



Multi-objective Genetic Algorithm Optimization of Natural Gas Pressure Drop Station Heaters Using the Entropy Generation Minimization Method

S. R. Kazemi Mazandarani¹, M. Farzaneh-Gord^{2*}, M. M. Shahmardan³, A. Esfahanipour⁴

¹Mechanical Engineering Department, Kharazmi Campus, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran

²Engineering Department, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

³Department of Mechanical and Mechatronics Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran

⁴Department of Industrial Engineering & Management Systems, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran

ABSTRACT: In recent years, with the continuous growth of natural gas consumption in Iran, the number of pressure drop stations has increased significantly. In throttling valves of these stations, the temperature drop due to the Joule-Thomson effect causes the gas to hydrate, freeze the valves, and block the transmission path. Hence, about 14,000 indirect-fired water-bath heaters have a duty for preheating high-pressure gas before entering them. Unfortunately, the 30% average efficiency of indirectly fired water-bath heaters wastes nearly one billion cubic meters of processed natural gas every year, equivalent to a 400 MW power plant capacity. In this article, intending to optimize, indirect-fired water-bath heaters were modeled thermodynamically and thermo-economically, and three objective functions including thermal efficiency, entropy generation number, and wasted cost number are defined and the mathematical model was proposed in two scenarios. Then the model was solved based on the multi-objective genetic algorithm, using the entropy generation minimization method, and the Pareto optimal fronts of the scenarios were determined. The model implementation results with a deviation of less than $\pm 10\%$ compared to the results of a real sample indicate its acceptable performance. Based on the techno-economic justified results, it is possible to improve the efficiency of indirectly fired water-bath heaters between 48 and 55% depending on the gas volume flow rate. The relations, curves, and dimensionless groups obtained, can be used as a reference for the optimal design of indirect-fired water-bath heaters.

Review History:

Received: Sep. 15, 2022

Revised: Mar. 09, 2023

Accepted: Mar. 10, 2023

Available Online: Mar. 14, 2023

Keywords:

Pressure drop station

Heat exchanger

Water-bath heater

Thermal efficiency

Entropy generation

1- Introduction

The IFWBHs, due to low thermal efficiency, annually waste a huge amount of processed natural gas in Iran. Although many researchers have investigated their optimization [1-3], three-objective optimization based on the Non-dominated Sorting Genetic Algorithm Technique (NSGA-II) using Entropy Generation Minimization (EGM) and Specific Exergy Costing Method (SPECO) methods have not been studied for IFWBHs so far.

2- Methodology

2- 1- Thermodynamic & Thermo-economic modeling

First, using energy, exergy, and cost balance equations, the problem is modeled in the framework of assumptions and technical-economic considerations, and the efficiency, losses, and cost measurement indicators are determined according to Eqs. (1) to (3), respectively:

$$\eta_{heater} = \eta_{bur} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{NG}}{\dot{Q}_{bur}} \right) \quad (1)$$

$$N_s = \frac{\sum \dot{S}_{gen}}{\dot{S}_{gen,MIN}} ; N_s \geq 1 \quad (2)$$

$$N_c = \frac{C_{rel}}{C_{rel,MIN}} ; N_c \geq 1 \quad (3)$$

2- 2- Mathematical modeling

Then, by selecting a set of 20 decision variables and simulating them to chromosome genes in the form of Eq. (4), three objective functions (5) to (7) are defined to calculate the chromosomes' fitnesses:

$$\text{Chromosome IFWBH} = \left[EA \ BC \ \dot{V}_{NG} \ \dot{V}_{fuel} \ T_{bur,in} \right. \\ \left. \dots \ T_{hc,in} \ P_{hc,in} \ P_{rv,out} \ \eta_{bur} \ L_{sh} \right. \\ \left. \dots \ ID_{ft,1} \ ID_{hc,1} \ L_{wt,ft} \ L_{wt,hc} \ \varepsilon/D|_{ft} \right. \\ \left. \dots \ \varepsilon/D|_{hc} \ N_{pass,ft} \ N_{pass,hc} \ N_{path,ft} \ N_{path,hc} \right] \quad (4)$$

*Corresponding author's email: m.farzanehgord@um.ac.ir



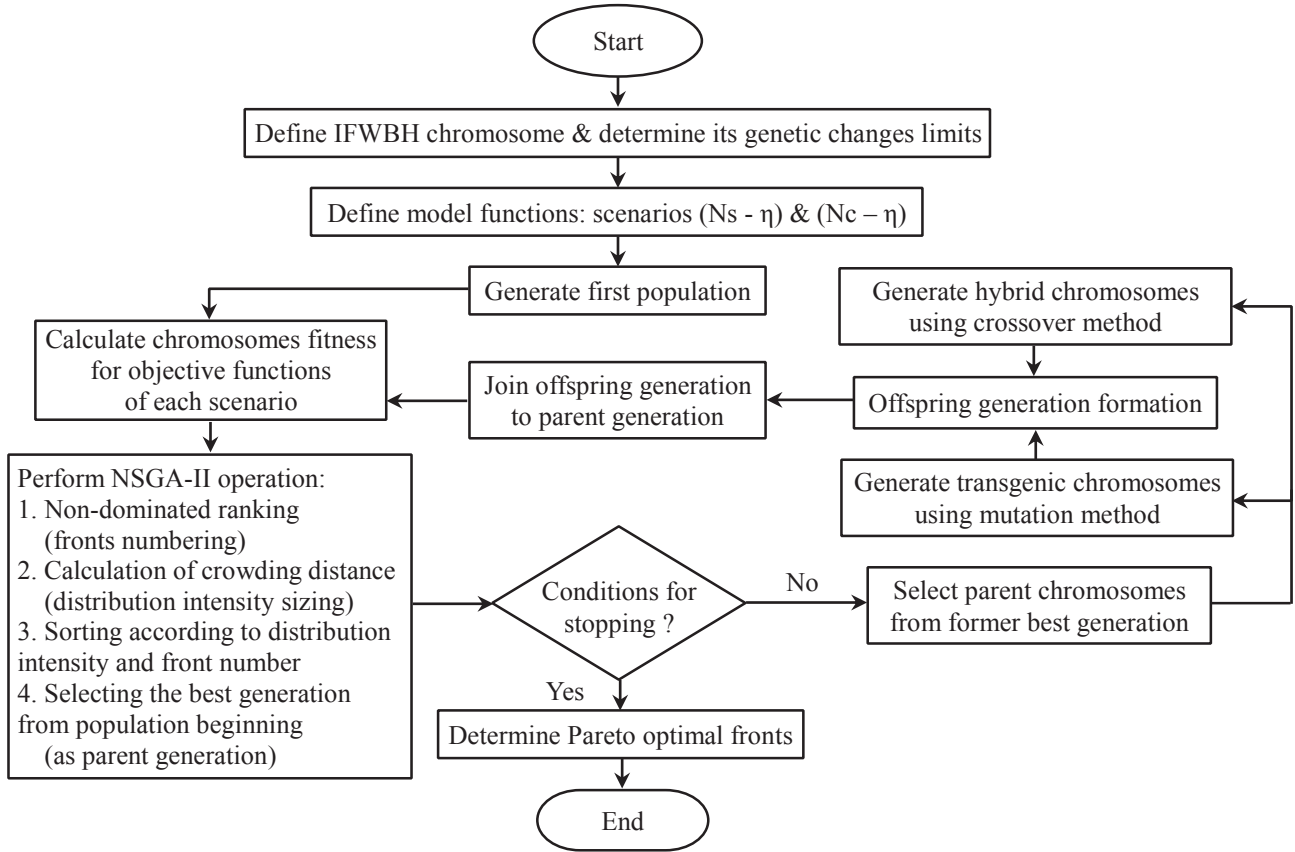


Fig. 1. NSGA-II flowchart used to solve the mathematical model of the problem

$$\eta = f_1(\text{chromosome IFWBH}) \quad (5)$$

$$N_s = f_2(\text{chromosome IFWBH}) \quad (6)$$

$$N_c = f_3(\text{chromosome IFWBH}) \quad (7)$$

These functions together with a set of equal and unequal constraints including thermodynamic and thermo-economic constants, operating limits, and scope of changes, make it possible to reach the space of feasible solutions to the problem. Next, in order to discover chromosomes that are able to compromise between contradictory fitnesses, the NSGA-II technique is used according to the flowchart shown in Fig. 1 and the setting parameters of Table 1.

3- Results and Discussion

Using the geometric parameters of an indirect-fired water-bath heater (IFWBH) sample manufactured by Oil, Gas, and Industrial (OGI) Process Equipment Incorporated [4] and the thermodynamic and thermo-physical parameters of reference [5] as real initial guesses, It was prepared more suitable first generation chromosomes in order to improve the sequence of convergent solutions in random iterations. Thus, the model

Table 1. The setting parameters of the proposed NSGA-II

Parameters	Symbols	Values
population size	<i>n_{pop}</i>	50
Probability of crossover	<i>p_c</i>	0.7
Probability of mutation	<i>p_m</i>	0.4
Mutation strength	<i>m_s</i>	0.02
maximum of iteration	<i>maxiter</i>	100

was solved by simultaneously using Engineering Equation Solver (EES) and MATLAB software with parameters setting. Finally, Pareto optimal fronts for each of the proposed scenarios, determination, and optimal structural and process solutions of the IFWBH were introduced in the form of dimensionless groups. Based on the results, improving the thermal efficiency of IFWBHs in proportion to the gas flow passing through the heating coil is technically and economically justified in the range between 48 and 55%, and the total annual cost (Fig. 2) and the burner thermal capacity (Fig. 3) are within the limit of (), a function of thermal efficiency and gas flow rate, and outside this range, they depend on only one of the two.

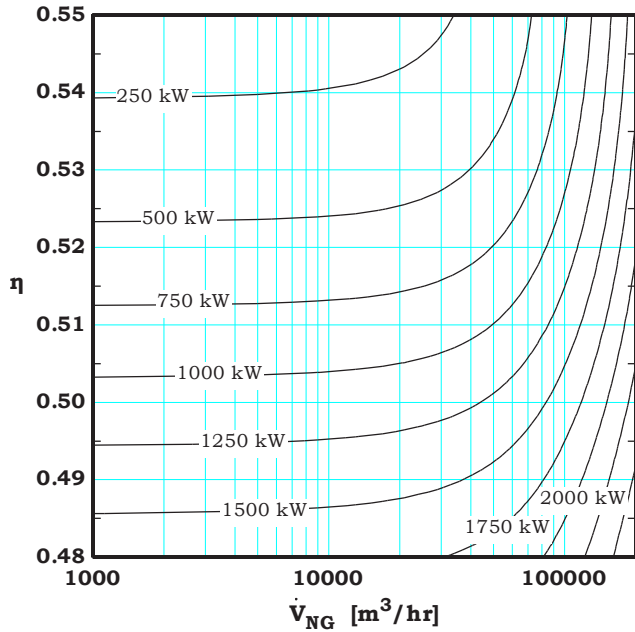


Fig. 2. Optimal Total Annual Cost of IFWBH

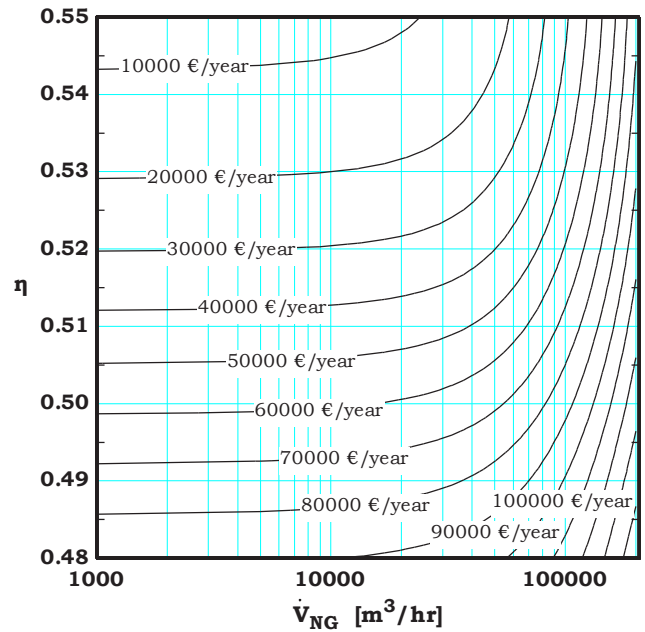


Fig. 3. Optimal Capacity of IFWBH Burner

4- Conclusions

The results show that for flow rates higher than 100,000 m³/hr, the thermal efficiency is almost constant, despite the increase in the total annual cost and the burner thermal capacity. Meanwhile, for flow rates of less than 10,000 m³/hr, for each one percent increase in thermal efficiency, about 10,000 € will be saved in the total annual cost and about 250 kW in the burner thermal capacity of IFWBHs.

