صورت نوسانی از صفر تا $7/6 \text{ kg/s}$ تغییر می‌کند و تنها 2814 s را پوشش می‌دهد. شکل ۴ نتایج حاصل از ورودی بخار اشباع به جمع‌کننده و مقادیر خروجی متفاوت از آن برای چهار فرآیند را نشان می‌دهد.



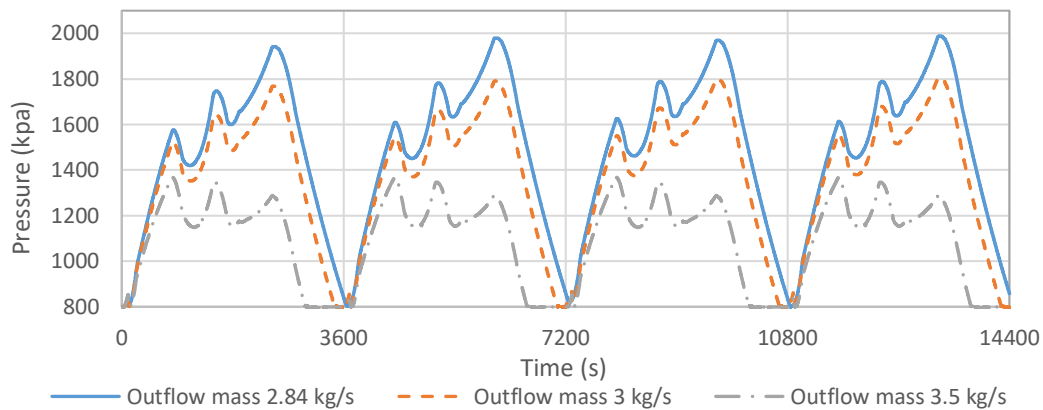
(آ)



(ب)

شکل ۵. تغییرات جرم آب و بخار داخل جمع کننده بخار در طول مدت چهار فرآیند کوره قوس الکتریکی با دبی بخار خروجی 2.84 kg/s

Fig. 5. (a) The water mass variation and (b) the steam mass variation inside the accumulator during the four EAF processes with discharging of 2.84 kg/s

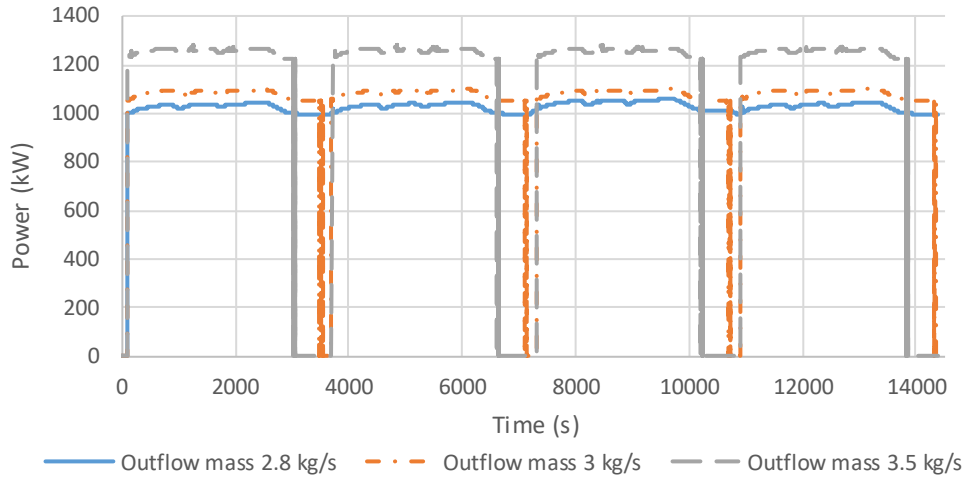


شکل ۶. تغییرات فشار داخل جمع کننده بخار با سه دبی جرمی خروجی مختلف در چهار فرآیند کوره قوس الکتریکی

Fig. 6. The pressure variation inside the steam accumulator with three different mass outflow rates during the four EAF processes

