



Optimization of Combustion Process of Boiler at Steam Power Plant based on Heat loss and Blowdown Values: an Energy, Exergy and Environmental Analysis (3E)

Reza Babaei Spouei^{1*} | Abbas Rahdan² | Saeed Amini³ | Amir Hossein Alidadi⁴

1. Corresponding Author, PhD, Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran. Email: r.babaei@modares.ac.ir
2. PhD. Student of Science and Engineering, Faculty of Natural Resource, University of Tehran, Karaj, Iran. Email: Abasrahdan1372@gmail.com
3. PhD. Student, Science and Research Unit, Faculty of Science and Engineering, Tehran, Iran. Email: aminisaeed@srbiau.ac.ir
4. B.sc of Mechanical Engineering, North Branch, Faculty of Technical Engineering, Tehran, Iran. Email: Amir1377alidadi@gmail.com

ARTICLE INFO

Article type:
Research Paper

Article History:
Received 23 May 2024
Revised 24 June 2024
Accepted 27 August 2024
Published Online 04 October 2024

Keywords:
Exergy,
Power Plant,
Loss,
Blowdown,
EES.

ABSTRACT

The optimization of the amount of fuel consumed (natural gas) entering the combustion chamber done based on controlling the dew point temperature of the exhaust gas considering the amounts of heat loss and blowdown of boiler. The effect of this optimization was investigated on energy, exergy and environmental parameters (3E). The code of governing equations was written by EES software. The results showed that the largest share in the input fuel energy consumption is for the condenser and turbine by 47 and 42%, respectively and the largest share in the exergy destruction rate is for the boiler by 85%. The optimization calculations showed that a 3% reduction in each of the values of radiation/convection and blowdown losses caused a decrease in the adiabatic temperature by 33 °C and a 1.6% reduction in natural gas fuel consumption, as well as a reduction in the values of pollution parameters including NO_x, CO, CO₂ and the cost of emission by 42%, 8%, 3.2% and 9% respectively.

Cite this article: Babaei Spouei, R.; Rahdan, A.; Amini, S. & Hossein Alidadi, A. (2024). Optimization of Combustion Process of Boiler at Steam Power Plant based on Heat loss and Blowdown Values: an Energy, Exergy and Environmental Analysis (3E). *Journal of Sustainable Energy Systems*, 3 (4), 381-400. DOI: <http://doi.org/10.22059/ses.2024.382031.1093>



© Reza Babaei Spouei, Abbas Rahdan, Saeed Amini, Amir Hossein Alidadi
Publisher: University of Tehran Press.
DOI: <http://doi.org/10.22059/ses.2024.382031.1093>

Introduction

Despite the advancement of technology and the emergence of new energy sources, combined cycle power plants with fossil fuels still have the main share of energy supply in the world, so that by 2030, the share of production power from fossil fuels, including natural gas and coal, will be 62 %. Therefore, the use of various methods of increasing efficiency in gas power plants, such as reducing thermal waste and blowing boilers, is of particular importance in order to improve the performance of the power plant. Analysis of Energy, Exergy and Environmental (3E) are used to check the efficiency and measure the performance quality of a power plant and to detect its pollution. In classical analysis, using the first law of

thermodynamics, the amount of power output from a power plant is compared with the energy input to the system and the performance of the power plant is calculated, while the purpose of exergy analysis is to check the quality of energy transfer processes in systems and equipment. Therefore, in modern methods, exergy analysis using the second law of thermodynamics provides a more realistic picture of the processes in a power plant. Exergy analysis makes it possible for researchers to identify points of the system that have energy loss and plan corrective measures to reduce energy loss.

Materials and methods

Ramin Ahvaz power plant is a type of supercritical steam power plant that has 4 units and each unit has a single-pass boiler, three high pressure, intermediate pressure and low pressure turbines, three high pressure heaters and four low pressure heaters and a feed water tank. Each unit has a production capacity of 315 MW. The volumetric flow of fuel (types of natural gas) and the volumetric flow of air (in operating conditions) are 69,000 and 690,000 m³/s, respectively. The assumptions governing the present problem are as follows:

- ✓ Modeling of the cycle is applied steady and changes in kinetic energy and potential of the system (fluid weight) are ignored.
- ✓ The combustion process in the combustion chamber (boiler) is complete combustion.
- ✓ The temperature of adiabatic flame should not exceed 2000 °C.
- ✓ The temperature and pressure of the superheat steam coming out of the boiler are constant and are 540 °C and 24 MPa respectively.
- ✓ The mass flow rate of the feed water entering the boiler is 1017 ton/hr and the cooling water flow rate in the condenser is 10000 kg/s.
- ✓ The efficiency of turbine and pump is 80% .
- ✓ Standard pressure and standard temperature is 1.013 bar and temperature is 25 °C.
- ✓ The relative humidity of the environment and in the design mode is considered to be 30%.

Results

The analysis of energy and exergy shows that the set of turbines and condenser have the largest share in the energy consumption of the input fuel . Condenser has the largest share in the input fuel energy consumption with 47% and after that the turbines are in the next rank with about 42%. The contribution of the turbine is for power generation and the contribution of the condenser is related to receiving energy from dead steam and transferring it to the cooling tower for liquefaction for pumping to the boiler. The condenser and the set of turbines receives a total of 89% of the input fuel energy, which has the largest share in energy consumption, and the total of the rest of the equipment, including heaters, pumps and boilers, is 14%. Boiler has the largest share in the exergy destruction of the power plant with about 85%, which is due to the nature of the combustion process, which has a high exergy destruction. After the boiler, the most exergy destruction is related to the turbine assembly with 7.5%. In the present work, the amount of radiation/convection losses from the boiler will be investigated in the range of 1-4% and the amount of loss of the boiler in the range of 1-3%. The operating values of radiation/convection and blowdown losses are 3.5 and 2%, respectively. It can be seen that the output temperature increases with the reduction of the blowdown loss ratio. The reason for that is the constant flow rate of the input fuel and the production of a constant amount of heat in the combustion chamber. If the amount of loss is reduced, the temperature of the exhaust gas will also increase. It can be seen that only in the value of blowdown loss ratio of 3%, the output gas temperature and the permitted temperature are equal, but the output temperature increases with the reduction of the loss. Considering the

absence of a need for a temperature higher than the calculated allowable temperature at the exit of the combustion chamber, it can be said that the increase in temperature causes an increase in the heat loss of the exhaust gas.

Discussion and Conclusion

The results showed that a 3% reduction in each of the values of radiation/convection and blowdown losses causes a decrease in adiabatic temperature by 33 °C and a 1.6% reduction in natural gas fuel consumption. The amount of input fuel energy also decreases from 810.6 MW to 784.65 MW. A 3% reduction in the amount of radiation/ convection and blowdown causes a reduction in the amount of NO_x, CO, CO₂ and the cost of pollution emission by 42%, 8%, 3.2% and 9%, respectively. Due to the strong dependence of the amount of NO_x on the adiabatic temperature of the flame, the decrease in the amount of NO_x is more significant. A 3% reduction in radiation/convection and blowdown losses causes an increase in boiler energy and exergy efficiencies by 3 and 1.6%, respectively, and power plant energy and exergy efficiencies by 1.2 and 1.05%, respectively.



بهینه‌سازی فرایند احتراق بویلر نیروگاه بخار بر مبنای مقادیر اتلاف حرارتی و بلودان: یک آنالیز انرژی، اگزرژی و محیط زیستی (3E)

رضا بابائی اسپوئی^{۱*} | عباس راهدان^۲ | سعید امینی^۳ | امیرحسین علیدادی^۴

۱. نویسنده مسئول، دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس تهران، تهران، ایران. رایانامه: babaei@modares.ac.ir
۲. دانشجوی دکتری، گروه فنی مهندسی، دانشگاه تهران، کرج، ایران. رایانامه: Abasrahdan1372@gmail.com
۳. دانشجوی دکتری، گروه فنی مهندسی، دانشگاه علوم و تحقیقات، تهران، ایران. رایانامه: aminisaeed@srbiau.ac.ir
۴. کارشناسی، گروه مکانیک، دانشگاه آزاد تهران شمال، تهران، ایران. رایانامه: Amir1377alidadi@gmail.com

اطلاعات مقاله

چکیده

در مقاله حاضر یک بهینه‌سازی با کنترل دمای مجاز بویلر و دمای نقطه شبنم گاز خروجی روی اتلاف‌های حرارتی بویلر نیروگاه شامل سه پارامتر تابش/جابه‌جایی از روی بدنه بویلر، بلودان و اتلاف حاصل از گاز (دود) خروجی انجام شده و آثار این بهینه‌سازی روی پارامترهای انرژی، اگزرژی و محیط زیستی (3E) بررسی شد. معادلات حاکم با استفاده از زبان برنامه‌نویسی EES نوشته شده است. نتایج نشان داد بیشترین سهم در مصرف انرژی سوخت ورودی مربوط به کندانسور و مجموعه توربین‌ها به ترتیب ۴۷ و ۴۲ درصد است. نسبت نرخ تخریب اگزرژی بویلر به تخریب اگزرژی کل نیروگاه ۸۵ درصد است. محاسبات بهینه‌سازی نشان داد کاهش ۳ درصدی در هر یک از مقادیر اتلافات تابش/جابه‌جایی و بلودان سبب کاهش دمای آدیاباتیک به میزان ۳۳ درجه سانتی‌گراد و کاهش ۱/۶ درصدی در مصرف سوخت گاز طبیعی و همچنین، کاهش مقادیر پارامترهای آلودگی شامل CO₂، NOx، CO و هزینه انتشار آلودگی به ترتیب به میزان ۴۲، ۸، ۳/۲ و ۹ درصد شده است.

نوع مقاله:
پژوهشی

تاریخ‌های مقاله:

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۳/۰۳
تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۰۴/۰۴
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۰۶/۰۶
تاریخ انتشار: ۱۴۰۳/۰۸/۱۴

کلیدواژه:

اگزرژی،
نیروگاه،
اتلاف، بلودان،
EES.

استناد: بابائی اسپوئی، رضا؛ راهدان، عباس؛ امینی، سعید و علیدادی، امیرحسین (۱۴۰۳). بهینه‌سازی فرایند احتراق بویلر نیروگاه بخار بر مبنای مقادیر اتلاف حرارتی و بلودان: یک آنالیز انرژی، اگزرژی و محیط زیستی (3E). *فصلنامه سیستم‌های انرژی پایدار*، ۳ (۴)، ۲۸۱-۴۰۰.