Nomenclature

Variables		Subscripts	
<i>BC</i>	Brine concentration, (%)	<i>bur</i>	Burner
<i>C</i>	Cost, (€)	<i>ft</i>	Fire tube
<i>EA</i>	Excess air, (%)	<i>hc</i>	Heat coil
<i>ID</i>	Inner diameter, (m)	<i>in</i>	Inlet
<i>L</i>	Length, (m)	<i>MIN</i>	Minimum
<i>N</i>	Number of pipes	<i>NG</i>	Natural gas
<i>N_c</i>	Wasted cost number	<i>out</i>	Outlet
<i>N_s</i>	Entropy generation number	<i>pass</i>	Tube pass
<i>P</i>	Pressure, (kPa)	<i>path</i>	Tube path
\dot{Q}	Thermal power, (kW)	<i>rel</i>	Relative
\dot{S}_{gen}	Entropy generation, (kW/K)	<i>sh</i>	Shell
<i>T</i>	Temperature, (°C)	<i>tv</i>	Throttling valve
\dot{V}	Volumetric flow rate, (m ³ /hr)	<i>wt</i>	Wall thickness
ϵ/D	Relative roughness		
η	Thermal efficiency		

References

- [1] S.R. Kazemi Mazandarani, M. Farzaneh-Gord, M.M. Shahmardan, Optimization of Geometric Dimensions of Fire Tube and Heat Coil Used in City Gate Stations Heaters, Modares Mechanical Engineering, 19(5) (2018) 1103-1114 (in Persian).
- [2] S.A. Mostafavi, M. Shirazi, Thermal modeling of indirect water heater in city gate station of natural gas to evaluate efficiency and fuel consumption, Energy, 212 (2020) 118390.
- [3] P. Soleimani, M. Khoshvaght Aliabadi, H. Rashidi, H. Bahmanpour, Enhancing the Thermal Efficiency of Gas Pressure Reduction Stations (CGS) Heaters Using the Twisted Tapes (Case study: Iran Golestan Qaleh-Jiq Station), Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering (IJCCE), 40(4) (2021) 1333-1145.
- [4] OGI, Oil, Gas, and Industrial Process Equipment Incorporated, in: TERI brand, Horizontal Natural Draft, <https://www.ogipe.com/product-item/horizontal-natural-draft/>, 2019, pp. [Accessed April 19, 2019].
- [5] M. Stewart, Surface Production Operations: Vol 2: Design of Gas-Handling Systems and Facilities, Elsevier Science, 2014.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

S. R. Kazemi Mazandarani, M. Farzaneh-Gord, M. M. Shahmardan, A. Esfahanipour, Multi-objective Genetic Algorithm Optimization of Natural Gas Pressure Drop Station Heaters Using the Entropy Generation Minimization Method, Amirkabir J. Mech Eng., 55(1) (2023) 15-18.

DOI: [10.22060/mej.2023.21773.7508](https://doi.org/10.22060/mej.2023.21773.7508)





بهینه‌سازی چندهدفه گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار گاز بر پایه الگوریتم ژنتیک با استفاده از روش کمینه‌سازی آنتروپی تولیدی

سید رفیع کاظمی مازندرانی^۱، محمود فرزانه گرد^{۲*}، محمد محسن شاه مردان^۳، اکبر اصفهانی پور^۴

۱- دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس خوارزمی، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

۲- دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

۳- دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

۴- دانشکده مهندسی صنایع و سیستم‌های مدیریت، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۱/۰۶/۲۴

بازنگری: ۱۴۰۱/۱۲/۱۸

پذیرش: ۱۴۰۱/۱۲/۱۹

ارائه آنلاین: ۱۴۰۱/۱۲/۲۳

کلمات کلیدی:

ایستگاه تقلیل فشار

مدل حرارتی

گرمکن غیرمستقیم

بازده حرارتی

آنتروپی تولیدی

خلاصه: در سال‌های اخیر، با رشد روزافزون مصرف گاز طبیعی در ایران، تعداد ایستگاه‌های تقلیل فشار افزایش چشمگیری داشته‌است. در شیرهای فشارشکن این ایستگاه‌ها، افت دمای ناشی از اثر ژول - تامسون موجب هیدراته‌شدن گاز، یخ‌زدگی شیرآلات و انسداد مسیر انتقال می‌گردد. بدین سبب حدود ۱۴۰۰۰ دستگاه گرمکن حمام‌آب قبل از ورود گاز پرفشار به این شیرها، وظیفه پیش‌گرمایش آن را برعهده دارند. شوربخانه، بازدهی با میانگین ۳۰ درصدی این گرمکن‌ها، سالانه نزدیک به یک میلیارد متر مکعب گاز طبیعی فرآوری شده معادل با ظرفیت نیروگاهی ۴۰۰ مگاواتی را به هدر می‌دهد. پژوهش حاضر با هدف بهینه‌سازی این گرمکن‌ها، درصدد برقراری مصالحه بین بیشینگی کارآیی و کمینگی اتلاف و هزینه آن‌هاست. در این مقاله، با مدل‌سازی ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی گرمکن‌ها، سه تابع هدف شامل بازده حرارتی، عدد آنتروپی تولیدی و عدد هزینه تلف‌شده، تعریف و سپس مدل ریاضی مسأله در قالب دو سناریو پیشنهاد شده‌است. آنگاه حل مدل براساس یکی از تکنیک‌های الگوریتم ژنتیک چندهدفه، با استفاده از روش کمینه‌سازی آنتروپی تولیدی و بکارگیری هم‌زمان نرم‌افزارهای ایز و متلب انجام گرفته و جهت بهینه‌پارتوی هر یک از این سناریوها تعیین گردیده‌است. نتایج حاصل از پیاده‌سازی مدل با انحراف کمتر از $\pm 10\%$ درصد نسبت به نتایج یک نمونه واقعی، حکایت از عملکرد قابل قبول آن دارد. بر پایه این نتایج، بهبود بازده حرارتی این گرمکن‌ها بسته به دبی حجمی گاز در بازه بین ۴۸ تا ۵۵ درصد امکان‌پذیر و دارای توجیه فنی - اقتصادی است. این نتایج که در قالب روابط، منحنی‌ها و گروه‌های بی‌بعد ارائه شده‌است، می‌تواند به عنوان مرجعی برای طراحی بهینه گرمکن‌های حمام‌آب مورد استفاده قرارگیرد.

۷ MPa افزایش و سپس به منظور مناسب‌سازی برای مصارف مورد نیاز،

در ایستگاه‌های تقلیل فشار دروازه شهری^۱، حومه شهری^۲ و درون شهری^۳ مستقر در مبادی ورودی شهرها و مراکز صنعتی بزرگ، شهرهای کوچک و محله‌های مسکونی به ترتیب تا حدود ۱/۷ MPa، ۰/۴ MPa و ۰/۱۴ MPa کاهش می‌دهند [۲ و ۳]. اما گاز ورودی به این ایستگاه‌ها پیش از عبور از شیر فشارشکن، لزوماً می‌بایست تا حدی گرم شود که دیگر افت دمای ناشی از اثر ژول - تامسون در طی فرآیند اختناق، قادر به میعان و سپس انجماد بخار آب و هیدروکربن‌های سنگین‌تر موجود در آن نباشد. که در غیر این صورت، پدیده نامطلوب هیدراته شدن گاز، یخ‌زدگی شیرآلات و تجهیزات پایین دستی و نهایتاً انسداد مسیر توزیع و مصرف گاز طبیعی (بویژه در فصول

۱- مقدمه

در نیم قرن اخیر، به موازات رشد روزافزون مصرف انرژی، گرایش به استفاده از گاز طبیعی در کشور به واسطه برخورداری از مزایایی چون آلاینده‌گی کم، گستره و تنوع کاربری، سهولت مصرف و به ویژه پشتوانه ذخایر عظیم، افزایش قابل توجهی یافته‌است [۱]. در این راستا، فناوری‌ها و تجهیزات مورد استفاده در صنعت گاز نیز به تدریج، دستخوش تحولات چشمگیری گردیده و شیوه گاز رسانی از طریق حمل مخازن حاوی گاز مایع جای خود را به سیستم انتقال و توزیع از طریق خطوط لوله داده‌است. در این روش جهت پیشگیری از افت فشار ناشی از اصطکاک جریان در خطوط لوله، فشار گاز طبیعی را به هنگام تزریق در شبکه سراسری انتقال توسط کمپرسورهای مخصوص تعبیه‌شده در ایستگاه‌های تقویت فشار، تا حدود

1 City Gate Stations (CGS)

2 Town Border Station (TBS)

3 District Reducing Station (DRS)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: m.farzanehgord@um.ac.ir

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 فرمائید.



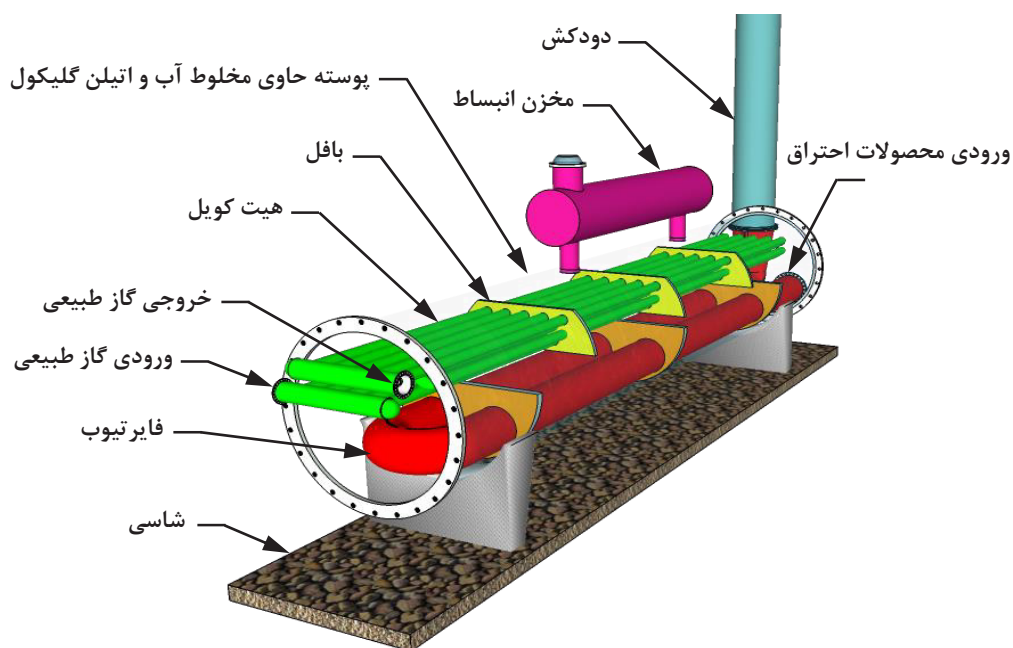
سرما)، رخ خواهد داد.

در حال حاضر، گاز طبیعی تزریق شده در هر یک از خطوط لوله سراسری واقع در مناطق ده گانه عملیات انتقال گاز ایران، بطور میانگین دارای فشار، دبی و ارزش حرارتی به ترتیب برابر با ۵۵۰۰ kPa ، $۹۵ \times ۱۰^۶ \text{ m}^3/\text{day}$ (معادل ۷۸۷ kg/s) و ۵۰۰۰ kJ/kg بوده و عملیات پیش‌گرمایش آن در مجموع، توسط حدود ۱۴۰۰۰ دستگاه بویلر فایرتیوب با شعله غیرمستقیم معروف به گرمکن غوطه‌ور یا حمام آب^۱ با ظرفیت‌های مختلف و میانگین مصرف سوخت $۳/۳ \text{ kg/s}$ صورت می‌پذیرد. این گرمکن‌ها که ساختار نمونه رایج آنها موسوم به گرمکن‌های خطی در شکل ۱ نشان داده شده‌است، در واقع نوعی از مبدل‌های گرمایی پوسته-لوله با جریان مخالف شامل: محفظه احتراق، پوسته در برگیرنده فایرتیوب^۲ و هیت‌کوئل^۳ غوطه‌ور در سیال واسط (شورابه حاصل از اختلاط آب خالص با مایع اتیلن گلیکول موسوم به ضدیخ) و همچنین دودکش هستند که وظیفه دارند با دریافت انرژی شیمیایی آزاد شده سوخت، آنتالپی گازهای داغ گذرنده از فایرتیوب و دودکش را کاهش و متناسب با آن، انرژی داخلی سیال واسط و سپس آنتالپی گاز طبیعی گذرنده از هیت‌کوئل را تا حد مطلوب افزایش دهند [۴]. شوربختانه، این گرمکن‌ها به دلیل بازده حرارتی حدود ۳۰ درصد و تلفات انرژی قابل‌اجتناب ناشی از طراحی نامناسب و یا بهره‌برداری ناجا، در مجموع توانی معادل با توان نیروگاه حرارتی به ظرفیت ۴۰۰ MW و مصرف سالانه حدود ۱ BCM گاز طبیعی فرآوری شده را در سطح کشور به هدر داده و هزینه‌های هنگفتی را بر اقتصاد ملی تحمیل می‌نمایند [۵-۷]. شواهدی چون رشد روزافزون جمعیت و توسعه گریزناپذیر شبکه‌های توزیع و مصرف در آینده، حاکی از آن است که با تداوم وضع موجود و عدم پیش‌بینی تمهیدات لازم برای صرفه‌جویی در مصرف این ذخایر تجدیدنپذیر، افزایش چشمگیر هزینه‌های غیرقابل توجیه، دور از انتظار نخواهد بود.