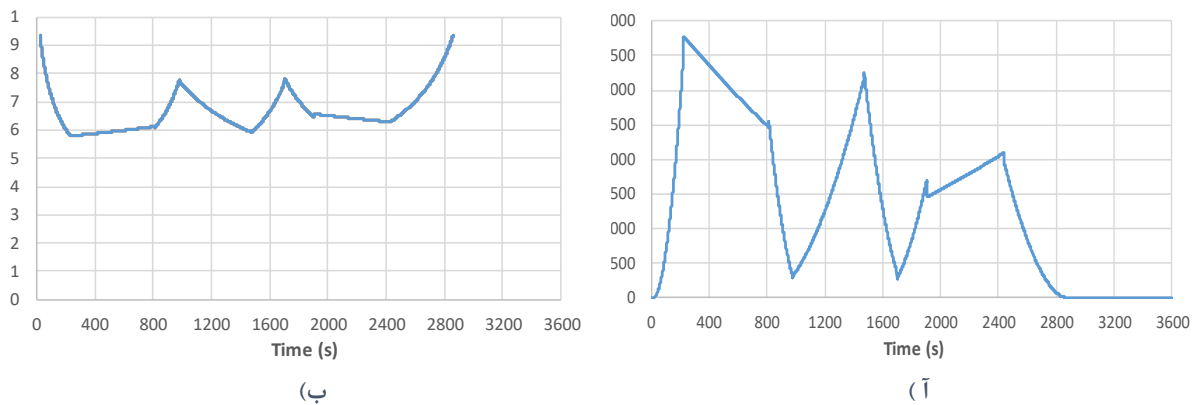
بخار در طول این چهار فرآیند به صورت تناوبی تغییر می‌کند. تغییرات فشار داخل جمع کننده بخار برای سه دبی جرمی خروجی مختلف 3 kg/s ، 2.84 kg/s و $5/3 \text{ kg/s}$ در طی چهار فرآیند در شکل ۶ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود به دلیل متغیر بودن دبی جرمی بخار اشباع ورودی به جمع کننده بخار تغییرات فشار داخل جمع کننده نیز متغیر است. تغییرات فشار با دبی جرمی 2.84 kg/s از 800 kPa تا 2000 kPa است و هر چه دبی جرمی افزایش می‌یابد، تغییرات فشار و مدت زمان توان حرارتی در دسترس کمتر می‌شود به نحوی که برای دبی

زمان چهار فرآیند کوره قوس الکتریکی مشاهده می‌شود. همان‌طور که دیده می‌شود به دلیل تغییرات دبی جرمی بخار اشباع ورودی به جمع کننده بخار در هر فرآیند، مقدار جرم آب و بخار داخل جمع کننده نیز تغییر می‌کند. با افزایش فشار و تراکم بخار موجود در جمع کننده، نرخ تقطیر بخار افزایش می‌یابد و مقداری از بخار داخل جمع کننده به مایع تبدیل شده و باعث افزایش جرم آب داخل جمع کننده می‌شود و از سویی با ادامه روند خروج بخار داخل جمع کننده و کاهش فشار داخل آن، بخشی از آب داخل جمع کننده تبخیر می‌شود و مقدار آن کاهش می‌یابد. نمودارهای تغییرات جرم و



شکل ۷. تغییرات توان سیکل رنکین آلی با سه دبی جرمی خروجی مختلف از جمع کننده بخار در طول مدت چهار فرآیند

Fig. 7. The net power of ORC with three different mass flow rate from the steam accumulator during the four EAF processes



شکل ۸. تغییرات نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی در یک فرآیند کوره قوس الکتریکی در مبدل حرارتی بویلر بازیافت