DOI: <http://doi.org/10.22059/ses.2024.382031.1093>

ناشر: مؤسسه انتشارات دانشگاه تهران.

© رضا بابائی اسپوئی، عباس راهدان، سعید امینی، امیرحسین علیدادی

DOI: <http://doi.org/10.22059/ses.2024.382031.1093>



مقدمه

علی‌رغم پیشرفت تکنولوژی و ظهور منابع جدید انرژی، نیروگاه‌های سیکل ترکیبی با سوخت‌های فسیلی هنوز منبع اصلی تولید انرژی در جهان هستند، به طوری که در سال ۲۰۲۳ سهم توان تولیدی از سوخت‌های فسیلی شامل گاز طبیعی و زغال سنگ ۶۰ درصد است [1]. بنابراین، استفاده از روش‌های مختلف افزایش راندمان در نیروگاه‌های گازی مانند کاهش اتلاف‌های حرارتی^۱ و بلودان^۲ بویلر برای بهبود عملکرد نیروگاه از اهمیت خاصی برخوردار است [2]. تحلیل انرژی، انرژی و آلودگی (3E)^۳ به‌ترتیب به منظور بررسی میزان راندمان و اندازه‌گیری کیفیت عملکرد یک نیروگاه و تشخیص میزان آلاینده‌های آن به کار می‌روند. در تحلیل‌های کلاسیک با استفاده از قانون اول ترمودینامیک، میزان توان خروجی از یک نیروگاه با انرژی ورودی به سیستم مقایسه شده و عملکرد نیروگاه محاسبه می‌شود، در حالی که هدف از تحلیل انرژی، بررسی کیفیت فرایندهای انتقال انرژی موجود در سیستم‌ها و تجهیزاتی نیروگاه است. بنابراین در روش‌های نوین، تحلیل انرژی با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک تصویر واقع‌گرایانه‌تری از فرایندهای موجود در یک نیروگاه را ارائه می‌دهد. تحلیل انرژی این امکان را فراهم می‌آورد تا محققان نقاطی از سیستم که اتلاف انرژی دارد را شناسایی کرده و راه کارهای اصلاحی برای کاهش هدررفت انرژی را برنامه‌ریزی کنند.

حاجی دولو و وثوق [3] به مطالعه بازدهی انرژی و انرژی نیروگاه فوق بحرانی رامین در شهر اهواز پرداختند. آن‌ها اثرات تغییر شرایط محیطی شامل دمای محیط و رطوبت نسبی روی نرخ بازگشت‌ناپذیری و راندمان انرژی اجزای مختلف نیروگاه را بررسی کردند. آن‌ها از دو فرض فشار ثابت و فشار متغیر در مدل‌سازی کندانسور استفاده کردند و دریافتند که راندمان انرژی در اجزای مختلف نیروگاه به صورت قابل توجهی به شرایط کندانسور بستگی دارد. آن‌ها نشان دادند با فرض فشار ثابت در کندانسور در صورت افزایش دما، انرژی هدررفته در کندانسور کاهش می‌یابد، در حالی که اگر فشار متغیر در نظر گرفته شود، نتیجه عکس خواهد بود. در صورت افزایش دمای محیط راندمان انرژی بویلر، کندانسور، هیتر و پمپ تغذیه کاهش می‌یابد، در حالی که راندمان انرژی توربین اندکی افزایش خواهد یافت. راندمان انرژی و انرژی بویلر با افزایش رطوبت نسبی هوا کاهش خواهد یافت، زیرا سهم فرایند احتراق در بازگشت‌ناپذیری‌ها بیشتر از سهم انتقال حرارت در بویلر است. احمدی و طغرای [4] سیکل بخار در نیروگاه منتظری اصفهان را از منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی کردند. آن‌ها با استفاده از قانون بقای جرم، بقای انرژی و انرژی میزان بازگشت‌ناپذیری، راندمان انرژی و انرژی را برای تمامی تجهیزات سیکل مورد نظر در نرم‌افزار EES محاسبه کردند. آن‌ها نشان دادند کندانسور بیشترین میزان انرژی را در سیستم از دست داده و تقریباً ۷۰ درصد هدررفت انرژی سیکل در کندانسور اتفاق می‌افتد، در حالی که تقریباً ۸۵ درصد اتلاف انرژی در بویلر نیروگاه رخ می‌دهد. سعیدور و همکاران [5] از رویکردهای انرژی و انرژی برای تجزیه و تحلیل صنعتی دیگ بخار استفاده کردند. آن‌ها بازده انرژی و انرژی دیگ بخار را محاسبه کردند و دریافتند که پدیده احتراق بیشترین میزان تخریب انرژی را به همراه دارد که میزان آن ۶۵ درصد است. آن‌ها از روش‌هایی مانند استفاده از درایو با سرعت متغیر در فن بویلرها و بازیابی حرارت از گاز دودکش میزان عملکرد نیروگاه را افزایش دادند. اثیر و همکاران [6] عملکرد نیروگاه حرارتی قایرهان در آنکارا را بررسی کردند. آن‌ها با تغییر دمای مرده در محدوده ۵ تا ۳۰ درجه سانتی‌گراد، اثرات دمای مرده را روی بازگشت‌ناپذیری‌ها، تولید آنتروپی، نرخ انرژی هدررفته، درصد اتلاف انرژی و راندمان انرژی و انرژی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها دریافتند با تغییر دمای مرده علی‌رغم ثابت ماندن راندمان انرژی، راندمان انرژی از ۳۵/۶۲ درصد تا ۳۲/۹۷ درصد تغییر کرد. الجندی و همکاران [7] در سال ۲۰۰۸ به بررسی نیروگاه الحسین از منظر تحلیل انرژی و انرژی پرداختند. آن‌ها ابتدا به منظور تعیین نقاط با بیشترین مقدار اتلاف انرژی و انرژی، تمام اجزای سیستم را به صورت جداگانه مورد بررسی قرار دادند و در ادامه اثرات دمای مرجع را نیز بررسی کردند. آن‌ها دریافتند بیشینه هدررفت انرژی مربوط به کندانسور با میزان اتلاف ۱۳۴ مگاوات است، در حالی که بویلر فقط ۱۳ مگاوات اتلاف انرژی دارد. آن‌ها نشان دادند بیشترین میزان تخریب انرژی به دلیل واکنش‌های شیمیایی در زمان احتراق، در بویلر رخ می‌دهد که معادل ۷۷ درصد از کل تخریب انرژی سیستم است و می‌توان با استفاده از پیش‌گرمایش هوای ورودی مقدار آن را کاهش داد.

1. Heat loss

2. Blow-down

3. Energy, Exergy and Environmental Analysis

الترانه و همکاران [8] نیروگاه حرارتی ۴۰۰ مگاواتی کوسپو^۱ را از دیدگاه انرژی و انرژی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. هدف آن‌ها از این مطالعه، یافتن تجهیزات با حداکثر اتلاف انرژی بود که به کاهش عملکرد نیروگاه منجر می‌شدند. آن‌ها پس از بررسی سیکل نیروگاه نشان دادند در صورتی که از گاز طبیعی به عنوان تنها سوخت نیروگاه استفاده کنند، حداکثر تخریب انرژی در محفظه احتراق ۶۷ درصد و معادل ۳۸۹/۶ مگاوات خواهد بود، در حالی که اگر از گازوییل به عنوان سوخت نیروگاه استفاده شود میزان تخریب انرژی ۷۵ درصد و معادل ۳۷۸/۲۹ مگاوات خواهد بود. مهرپویا و همکاران [9] یک نیروگاه الکتریکی چندمنظوره با توان خالص خروجی ۵۹۷۰ مگاوات را از دیدگاه انرژی و انرژی مورد بررسی قرار دادند و پتانسیل بهبود عملکرد نیروگاه را ارزیابی کردند. آن‌ها همچنین طراحی گرمایی و آنالیز حرارت کل سیستم را به منظور اطمینان از پایداری سیستم و عدم نیاز به منابع حرارتی اضافی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند راندمان انرژی و انرژی سیستم در صورت استفاده از گاز طبیعی به ترتیب ۵۶/۴ و ۵۷/۹ درصد است، در حالی که عملکرد سیستم در صورت استفاده از پیل سوختی جامد به عنوان منبع انرژی به حدود ۸۰ درصد خواهد رسید. امیدپناه و همکاران [10] با بررسی واحد آنسالو نیروگاه سیکل ترکیبی یزد نشان دادند با افزایش دمای محیط، راندمان نیروگاه ۱۴ درصد کاهش یافته است. آن‌ها با فعال کردن سیستم کولر تبخیری، توان تولیدی کل را به میزان ۱۵ درصد افزایش دادند. کمالی و همکاران [11] با بررسی یک مولد بخار مستقیم در نیروگاه نشان دادند بیشترین اتلاف انرژی مربوط به بخش کندانسور است. گنجه کوبری و همکاران [12] یک آنالیز انرژی و محیطی را روی یک نیروگاه سیکل ترکیبی انجام دادند. آن‌ها نشان دادند با استفاده از فرایند بهینه‌سازی می‌توان راندمان و انتشار CO₂ را به ترتیب ۶ و ۵/۶۳ درصد بهبود بخشید. احمدی و دینسر [13] یک بهینه‌سازی چندهدفه با استفاده از آنالیزهای ترمودینامیکی و محیطی روی توربین گاز انجام دادند. آن‌ها نشان دادند در پروسه بهینه‌سازی تا ۵/۵ درصد از مقدار اثرات محیط زیستی کاسته می‌شود. بابایی و همکاران [14] اثرات فشار کندانسور و بویلر را در یک نیروگاه توربین گازی بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند با افزایش ۱۰ مگاواتی در فشار بویلر بر میزان توان خروجی و راندمان به ترتیب ۱ مگاوات و ۵ درصد افزوده می‌شود. خان و همکاران [15] نشان دادند با افزایش دمای ورودی به توربین در یک نیروگاه CCPP^۲ از ۷۲۷ تا ۱۱۲۷ درجه سانتی‌گراد راندمان سیکل از ۱۵ تا ۳۱ درصد به ترتیب افزایش می‌یابد. بابایی و همکاران [16] سه آنالیز انرژی، انرژی و محیط زیستی را روی نیروگاه CCPP انجام دادند. آن‌ها نشان دادند بالاترین نرخ تخریب انرژی در بویلر اتفاق می‌افتد که مقدار آن به ۶۷ درصد می‌رسد. همچنین، آن‌ها نشان دادند با افزایش دمای آدیباتیک احتراق بر میزان NO_x و CO افزوده می‌شود. تامیر و همکاران [17] نشان دادند با کاهش دمای ورودی به کمپرسور، نسبت سوخت به هوا قابلیت تنظیم پیدا می‌کند و با تنظیم مقدار آن میزان راندمان نیروگاه گازی افزایش می‌یابد. پارام و جیان [18] یک آنالیز انرژی و انرژی روی یک HRSG^۳ دو فشاره انجام دادند. آن‌ها نشان دادند اواپراتور فشار بالا با ۴۰ درصد سهم اصلی را در میزان تخریب انرژی دارند. وندانی و همکاران [19] به بررسی اثر بلودان در یک نیروگاه پرداختند. آن‌ها نشان دادند با کنترل مقدار بلودان می‌توان میزان راندمان‌های انرژی و انرژی را به ترتیب ۰/۲۳ و ۰/۲۲ درصد افزایش داد. وکیل‌آبادی و همکاران [20] نیز با کاهش ۱/۳ کیلوگرم در مقدار بلودان میزان راندمان‌های انرژی و انرژی را به ترتیب ۰/۵ و ۰/۲ درصد بهبود بخشیدند. بارما و همکاران [21] نیز نشان دادند میزان اتلاف بلودان در بازه ۱-۳ درصد میزان انرژی سوخت ورودی است. آن‌ها با کنترل مقدار بلودان میزان راندمان را حدود ۱ درصد بهبود بخشیدند. ایمان‌دوست و همکاران [22] به بهینه‌سازی یک سیستم چنداثره MED^۴ پرداختند. تحلیل اقتصادی در کار آن‌ها نرخ بازگشت سرمایه ۳۲/۴۶ درصدی و دوره برگشت هزینه اولیه ۳/۰۸ ساله را نشان می‌دهد. این سیکل سبب جلوگیری از انتشار ۱۸/۵ تن در ساعت دی‌اکسید کربن (CO₂) شده است. زاهدی و همکاران [23] با بررسی سوخت‌های ورودی یک نیروگاه شامل نفت کوره و گاز طبیعی نشان دادند با توجه به جنبه محیط زیستی، نیروگاه نفت کوره نزدیک به ۹۰ درصد بیشتر از نیروگاه گاز طبیعی دی‌اکسید کربن منتشر می‌کند که منعکس‌کننده اثر منفی آن است، اما با توجه به هدف به حداکثر رساندن دریافت دی‌اکسید