تاکنون پژوهشگران بسیاری مسئله بهینه‌سازی مصرف انرژی در ایستگاه‌های تقلیل فشار را مورد مطالعه قرار داده‌اند. سلیمانی و همکاران [۸] امکان بکارگیری توربولاتورهای مت‌های در داخل هیت‌کوئل گرمکن‌های حمام آب را بررسی نموده و نشان دادند که در ازای نسبت پیچ‌خورده‌گی‌های معینی از این نوارهای پیچ‌خورده، نرخ انتقال حرارت و افت فشار، افزایش یافته و طول هیت‌کوئل و مصرف انرژی این گرمکن‌ها به ترتیب تا ۳۸ و ۲۲ درصد کاهش می‌یابد. شفیعی و همکاران

- 1 Indirect Fired Water-Bath Heater (IFWBH)
- 2 Fire tube
- 3 Heat coil

[۹] با مدل‌سازی حرارتی گرمکن حمام آب، به مطالعه تأثیر ۹ پارامتر هندسی بر عملکرد حرارتی آن پرداخته و نتیجه‌گیری کردند که با تغییر هندسه گرمکن از استوانه‌ای به مکعبی‌شکل، بازده حرارتی از ۳۱ به ۵۶ درصد افزایش و میزان مصرف سوخت از $۱/۴۸ \text{ kg/s}$ به $۰/۸۴ \text{ kg/s}$ کاهش می‌یابد. مصطفوی و شیرازی [۱۰] گرمکن‌های حمام آب را به صورت تابعی از اقلیم، هندسه گرمکن و مشخصات گاز طبیعی مدل‌سازی نموده و با تخمین بازده حرارتی و مصرف سوخت، تأثیر انتخاب هندسه مناسب در افزایش بازده حرارتی آن‌ها را مورد بررسی قرار دادند. خسروی و همکاران [۱۱] نیز نشان دادند که توربولاتورهای مت‌های می‌توانند با بهبود عدد ناسلت جریان گاز تا حدود ۲۰ درصد، موجب افزایش بازده حرارتی و کاهش نرخ مصرف سوخت این گرمکن‌ها گردند. کاظمی و همکاران [۱۲] با شبیه‌سازی گرمکن حمام آب در قالب ماشین ترمودینامیک مرکب از دو سیستم حرارتی متمایز از هم، رابطه بین ابعاد هندسی بهینه فایرتیوب و هیت‌کوئل را به صورت تابعی از دماهای کارکردی با بیشینه خطای نسبی حدود ۱۳ درصد ارائه نمودند. روموکی و همکاران [۱۳] دستیابی به بازده حرارتی ۹۰ درصدی را در صورت استفاده از نوعی گرمکن مجهز به ریویولر ترموسیفون که در آن سیال عامل تغییر فاز یافته توسط نیروهای جاذبه و شناوری به گردش در می‌آید، امکان‌پذیر دانستند. رحمتی و رئیس زاده [۱۴] با پیشنهاد بکارگیری نانولوله‌های کربنی چند جداره در شورابه درون پوسته گرمکن، تأثیر آن را در افزایش ۴۸ درصدی بازده حرارتی نتیجه‌گیری نمودند. الفتی و همکاران [۱۵] با ارائه تحلیلی مبتنی بر استراتژی‌های فصلی مختلف برای ایستگاه تقلیل فشار مورد مطالعه، بیشترین و کمترین مقادیر بازده انرژی را به ترتیب ۷۷ درصد در زمستان و ۶۹ درصد در تابستان گزارش نمودند. نادری و همکاران [۱۶] پیشنهاد نصب مبدل حرارتی گاز-آب بر روی دودکش گرمکن را جهت گرمایش مجدد آب مطرح و نشان دادند که اجرای این طرح، بازده انرژی ایستگاه را تا حدود ۸۰ درصد افزایش می‌دهد. سالاری و گودرزی [۱۷] تأثیر توربولاتورهای فنری بر عملکرد گرمکن‌های حمام آب را مورد بررسی قرار داده و نتیجه‌گیری کردند که بکارگیری سیم‌های مارپیچی با سطح مقطع بیضوی و نسبت قطر $۰/۹۵$ و نسبت قطر حلقه به مفتول ۱۰، دستیابی به بیشترین بازده حرارتی گرمکن‌ها را امکان‌پذیر می‌سازند. افشاری و همکاران [۱۸] با پیشنهاد استفاده از یک ریکوپراتور و مدل‌سازی عددی آن، میزان صرفه‌جویی در مصرف سوخت گرمکن‌ها را در حالت‌هایی که بدنه دودکش، عایق و یا در دمای ثابت باشد، به ترتیب $۱۰/۵$ و ۱۰ درصد برآورد نمودند. فرزانه گرد و همکاران [۱۹] با پیشنهاد تجهیز گرمکن‌های رایج به سیستم پمپ حرارتی



شکل ۱. ساختار گرمکن حمام آب نوع خطی

Fig. 1. The structure of the Indirect Fired Water-Bath Heater (an IFWBH of line heater type)

تلفیق تکنیک بهینه‌سازی چندهدفه مبتنی بر الگوریتم ژنتیک^۲ با متدهای کمینه‌سازی نرخ آنتروپی تولیدی^۳ و هزینه آگرژی مخصوص^۴ جهت بهینه‌سازی گرمکن‌های حمام آب آزموده‌نشده است. پژوهش حاضر ضمن برخورداری از این نوآوری، با بهینه‌سازی سه هدفه این گرمکن‌ها و ارائه منحنی‌ها، روابط و شاخص‌های کلیدی، طراحان را قادر می‌سازد با سهولت نسبت به طراحی بهینه آن‌ها متناسب با هدف‌گذاری‌های خود اقدام نمایند.

۲- متدولوژی

در این مطالعه، فرآیند بهینه‌سازی گرمکن حمام آب با طی نمودن گام به گام مراحل زیر انجام پذیرفته است:

(۱) مدل‌سازی ترمودینامیکی بر مبنای تحلیل قوانین اول و دوم با استفاده از معادلات حاکم بر مسأله در چارچوب مفروضات طراحی و ملاحظات فنی-اقتصادی.

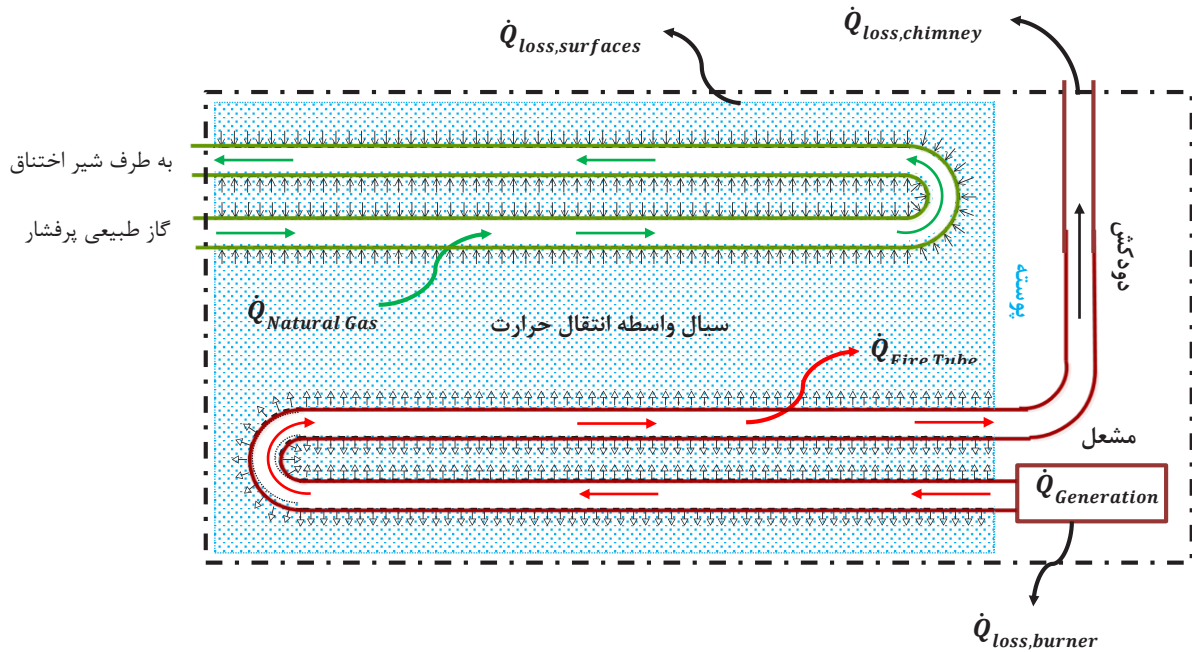
(۲) مدل‌سازی ترموآکونومیکی بر مبنای تحلیل اقتصادی مسأله با

زمین‌گرمایی عمودی و محاسبه دوره بازگشت سرمایه تنزیل شده دو ساله، از کاهش بیش از ۶۵ درصدی مصرف سوخت که می‌تواند به کاهش انتشار CO₂ تا ۷۹ درصد بیانجامد، خبر دادند. عرب‌کوهسار و همکاران [۲۰] طرح افزودن سامانه گرمایش خورشیدی به گرمکن‌های حمام آب و همزمان تعبیه توربین‌انبساطی به جای شیر اختناق را ارائه و سود دهی خالص پیکربندی پیشنهادی را پس از ۳/۵ سال برآورد نمودند. عاشوری و همکاران [۲۱] به محاسبه حداقل مقادیر دمای مناسب برای گاز ورودی در فشارهای مختلف پرداخته و نتیجه‌گیری نمودند که با طراحی سیستم نگهدارنده دمای گاز ورودی در این مقادیر حداقلی، امکان صرفه‌جویی در مصرف انرژی گرمکن‌ها تا میزان ۴۳ درصد، فراهم خواهد شد. صنایع و محمدی‌نسب [۲۲] مدل‌سازی و بهینه‌سازی یک سیستم تأمین و تولید همزمان گرما و برق^۱ را مورد بررسی قرار داده و با تعریف یک تابع هدف موسوم به سود سالانه واقعی متضمن ۹ متغیر تصمیم و بیشینه‌سازی آن به کمک تکنیک بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک، مقادیر بهینه متغیرهای تصمیم را تعیین نمودند.

با وجود پژوهش‌های گسترده صورت‌پذیرفته در این حوزه، تا کنون

2 Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA)
3 Entropy Generation Minimization (EGM) Method
4 Specific Exergy Costing (SPECO) Method

1 Combined Heat and Power (CHP)



شکل ۲. سیستم ترمودینامیکی گرمکن حمام آب مدل سازی شده

Fig. 2. Modeled IFWBH thermodynamic system

استفاده از معادلات بالانس هزینه.

- ۳) مدل سازی ریاضی از طریق تعیین پارامترهای طراحی، فرمول بندی ضوابط فنی - اقتصادی مسأله و نیز محدودیت های اعمال شده بر روی متغیرهای تصمیم در قالب توابع هدف و قیود.
- ۴) حل مدل ریاضی مسأله با استفاده از روش ها و الگوریتم های بهینه سازی به منظور جستجو و یافتن مقادیر بهینه متغیرهای طراحی.

۳-۱- فرضیات

- ۱) تمامی جریان ها یک بعدی و پایا هستند.
- ۲) ضرایب اصطکاک و انتقال حرارت جابجایی در راستای جریان، ثابتند.
- ۳) فاز سیال ها، ثابت و رژیم جریان ها، مغشوش است.
- ۴) خواص ترموفیزیکی سیال ها در هر مقطع از جریان، یکنواخت است.
- ۵) شیوه غالب انتقال حرارت در لوله ها، جابجایی با شار ثابت است.
- ۶) تغییرات انرژی و انرژی پتانسیل و جنبشی ناچیز و قابل چشم پوشی است.

۳- مدل سازی ترمودینامیکی

ابتدا گرمکن حمام آب در قالب طرحواره شکل ۲ مدل سازی می شود. مرزهای سیستم مورد مطالعه در این مدل، مشعل و پوشش گرمکن را کاملاً در بر گرفته و از مقطع عرضی دهانه های هیت کویل و دودکش آن می گذرد. اجزاء تشکیل دهنده این سیستم فارغ از ماهیت و رفتار سیال درون آنها، نقش واحدهای تولید، انتقال، انباشت، مصرف و اتلاف انرژی گرمایی را بازی می کنند. با این وجود، هر یک از فایرتیوب و هیت کویل گرمکن را نیز می توان بطور جداگانه به عنوان حجم کنترل در نظر گرفته و مورد تحلیل قرار داد.