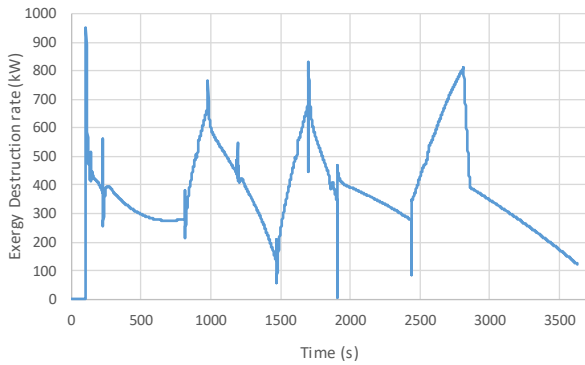
Fig. 8. Exergy destruction rate (a) and efficiency (b) variation during an EAF process in the heat recovery unit's heat exchanger

توان بیشتری در دسترس است اما توان خروجی در طی چهار فرآیند پیوسته نیست. همچنین مقدار انرژی قابل بازیافت از کوره برای هر یک از سه دبی خروجی از جمع کننده بخار سیستم بازیافت حرارت در طی یک شبانه‌روز تقریباً برابر با 24120 kWh است.

در شکل ۸-آ تغییرات نرخ تخریب انرژی در طول یک فرآیند در مبدل بویلر بازیافت حرارتی مشاهده می‌شود. به دلیل نوسانی بودن حرارت گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی، دبی بخار اشباع تولیدی بویلر بازیافت حرارت نیز دارای نوسان است که بر روی نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی تأثیر می‌گذارد. میانگین تغییرات نرخ تخریب انرژی بویلر بازیافت

جرمی 3 kg/s از 800 kPa به 1800 kPa و دبی جرمی $5/3 \text{ kg/s}$ از 800 kPa به 1400 kPa می‌رسد. با دبی خروجی $84/2 \text{ kg/s}$ بین فرآیندها وقفه‌ای مشاهده نمی‌شود و در کل مدت زمان چهار فرآیند توان حرارتی ثابتی در دسترس است.

شکل ۷ تغییرات توان سیکل رنکین آلی با سیال امام را با دبی‌های خروجی مختلف از جمع کننده بخار نشان می‌دهد. با دبی خروجی $84/2 \text{ kg/s}$ از جمع کننده بخار توان تقریباً ثابت 1005 kW در هر فرآیند به دست می‌آید. اما با دبی خروجی 3 kg/s و $5/3 \text{ kg/s}$ توان سیکل رنکین آلی به ترتیب برابر با 1210 kW و $5/1048 \text{ kW}$ در هر فرآیند است. گرچه



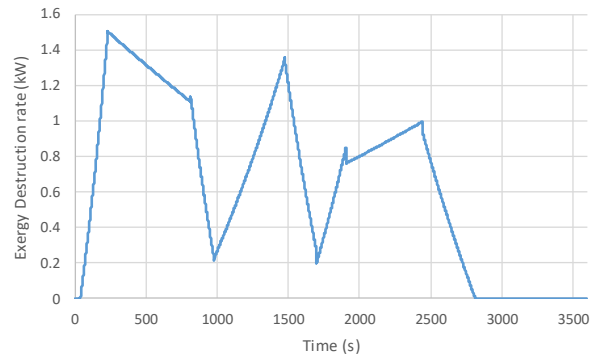
شکل ۱۰. تغییرات نرخ تخریب انرژی در جمع کننده بخار در یک فرآیند کوره قوس الکتریکی

Fig. 10. Exergy destruction rate variation in the WHRS's accumulator with discharging of 2.84 kg/s during one EAF process

با ماکزیمم فشار و دبی جرمی کمتر نسبت به امام گزینه مناسب تری جهت استفاده در سیکل رنکین آلی است. بازده انرژی و انرژی سیال عامل تلون به ترتیب ۴/۱۷٪ و ۷/۴۷٪ است. همچنین بر روی بازده کل حرارتی و انرژی تأثیر گذاشته و این مقدار به ترتیب برابر با ۴/۱۶٪ و ۱/۲۷٪ است. اجزای سیستم از بیشترین نرخ تخریب انرژی تا کمترین آن‌ها به ترتیب مبدل حرارتی بویلر بازیافت، جمع کننده بخار، چگالنده، تبخیرکننده، توربین، بازیاب داخلی، پمپ سیکل رنکین آلی و پمپ بویلر بازیافت حرارتی است.