1. KOSPO

2. Combined Cycle Power Plant

3. Heat recovery steam generator

4. multi-effect distillation

کربن، نیروگاه با سوخت نفت کوره مناسب‌تر است. شقاقی و همکاران [24] یک سیستم ترکیبی تولید توان شامل ORC معرفی کردند که مقدار هزینه تولید توان ۲۷/۲۳ دلار بر گیگاژول بوده و سازگار در شرایط آب‌وهوایی مختلف است. کرمانی و همکاران [25] یک سیستم ترکیبی جدید شامل تولید توان و آب‌شیرین‌کن و بایوگاز معرفی کردند. راندمان انرژی و اگزرژی سیکل به ترتیب ۵۲ و ۳۵/۵۱ درصد بوده و تخریب اگزرژی آن ۵۲/۲۶ مگاوات است.

اکثر مطالعات گذشته روی بهینه‌سازی پارامترهای ترمودینامیکی مانند دما و فشار تجهیزات شامل بویلر و توربین بوده است و تحقیق در مورد بهینه‌سازی مصرف سوخت بویلر محدود است. در زمینه بررسی اتلاف‌های بلودان نیز تحقیقات قبلی فقط روی کاهش بلودان روی راندمان نیروگاه بحث کرده و بهینه‌سازی مصرف سوخت متناسب با کاهش اتلاف‌ها انجام نشده است. به منظور بررسی بویلر نیروگاه ضروری است که اتلاف‌های حرارتی آن شامل سه پارامتر تابش/جابه‌جایی از روی بدنه بویلر، بلودان و اتلاف حاصل از گاز (دود) خروجی به صورت هم‌زمان بررسی شود. این سه پارامتر تابعی از دبی سوخت ورودی به بویلر است. دبی سوخت باید به گونه‌ای باشد که مقدار حرارت لازم برای سوپرهیت و همچنین، دمای مجاز بویلر را تأمین کند. همچنین اتلاف حرارتی ناشی از گاز خروجی با توجه به اینکه دمای گاز خروجی باید از دمای نقطه شبنم بیشتر باشد، امری اجتناب‌ناپذیر است. هدف و نوآوری کار حاضر در این است که با تغییر مقادیر اتلافات ناشی از تابش/جابه‌جایی از روی بدنه بویلر و بلودان، مقدار سوخت ورودی به بویلر به گونه‌ای تنظیم می‌شود که مقدار اتلاف حرارتی گاز خروجی از دودکش بویلر کمینه شود. این بهینه‌سازی توسط کنترل هم‌زمان دمای خروجی و دمای مجاز گاز خروجی انجام می‌شود. در ادامه اثرات این بهینه‌سازی روی پارامترهای انرژی، اگزرژی و محیط زیستی (3E) بررسی می‌شود.

مواد و روش‌ها

تشریح سیستم

در کار حاضر نتایج شبیه‌سازی مرجع [3] به عنوان نتایج پایه برای اعتبارسنجی استفاده می‌شود. در ادامه داده‌های اطلاعاتی سیکل بر مبنای مرجع [3] تشریح می‌شود. نیروگاه رامین اهواز از نوع نیروگاه‌های بخار فوق بحرانی^۱ بوده که دارای ۴ واحد بوده و هر واحد آن دارای یک بویلر یکبارگذر^۲، سه توربین فشار قوی، فشار متوسط و فشار ضعیف، سه هیتر فشار قوی و چهار هیتر فشار ضعیف و یک تانک تغذیه است (شکل ۱) و هر واحد ظرفیت تولید ۳۱۵ MW را دارد [3]. جریان حجمی سوخت (انواع گاز طبیعی) و همچنین، جریان حجمی هوا (در شرایط عملیاتی^۳) به ترتیب ۶۹ هزار و ۶۹۰ هزار مترمکعب بر ثانیه است. جریان جرمی بخار سوپرهیت در نقطه ۱۲ با دبی $282/6 \text{ kg/s}$ وارد توربین فشار بالا (HP) است. سپس در خروجی آن به دو بخش تقسیم می‌شود. بخش اول با دبی $20/1 \text{ kg/s}$ وارد هیتر فشار قوی HPH3 می‌شود. بخش دوم در نقطه ۱۵ با دبی $255/8 \text{ kg/s}$ خارج شده که خود آن نیز به دو بخش تقسیم شده که بخش اول با دبی جرمی $228/5 \text{ kg/s}$ به سمت بویلر جهت بازگرمایش فرستاده شده که خروجی آن در نقطه ۱۷ وارد توربین فشار متوسط IPC می‌شود. بخش دیگر آن با دبی 27 kg/s وارد هیتر HPH2 می‌شود. خروجی توربین فشار متوسط IPC نیز به دو بخش تقسیم می‌شود. بخش اول با دبی $126/9 \text{ kg/s}$ در نقطه ۲۷ وارد توربین LPC می‌شود. بخش دوم آنکه بخار مرده است، با دبی $62/9 \text{ kg/s}$ در نقطه ۲۸ مستقیم به سمت کندانسور می‌رود. دبی آب خنک‌کننده کندانسور در نقطه ۳۴ به میزان 10 kg/s هزار است. آب حاصل از بخارهای خروجی از توربین‌ها در کندانسور پس از مایع‌سازی و گذر از مجموعه‌ای از هیترهای فشار پایین و فشار بالا با دبی ۱۰۱۷ تن در ساعت یا $282/5 \text{ kg/s}$ وارد بویلر می‌شود تا دوباره به حالت سوپرهیت برسد.

شرایط شبیه‌سازی سیکل یادشده به صورت زیر است:

✓ مدل‌سازی سیکل به صورت پایا و مستقل از زمان انجام شده و از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل سیستم (وزن سیال) صرف نظر شده است.

1. Supercritical
2. once-through
3. Operating

- ✓ فرایند احتراق در محفظه احتراق (بویلر) به صورت احتراق کامل است.
- ✓ دمای شعله آدیاباتیک^۱ نباید از ۲ هزار درجه سانتی‌گراد فراتر رود.
- ✓ دما و فشار بخار سوپرهیت خروجی از بویلر ثابت و به ترتیب ۵۴۰ درجه سانتی‌گراد و ۲۴ مگاپاسکال است.
- ✓ راندمان توربین و پمپ ۸۰ درصد است [26].
- ✓ فشار استاندارد و دمای استاندارد ۱۰۱۳/۰ بار و دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد است.
- ✓ رطوبت نسبی محیط و در حالت طراحی ۳۰ درصد در نظر گرفته می‌شود.

معادلات حاکم بر تئوری مسئله

معادلات بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک (بقای انرژی) در حالت پایا بوده و از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل صرف نظر شود، به صورت روابط ۱ و ۲ است [20]:

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

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (2)$$

در روابط بالا \dot{Q} و \dot{W} به ترتیب انتقال حرارت و کار انجام‌شده روی سیستم است. \dot{m} و h دبی جرمی و آنتالپی است. i و e نیز جریان ورودی و خروجی سیستم هستند. انرژی^۲ حداکثر ظرفیت یک سیستم برای انجام کار مفید است که در حالت تعادل با محیط اطراف خود به حالت نهایی مشخص می‌رسد. انرژی به عنوان انرژی حفظ‌نشده در سیستم تخریب می‌شود. تخریب انرژی معیار برگشت‌ناپذیری سیستم است که به کاهش عملکرد سیستم منجر می‌شود [26]. در پژوهش حاضر با تحلیل انرژی به بررسی منبع و مقدار ناکارآمدی اجزای مختلف سیستم نیروگاه می‌پردازیم. قانون بقای انرژی با صرف نظر از انرژی جنبشی و پتانسیل به صورت زیر بیان می‌شود [20]:

$$\dot{E}x_Q + \sum \dot{m}_i ex_i = \sum \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_W + \dot{E}x_D \quad (3)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (4)$$

$$\dot{E}x_Q = (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q} \quad (5)$$

در روابط بالا $\dot{E}x_D$ نرخ تخریب انرژی^۳، $\dot{E}x_W$ نرخ انرژی مرتبط با تولید یا مصرف توان و $\dot{E}x_Q$ نرخ انرژی مرتبط با انتقال حرارت است. ex نرخ انرژی واحد جرم است که مجموع انرژی فیزیکی (ex_{ph}) و شیمیایی (ex_{ch}) بوده و توسط روابط ۶ تا ۸ محاسبه می‌شود [4]:

$$ex = (ex_{ch} + ex_{ph}) \quad (6)$$

$$ex_{ph} = [h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (7)$$

$$ex_{ch} = (\sum x e_0^{ch} + RT_0 \sum x \ln x) \quad (8)$$

در روابط بالا x درصد مولی و e_0^{ch} انرژی شیمیایی هر جزء از مخلوط گازی است. معادلات بیان شده برای همه تجهیزات نیروگاه اصلی بخار به کار برده شده و در ادامه ارائه می‌شوند.