۳-۲- تحلیل قانون اول و معادلات حاکم

در سیستم انتخابی نشان داده شده در شکل ۲ چون هیچ جریان جرم آزاد (نامحصور) و یا کار مکانیکی از مرزها عبور نکرده و سیال ساکن درون پوسته نیز تنها واحد انباشت کننده انرژی حرارتی است، بنابراین موازنه انرژی برابر خواهد بود با [۲۳]:

در محفظه احتراق، بازده بارگذاری معرف نسبت توان حرارتی بارگذاری شده در فایرتیوب به توان حرارتی دریافت شده توسط گرمکن و بازده تحویل نیز معرف نسبت توان حرارتی دریافت شده توسط هیت کوئل و گاز طبیعی گذرنده از آن به توان حرارتی بارگذاری شده در فایرتیوب می باشد. بدیهی است که η_{bur} ، مستقل از سایر پارامترهای ساختاری و عملکردی گرمکن بوده و صرفاً به ویژگی های تکنولوژیکی بکار گرفته شده در مشعل بستگی دارد. $\eta_{delivery}$ نیز تابع ویژگی های هندسی و ترموفیزیکی گرمکن بوده و به نوع مواد و آلیاژ بکار گرفته شده و کیفیت عایق کاری سطوح پوسته و مخزن انبساط آن وابسته است. بنابراین با بکارگیری مشعل هایی هر چه با کیفیت تر و ایزولاسیون هر چه مناسب تر سطوح، امکان بهبود این دو بازده تا وضعیت آرمانی ($\eta_{feed} \approx \eta_{delivery} \approx 1$) دور از دسترس نخواهد بود. بنابراین می توان نتیجه گیری کرد که هدف اصلی در بهینه سازی گرمکن های حمام آب، در واقع بهبود بازده بارگذاری است. و از آن جایی که:

$$\eta_{load} = \frac{\dot{Q}_{ft}}{\dot{Q}_{bur}} = \frac{\dot{Q}_{NG}/\eta_{delivery}}{\dot{Q}_{bur}} = \frac{1}{\eta_{delivery}} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{NG}}{\dot{Q}_{bur}} \right) \quad (5)$$

رابطه (۴) را می توان به صورت رابطه (۶) خلاصه نمود:

$$\eta_{heater} = \eta_{bur} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{NG}}{\dot{Q}_{bur}} \right) \quad (6)$$

که \dot{Q}_{bur} و \dot{Q}_{NG} به ترتیب برابر با نرخ انتقال حرارت جابجایی بین سیال های گرم (درون پوسته) و سرد (گذرنده از هیت کوئل) و نرخ خالص آنتالپی مخلوط هوا و سوخت مصرفی (گذرنده از حجم کنترل مشعل) بوده و از روابط (۷) و (۸) قابل محاسبه خواهند بود [۲۴]:

$$\dot{Q}_{NG} = U_{hc} \cdot A_{hc} \cdot F \cdot LMTD \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{bur} = \dot{m}_{mix} \cdot Cp_{mix} \cdot (T_{bur,max} - T_{bur,in}) \quad (8)$$

با جایگذاری معادلات (۷) و (۸) در رابطه (۶) و بکارگیری روابط جدول ۱ می توان نقش پارامترهای دیگری علاوه بر پارامترهای بکار رفته در رابطه (۳) را در تعیین بازده حرارتی گرمکن، بخوبی مشاهده نمود [۳].

$$\left. \frac{dE}{dt} \right|_{sys} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i - \dot{W}_{act} = \dot{Q}_{gen} - \dot{Q}_{cons} - \dot{Q}_{loss,bur} - \dot{Q}_{loss,chi} - \dot{Q}_{loss,sur} \quad (1)$$

$$\frac{dU_w}{dt} = \dot{Q}_{fuel} - \dot{Q}_{NG} - \sum \dot{Q}_{loss}$$

که با تطبیق قانون اول بر حجم های کنترل فایرتیوب و هیت کوئل، رابطه اخیر به صورت رابطه (۲) نیز قابل بازنویسی است [۲۴]:

$$M_w C_{p_w} \frac{dT_w(t)}{dt} = \dot{m}_{fuel} LHV_{NG} - \dot{m}_{NG} C_{p_{NG}} (T_{hc,out} - T_{hc,in}) - \sum \dot{Q}_{loss} \quad (2)$$

بدین ترتیب بازده حرارتی یا بازده قانون اول گرمکن حمام آب که غالباً در حالت پایا ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$) و به صورت نسبت توان حرارتی قابل فروش به توان حرارتی هزینه شده تعریف می شود، را می توان به صورت رابطه (۳) بیان نمود:

$$\eta_I = \frac{\dot{Q}_{NG}}{\dot{Q}_{fuel}} = \frac{\dot{m}_{NG} C_{p_{NG}} (T_{hc,out} - T_{hc,in})}{\dot{m}_{fuel} LHV_{NG}} \quad (3)$$

در پژوهش حاضر به منظور دخالت دادن پارامترهایی همچون درصد غلظت شوره، درصد هوای اضافی، دماهای محیط، مشعل و فایرتیوب که در اندازه گیری دقیق تر بازده حرارتی گرمکن تأثیرگذارند، بازده حرارتی کل گرمکن به صورت حاصل ضرب سه بازده حرارتی جزئی موسوم به: بازده تغذیه^۱، بازده بارگذاری^۲ و بازده تحویل^۳ تعریف می شود. یعنی:

$$\eta_{heater} = \eta_{feed} \times \eta_{load} \times \eta_{delivery} \quad (4)$$

به طوری که بازده تغذیه و یا همان بازده مشعل (η_{bur}) معرف نسبت توان حرارتی دریافت شده توسط گرمکن به توان حرارتی آزاد شده از سوخت

- | | |
|---|---------------------|
| 1 | Feed Efficiency |
| 2 | Load Efficiency |
| 3 | Delivery Efficiency |

جدول ۱. روابط تعیین کننده کمیت‌های استفاده شده در روابط (۷) و (۸) [۴]

Table 1. The relations determining the quantities used in Eqs. (7) and (8) [4]

معادله	کمیت
$\frac{1}{U_{hc}} = \frac{1}{h_o} + R_o + \frac{L_{wt,hc}}{K_{hc}} + R_i + \frac{A_o}{h_i \cdot A_i}$	ضریب انتقال حرارت کلی
$h_i = 0.722 \left(\frac{k_{NG}}{ID_{hc}} \right) \cdot \left(\frac{ID_{hc} \cdot G_{NG}}{\mu_{NG}} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{Cp_{NG}}{k_{NG}} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{\mu_{NG}}{\mu_w} \right)^{1/4}$	در سیستم یکای (FPS)
$h_o = 116 \left(\frac{k_w \cdot Cp_w \cdot \rho_w \cdot \beta_w \cdot LMTD_{hc}}{\mu_w \cdot OD_{hc}} \right)^{1/4}$	
$R_f = R_o + R_i \quad ; \quad \frac{A_o}{A_i} = \left(\frac{OD}{ID} \right)_{hc} \quad ; \quad G = \frac{\dot{m}_{NG}}{As_{hc,i}} \quad ; \quad \dot{m}_{NG} = \rho_{NG} \cdot \dot{V}_{NG} \quad ; \quad As_{hc,i} = (\pi / \epsilon) \cdot ID_{hc,i} \quad ; \quad ID_{hc,i} = 36 \cdot \left(\frac{\dot{V}_{NG} \cdot \bar{T}_{hc} \cdot z_{NG}}{P_{hc,in} \cdot Vel_{NG}} \right) \quad ; \quad \rho_w = f(BC)$	
$A_{hc} = A_o = \pi \cdot OD_{hc,i} \cdot N_{path,hc} \cdot N_{pass,hc} \cdot L_{sh}$	سطح انتقال حرارت هیت کویل
$F = \frac{a \ln \left(\frac{1-P}{1-RP} \right)}{(1-R) \ln \left(\frac{r-P(b-a)}{r-P(b+a)} \right)}$	ضریب تصحیح دما
$a = \sqrt{R^2 + 1} \quad ; \quad b = R + 1 \quad ; \quad R = \frac{T_w - T_{hc,out}}{T_{hc,out} - T_{hc,in}} \quad ; \quad P = \frac{T_{hc,out} - T_{hc,in}}{T_w - T_{hc,in}}$	
$LMTD_{hc} = \frac{T_{hc,out} - T_{hc,in}}{\ln \left(\frac{T_{w,max} - T_{hc,in}}{T_{w,max} - T_{hc,out}} \right)}$	اختلاف دمای میانگین لگاریتمی
$\dot{q}_{flux} = \frac{\dot{Q}_{bur}}{A_{fi}} = 10000 \left[\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \right] = 31.5 \left[\text{kW/m}^2 \right]$	نرخ شار حرارتی فایرتیوب
$A_{fi} = \pi \cdot OD_{fi,i} \cdot N_{path,fi} \cdot N_{pass,fi} \cdot L_{sh}$	
$\dot{q}_{density} = \frac{\dot{Q}_{bur}}{As_{fi}} = 15000 \left[\text{Btu/h} \cdot \text{in}^2 \right] = 6814 \left[\text{kW/m}^2 \right]$	چگالی پخش حرارتی مشعل
$As_{fi} = N_{path,fi} \cdot (\pi / \epsilon) \cdot ID_{fi,i}$	
$\dot{m}_{mix} = \dot{m}_{fi} = \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{air}$	دبی جرمی مخلوط سوخت و هوا
$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{fuel} \cdot AF_{st} \cdot (1 + EA / 100) \quad ; \quad \dot{m}_{fuel} = \rho_{NG} \cdot \dot{V}_{fuel}$	
$Cp_{mix} \approx Cp_{fi}$	ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط سوخت و هوا
$T_{bur,max} = T_{AFT}$	بیشینه دمای مخلوط استوکیومتری

۳-۳- تحلیل قانون دوم و معادلات حاکم

چنانچه سیستم نشان داده شده در شکل ۲ مجدداً در نظر گرفته شود، موازنه انگرژی برابر خواهد بود با [۲۵]:

$$M_w Cp_w \frac{d}{dt} (T_w(t) - T_o \ln T_w(t)) = \dot{m}_{fuel} (\varphi \cdot NCV^o)_{fuel} - \dot{m}_{NG} \Delta(h - T_o s)_{NG} - \sum \dot{X}_{dest} \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt} (E - T_o S) \Big|_{sys.} = \sum_{j=1}^n \dot{X}_j - \dot{W}_{act.} = \dot{X}_{gen.} - \dot{X}_{cons.} - \dot{X}_{dest,bur} - \dot{X}_{dest,chi} - \dot{X}_{dest,sur} \quad (9)$$

بدین ترتیب بازده انگرژی یا بازده قانون دوم گرمکن حمام آب که غالباً در حالت پایا و به صورت نسبت توان انگرژی حرارتی قابل فروش به توان انگرژی حرارتی هزینه شده تعریف می‌شود، را می‌توان به صورت رابطه (۱۱) بیان نمود:

$$as : \quad \dot{X}_j \equiv \dot{Q}_j (1 - T_o / T_j)$$

$$\frac{d}{dt} (U_w - T_o S_w) = \dot{X}_{fuel} - \dot{X}_{NG} - \sum \dot{X}_{dest}$$

که با تطبیق قانون اول بر حجم‌های کنترل فایرتیوب و هیت کویل، رابطه اخیر به صورت رابطه (۱۰) نیز قابل بازنویسی است:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{X}_{NG}}{\dot{X}_{fuel}} = 1 - \frac{\sum \dot{X}_{dest}}{(\dot{m}_{fuel} \cdot \varphi_{fuel} \cdot NCV^o_{fuel})_f} \quad (11)$$

که چون در حجم‌های کنترل انتخابی محیط بر هر یک از فایرتیوب و هیت‌کوئل گرمکن، $\sum \dot{S}_{gen,INT}$ یعنی نرخ آنتروپی‌های تولیدی ناشی از بازگشت‌ناپذیری‌های داخلی با منشأ انتقال حرارت و اصطکاک جریان سیال - خارج شده از / وارد شده به - سطوح فایرتیوب و هیت‌کوئل برابر با تغییر نرخ آنتروپی‌های تولیدی سیال‌های گذرنده از مقاطع ورودی و خروجی آنها بوده و $(ds = Cp dT/T - R dP/P)$ است، بنابراین در حالت پایا رابطه (۱۴) به صورت رابطه (۱۵) قابل بازنویسی خواهد بود:

$$\begin{aligned} \sum \dot{S}_{gen.} = & \left(\dot{m}_{ft} Cp_{ft} \ln \frac{T_{ft,out}}{T_{ft,in}} - \dot{m}_{ft} R_{ft} \ln \frac{P_{ft,out}}{P_{ft,in}} \right) + \\ & \left(\dot{m}_{hc} Cp_{hc} \ln \frac{T_{hc,out}}{T_{hc,in}} - \dot{m}_{hc} R_{hc} \ln \frac{P_{hc,out}}{P_{hc,in}} \right) + \\ & \dot{m}_{ft} Cp_{ft} (T_{ft,out} - T_o) + \\ & \dot{m}_{hc} Cp_{hc} (T_{hc,out} - T_{hc,in} - T_o) \end{aligned} \quad (15)$$