۴- نتیجه گیری

یکی از فرآیندهای مورد توجه جهت تبدیل گرمای اتلافی به توان، استفاده از گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی است. در این مطالعه جهت بازیافت حرارت گازهای دما پایین کوره قوس الکتریکی از ترکیب سیکل رنکین آلی و سیستم بازیافت حرارت استفاده شده است. بازده انرژی و انرژی سیکل رنکین آلی با سه سیال عامل متفاوت امام، تلون و آر۲۴۵اف^۱ در دو حالت گذر بحرانی و زیر بحرانی مورد مطالعه قرار گرفته است. رفتار جمع کننده بخار به عنوان یکی از اصلی ترین اجزا سیستم با ذخیره بخار اشباع خروجی از بویلر بازیافت حرارتی، جهت کاهش نوسانات توان، ذخیره انرژی و تحویل آن در مدت زمان بیشتر با دبی جرمی مشخص، بررسی شده است. جمع کننده بخار در شرایط اولیه با دو فاز مایع و بخار اشباع در فشار مشخص ۸۰۰ kPa پر شده است. با شروع ذخیره بخار اشباع خروجی از بویلر بازیافت حرارت فشار داخل جمع کننده از ۸۰۰ kPa تا ۲۰۰۰ kPa تغییر می کند. با دبی بخار خروجی ۸۴/۲ kg/s از جمع کننده بخار در فشار ۸۰۰ kPa بخار فوق گرم به سمت تبخیرکننده سیکل رنکین آلی هدایت می شود



شکل ۹. تغییرات نرخ تخریب انرژی پمپ بویلر بازیافت حرارت در یک فرآیند کوره قوس الکتریکی

Fig. 9. Exergy destruction rate variation in the WHRS' Pump with discharging of 2.84 kg/s during one EAF process

حرارت برابر با ۱۵۹۰ kW است که از تمام اجزای سیستم بیشتر است. همچنین بازده انرژی (شکل ۸-ب) مبدل حرارتی بویلر بازیافت از ۵۹٪ تا ۹۵٪ در طول یک فرآیند متغیر است که به طور میانگین برابر با ۶۷/۷٪ است. شکل های ۹ و ۱۰ تغییرات نرخ تخریب انرژی پمپ بویلر بازیافت حرارت و جمع کننده بخار با خروجی ۸۴/۲ kg/s را در مدت یک فرآیند از کوره قوس الکتریکی نشان می دهد. به دلیل نوسانی بودن حرارت گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی، دبی جرمی آب پمپ بویلر بازیافت تغییر می کند و باعث تغییرات در نرخ تخریب انرژی پمپ در طول فرآیند می شود. میانگین نرخ تخریب انرژی در پمپ بویلر بازیافت حرارتی ۸۲/۰ kW است و بازده انرژی پمپ ۸۶٪ است. در جمع کننده بخار به دلیل نوسانی بودن بخار اشباع ورودی به جمع کننده (خروجی از بویلر بازیاب) و هم زمان تخلیه جمع کننده با دبی جرمی ثابت ۸۴/۲ kg/s، نرخ تخریب انرژی جمع کننده بخار ثابت نیست و با زمان در طول فرآیند تغییر می کند. بیشترین نرخ تخریب انرژی برابر با ۹۵۰ kW و میانگین نرخ تخریب انرژی در کل بازه یک فرآیند برابر با ۵/۳۸۵ kW است.