تحلیل محفظه احتراق بویلر

فرایند احتراق در بویلر به علت تولید دمای بالا، پیچیده‌ترین تجهیز نیروگاه محسوب می‌شود. در شکل ۲ هندسه بویلر به همراه ورودی‌ها و خروجی‌های هوا، سوخت، دود خروجی و سیال عامل (آب) نشان داده شده است. اعداد ۱۱، ۱۲، ۱۵ و ۱۷ ورودی و خروجی سیال عامل آب هستند که در شکل ۱ قابل مشاهده است. همچنین، افت‌های حرارتی مورد مطالعه در پژوهش حاضر نیز

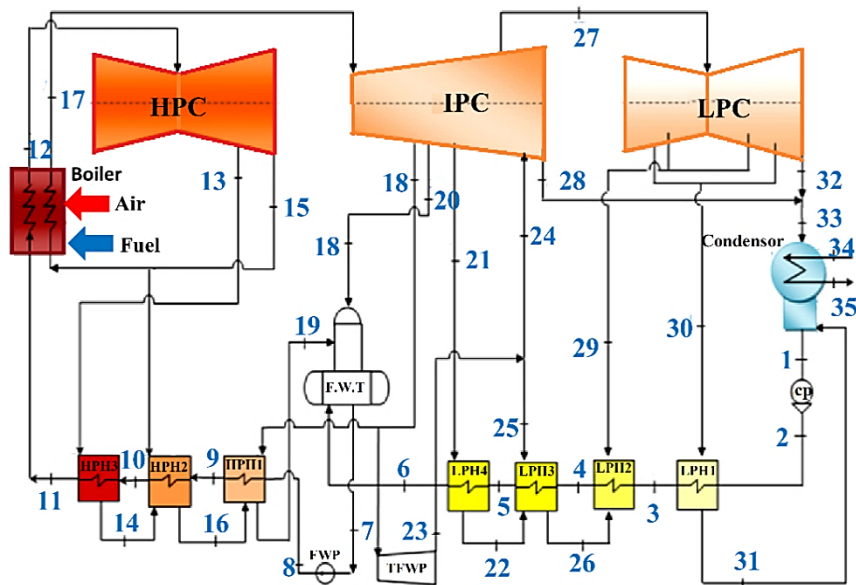
1. Adiabatic Flame Temperature
2. Exergy
3. Destroyed exergy

در این شکل قابل مشاهده است. گاز طبیعی به عنوان سوخت شامل ترکیبات مختلف از هیدروکربن‌ها، نیتروژن و دی‌اکسید کربن است که با هوا (شامل ترکیبی از نیتروژن، اکسیژن و بخار آب) مخلوط شده و طی فرایند احتراق کامل ترکیبات دی‌اکسید کربن، آب، نیتروژن و اکسیژن تولید می‌شود. اجزای گاز طبیعی استخراج در جدول ۱ آمده است که در آن f_i درصد مولی اجزای بخش هیدروکربن سوخت است. کسر مولی هوای ورودی و جریان گاز خروجی از بویلر نیز در جدول ۲ آمده است. در این جدول‌ها مقدار a نسبت مقدار هوای واقعی مورد استفاده به مقدار هوای استوکیومتری، MW جرم مولکولی و w رطوبت مطلق بوده که آن تابعی از فشار جزئی بخار اشباع (P_g)، دمای محیط (T_0) و رطوبت نسبی هوای محیط (Φ) است.

$$P_g = 5.7E - 7 \cdot T_0^4 + 1.5E - 5 \cdot T_0^3 + 1.6E - 3 \cdot T_0^2 + 0.042 \cdot T_0 + 0.618 \quad (9)$$

$$w = 0.622 \cdot \frac{\Phi \cdot P_g}{P_0 - \Phi \cdot P_g} \quad (10)$$

معادله انرژی و راندمان انرژی برای بویلر به صورت زیر است که در آن LHW ارزش حرارتی سوخت^۱ و $Q_{loss, boiler}$ اتلاف حرارتی از بویلر است.



$\dot{m} \left(\frac{kg}{s}\right)$	No.	$\dot{m} \left(\frac{kg}{s}\right)$	No.	$\dot{m} \left(\frac{kg}{s}\right)$	No.
9.2	25	20.1	13	186	1
20.7	26	20.1	14	186	2
126.9	27	255.8	15	186	3
62.9	28	50	16	218.1	4
11.2	29	228.5	17	218.1	5
14.4	30	11.8	18	218.1	6
14.4	31	62.4	19	282.6	7
114.2	32	1.5	20	282.6	8
171.6	33	11.5	21	282.6	9
10000	34	11.5	22	282.6	10
10000	35	33	23	282.6	11
		20.1	24	282.6	12

شکل ۱. شماتیک سیکل نیروگاه رامین اهواز [3]

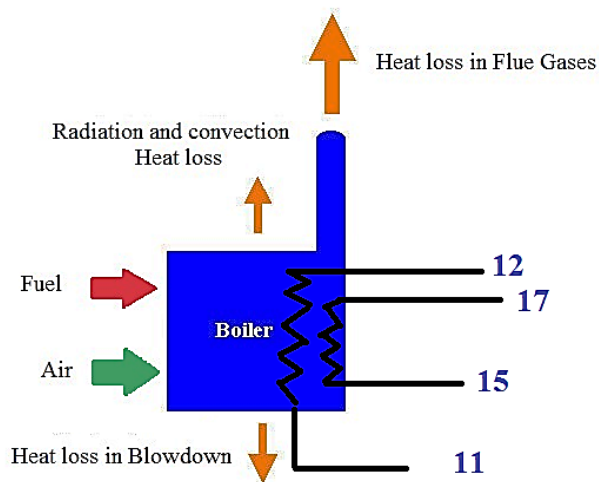
$$\dot{m}_f LHV + \dot{m}_a h_a = \dot{m}_g h_g + \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{12} h_{11} - \dot{m}_{17} h_{15} + Q_{loss, boiler} \quad (11)$$

$$etha_{1, boiler} = \frac{\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{12} h_{11} - \dot{m}_{17} h_{15}}{\dot{m}_f LHV} \quad (12)$$

معادله انرژی و راندمان انرژی برای بویلر به صورت روابط ۱۳ و ۱۴ است که در آن LHV ارزش حرارتی سوخت^۱ و $Q_{loss, boiler}$ اتلاف حرارتی از بویلر است.

$$\dot{m}_f LHV + \dot{m}_a h_a = \dot{m}_g h_g + \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{12} h_{11} - \dot{m}_{17} h_{15} + Q_{loss, boiler} \quad (13)$$

$$etha_{1, boiler} = \frac{\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{12} h_{11} - \dot{m}_{17} h_{15}}{\dot{m}_f LHV} \quad (14)$$



شکل ۲. شماتیک بویلر نیروگاه به همراه خطوط جریان و افت‌های حرارتی

جدول ۱. اجزای گاز طبیعی ورودی به محفظه احتراق [27]

مقدار مول	ترکیبات	ضریب	نوع سوخت
۸۵,۳۳	CH ₄		هیدروکربن
۹,۰۷	C ₂ H ₆		
۳,۵۱	C ₃ H ₈		
۰,۳۶	i-C ₄ H ₁₀	f_i	
۰,۸۱	n-C ₄ H ₁₀		
۰,۵۲	i-C ₅ H ₁₂		
۰	n-C ₅ H ₁₂		
۰	n-C ₆ H ₁₄		
۰	N ₂	$n_{N_2, f}$	غیرهیدروکربن
۰,۴	CO ₂	$n_{CO_2, f}$	

اتلاف حرارتی از بویلر شامل اتلافات ناشی از فرایند تابش/جابه‌جایی، بلودان و اتلاف گاز داغ خروجی است [4]. بلودان به عنوان تخلیه در صدی از آب در گردش در محفظه احتراق از کف بویلر است که از این طریق مقدار رسوب محلول در آب کاهش یافته و کنترل شود. افزایش رسوب سبب افزایش ضخامت عایق روی دیواره بویلر شده و سبب کاهش انتقال حرارت می‌شود. افت گاز داغ خروجی از بویلر از رابطه ۱۵ بیان می‌شود.

$$Q_{loss, flue-gas} = \dot{m}_g h_g = \dot{m}_g c p_g (T_{out} - T_0) \quad (15)$$

در رابطه یادشده T_{out} دمای گاز خروجی از محفظه احتراق است که مقدار آن باید طبق رابطه ۱۶ حداقل دو برابر مقدار دمای نقطه شبنم باشد [28].

$$T_{allowable} = 2.06 T_{dewpoint} \quad (16)$$

نسبت هم‌ارزی (ψ) به عنوان نسبت سوخت به هوا در حالت استوکیومتریک^۱ به حالت واقعی است (رابطه ۱۷) [29].

$$\psi = \frac{(\dot{m}_a / \dot{m}_f)_{stoic}}{(\dot{m}_a / \dot{m}_f)_{actual}} \quad (17)$$

معادله انرژی و راندمان انرژی برای بویلر به صورت روابط ۱۸ و ۱۹ است که در آن $\dot{E}_{d, boiler}$ نرخ تخریب انرژی برای بویلر است.