حال با توجه به تعریف عدد بازگشت‌ناپذیری و یا عدد آنتروپی‌تولیدی^۱ می‌توان شاخص اندازه‌گیری اتلاف گرمکن حمام‌آب را با استفاده از رابطه بی‌بعد (۱۶) بدست آورد:

$$N_s = \frac{\sum \dot{S}_{gen}}{\dot{S}_{gen,MIN}} ; N_s \geq 1 \quad (16)$$

که $\dot{S}_{gen,MIN}$ نرخ آنتروپی‌تولیدی مینیمم در حالت پایا بوده و با ساده‌سازی رابطه (۱۴) به صورت رابطه (۱۷) قابل محاسبه است:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen,MIN} = \sum \dot{S}_{gen} \Big|_{adiabatic} = \\ \frac{\dot{Q}_{fuel}}{\bar{T}_{ft,max}} + \frac{\dot{Q}_{NG}}{\bar{T}_{hc,min}} = \\ \dot{Q}_{NG} \left(\frac{1}{\bar{T}_{hc,in}} - \frac{1}{\eta_{heater} \bar{T}_{AFT}} \right) > 0 \end{aligned} \quad (17)$$

وانگهی بر مبنای مفهوم قانون دوم ترمودینامیک، حداکثر بازده حرارتی قابل انتظار از یک سیستم ترمودینامیکی برابر با بازده ماشین حرارتی ایده‌آلی است که بین دو منبع گرمایی دما بالا و دما پایین همان سیستم، به طور بازگشت‌پذیر بکارگرفته‌شود. این بدان معناست که بازده قانون دوم گرمکن را می‌توان با نسبت بازده حرارتی واقعی به ایده‌آل آن نیز معادل دانست. یعنی:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{heater}}{\eta_{heater,id}} = \frac{\eta_{heater}}{(1 - T_{amb.}/T_{AFT})_t} \quad (12)$$

از آنجایی که در حالت پایا، عبارات نشان داده‌شده با علامت † در روابط (۱۱) و (۱۲) ثابت باقی می‌مانند، بنابراین بیشینگی η_{heater} ، مستلزم بیشینگی η_{II} و آن نیز منوط به کمینگی $\sum \dot{X}_{dest}$ خواهد بود. و چون قضیه گویه- استودلا بیان می‌دارد که:

$$\sum \dot{X}_{dest} = T_o \times \sum \dot{S}_{gen.} \quad (13)$$

بنابراین بیشینگی η_{heater} ، علاوه بر این که به بیشینگی رابطه (۶) وابسته است، به کمینگی نرخ آنتروپی تولیدی کل گرمکن ($\sum \dot{S}_{gen.}$) نیز بستگی دارد. از طرفی بر مبنای متد کمینه‌سازی نرخ آنتروپی تولیدی که به عنوان یکی از روش‌های بهینه‌سازی سیستم‌های گرمایی، توسط آدریان بیجان مطرح و بعدها توسط سایر پژوهشگران توسعه داده‌شد، ابتداء معادله نرخ آنتروپی تولیدی کل سیستم و محیط پیرامونی آن، تعیین و سپس مقدار کمینه این معادله در حالت بی‌بعد به کمک روش‌های بهینه‌سازی مورد جستجو قرار می‌گیرد. بدین منظور با تطبیق قانون دوم ترمودینامیک بر سیستم انتخابی، معادله $\sum \dot{S}_{gen.}$ برابر خواهد بود با [۲۵]:

$$\begin{aligned} \sum \dot{S}_{gen.} = \frac{dS}{dt} \Big|_{sys.} - \sum_{k=1}^n \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = \\ \frac{dS}{dt} \Big|_{sys.} - \frac{\dot{Q}_{gen.}}{\bar{T}_{ft}} + \frac{\dot{Q}_{cons.}}{\bar{T}_{hc}} + \\ \frac{1}{T_o} (\dot{Q}_{loss,bur} + \dot{Q}_{loss,chi} + \dot{Q}_{loss,sur}) \geq 0 \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \sum \dot{S}_{gen.} = \frac{dS}{dt} \Big|_w + \left(\frac{\dot{Q}_{fuel}}{\bar{T}_{ft}} + \frac{\dot{Q}_{NG}}{\bar{T}_{hc}} \right) + \\ \frac{1}{T_o} \sum \dot{Q}_{loss} = M_w Cp_w \frac{d}{dt} [\ln T_w(t)] + \\ \sum \dot{S}_{gen,INT} + \sum \dot{S}_{gen,EXT} \end{aligned}$$

۴- مدل سازی ترمو اکونومیکی

به منظور بررسی اقتصادی سیستم‌های ترمودینامیکی، نخستین بار بیجان به همراه تساترونیس و همکاران [۲۶] روشی موسوم به هزینه‌گذاری مخصوص را پیشنهاد نمودند. در این روش، سیستم‌های ترمودینامیکی به گونه‌ای مدل سازی می‌شوند که از موازنه بین نرخ هزینه‌های انرژی سوخت و محصول، تعیین هزینه واحد محصول امکان پذیر گردد [۲۷]. بر این اساس با مدل سازی ترمو اکونومیکی گرمکن حمام آب، معادله بالانس هزینه را برای سیستم انتخابی (شکل ۳) می‌توان به صورت رابطه (۱۸) بیان نمود:

$$\sum c_{in} \dot{X}_{in} + \dot{Z}_{sys.} = \sum c_{out} \dot{X}_{out} + c_{dest} \sum \dot{X}_{dest} \quad (18)$$

$$c_{fuel} \dot{X}_{fuel} + \dot{Z}_{heater} = c_{NG} \dot{X}_{NG} + c_{fuel} \sum \dot{X}_{dest}$$

به طوری که c_{dest} ، c_{NG} ، c_{fuel} هزینه‌های مخصوص سوخت، محصول و تخریب انرژی و \dot{Z}_{heater} نرخ هزینه سرمایه گذاری گرمکن بوده و براساس قانون سوخت تعریف شده در روش هزینه‌گذاری مخصوص، رابطه ($c_{dest} = c_{fuel}$) نیز برقرار است. از طرفی:

$$\dot{Z}_{heater} = \varphi_{OMF} \times \dot{Z}_{CI} = \varphi_{OMF} \left(\frac{EUAC}{3600 \times OH} \right) \quad (19)$$

بنابراین با در اختیار داشتن پارامترهای ثابت ترمو اکونومیکی مسأله و نرخ‌های انرژی تعیین شده در بخش تحلیل انرژی، می‌توان به کمک روابط (۲۰) تا (۲۲)، معادل هزینه سالانه یکنواخت، \dot{Z}_{heater} و پارامتر مجهول c_{NG} را بدست آورد. بدین ترتیب که:

$$EUAC = PW_{heater} \times CRF \quad (20)$$

$$PW_{heater} = PW_{structure} + PW_{burner} = \varphi_{BPF} \times PW_{structure} = \varphi_{BPF} \cdot \rho_{ss} \cdot V_{flesh} \cdot C_{ss} \quad (21)$$

$$CRF = (EUAC/PW, i\%, n) = \frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (22)$$

حال چنانچه با توجه به تعریف فاکتور انرژی اکونومی^۲ در تجهیزات ترمودینامیکی:

$$f_{eqpt.} = \frac{\dot{Z}_{eqpt.}}{\dot{Z}_{eqpt.} + c_{fuel} \sum \dot{X}_{dest}} ; \dot{Z}_{eqpt.} = \dot{Z}_{CI} + \dot{Z}_{O\&M} \quad (23)$$

نسبت هزینه تخریب انرژی به مجموع هزینه‌های سرمایه گذاری و تخریب انرژی گرمکن، به صورت رابطه (۲۴) تعریف گردد:

$$C_{rel.} = 1 - f_{heater} = \frac{c_{fuel} \sum \dot{X}_{dest}}{\dot{Z}_{heater} + c_{fuel} \sum \dot{X}_{dest}} \quad (24)$$

می‌توان شاخص اندازه گیری هزینه گرمکن حمام آب را که در پژوهش حاضر از آن به عدد هزینه تلف شده^۳ تعبیر می‌شود، با استفاده از رابطه بی بعد (۲۵) بدست آورد:

$$N_c = \frac{C_{rel.}}{C_{rel.,MIN}} ; N_c \geq 1 \quad (25)$$

که $C_{rel.,MIN}$ هزینه نسبی مینیمم بوده و از رابطه (۲۶) قابل محاسبه است:

$$C_{rel.,MIN} = \frac{1}{1 + \dot{Z}_{heater} / c_{fuel} T_o \dot{S}_{gen.,MIN}} \quad (26)$$

۵- مدل سازی ریاضی

در این پژوهش با الگوبری از الگوریتم ژنتیک، ۲۰ متغیر تصمیم به عنوان پارامترهای قابل بهینه سازی در فضای فنوتایپ^۴ مسأله انتخاب شدند. این پارامترها، در واقع کمیت‌های متغیری هستند که با توجه به روابط ارائه شده در بخش‌های قبل، نقشی تعیین کننده در بهینگی بازده حرارتی، عدد

2 Exergoeconomic Factor
3 Wasted Cost Number
4 Phenotype Space

1 Equivalent Uniform Annual Cost (EUAC)

جدول ۲. آنالیز حجمی گاز طبیعی گذرنده از هیت کویل [۴]

Table 2. Volumetric analysis of natural gas passing through the heat coil [4]

درصد حجمی	فرمول شیمیایی	اجزاء تشکیل دهنده	نوع مخلوط
۸۵/۵۵	CH ₄	متان	ترکیبات گازی
۵/۷۴	C ₂ H ₆	اتان	
۱/۷۹	C ₃ H ₈	پروپان	
۰/۴۱	C ₄ H ₈	ایزو بوتان	
۰/۴۱	C ₄ H ₁₀	n-بوتان	
۰/۲	C ₅ H ₁₀	ایزو پنتان	
۰/۱۳	C ₅ H ₁₂	n-پنتان	
۰/۱۵	C ₆ H ₁₄	هگزان	
۰/۱۵	C ₇ H ₁₆	هپتان	
۱/۴۴	N ₂	نیتروژن	
۴/۰۲۸	CO ₂	دی اکسیدکربن	
۲۰ ppm	H ₂ S	سولفید هیدروژن	
۱۰۰			
۰/۰۳۳۷	Crude Oil	سایر هیدروکربنها	
۰/۰۰۰۴	H ₂ O	آب	رطوبت
۱۰۰			

سیال مخلوط در ورودی هیت کویل محاسبه گردید [۲۱]. همچنین ترکیب گازهای داغ گذرنده از فایرتیوب نیز با توجه به قانون پایستگی جرم و موازنه بین واکنش دهنده‌ها (گاز طبیعی و اکسیژن) و محصولات در شرایط احتراق استوکیومتری، به صورت درصد‌های حجمی جدول ۳ در نظر گرفته شد که براساس آن خواص ترمودینامیکی این سیال مخلوط در ورودی فایرتیوب نیز بدست آمد. وانگهی با فرض آن که غلظت شوره‌ای درون پوسته در وهله اول برابر با صفر است، به جای محاسبه خواص ترمودینامیکی این سیال مخلوط، از خواص ترمودینامیکی آب خالص در حالت استاندارد ترمودینامیکی محیط استفاده شد. تمامی محاسبات به کمک نرم افزار ایزو^۲ [۲۹] صورت پذیرفته و پس از مقایسه مقادیر بدست آمده با داده‌های گزارش شده در مرجع [۴]، نتایج صحت‌سنجی شده در جدول ۴ فهرست گردید.