در جدول ۴ نتایج حاصل از تحلیل انرژی و انرژی سه سیال عامل امام، تلون و آر۲۴۵اف^۱ در حالی که تبخیرکننده سیکل رنکین آلی با دبی جرمی بخار خروجی ۸۴/۲ kg/s از جمع کننده بخار تغذیه می شود، آورده شده است. در حالت زیر بحرانی^۱ سیکل رنکین آلی از دو سیال عامل امام و تلون و از سیال عامل آر۲۴۵اف^۲ در حالت گذر بحرانی^۲ استفاده شده است. همین طور که مشاهده می شود تلون و امام دارای بازده حرارتی و بازده انرژی سیکل رنکین آلی بیشتری نسبت به سیال عامل آر۲۴۵اف^۱ هستند اما سیال تلون

- 1 Subcritical
- 2 Transcritical

جدول ۴. تحلیل انرژی و اگزرژی سیکل رنکین آلی با سه سیال عامل امام، تلونن و آر۲۴۵افآ

Table 4. Energy and exergy analysis of organic Rankin cycle with three operating fluids MM, Toluene and R245fa

سیال عامل	امام	تلونن	آر۲۴۵افآ
واحد	زیربحرانی	زیربحرانی	گذر بحرانی
دمای بحرانی (K)	۵۱۸/۷۵	۵۹۱/۷	۴۲۷/۱۶
فشار بحرانی (kPa)	۱۹۳۴	۴۱۲۶	۳۳۷۷/۹
فشار ماکزیمم (kPa)	۴۱۰	۳۲۰	۳۳۷۷/۹
فشار مینیمم (kPa)	۲۰	۱۵	۴۰۰
دبی جرمی سیال عامل (kW)	۲۱	۱۲	۲۷/۷
میانگین دمای ورودی به توربین (K)	۴۳۹/۸۲	۴۳۹/۸۲	۴۳۹/۸۲
میانگین دمای خروجی از توربین (K)	۴۰۵/۴	۳۷۷/۶۲	۳۷۲/۱
میانگین نرخ تخریب تبخیرکننده (kW)	۲۰۰/۸۷	۲۲۳/۵	۳۵۳/۷۵
بازده اگزرژی تبخیرکننده (%)	۸۹	۸۸	۸۲
میانگین نرخ تخریب توربین (kW)	۱۹۰	۲۰۰/۹۸	۱۸۵/۴۳
بازده اگزرژی توربین (%)	۸۴/۳۵	۸۳	۸۳/۳
میانگین نرخ تخریب چگالنده (kW)	۲۳۵/۰۴	۲۴۱/۷۹	۲۴۶/۵
بازده اگزرژی چگالنده (%)	۴۶/۵	۴۴/۵	۴۵/۸
میانگین نرخ تخریب پمپ (kW)	۴/۲۲	۱/۶۶	۲۴/۶۲
بازده اگزرژی پمپ (%)	۷۲/۶	۷۲/۷	۷۲/۸
میانگین نرخ تخریب بازیاب داخلی (kW)	۶۰/۷۳	۱۴/۱۳	۲۴/۹
بازده اگزرژی بازیاب داخلی (%)	۸۶/۵	۸۶/۶	۸۴/۵
بازده حرارتی سیکل آلی رنکین (%)	۱۷/۲	۱۷/۴	۱۴/۴
بازده اگزرژی سیکل آلی رنکین (%)	۴۷/۲	۴۷/۷	۳۹/۵
بازده حرارتی کل (%)	۱۶/۲۱	۱۶/۴	۱۳/۶۵
بازده اگزرژی کل (%)	۲۶/۷۴	۲۷/۱۰	۲۲/۵۳

است. همچنین بررسی سه سیال عامل ذکر شده سیکل رنکین آلی نشان می‌دهد که سیال تلونن جایگزین مناسبی با توجه به بازده انرژی و اگزرژی با سیال عامل امام می‌تواند باشد. نرخ تخریب اگزرژی اجزای سیستم از بیشترین به کمترین مقدار، عبارت از مبدل حرارتی بویلر بازیافت حرارت، جمع کننده بخار، چگالنده، تبخیرکننده، توربین، بازیاب داخلی و پمپ سیکل رنکین آلی و در انتها پمپ سیستم بازیافت حرارتی است.