$$\dot{m}_f ex_f + \dot{m}_a ex_a = \dot{m}_g ex_g + \dot{m}_{12} ex_{12} + \dot{m}_{17} ex_{17} - \dot{m}_{12} ex_{11} - \dot{m}_{17} ex_{15} + \dot{E}_{d, boiler} \quad (18)$$

$$etha_{2, boiler} = \frac{\dot{m}_{17} \cdot ex_{15} + \dot{m}_{12} \cdot ex_{11} - \dot{m}_{17} \cdot ex_{17} - \dot{m}_{12} \cdot ex_{12}}{\dot{m}_f ex_f + \dot{m}_a ex_a - \dot{m}_g ex_g} \quad (19)$$

مقدار انرژی سوخت ورودی را می‌توان براساس رابطه ۲۰ بر حسب مقدار LHV بیان کرد [4]:

$$ex_f = 1.06 LHV \quad (20)$$

طبق محاسبات انجام‌شده انرژی سوخت خروجی به مقدار ۳۲ درصد LHV است. راندمان انرژی و راندمان انرژی مجموعه سیکل نیز توسط روابط ۲۱ و ۲۲ محاسبه می‌شوند [30].

$$\eta_{I, overall} = \frac{\dot{W}_{HPC} + \dot{W}_{IPC} + \dot{W}_{LPC} - \dot{W}_{pump}}{\dot{m}_f LHV} \quad (21)$$

$$\eta_{II, overall} = \frac{\dot{W}_{HPC} + \dot{W}_{IPC} + \dot{W}_{LPC} - \dot{W}_{pump}}{\dot{m}_f ex_f} \quad (22)$$

جدول ۲. اجزای هوای ورودی و جریان گاز خروجی در محفظه احتراق بویلر [3]

مقدار مول	ترکیبات
$n_{N_2, a} = \sum 3.76 a f_i \left(C_i + \frac{H_i}{4} \right)$	هوای ورودی
$n_{N_2, p} = \sum 3.76 a f_i \left(C_i + \frac{H_i}{4} \right) + n_{N_2, f}$	گاز خروجی
$n_{O_2, a} = \sum a f_i \left(C_i + \frac{H_i}{4} \right)$	هوای ورودی
$n_{O_2, p} = (a-1) \sum f_i \left(C_i + \frac{H_i}{4} \right)$	گاز خروجی
$n_{H_2O, a} = \frac{w(MW_{N_2} \cdot n_{N_2, a} + MW_{O_2} \cdot n_{O_2, a})}{(1-w)MW_{H_2O}}$	هوای ورودی
$n_{H_2O, p} = \sum \left(\frac{f_i H_i}{2} + n_{H_2O, a} \right)$	گاز خروجی
$n_{CO_2, f}$	هوای ورودی
$n_{CO_2, p} = \sum (f_i C_i + n_{CO_2, f})$	گاز خروجی

آنالیز محیط زیستی

در حالت احتراق ناقص آلودگی‌های NO_x و CO مستعد تولید هستند. میزان انتشار آلودگی در روابط زیر ارائه می‌شوند که در آن پارامترهای P_3 ، $\frac{\Delta P_3}{P_3}$ و τ به ترتیب فشار ورودی به محفظه احتراق، افت فشار بویلر و ثابت ماند احتراق^۱ است. T_{ad} دمای

آدیاباتیک شعله است و توسط رابطه ۲۵ بیان می‌شود [۳۱ و ۳۲]

$$NO_x (g / kg_{fuel}) = \frac{0.15E16\tau^{0.5} \exp\left(\frac{-71100}{T_{ad}}\right)}{P_3^{0.05} \left(\frac{\Delta P_3}{P_3}\right)^{0.5}} \quad (23)$$

$$CO (g / kg_{fuel}) = \frac{0.179E9 \exp\left(\frac{7800}{T_{ad}}\right)}{P_3^2 \tau \left(\frac{\Delta P_3}{P_3}\right)^{0.5}} \quad (24)$$

$$T_{ad} = A\sigma^\alpha \exp\left(\beta(\sigma + \lambda)^2\right) \left(\frac{P}{P_{atm}}\right)^x \left(\frac{T}{T_{atm}}\right)^y \delta^z \quad (25)$$

δ نسبت اتمی هیدروژن به کربن است. σ نیز توسط رابطه ۲۶ محاسبه می‌شود:

$$\sigma = \begin{cases} \psi, & \psi \leq 1 \\ \psi - 0.7, & \psi \geq 1 \end{cases} \quad (26)$$

مقادیر x ، y و z در روابط ۲۷ تا ۲۹ آمده است:

$$x = a_1 + b_1\sigma + c_1\sigma^2 \quad (27)$$

$$y = a_2 + b_2\sigma + c_2\sigma^2 \quad (28)$$

$$z = a_3 + b_3\sigma + c_3\sigma^2 \quad (29)$$

ثوابت موجود در روابط ۲۳ تا ۲۹ در مراجع [31] [32] ارائه شده است. هزینه انتشار آلودگی^۲ از رابطه ۳۰ محاسبه می‌شود:

$$C_{env} = \dot{m}_{CO} \cdot c_{CO} + \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{CO_2} + \dot{m}_{NO_x} \cdot c_{NO_x} \quad (30)$$

در رابطه بالا هزینه انتشار آلودگی (c) در واحد USD/kg برای آلودگی‌های CO ، NO_x و CO_2 به ترتیب ۶/۸۵۳، ۰/۰۲۴ و ۰/۰۲۰۸۶ است.

روش حل و صحت‌سنجی

با توجه به پیچیدگی آنالیز سیستم به دلیل ارتباط تجهیزات با هم و همچنین، لزوم تحلیل پارامتریک شامل تغییرات دما، دبی هوا و ...، از نرم‌افزار EES^۳ برای حل معادلات حاکم انرژی و انرژی استفاده می‌شود. برای اعتبارسنجی کدنویسی و نتایج، از نتایج کار [3] استفاده شد. در جدول ۳ مقادیر پارامترهای مهم خروجی از نیروگاه محاسبه شده و با نتایج مقاله مرجع [3] مقایسه و اعتبارسنجی شده است. مشاهده می‌شود که در بیشتر نقاط تطابق خوبی بین نتایج کار حاضر و مرجع [3] وجود دارد.

نتایج

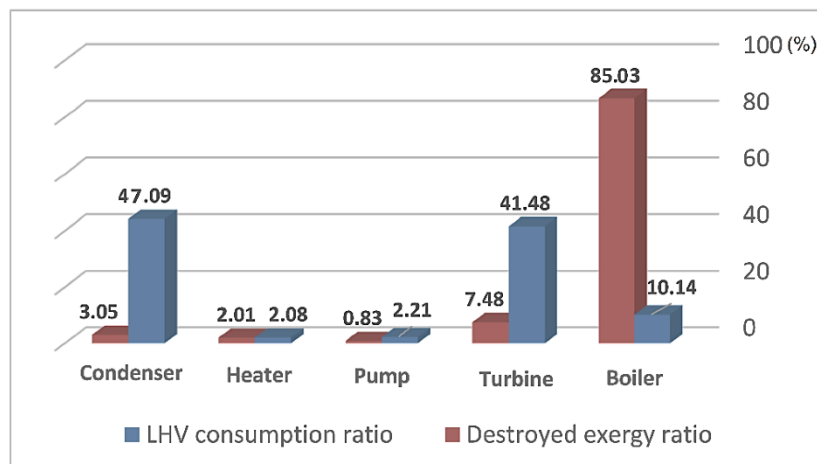
آنالیز انرژی و انرژی‌شناسی نشان می‌دهد مجموعه توربین‌ها و کندانسور بیشترین سهم را در مصرف انرژی سوخت ورودی دارند (شکل ۳). کندانسور با ۴۷ درصد بیشترین سهم را در مصرف انرژی سوخت ورودی داشته و بعد از آن مجموعه توربین‌ها با حدود ۴۲ درصد در رتبه بعدی قرار دارد.

1. Combustion residence time
2. Cost of emission
3. Equation Engineering Solver

جدول ۳. صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی

پارامتر	مرجع [3]	کار حاضر	درصد خطا
انرژی سوخت ورودی (MW)	۸۱۲٫۸	۸۱۴٫۴	۰٫۲
اتلاف حرارتی کندانسور (MW)	۴۰۹٫۶	۳۸۶٫۱	۵٫۹
توان خالص تولیدی (MW)	۲۹۸٫۹	۳۰۲٫۴	۱٫۱۸
تخریب انرژی بویلر (MW)	۴۴۱٫۰	۴۴۱٫۵	۰٫۱۱

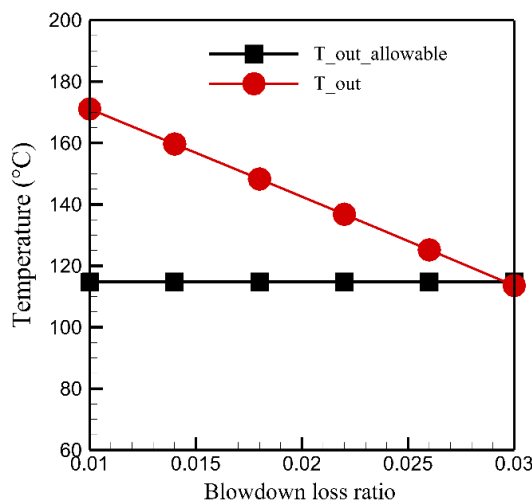
سهم توربین جهت تولید توان و سهم کندانسور مربوط به دریافت انرژی از بخار مرده و انتقال آن به برج خنک‌کن جهت مایع‌سازی برای پمپاژ به سمت بویلر است. کندانسور و مجموعه توربین‌ها در مجموع ۸۹ درصد از انرژی سوخت ورودی را دریافت می‌کند که بیشترین سهم را در مصرف انرژی داشته و مجموع بقیه تجهیزات شامل هیتر، پمپ و بویلر ۱۴ درصد است. بویلر با حدود ۸۵ درصد بیشترین سهم را در تخریب انرژی نیروگاه دارد که دلیل آن نیز ذات فرایند احتراق است که تخریب انرژی بالایی دارد. بعد از بویلر بیشترین تخریب انرژی مربوط به مجموعه توربین با ۷/۵ درصد است. در ادامه پارامترهای اتلاف‌های تابش/جابه‌جایی و بلودان بررسی خواهد شد. در پژوهش حاضر مقادیر اتلافات تابش/جابه‌جایی از بویلر در بازه ۱-۴ درصد و مقادیر اتلاف بلودان در بازه ۱-۳ درصد بررسی خواهد شد. مقادیر عملیاتی اتلاف‌های تابش/جابه‌جایی و بلودان به ترتیب ۳/۵ و ۲ درصد است. شکل ۴ تغییرات دمای گاز خروجی و دمای مجاز آن را به عنوان تابعی از نسبت بلودان (در بازه ۱ تا ۳ درصد) برای مقدار اتلاف تابش/جابه‌جایی ۳/۵ درصد و دبی جرمی سوخت ۱۶/۶۲ کیلوگرم بر ثانیه نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با کاهش نسبت اتلاف بلودان بر مقدار دمای خروجی افزوده می‌شود. دلیل آن نیز ثابت بودن دبی سوخت ورودی و تولید مقدار حرارت ثابت در محفظه احتراق است. اگر مقدار اتلاف کم شود، مقدار دمای گاز خروجی نیز افزایش می‌یابد. مشاهده می‌شود که فقط در مقدار نسبت اتلاف بلودان ۳ درصد مقدار دمای گاز خروجی و دمای مجاز برابر هستند، اما با کاهش مقدار اتلاف بر مقدار دمای خروجی افزوده می‌شود. با توجه به عدم نیاز به دمای بالاتر از دمای مجاز محاسبه شده در خروجی محفظه احتراق می‌توان بیان داشت که افزایش دما سبب افزایش اتلاف حرارتی گاز خروجی می‌شود.