بدین ترتیب در ادامه مدل‌سازی ریاضی مسأله، ترکیب متغیرهای تصمیم به صورت مجموعه‌ای یکپارچه و متصل به هم از پارامترهای بهینه‌سازی موسوم به کروموزم IFWBH^۳ در نظر گرفته شد. این کروموزم که در فضای ژنوتایپ^۴ با ساختاری بردارگونه و کاملاً انتزاعی به صورت رابطه (۲۷)

آنتروپی تولیدی و عدد هزینه تلف شده گرمکن‌های حمام آب ایفا می‌کنند. در مقابل، شمار زیادی از کمیت‌های ساختاری و فرآیندی مسأله نیز به عنوان پارامترهای ثابت در نظر گرفته شدند. از جمله این پارامترها، می‌توان به برخی از خواص ترمودینامیکی و ترموفیزیکی سیال‌های مخلوط درون هیت کویل، فایرتیوب و پوسته اشاره کرد که تغییر آنها به واسطه محدودیت‌های طراحی و ملاحظات ایمنی، متالورژیکی و اقتصادی، اساساً مجاز نبوده و یا بر پایه تحلیل مقیاسی^۱ می‌توان از تغییرات آنها به دلیل ناچیز بودن مرتبه بزرگی‌شان در محدوده مجاز عملیاتی چشم‌پوشی نمود [۲۸]. البته محاسبه مقادیر این پارامترها به لحاظ وابستگی خواص سیال‌های مخلوط به خواص اجزاء تشکیل دهنده آنها و نیز تسهیل در یافتن حدس‌های اولیه مناسب از اهمیت ویژه‌ای برخوردار بوده و مستلزم بکارگیری روش‌های عددی است.

در این راستا، ابتداء ترکیب هیدروکربنها و اجزاء تشکیل دهنده گاز طبیعی گذرنده از هیت کویل با اقتباس از مرجع [۴] به صورت درصد‌های حجمی جدول ۲ مفروض گرفته شد. سپس بر مبنای ترکیب مورد نظر و با بکارگیری معادله حالت AGA۸ که مدل پیشنهادی انجمن گاز آمریکا برای تعیین ضریب تراکم‌پذیری گاز طبیعی (Z_{NG}) است، خواص ترمودینامیکی این

2 Engineering Equation Solver (EES)

3 Chromosome of IFWBH

4 Genotype Space

1 Order of Magitude

جدول ۳. آنالیز حجمی محصولات احتراق گذرنده از فایرتیوب در شرایط استوکیومتری

Table 3. Volumetric analysis of combustion products passing through the firetube in stoichiometric conditions

درصد حجمی	فرمول شیمیایی	اجزاء تشکیل دهنده	نوع مخلوط
۱۰/۱۰	CO ₂	دی اکسیدکربن	ترکیبات گازی
۷۱/۲۵	N ₂	نیتروژن	
۰/۹۵	O ₂	اکسیژن	
۱۷/۷۰	H ₂ O	آب	بخار آب
۱۰۰			

جدول ۴. خواص ترمودینامیکی سیال‌های عامل گرمکن حمام‌آب در مبادی ورودی و لحظه صفر

Table 4. The thermodynamic properties of IFWBH working fluids at inlet sections and zero moment

محصولات احتراق	مخلوط آب و ضدیخ	گاز طبیعی	واحد	نماد	خاصیت
۱۸۵۰	۲۵	۱۶/۱۱	°C	<i>T</i>	دما
۱۰/۱/۳	۱۰/۱/۳	۶۹۹۶	kPa	<i>P</i>	فشار
۲/۸۴۲۵	۴/۱۸۱	۱/۱۴۸۷۵	kJ/kg-K	<i>C_p</i>	ظرفیت گرمایی ویژه
۰/۰۳۲۸۲	۰/۶۱۸۶	۰/۰۵۳۲۲۵	W/m-K	<i>k</i>	ضریب هدایت گرمایی
۰/۰۰۰۰۱۲۹	۰/۰۰۰۷۷۶۴	۰/۰۰۰۰۳۲۷۱	kg/m-s	<i>μ</i>	ویسکوزیته
۱۹/۴۴	۱۸/۰۲	۲۸/۱۵	kg/kmo l	<i>MW</i>	جرم مولکولی
۰/۴۲۷۸	۰/۴۶۱۵	۰/۲۹۳۵	kJ/kg-K	<i>R</i>	ثابت گاز
۰/۷۹۶۳	۹۹۴/۱	۰/۴۵۷۹۲۵	kg/m ^۳	<i>ρ</i>	چگالی
۹۹/۸۵	۰	۸۷/۰۱۵	%	<i>X</i>	کیفیت
۰/۸۱۳۳۵	۰/۰۰۰۷۲۲۶	۰/۹۳۴۶۲۵	-	<i>Z</i>	ضریب تراکم پذیری
۰/۰۰۰۴۷۰۹۹۸	۰/۰۰۴۳۲	۰/۰۰۳۳۵۵۷۰۵	۱/ K	<i>β</i>	ضریب انبساط حرارتی

جدول ۵. محدودیت‌های عملیاتی گرمکن‌های حمام‌آب [۴]

Table 5. The operational limitations of IFWBHs [4]

مقدار	واحد	نماد	پارامتر
۱۳/۹۹	kg/kg	AF_{st}	نسبت هوا به سوخت استوکیومتری
۰/۹	-	F	ضریب تصحیح دما
۵۱/۹۲	W/m.K	K_{hc}	ضریب هدایت حرارتی لوله هیت کویل
۱۷۵	kPa	ΔP_{hc}	حداکثر افت فشار گاز در هیت کویل
۱۰۰	kPa	P_{amb}	فشار محیط در شرایط استاندارد ترمودینامیکی
۰/۵۲۸۳	$m^2 \cdot ^\circ C/kW$	R_f	مقاومت رسوب کل
۲۰	m/sec	$Vel_{hc,max}$	حداکثر سرعت گاز در هیت کویل
۶۸۱۴	kW/m^2	$\dot{q}''_{density}$	چگالی پخش حرارتی مشعل
۳۱/۵۵	kW/m^2	\dot{q}''_{flux}	نرخ شار حرارتی فایرتیوب
۴۸۴۲۱	kJ/kg	HHV_{NG}	ارزش حرارتی بالای گاز طبیعی
۴۳۷۹۳	kJ/kg	LHV_{NG}	ارزش حرارتی پایین گاز طبیعی
۱۸۵۰	$^\circ C$	T_{AFT}	دمای آدیاباتیک شعله
۲۵	$^\circ C$	T_{amb}	دمای محیط در شرایط استاندارد ترمودینامیکی
۳۸	$^\circ C$	$T_{hc,out}$	حداکثر دمای خروجی عملیاتی (هیت کویل)
۸۸	$^\circ C$	$T_{w,max}$	حداکثر دمای حمام‌آب

شایستگی بقاء یا عدم بقاء آن کروموزوم قلمداد گردیده و ضامن تولید نسل و گسترش خصوصیات ژنتیکی آن کروموزوم خواهد بود [۳۰]. بر این اساس، سه تابع برازندگی متناظر با توابع هدف (۶)، (۱۶) و (۲۵) برای هر یک از کروموزوم‌ها قابل تعریف است که عبارتند از:

$$\begin{aligned} \eta &= f_1(\text{chromosome IFWBH}) ; \\ N_s &= f_2(\text{chromosome IFWBH}) ; \\ N_c &= f_3(\text{chromosome IFWBH}) ; \end{aligned} \quad (28)$$

از طرفی این توابع هدف توسط مجموعه‌ای از توابع دیگر موسوم به قیود مساوی و یا نامساوی شامل: روابط جدول ۱، ثوابت ترمودینامیکی جدول ۴، محدودیت‌های عملیاتی جدول ۵، دامنه تغییرات جدول ۶ و همچنین ثوابت ترمواکونومیکی جدول ۷، مقید گردیده و به کمک آنها فضای جواب‌های موجه مسأله شکل می‌گیرد [۴ و ۳۱ و ۳۲]. نمایش ریاضی این قیود، برابر است با:

نمایش داده‌می‌شود، بسته به مقادیر مختلفی که هر یک از ژن‌ها (متغیرهای تصمیم) در بازه مجاز خود می‌تواند اختیار کند، جمعیتی را شکل می‌دهد که هر یک از افراد آن به عنوان یک پاسخ مدل، تلقی می‌گردد:

$$\begin{aligned} \text{Chromosome IFWBH} = & [EA \ BC \ \dot{V}_{NG} \ \dot{V}_{fuel} \ T_{bur,in} \ T_{hc,in} \\ & P_{hc,in} \ P_{tv,out} \ \eta_{bur} \ L_{sh} \ ID_{ft,i} \ ID_{hc,i} \\ & L_{wt,ft} \ L_{wt,hc} \ \varepsilon/D|_{ft} \ \varepsilon/D|_{hc} \ N_{pass,ft} \\ & N_{pass,hc} \ N_{path,ft} \ N_{path,hc}] \end{aligned} \quad (27)$$

وانگهی بر مبنای معادلات حاکم بر مدل‌های ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی مسأله، می‌توان ضوابطی نیز تعریف نمود که ما به ازای هر کروموزوم، مقدار (و یا برازندگی) معینی از کارایی، اتلاف^۲ و هزینه^۴ را به آن کروموزوم اختصاص دهد. این برازندگی در واقع معیاری برای ارزیابی

- 1 Genes
- 2 Fitness
- 3 Dissipation
- 4 Cost

جدول ۶. دامنه تغییرات انتخاب شده برای متغیرهای تابع بهینه سازی بازده حرارتی گرمکن های حمام آب

Table 6. The selected changes range for the variables of the thermal efficiency optimization function of IFWBHs

متغیر	نماد	واحد	حد بالا	حد پایین
هوای اضافی	EA	%	۲۰۰	۰
غلظت شورا به	BC	%	۶۰	۰
دبی حجمی گاز طبیعی	\dot{V}_{NG}	SCMH	۲۵۰۰۰۰	۲۵۰۰
دبی حجمی سوخت مصرفی	\dot{V}_{fuel}	SCMH	۶۲۵	۵
دما در ورودی مشعل	$T_{bur,in}$	°C	۲۵	۱۵
دما در ورودی هیت کویل	$T_{hc,in}$	°C	۲۵	۱۵
فشار در ورودی هیت کویل	$P_{hc,in}$	kPa	۸۰۰۰	۴۰۰
فشار در خروجی شیر اختناق	$P_{iv,out}$	kPa	۲۰۰۰	۱۰۰
بازده مشعل	η_{bur}	-	۱	۰/۷
طول پوسته	L_{sh}	m	۳۰	۳
قطر داخلی فایرتیوب	$ID_{ft,i}$	m	۱	۰/۱
قطر داخلی هیت کویل	$ID_{hc,i}$	m	۰/۲	۰/۰۲
ضخامت فایرتیوب	$L_{wt,ft}$	m	۰/۰۱	۰/۰۰۵
ضخامت هیت کویل	$L_{wt,hc}$	m	۰/۰۰۸	۰/۰۰۲
زبری نسبی فایرتیوب	$\varepsilon/D _{ft}$	-	۰/۰۵	۰
زبری نسبی هیت کویل	$\varepsilon/D _{hc}$	-	۰/۰۵	۰
تعداد گذر فایرتیوب	$N_{pass,ft}$	-	۸	۲
تعداد گذر هیت کویل	$N_{pass,hc}$	-	۳۰	۲
تعداد مسیر فایرتیوب	$N_{path,ft}$	-	۴	۱
تعداد مسیر هیت کویل	$N_{path,hc}$	-	۱۵	۱

جدول ۷. پارامترهای ثابت ترمو اکنومیکی گرمکن حمام آب [۳۱ و ۳۲]

Table 7. The constant thermoeconomic parameters of IFWBH [31, 32]

پارامتر	نماد	واحد	مقدار
هزینه مخصوص انرژی سوخت	C_{fuel}	€/kWh	۰/۰۰۴۹۶۸
هزینه مخصوص فولاد	C_{ss}	€/tonne	۱۹۴۴
چگالی فولاد	ρ_{ss}	kg/m ^۳	۷۸۵۰
تعداد ساعات کارکرد گرمکن در سال	OH	hour/year	۸۰۰۰
طول عمر گرمکن	n	year	۲۰
نرخ بازگشت سرمایه	i	-	۰/۱۵
فاکتور هزینه تعمیرات و نگهداری	φ_{OMF}	-	۱/۰۶
فاکتور قیمت مشعل	φ_{BPF}	-	۱/۱

جدول ۸. تنظیم پارامترهای الگوریتم NSGA-II در پژوهش حاضر

Table 8. The values of parameters setting of NSGA-II in the present study

مقدار	نماد	پارامتر
۵۰	<i>npop</i>	تعداد افراد هر نسل (جمعیت اولیه)
۰/۷	<i>pc</i>	احتمال تولید مثل به روش تقاطع
۰/۴	<i>pm</i>	احتمال تولید مثل به روش جهش
۰/۰۲	<i>ms</i>	نرخ جهش
۱۰۰	<i>maxiter</i>	تعداد نسل‌ها (تکرارها)