و توان حرارتی ثابت و پیوسته‌ای در طول مدت هر فرآیند از کوره قوس الکتریکی به دست می‌آید که در این تحقیق برای چهار فرآیند کوره قوس الکتریکی مدل‌سازی شده است. هر چه دبی بخار خروجی از جمع کننده افزایش یابد توان خروجی از سیکل رنکین آلی افزایش می‌یابد، اما زمان‌های عدم دسترسی به توان حرارتی نیز افزایش می‌یابد که خود باعث ناپیوستگی در توان سیکل رنکین آلی می‌شود. مقدار انرژی قابل بازیافت از گازهای خروجی از کوره برای یک شبانه‌روز از سال تقریباً برابر با ۲۴۱۲۰ kWh

۵- فهرست علائم

علائم یونانی

چگالی، kg/m^3	ρ
زمان آرامش تغییر فاز، S	τ
بازده	η
بازده قانون اول	η_I
بازده قانون دوم	η_{II}
بالانویس	
مایع	l
بخار	vap
زیرنویس	
اشباع	sat
فاز مایع	۱
فاز بخار	۲
حالت مرده	۰

منابع

- [1] M. Jiménez-Arreola, R. Pili, F. Dal Magro, C. Wieland, S. Rajoo, A. Romagnoli, Thermal power fluctuations in waste heat to power systems: An overview on the challenges and current solutions, Applied Thermal Engineering, 134 (2018) 576-584.
- [2] M. Abutayeh, Modeling Dual-Tank Molten Salt Thermal Energy Storage Systems, in: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, American Society of Mechanical Engineers, 2014, pp. V06BT07A045.
- [3] V.D. Stevanovic, B. Maslovaric, S. Prica, Dynamics of steam accumulation, Applied Thermal Engineering, 37 (2012) 73-79.
- [4] V.D. Stevanovic, M.M. Petrovic, S. Milivojevic, B. Maslovaric, Prediction and control of steam accumulation, Heat Transfer Engineering, 36(5) (2015) 498-510.
- [5] V.S.P. Raphael, R. Velraj, P. Jalihal, Transient analysis of steam accumulator integrated with solar based MED-TVC system, Desalination, 435 (2018) 3-22.
- [6] I. Ortega-Fernández, J. Rodríguez-Aseguinolaza, Thermal energy storage for waste heat recovery in the steelworks: The case study of the REslag project, Applied Energy, 237 (2019) 708-719.
- [7] K. Couvreur, W. Beyne, M. De Paep, S. Lecompte, Hot

علائم انگلیسی	
a	تمرکز سطح آب_بخار
acc	جمع کننده بخار
B	پارامتر مرزی
c	چگالش
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت، kJ/kg.K
e	تبخیر
eva	تبخیر کننده
EAF	کوره قوس الکتریکی
E'	جریان آگزردی، kW
H	انتالپی کل، kJ
h	انتالپی مخصوص، kJ/kg
h	ضریب انتقال حرارت، $\text{kW/m}^2\text{K}$
i	نرخ بازگشت ناپذیری، kW
\dot{m}	نرخ جریان جرمی، kg/s
M	جرم، kg
ORC	سیکل رنکین آلی
p	فشار، kPa
pp	نقطه پینچ
PT	پارامتر تغییر فاز
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت، kW
r	گرمای نهان تبخیر/کندانس، kJ/kg
T	دما، K
$turb$	توربین
t	زمان، S
v	حجم مخصوص، m^3/kg
V	حجم، m^3
$WHRS$	سیستم بازیافت حرارت اتلافی
\dot{W}	کار، kW
CV	حجم کنترل
con	چگالنده
g_eaf	گازهای خروجی از کوره قوس الکتریکی
HX	مبدل حرارتی
in	ورودی
int	داخلی
$isen$	آیزنتروپیک
net	اصلی
out	خروجی
rec	بازیاب
wf	سیال عامل
whr	بازیافت حرارت اتلافی