شکل ۳. درصد مصرف انرژی سوخت ورودی (LHV) و درصد تخریب انرژی در اجزای مختلف سیکل نیروگاه بخار

در جدول ۴ شکل‌های مختلف انرژی شامل انرژی سوخت ورودی (LHV)، توان تولیدی، توان مصرفی و اتلاف انرژی برای کلیه تجهیزات سیکل نیروگاه تشریح شده است. مشاهده می‌شود که انرژی ورودی به سیستم ۸۱۴/۴ مگاوات است که ۳۱۸/۷ مگاوات مربوط به تولید توان توسط توربین‌ها، ۱۶/۳ مگاوات مربوط به توان مصرفی پمپ و ۳۸۶/۱ مگاوات مربوط به اتلاف انرژی توسط کندانسور است. بنابراین، در سیکل نیروگاه بخار پمپ بیشترین مصرف انرژی (یا توان) و کندانسور بیشترین اتلاف انرژی را دارند. مقادیر اتلاف‌های حرارتی شامل مقادیر اتلاف‌های تابش/جابه‌جایی از بویلر، بلودان و گاز خروجی در شکل ۵ آمده

است. با توجه به اینکه میزان نسبت اتلاف تابش/جابه‌جایی ۳/۵ درصد ثابت فرض شده است، مقدار اتلاف تابش/جابه‌جایی ثابت (۲۸/۵MW) است. مقدار مجموعه اتلاف بویلر ۷۷/۳ MW بوده که یک مقدار ثابت است. مشاهده می‌شود که با افزایش افت بلودان از میزان افت گاز خروجی کاسته می‌شود. این نشان می‌دهد مجموع دو پارامتر افت بلودان و افت گاز خروجی ثابت است. مقادیر اتلاف حرارتی بویلر شامل سه پارامتر تابش/جابه‌جایی از روی بدنه بویلر، بلودان و اتلاف حرارتی حاصل از گاز (دود) خروجی است. مقدار ۷۷/۳ MW مربوط به مجموع اتلاف‌های حرارتی است. مقدار اتلاف حرارتی از بدنه بویلر (تابش/جابه‌جایی)، ۲۸/۵MW است که مربوط به عایق نبودن بدنه بویلر است.



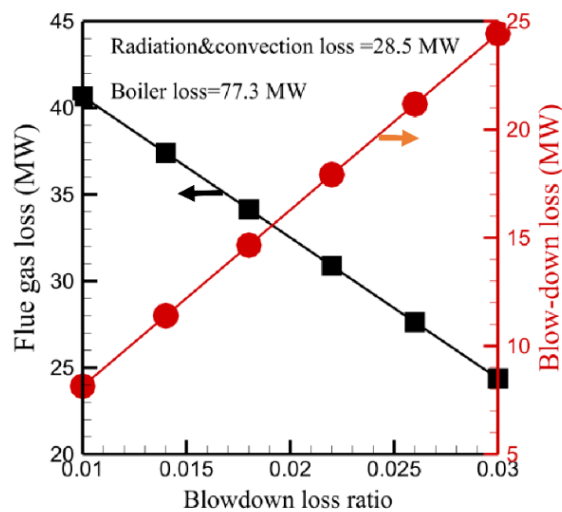
شکل ۴. تغییرات دمای گاز خروجی و دمای مجاز به عنوان تابعی از نسبت بلودان (اتلاف تابش/جابه‌جایی: ۳/۵ درصد، دبی جرمی سوخت (۱۶/۶۲kg/s)

مقدار مجموعه اتلاف بویلر از اختلاف انرژی ورودی توسط سوخت و میزان حرارت داده‌شده به آب در گردش بویلر جهت تولید بخار سوپر هیت ناشی می‌شود. اگر بتوان اتلاف‌های ناشی از تابش/جابه‌جایی از بویلر و بلودان را به صفر رساند، اتلاف گاز خروجی از محفظه احتراق به شدت افزایش می‌یابد. بنابراین تنها راه موجود کاهش انرژی ورودی و یا به بیانی دیگر، کاهش دبی سوخت ورودی است. این کاهش نباید سبب عملکرد نامناسب بویلر شود، به گونه‌ای که بتواند مقدار حرارت برای تولید سوپر هیت و همچنین دمای مجاز بویلر را تأمین کند. در کار حاضر با تنظیم سوخت و کنترل هم‌زمان دمای خروجی و دمای مجاز گاز یک بهینه‌سازی برای بویلر نیروگاه صورت پذیرفته است. شکل ۶ مقادیر بهینه‌سازی شده شامل دمای گاز خروجی، دمای آدیاباتیک شعله، نسبت هم‌ارزی و انرژی ورودی سوخت را برای نسبت تابش/جابه‌جایی مختلف نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که مقدار آدیاباتیک شعله در محدوده ۱۸۵۴ تا ۱۸۸۷ درجه سانتی‌گراد قرار می‌گیرد که آن یک افزایش ۳۳ درجه سانتی‌گراد را نشان می‌دهد. دلیل آن نیز افزایش اتلاف‌های حرارتی و افزایش نیاز به دبی بیشتر سوخت بوده که این افزایش دبی سوخت سبب افزایش دمای آدیاباتیک شعله می‌شود. میزان افزایش دبی سوخت ورودی در پارامتر نسبت هم‌ارزی قابل بیان است. مشاهده می‌شود که با افزایش ۱ درصد اتلاف در میزان تابش/جابه‌جایی، به طور متوسط ۰/۵۳ درصد بر مقدار سوخت مصرفی افزوده می‌شود. با توجه به ثابت بودن مقدار ارزش حرارتی، مقدار انرژی ورودی به بویلر نیز با همان رفتار نسبت هم‌ارزی افزایش می‌یابد، به طوری که در بازه ۱ تا ۴ درصد میزان انرژی مصرفی از ۷۸۴/۶۵ مگاوات به ۸۱۰/۶ مگاوات افزایش می‌یابد. شکل ۷ مقادیر بهینه‌سازی شده را برای پارامترهای آلودگی شامل CO_2 ، CO ، NO_x و هزینه انتشار آلودگی نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با کاهش مقدار تابش/جابه‌جایی از ۴ درصد به ۱ درصد مقادیر CO و NO_x به ترتیب ۴۲ و ۸ درصد کاهش می‌یابد. دلیل آن کاهش دمای آدیاباتیک شعله به دلیل کاهش مصرف سوخت است. کاهش مصرف سوخت سبب کاهش ۳/۲ درصدی در مقدار تولید CO_2 می‌شود. کاهش مقادیر سه پارامتر آلودگی بیان شده سبب کاهش ۹ درصدی در میزان هزینه انتشار آلودگی نیروگاه خواهد شد. کاهش اتلاف تابش/جابه‌جایی روی مقادیر

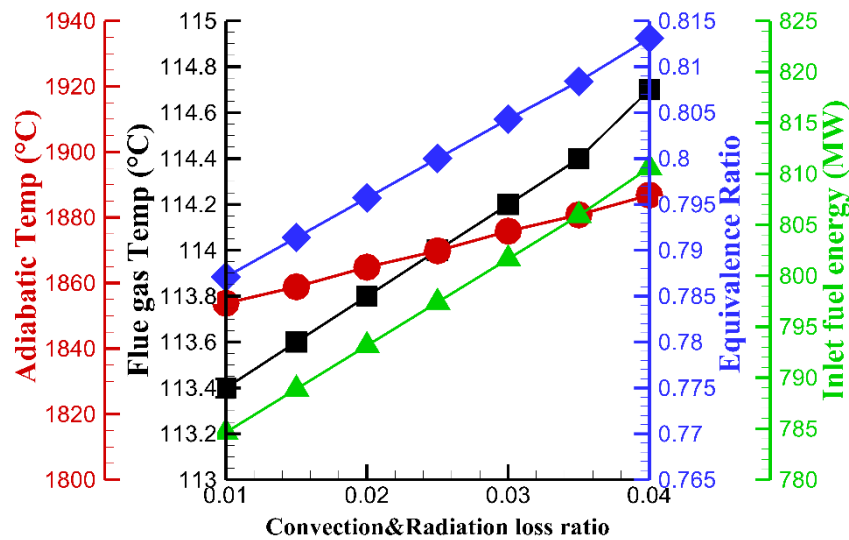
راندمان‌های انرژی و انرژی بویلر و نیروگاه نیز اثرگذار است (شکل ۸). مشاهده می‌شود که کاهش تابش/جاب‌جایی از ۴ به ۱ درصد سبب افزایش مقادیر راندمان انرژی و انرژی بویلر به ترتیب به میزان ۳ و ۱/۶ درصدی می‌شود. این افزایش برای راندمان‌های انرژی و انرژی نیروگاه به ترتیب ۱/۲ و ۱/۰۵ خواهد بود. شکل‌های ۶ تا ۸ برای نسبت بلودان نیز قابل محاسبه است. خلاصه نتیجه برای هر دو پارامتر نسبت تابش/جاب‌جایی و نسبت بلودان و مقادیر بهینه نسبت هم‌ارزی نهایی مختلف در شکل ۹ آمده است. یک رفتار خطی در هر نسبت بلودان برای تغییرات نسبت تابش/جاب‌جایی مشاهده می‌شود. همچنین، کاهش مقادیر تابش/جاب‌جایی و بلودان سبب کاهش نسبت هم‌ارزی و کاهش سوخت مصرفی بویلر می‌شود.