مبتنی بر قانون انتخاب طبیعی است. بدین معنا که نسل‌های واجد خصوصیات برتر، شانس بیشتری برای بقا و تکثیر داشته و خصوصیات موروثی خود را از طریق ژن‌ها به نسل‌های بعدی منتقل می‌کنند. این الگوریتم که نوعی از الگوریتم‌های تکاملی و جزو تکنیک‌های جستجوی هوشمند به شمار می‌آید، ابزاری قدرتمند برای حل مسائل بهینه‌سازی یک یا چند هدفه است [۳۰]. در این مقاله به منظور جستجو و یافتن مقادیر بهینه متغیرهای طراحی مسأله و به عبارتی حل هر یک از سناریوهای مدل ریاضی ارائه شده در رابطه (۳۰)، از الگوریتم ژنتیک چند هدفه با مرتب‌سازی نامغلوب^۱ استفاده شده است. این الگوریتم که در واقع نسخه بهبود یافته الگوریتم NSGA بوده و تحت عنوان NSGA-II از آن یاد می‌شود، توسط دب و همکاران [۳۳] پیشنهاد گردید. نمودار گردش الگوریتم بکار گرفته شده در پژوهش حاضر در شکل ۳ نشان داده شده و تنظیم پارامترها نیز مطابق جدول ۸ پیاده‌سازی شده است. با توجه به حقیقی و پیوسته بودن پارامترهای در دست مطالعه و عدم نیاز به هر گونه سیستم کدگذاری و یا استفاده از فرآیند تبدیل در الگوریتم ژنتیک پیوسته، وجود خطای کدگذاری در این الگوریتم اساساً منتفی است. چرا که عملگرهای انتخاب^۲، تقاطع^۳ و جهش^۴ مستقیماً بر روی پارامترهای حقیقی اعمال می‌شوند. در این الگوریتم، درصد زیادی از جمعیت نسل والد به صورت جفت کروموزوم‌های تولیدکننده فرزندان دو رگه^۵ و درصد کمی هم به صورت تک کروموزوم‌های تولیدکننده فرزندان تراریخته^۶ به شیوه تورنمنت^۷،

- 1 Non-dominated sorting genetic algorithm
- 2 Selection operator
- 3 Crossover operator
- 4 Mutation operator
- 5 Hybrid generation
- 6 Transgenesis generation
- 7 Tournament or sorted random method

$$\begin{aligned} g_j (\text{chromosome IFWBH}) &\leq 0 & ; \\ h_k (\text{chromosome IFWBH}) &= 0 & ; \\ \forall j, k &\in \{1, 2, \dots, n\} \end{aligned} \quad (29)$$

حال با توجه به این که در فرآیند بهینه‌سازی چند هدفه، غالباً برقراری مصالحه بین توابع هدف متناقض از حیث بیشینگی و کمینگی مد نظر است، می‌توان متناسب با ماهیت توابع برازندگی (۲۸) و قیود (۲۹)، دو سناریو از سه سناریوی قابل تصور را برای مدل ریاضی بهینه‌سازی گرمکن حمام آب ارائه و به کمک الگوریتم ژنتیک چند هدفه حل نمود:

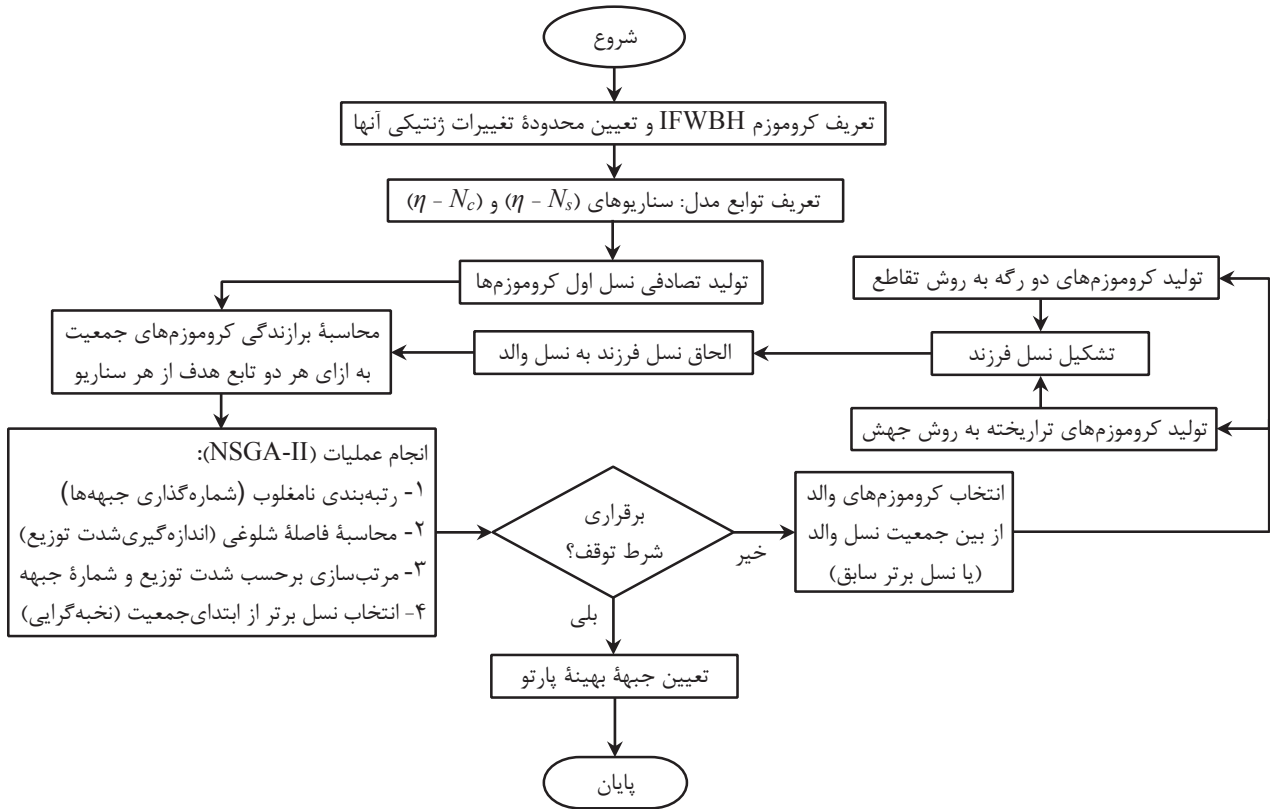
$$\text{Scenario 1. } \begin{cases} \text{Minimize } -f_1 \ \& \ f_2 \\ \text{Subject to } \text{Validity of } (g_j, h_k) \rightarrow (f_1, f_2) \end{cases} \quad (30)$$

$$\text{Scenario 2. } \begin{cases} \text{Minimize } -f_1 \ \& \ f_3 \\ \text{Subject to } \text{Validity of } (g_j, h_k) \rightarrow (f_1, f_3) \end{cases}$$

که البته تغییر علامت f_1 به منظور همگن شدن مدل و امکان تبدیل تابع هدف کارایی به تابعی قابل کمینه‌سازی، انجام می‌گیرد.

۶- بهینه‌سازی چند هدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک NSGA-II

الگوریتم ژنتیک که نخستین بار توسط جان هالند معرفی گردید، از ساز و کار تکامل در طبیعت الهام گرفته است. الگوی بکار گرفته شده در این الگوریتم



شکل ۳. نمودار گردش الگوریتم ژنتیک NSGA-II مورد استفاده برای حل مدل ریاضی مسأله

Fig. 3. Flowchart of NSGA-II used to solve the mathematical model of the problem

همچنین نرم افزار متلب^۳ [۳۴] به واسطه برخورداری از ابزارهای متنوع پردازش داده‌ها، مدل سازی ریاضی و بهینه سازی توابع هدف استفاده گردید. وانگهی با توجه به این که استفاده تلفیقی از قابلیت های این دو نرم افزار، مستلزم لینک کردن آنها به یکدیگر بود، به ناچار از تکنیک تبادل داده دینامیک^۴ برای فراخوانی ایز از درون محیط متلب استفاده شد. چگونگی لینک کردن این دو نرم افزار و تبادل داده بین آنها به طور خلاصه بدین ترتیب است که: با اجرای فایل اسکریپت متلب^۵ که در بردارنده ساختار اصلی الگوریتم بهینه سازی چندهدفه است، ابتدا مقادیر پارامترهای مورد نیاز فایل ایز تولید و در فایلی مختص داده های ورودی ذخیره می گردد. سپس این اسکریپت با ایجاد یک کانال ارتباطی بین دو نرم افزار، فایل اجرایی حاوی کدهای محاسباتی ایز را که قبلاً در حافظه رم^۶ سیستم بارگذاری شده، فرا خوانده و فرمان شروع محاسبات را صادر می کند. فایل ایز

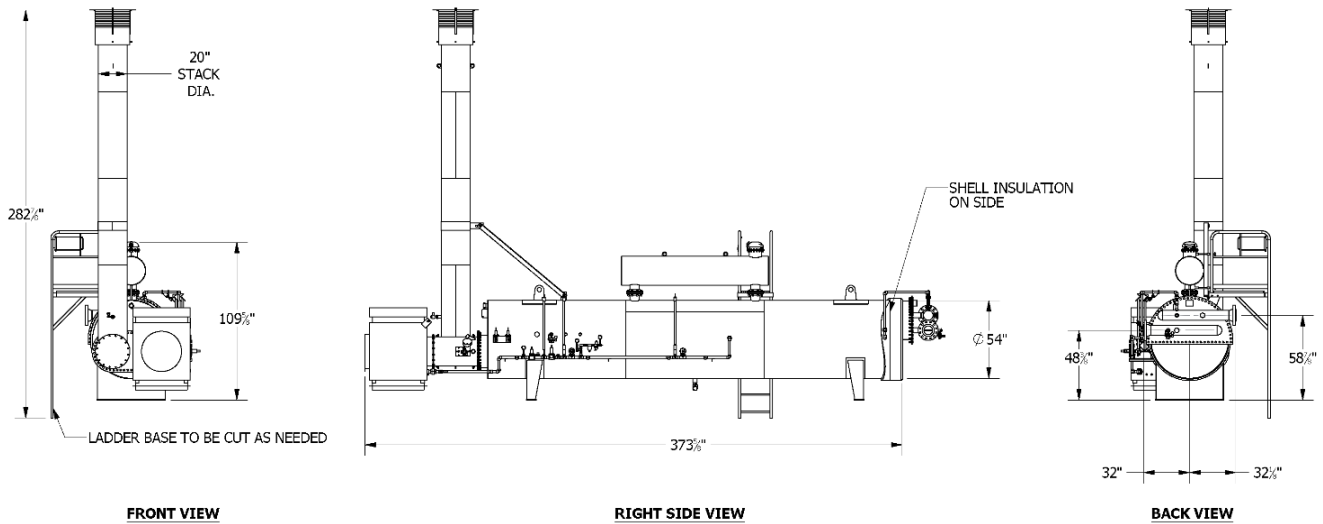
انتخاب و پس از آن که به شیوه یکنواخت^۱ با یکدیگر آمیزش و یا تولیدمثل نمودند، مجموعاً نسل فرزند را تشکیل می دهند. با هر تکرار از حلقه، نسل جدیدی از کروموزوم های برتر (یا پاسخ های بهینه) عرضه می شود که بدون هیچ تمایزی نسبت به هم از حیث برازندگی های دوگانه، بیشترین پراکندگی و در عین حال فراگیرترین جبهه نامغلوب را به خود اختصاص می دهد. با تکرارهای متوالی الگوریتم، پاسخ های همگرا به تدریج بهبود یافته و سرانجام با برقراری یکی از شرایط توقف (دفعات تکرار، مدت زمان تکرار، عدم بهبود برازندگی ها، همگرایی پاسخ ها)، جبهه بهینه پارتو^۲ که همان پاسخ های بهینه مسأله است، بدست خواهد آمد.