- A. Peretto, M. Baresi, A. Fermi, N. Rossetti, R. Vescovo, ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: Energy and GHG savings, *Energy Conversion and Management*, 76 (2013) 244-252.
- [17] Ö. Kaşka, Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, *Energy Conversion and Management*, 77 (2014) 108-117.
- [18] G. Xu, G. Song, X. Zhu, W. Gao, H. Li, Y. Quan, Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by linear Fresnel reflector solar concentrator, *Applied Thermal Engineering*, 80 (2015) 196-204.
- [19] M. Wang, J. Wang, Y. Zhao, P. Zhao, Y. Dai, Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors, *Applied Thermal Engineering*, 50(1) (2013) 816-825.
- [20] C. Brandt, N. Schüler, M. Gaderer, J.M. Kuckelkorn, Development of a thermal oil operated waste heat exchanger within the off-gas of an electric arc furnace at steel mills, *Applied thermal engineering*, 66(1-2) (2014) 335-345.
- [21] R. Pili, A. Romagnoli, H. Spliethoff, C. Wieland, Techno-economic analysis of waste heat recovery with ORC from fluctuating industrial sources, *Energy procedia*, 129 (2017) 503-510.
- [22] V. Wylen, G. John, *Fundamentals of thermodynamics*, in, india, 2002.
- [23] R.E. Sonntag, C. Borgnakke, G.J. Van Wylen, S. Van Wyk, *Fundamentals of thermodynamics*, Wiley New York, 1998.
- [24] O. ToolboxTM, MATLAB computer software in version R2016a, The Mathworks Inc, (2016).
- [25] I.H. Bell, S. Quoilin, J. Wronski, V. Lemort, Coolprop: An open-source reference-quality thermophysical property library, in: ASME ORC 2nd International Seminar on ORC Power Systems, 2013.
- water storage for increased electricity production with organic Rankine cycle from intermittent residual heat sources in the steel industry, *Energy*, (2020) 117501.
- [8] M. Yamazaki, Y. Sato, R. Seki, Hybrid Way EAF Off Gas Heat Recovery-ECORECS, *SEAISI Quarterly*(South East Asia Iron and Steel Institute), 41(2) (2012) 56-59.
- [9] A. Hoffmann, U. Hampel, R. Pitz-Paal, Numerical and Experimental Investigation of Transient Two-phase Flow Phenomena in Concentrated Solar Power Plants with Direct Steam Generation, *Lehrstuhl für Solartechnik (DLR)*, 2017.
- [10] A. Naeimi, M. Bidi, M.H. Ahmadi, R. Kumar, M. Sadeghzadeh, M.A. Nazari, Design and exergy analysis of waste heat recovery system and gas engine for power generation in Tehran cement factory, *Thermal Science and Engineering Progress*, 9 (2019) 299-307.
- [11] A. Stoppato, A. Benato, Life Cycle Assessment of a Commercially Available Organic Rankine Cycle Unit Coupled with a Biomass Boiler, *Energies*, 13(7) (2020) 1835.
- [12] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, M. De Paepe, Methodical thermodynamic analysis and regression models of organic Rankine cycle architectures for waste heat recovery, *Energy*, 87 (2015) 60-76.
- [13] S. Lecompte, H. Huisseune, M. Van den Broek, S. De Schampheleire, M. De Paepe, Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system, *Applied Energy*, 111 (2013) 871-881.
- [14] M. Ramirez, M. Epelde, M.G. de Arteché, A. Panizza, A. Hammerschmid, M. Baresi, N. Monti, Performance evaluation of an ORC unit integrated to a waste heat recovery system in a steel mill, *Energy procedia*, 129 (2017) 535-542.
- [15] A. Foresti, D. Archetti, R. Vescovo, ORCs in steel and metal making industries: lessons from operating experience and next steps, *METEC & 2nd ESTAD*, (2015).
- [16] F. Campana, M. Bianchi, L. Branchini, A. De Pascale,

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Orumiyeh, M. Ameri, M. H. Nobakhti, M. Zareh, S. Edalati, *Energy and Exergy Analysis of Organic Rankine Cycle Fed by Electric Arc Furnace Waste Heat*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(9) (2021) 4999-5016.

DOI: 10.22060/mej.2021.19184.6970