جدول ۴. نتایج آنالیز انرژی و انرژی سیکل نیروگاه

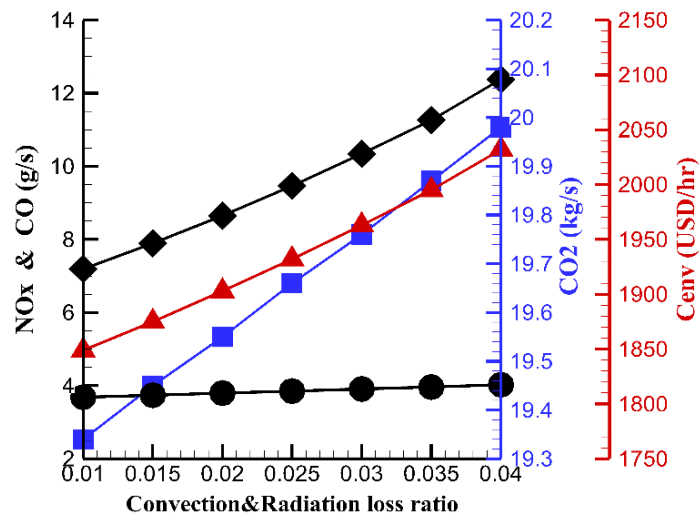
تجهیزات	مقدار ورودی (MW) LHV	مقدار مصرف LHV (MW)		تخریب انرژی (MW)	راندمان انرژی (%)	راندمان انرژی (%)
		* توان تولیدی	** توان مصرفی			
بویلر	۸۱۴,۴	۷۷,۳***	۷۳۷,۱	۴۴۱,۵	۸۸	۴۲
توربین	HPC	۹۸,۳*	۹۸,۳*	۱۲,۰۶	۸۷	۷۸
	IPC	۴۹,۸*	۴۹,۸*	۲۳,۱	۸۶	۸۰
	LPC	۱۷۰,۵*	۱۷۰,۵*	۷,۰۵	۸۵	۸۴
	جمع	۳۱۸,۷*	۳۱۸,۷*	۴۲,۱	-	-
پمپ	LPH1	۱۶,۳**	۱۶,۳**	۴,۷۵	۸۵	۶۱
	LPH2	۲,۰۵***	۲,۰۵***	۲,۲۵	۸۷	۸۳
	LPH3	۰,۹۸***	۰,۹۸***	۲,۸۶	۷۲	۶۷
	LPH4	۱,۴۹***	۱,۴۹***	۰,۷۱	۹۴	۸۶
	LPH5	۱,۴***	۱,۴***	۱,۴۵	۹۷	۸۴
	HPH1	۰,۲۳***	۰,۲۳***	۱,۶۵	۹۶	۸۵
	HPH2	۲,۱۱***	۲,۱۱***	۰,۵۵	۹۶	۹۴
	HPH3	۲,۴۱***	۲,۴۱***	۰,۲۱	۹۷	۹۲
	DA	۶,۵۱***	۶,۵۱***	۱,۲۸	۹۴	۹۱
	جمع	۱۵,۹***	۱۵,۹***	۱۱,۲۸	-	-
کندانسور	۳۸۶,۱***	۳۸۶,۱***	۱۷,۱	۸۹	۳۸	



شکل ۵. مقادیر اتلاف حرارتی به عنوان تابعی از نسبت بلودان (اتلاف تابش/جاب‌جایی: ۳/۵ درصد، دبی جرمی سوخت ۱۶/۶۲ kg/s)



شکل ۶. مقادیر بهینه‌سازی شده (دمای گاز خروجی، دمای آدیاباتیک شعله، نسبت هم‌ارزی و انرژی ورودی سوخت) برای نسبت تابش/جاب‌جایی مختلف (بلودان: ۲ درصد)

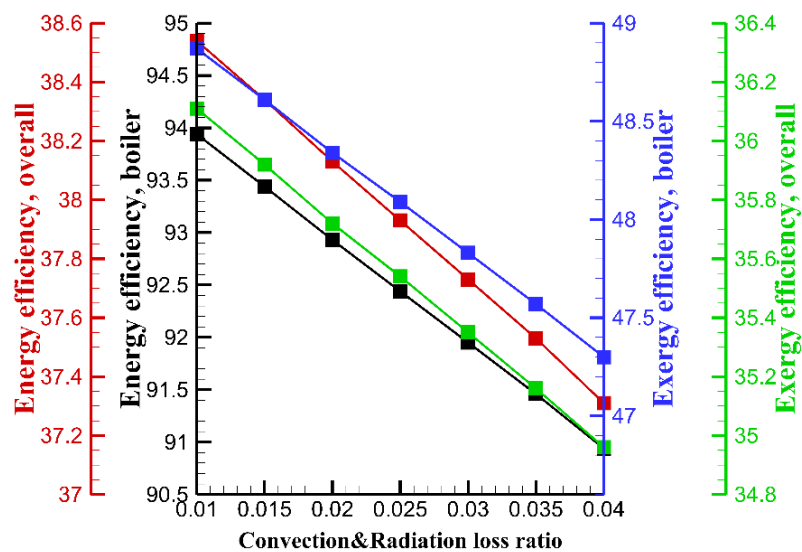


شکل ۷. مقادیر بهینه‌سازی شده (دبی جرمی تولیدی NOx، CO و CO₂ و هزینه انتشار آلودگی) برای نسبت تابش/جاب‌جایی مختلف (بلودان: ۲ درصد)

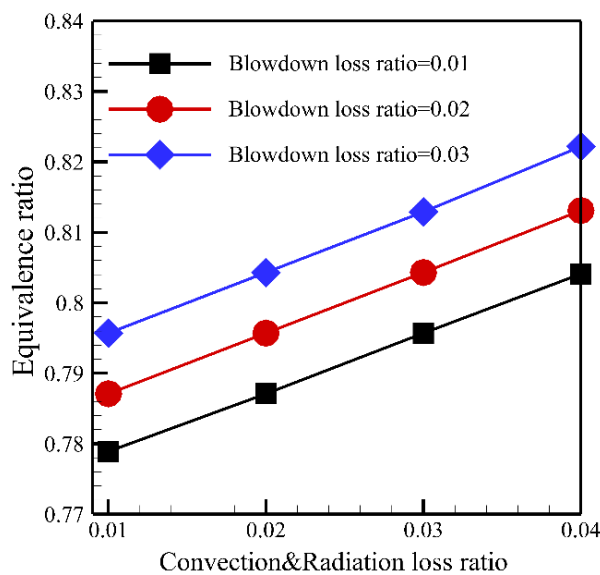
شکل ۹ را می‌توان براساس رابطه ۳۱ به صورت یک رابطه عمومی بیان کرد:

$$\psi = (1.95\text{Blowdown} + 0.82)\text{Radiation \& Convection} + (0.82\text{blowdown} + 0.76) \quad (31)$$

این رابطه نشان‌دهنده صعودی بودن مقدار نسبت هم‌ارزی نسبت به دو پارامتر تابش/جاب‌جایی و بلودان است. کمترین مقدار برای رابطه ۳۰ مقدار ۰/۷۶ است (اتلافات تابش/جاب‌جایی و بلودان ناچیز باشند) که نسبت به مقدار ۰/۸۱۴۶ در شرایط عملیاتی حدود ۷ درصد کاهش در مصرف سوخت گاز طبیعی را نشان می‌دهد.



شکل ۸. مقادیر بهینه‌سازی شده (راندمان‌های انرژی و انرژی بویلر و مجموعه سیکل) برای نسبت تابش/جابه‌جایی مختلف (بلودان: ۲ درصد)



شکل ۹. مقادیر نسبت هم‌ارزی (ψ) به عنوان تابعی از نسبت تابش/جابه‌جایی و نسبت بلودان به صورت هم‌زمان

بحث و نتیجه‌گیری

اتلاف‌های حرارتی بویلر نیروگاه شامل سه پارامتر تابش/جابه‌جایی از روی بدنه بویلر، بلودان و اتلاف حاصل از گاز (دود) خروجی است. هدف اصلی کار حاضر در این است که با یک فرایند بهینه‌سازی مقدار سوخت مصرفی به بویلر نیروگاه را به گونه‌ای تنظیم می‌کند که مقادیر مجموعه اتلافات کنترل شوند. بهینه‌سازی بر مبنای کنترل دمای احتراق بویلر و دمای گاز (دود) خروجی انجام می‌پذیرد و به وسیله آن مقدار دبی سوخت ورودی کنترل می‌شود. آنالیز انرژی نشان داد کندانسور با ۴۷ درصد بیشترین مقدار هدررفت انرژی را در سیکل دارد. خنک‌کاری در کندانسور به این دلیل است که باید بخار مرده بعد از مجموعه توربین‌ها به مایع تبدیل شود تا پمپ قادر به پمپاژ آن باشد. مقادیر هدررفت انرژی در کندانسور برای مرجع [4] ۵۱ درصد، مرجع [6] ۴۶ درصد، مرجع [7] ۶۵ درصد، مرجع [8] ۳۱ درصد و مرجع [33] ۶۳ درصد است. مشاهده می‌شود که مقدار هدررفت انرژی در کندانسور برای کار حاضر در بازه قابل قبولی با مقایسه تحقیقات قبلی قرار دارد. آنالیز انرژی نشان داد درصد تخریب انرژی بویلر

نیروگاه ۸۵ درصد است. دلیل این مقدار بالا فرایندهای شیمیایی پیچیده حاصل از احتراق در بویلر است. در اکثر تحقیقات نیز این نتیجه مشابه به دست آمده است. مقدار تخریب انرژی بویلر برای مرجع [4] ۸۵ درصد، مرجع [5] ۷۵ درصد، مرجع [6] ۸۷ درصد، مرجع [7] ۷۷ درصد، مرجع [16] ۶۷ درصد، مرجع [33] ۶۳ درصد، مرجع [34] ۷۰ درصد، مرجع [14] ۸۳ درصد، مرجع [35] ۶۳ درصد، مرجع [36] ۶۴ درصد و مرجع [37] ۸۱ درصد است. مشاهده می‌شود که مقدار درصد تخریب انرژی محاسبه‌شده برای بویلر در کار حاضر با نتایج بیشتر تحقیقات ارائه‌شده منطبق است. راندمان‌های انرژی و انرژی محاسبه‌شده برای بویلر در کار حاضر ۸۸ و ۴۲ درصد است. این مقادیر برای مرجع [4] ۸۵ و ۴۲ درصد، مرجع [5] ۸۰ و ۲۵ درصد، مرجع [6] ۸۲ و ۴۳ درصد، مرجع [7] ۸۰ و ۴۴ درصد، مرجع [8] ۸۵ و ۵۷ درصد، مرجع [35] ۸۰ و ۶۳ درصد و مقاله [37] ۸۲ و ۴۳ درصد است. نتایج نشان داد کاهش ۳ درصدی در هر یک از مقادیر اتلافات تابش/جابه‌جایی و بلودان سبب کاهش دمای آدیباتیک به میزان ۳۳ درجه سانتی‌گراد و کاهش ۱/۶ درصدی در مصرف سوخت گاز طبیعی می‌شود. مقدار انرژی سوخت ورودی نیز از مقدار ۸۱۴/۴ مگاوات به مقدار ۷۸۴/۶۵ مگاوات کاهش می‌یابد. کاهش ۳ درصدی مقادیر اتلافات تابش/جابه‌جایی و بلودان سبب کاهش مقادیر CO_2 ، CO ، NO_x و هزینه انتشار آلودگی به ترتیب به میزان ۴۲، ۸، ۳/۲ و ۹ درصد می‌شود. کاهش مقادیر NO_x ، CO_2 به دلیل کاهش دمای آدیباتیک شعله در مرجع [16] به ترتیب ۴۰، ۱۳ و ۵ است. به دلیل وابستگی شدید مقدار NO_x به دمای آدیباتیک شعله مقدار کاهش در مقدار NO_x نیز قابل ملاحظه‌تر است. کاهش ۳ درصدی مقادیر اتلافات تابش/جابه‌جایی و بلودان سبب افزایش مقادیر راندمان‌های انرژی و انرژی بویلر به ترتیب به میزان ۳ و ۱/۶ درصد و راندمان‌های انرژی و انرژی نیروگاه به ترتیب ۱/۲ و ۱/۰۵ درصد می‌شود. مقادیر افزایش راندمان‌های انرژی و انرژی با توجه به کنترل افت‌های بلودان برای مرجع [19] ۲۳/۰ و ۲۲/۰ درصد، مرجع [20] ۵/۰ و ۲/۰ درصد، مرجع [21] ۹/۰ و ۸/۰ درصد، مرجع [37] ۵/۰ و ۶/۰ درصد و مرجع [38] راندمان ۷۲/۰ و ۸/۰ است. مشاهده می‌شود که در کار حاضر میزان افزایش راندمان‌های انرژی و انرژی و انرژی بیشتر بوده است. دلیل این تفاوت در این است که در کار حاضر با تغییر مقادیر بلودان مقدار سوخت مصرفی بویلر نیز تنظیم شده که آن سبب افزایش بیشتر راندمان‌های انرژی و انرژی نسبت به سایر تحقیقات شده است.

- [1] International Energy Institute (IEI). Statistical Review of World Energy 2023. BP Energy Outlook 2023. 2023;70:8–20.
- [2] Yildiz L. Fossil Fuels. In: Comprehensive Energy Systems. Elsevier; 2018. p. 521–67.
- [3] Hajidavalloo E, Vosough A. Energy and exergy analyses of a supercritical power plant. International Journal of Exergy. 2011;9(4):435–52.
- [4] Ahmadi GR, Toghraie D. Energy and exergy analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016;56:454–63.
- [5] Saidur R, Ahamed JU, Masjuki HH. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. Energy Policy . 2010;38(5):2188–97.
- [6] Acir A, Bilginsoy AK, Coşkun H. Investigation of varying dead state temperatures on energy and exergy efficiencies in thermal power plant. Journal of the Energy Institute. 2012;85(1):14–21.
- [7] Aljundi IH. Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. Applied Thermal Engineering. 2009;29(2–3):324–8.
- [8] Altarawneh OR, Alsarayreh AA, Al-Falahat AM, Al-Kheetan MJ, Alrwashdeh SS. Energy and exergy analyses for a combined cycle power plant in Jordan. Case Studies in Thermal Engineering . 2022;31:101852.
- [9] Mehrpooya M, Sharifzadeh MMM, Mousavi SA. Evaluation of an optimal integrated design multi-fuel multi-product electrical power plant by energy and exergy analyses. Energy. 2019;169:61–78.
- [10] Omidpanah M, Amir S, Elomee A, Malayer MA.. Process Simulation and Extraction of Parameters Affecting the Production Capacity and Efficiency of a . Quarterly Scientific Journal of Technical. 2021;18(3):55–77.
- [11] Kamali K, Saleh M, Jahromi B, Sefid M. Energy and Exergy Analysis of a Direct Solar Steam Power Plant with Solar Parabolic Concentrator for Yazd City with Several Water Preheaters. 2022;19(1):333–55.
- [12] Ganjehkaviri A, Mohd Jaafar MN, Ahmadi P, Barzegaravval H. Modelling and optimization of combined cycle power plant based on exergoeconomic and environmental analyses. Applied Thermal Engineering. 2014;67(1–2):566–78.
- [13] Ahmadi P, Dincer I. Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant. Applied Thermal Engineering. 2011;31(14–15):2529–40.
- [14] Babaei Jamnani M, Kardgar A. Energy-exergy performance assessment with optimization guidance for the components of the 396-MW combined-cycle power plant. Energy Science and Engineering. 2020;8(10):3561–74.
- [15] Khan MN, Tlili I. New advancement of high performance for a combined cycle power plant: Thermodynamic analysis. Case Studies in Thermal Engineering. 2018;12:166–75.
- [16] Jamnani MB, Ting DSK, Carriveau R, Kardgar A. Energy, exergy, environmental (3E) and parametric assessment of a triple-pressure reheat combined-cycle power plant. Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME. 2021;143(11).
- [17] Ibrahim TK, Basrawi F, Awad OI, Abdullah AN, Najafi G, Mamat R, et al. Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. Applied Thermal Engineering. 2017;115:977–85.
- [18] Khaliq A, Kumar R, Dincer I. Exergy analysis of an industrial waste heat recovery based cogeneration cycle for combined production of power and refrigeration. Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME. 2009;131(2):0224021–9.
- [19] Mohammadi A, Vandani K, Bidi M, Ahmadi F. Exergy analysis and evolutionary optimization of boiler blowdown heat recovery in steam power plants. energy conversion and management. 2015;106:1–9.
- [20] Vakilabadi MA, Bidi M, Naja AF. Energy , Exergy analysis and optimization of solar thermal power plant with adding heat and water recovery system. 2018;171:1639–50.
- [21] Barma MC, Saidur R, Rahman SMA, Allouhi A, Akash BA, Sait SM. A review on boilers energy use , energy savings , and emissions reductions. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017;79:970–83.

- [22] Imandoust M, Taher Kermani Alghorayshi S, Javidfar M, Asadi B, Jafarinasab M, Qezelbigloo S, et al. Technical-economic analysis and optimization of multiple effect distillation system by solar energy conversion as the heat source. *Solar Energy*. 2024;280:112859.
- [23] Zahedi R, Abdoos M, Shahee A, Aslani A, Yousefi H. Technical, economic and environmental assessment of carbon capture from thermal power plants and convert it into value added concrete material. *Emergent Materials*. 2024 Sep 18;1–12.
- [24] Shaghaghi A, Honarvar F, Jafari M, Solati A, Zahedi R, Taghitahoone M. Thermodynamic and thermo-economic evaluation of integrated hybrid solar and geothermal power generation cycle. *Energy Conversion and Management: X*. 2024 ;23:100685.
- [25] Alghorayshi STK, Imandoust M, Hemmatzadeh A, Abbasi S, Javidfar M, Seifollahi M, et al. Design, simulation and investigation of the tri-generation process of fresh water, power and biogas using solar thermal energy and sewage sludge. *Chemical Engineering Research and Design*. 2024;208:242–57.
- [26] Saidur R, Ahamed JU, Masjuki HH. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. *Energy Policy*. 2010;38(5):2188–97.
- [27] Kakaee AH, Paykani A, Ghajar M. The influence of fuel composition on the combustion and emission characteristics of natural gas fueled engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;38:64–78.
- [28] Ciukaj S, Pronobis M. Dew point of the flue gas of boilers co-firing biomass with coal. *Chemical and Process Engineering - Inzynieria Chemiczna i Procesowa*. 2013;34(1):101–8.
- [29] Palies P. Premixed combustion for combustors. *Stabilization and Dynamic of Premixed Swirling Flames*. 2020. 57–103 p.
- [30] Chantasiriwan S. Investigation of the use of steam coil preheater to increase the net efficiency of thermal power plant. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2022;38:102344.
- [31] Rizk NK, Mongia HC. Semianalytical correlations for NO_x, CO, and UHC emissions. *ASME 1992 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, GT 1992*. 1992;3.
- [32] Dincer I, Rosen MA, Ahmadi P. *Optimization of Energy Systems*. 2015 [cited 2023 Apr 8];472.
- [33] Singh OK, Kaushik SC. VARIABLES INFLUENCING THE EXERGY BASED PERFORMANCE OF A STEAM POWER PLANT. *International Journal of Green Energy* [No date]. 2013;10(3):257–84.
- [34] Regulagadda P, Dincer I, Naterer GF. Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses. *Applied Thermal Engineering*. 2010;30(8–9):970–6.
- [35] Ersayin E, Ozgener L. Performance analysis of combined cycle power plants: A case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;43:832–42.
- [36] Abuelnuor AAA, Saqr KM, Mohieldein SAA, Dafallah KA, Abdullah MM, Nogoud YAM. Exergy analysis of Garri “2” 180 MW combined cycle power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017;79:960–9.
- [37] Sabzpooshani M, Azadehfar E, Sardarian S. Exergy Evaluation and Optimization of a New Steam Power Plant Configuration in order to Use the Boiler Blowdown Water. *Journal of Energy Management and Technology (JEMT)*. 2019;3(1):30.
- [38] Mallikharjuna Rao T, Rao SS. A Method to Improve Exergitic Efficiency of Power Plant Cycle by Heat Pipes. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018;13(1):311–7.