۷- پیاده سازی مدل، عملکرد برنامه

در این مقاله از نرم افزار ایز به دلیل قابلیت شبیه سازی ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی و استخراج خواص مورد نیاز مسأله در حین کدنویسی و

3 MATrix LABoratory (MATLAB)
4 Dynamic Data Exchange (DDE)
5 Script File or M. File
6 Random Access Memory (RAM)

1 Uniform or arithmetic method
2 Pareto optimal front



شکل ۴. تصویر سه نما از گرمکن حمام آب خطی مورد مطالعه - ساخت شرکت TERI [۳۵]

Fig. 4. The three views of the studied horizontal IFWBH (natural draft) - manufactured by TERI company [35]

تلف شده در شکل ۵ نمایش داده شده است. این نتایج که براساس الگوی تعریف شده در رابطه (۲۸) به صورت توابع برازندگی (۳۱) تا (۳۳) فرموله گردیده است، با انحراف کمتر از $\pm 10\%$ درصد نسبت به نتایج تجربی، کارایی قابل قبول الگوریتم پیشنهادی در همگرایی به پاسخهای منطبق با شرایط واقعی را نشان می دهند.

$$\eta|_{\max} = f([35, 18, 29970, 55, 17, 21.5, 6960, 1717, 0.93, 7.39, 0.3048, 0.0779, 0.0095, 0.0055, 0.0152, 0.0178, 2, 12, 2, 5]) = 0.48 \quad (31)$$

$$N_s|_{\min} = f([103, 9, 29832, 71, 25.9, 18.3, 6960, 1717, 0.91, 7.41, 0.3366, 0.0779, 0.0095, 0.0055, 0.0183, 0.0179, 2, 38, 2, 2]) = 1.93 \quad (32)$$

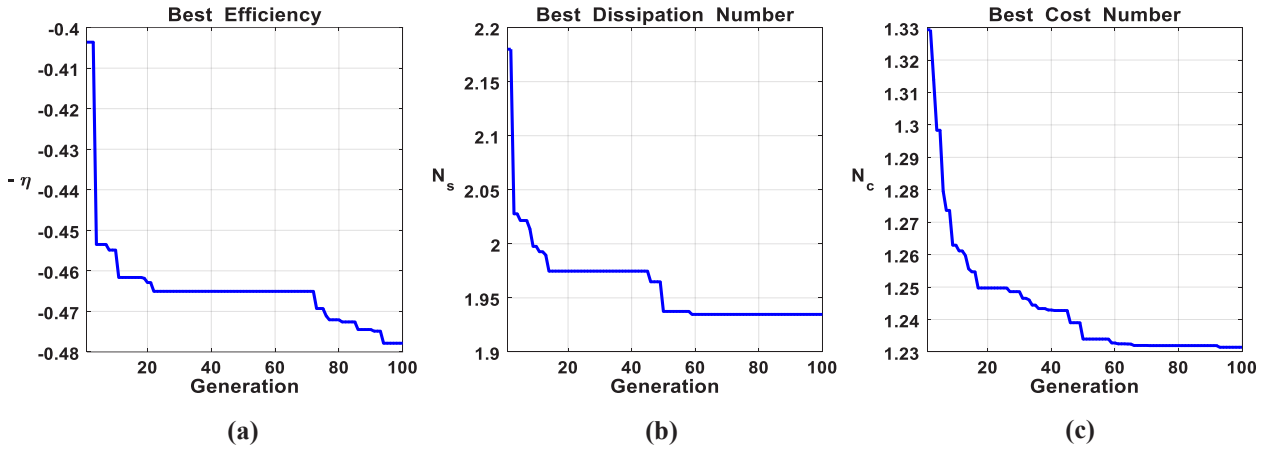
$$N_c|_{\min} = f([27, 42, 30187, 67.5, 25.9, 18.5, 6948, 1706, 0.85, 7.16, 0.3048, 0.0779, 0.0095, 0.0055, 0.0173, 0.0169, 2, 4, 1, 4]) = 1.23 \quad (33)$$

نیز به محض اجرا، پارامترهای مورد نیاز خود را با دریافت اطلاعات موجود در فایل داده های ورودی، مقداردهی نموده و پس از انجام محاسبات لازم، نتایج و یا همان مقادیر پارامترهای مطلوب مسأله (برازندگی های کروموزم IFWBH) را در فایلی مختص داده های خروجی ذخیره می کند و سپس جهت تکرار حلقه الگوریتم تا برقراری یکی از شرایط توقف و متعاقب آن قطع کانال ارتباطی، کنترل برنامه را مجدداً به فایل اسکریپت متلب می سپارد.

۸- مورد مطالعاتی و اعتبارسنجی مدل

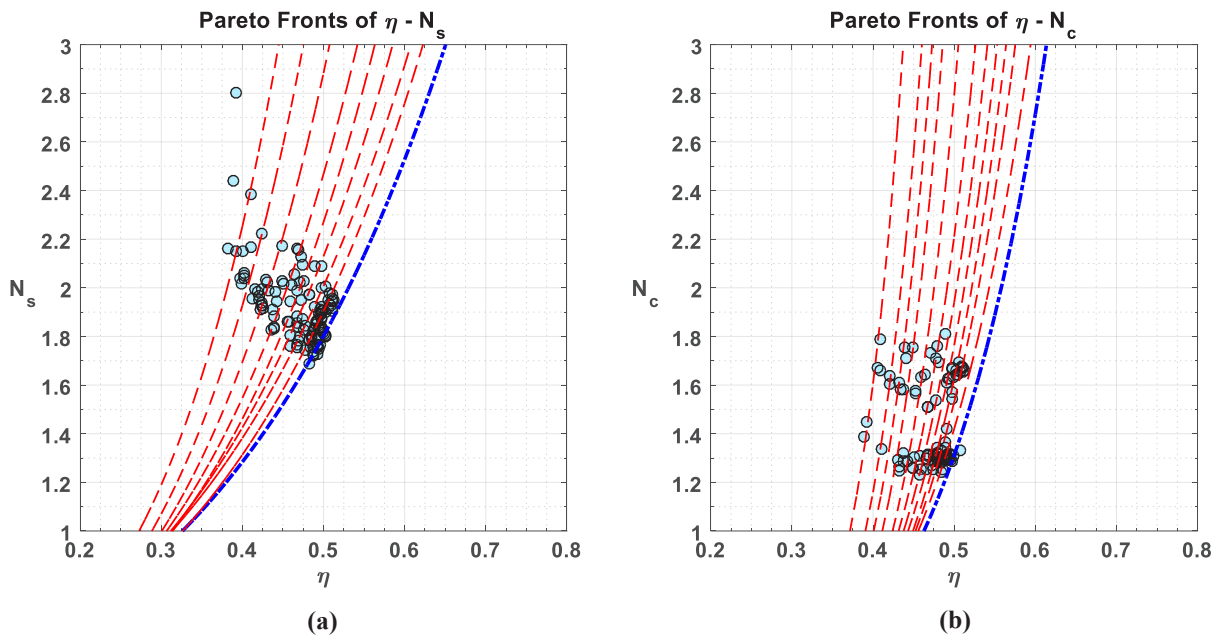
در این پژوهش، پارامترهای هندسی یک نمونه گرمکن حمام آب ساخته شده توسط گروه صنعتی OGI [۳۵] - با نشان تجاری TERI - به همراه پارامترهای ترمودینامیکی و ترموفیزیکی اقتباس شده از مرجع [۴]، ژن های حدس اولیه کروموزم IFWBH را تشکیل می دهند (شکل ۴). این انتخاب بدان خاطر است که از تغییرات تصادفی ژن های واقعی و تولید مناسب تر نسل اول کروموزم ها، بتوان با سرعت بیشتر دنباله پاسخ های همگرا را با تکرارهای متوالی، بهبود بخشید.

به منظور اعتبارسنجی مدل و اطمینان خاطر از کارایی الگوریتم پیشنهادی، ابتدا بهینه سازی برای هر یک از توابع هدف به صورت جداگانه توسط الگوریتم ژنتیک تک هدفه، انجام و نتایج با داده های ایستگاه تقلیل فشار مطالعه شده توسط مرجع [۱۷]، مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج بهینه سازی تک هدفه برای بازده حرارتی، عدد آنتروپی تولیدی و عدد هزینه



شکل ۵. منحنی‌های بهینه‌سازی تک‌هدفه گرمکن حمام‌آب - (a) کارایی بیشینه، (b) اتلاف کمینه و (c) هزینه کمینه

Fig. 5. Single objective optimization curves of IFWBH - (a) maximum efficiency, (b) minimum loss and (c) minimum cost)



شکل ۶. جبهه‌های پارتوی گرمکن حمام‌آب بهینه‌سازی شده (a) کارایی - اتلاف، (b) کارایی - هزینه

Fig. 6. Pareto fronts of optimized IFWBH (a) efficiency-dissipation, (b) efficiency-cost

بین این اهداف متناقض (کارایی - اتلاف و یا کارایی - هزینه) را ممکن می‌سازند. برازندگی این کروموزم‌ها، نقاط پراکنده‌ای را بدست می‌دهد که هر یک گویای یک وضعیت بهینه سیستم بوده و مجموعاً به عنوان پاسخ‌های مدل در نظر گرفته می‌شود. این پاسخ‌ها برای پژوهش حاضر، در قالب دسته منحنی‌هایی موسوم به جبهه‌های پارتو برای هر دو سناریو در شکل ۶ نشان داده شده‌است. در نمودارهای این شکل، نقطه با مختصات (۱و۱) وضعیت

۹- نتایج و بحث روی آنها

به منظور دستیابی توانان به کارایی بیشینه و اتلاف و هزینه کمینه گرمکن حمام‌آب، حل مدل ریاضی مسأله به روش الگوریتم ژنتیک چندهدفه و با استفاده تلفیقی از دو نرم افزار ایز و متلب برای سناریوهای ارائه شده، انجام پذیرفته‌است. فضای جواب‌های موجه مسأله، در واقع جمعیتی از کروموزم‌ها را شامل می‌شود که هر یک به واسطه مقادیر ژن‌های سازنده خود، مصالحه

جدول ۹. مقایسه مورد مطالعاتی با نمونه پاسخ‌های جبهه بهینه پارتو (مصالحة بهینگی و نابهنگی)

Table 9. Comparison of the case study with Pareto optimal front solutions sample (trading off optimality and non-optimality)

$N_c=3$	$N_c=2$	$N_c=1$	$N_s=3$	$N_s=2$	$N_s=1$	مورد مطالعاتی	واحد	پارامترهای بهینه‌سازی
$\eta=0.161$	$\eta=0.156$	$\eta=0.146$	$\eta=0.165$	$\eta=0.153$	$\eta=0.132$	$\eta=0.130$		
۶۲/۳	۷۸/۱	۵۷/۳	۹۳/۸	۷۸/۴	۴۱/۵	۰	%	EA
۶۰	۵۰	۳۰	۶۰	۴۰	۲۰	۰	%	BC
۲۸۰۷۶	۲۸۳۱۱	۲۸۰۱۷	۲۶۳۱۰	۲۸۷۸۲	۲۷۶۶۳	۳۰۰۰۰	SCMH	\dot{V}_{NG}
۴۳/۰۱	۴۵/۶۱	۶۶/۰۳	۴۰/۵۷	۵۳/۰۸	۶۶/۴۸	۷۸/۱۴	SCMH	\dot{V}_{fuel}
۱۵/۳۴	۱۵/۲۹	۱۸/۲	۱۵/۰۸	۱۶/۵۵	۱۷/۹	۲۵	°C	$T_{bur,in}$
۲۴/۸۳	۲۴/۱۸	۱۶/۶۱	۲۴/۹۱	۲۱/۹۸	۱۵/۷۵	۱۶/۱۱	°C	$T_{hc,in}$
۶۶۷۳	۶۷۵۸	۶۸۲۳	۶۹۵۱	۶۷۷۸	۶۹۴۹	۶۹۹۶	kPa	$P_{hc,in}$
۱۷۴۵	۱۶۸۲	۱۶۸۹	۱۷۳۸	۱۶۸۲	۱۷۱۹	۱۷۲۴	kPa	$P_{iv,out}$
۰/۷۵	۰/۸۰	۰/۸۶	۰/۷۶	۰/۸۶	۰/۸۷	۰/۸۵	-	η_{bur}
۱۰/۳۵	۸/۵۸	۸/۳۵	۱۱/۶۳	۹/۷۵	۸/۱۵	۷/۳۱۵۲	m	L_{sh}
۰/۲۷۹۴	۰/۲۷۹۴	۰/۳۳۶۶	۰/۲۷۹۴	۰/۳۰۴۸	۰/۳۳۶۶	۰/۳۳۶۶	m	$ID_{ft,i}$
۰/۰۷۷۹۳	۰/۰۷۷۹۳	۰/۰۷۷۹۳	۰/۰۶۲۷۱	۰/۰۷۷۹۳	۰/۰۷۷۹۳	۰/۰۷۷۹۳	m	$ID_{hc,i}$
۰/۰۰۹۵۲	۰/۰۰۹۵۲	۰/۰۰۹۵۲	۰/۰۰۹۵۲	۰/۰۰۹۵۲	۰/۰۰۹۵۲	۰/۰۰۹۵۲۵	m	$L_{wt,ft}$
۰/۰۰۵۴۹	۰/۰۰۵۴۹	۰/۰۰۵۴۹	۰/۰۰۵۱۶	۰/۰۰۵۴۹	۰/۰۰۵۴۹	۰/۰۰۷۶۴۵	m	$L_{wt,hc}$
۰/۰۱۵	۰/۰۱۳	۰/۰۱۴	۰/۰۱۳	۰/۰۱۱	۰/۰۱۳	۰	-	$\varepsilon/D _{ft}$
۰/۰۱۶	۰/۰۱۸	۰/۰۲۲	۰/۰۱۹	۰/۰۱۷	۰/۰۱۹	۰	-	$\varepsilon/D _{hc}$
۲	۲	۲	۲	۲	۲	۲	-	$N_{pass,ft}$
۱۴	۲	۱۸	۲۰	۱۶	۴	۴	-	$N_{pass,hc}$
۲	۱	۲	۲	۲	۱	۱	-	$N_{path,ft}$
۴	۵	۴	۴	۴	۵	۵	-	$N_{path,hc}$

$$N_c = 0.0345e^{7.2752\eta} \quad (35)$$

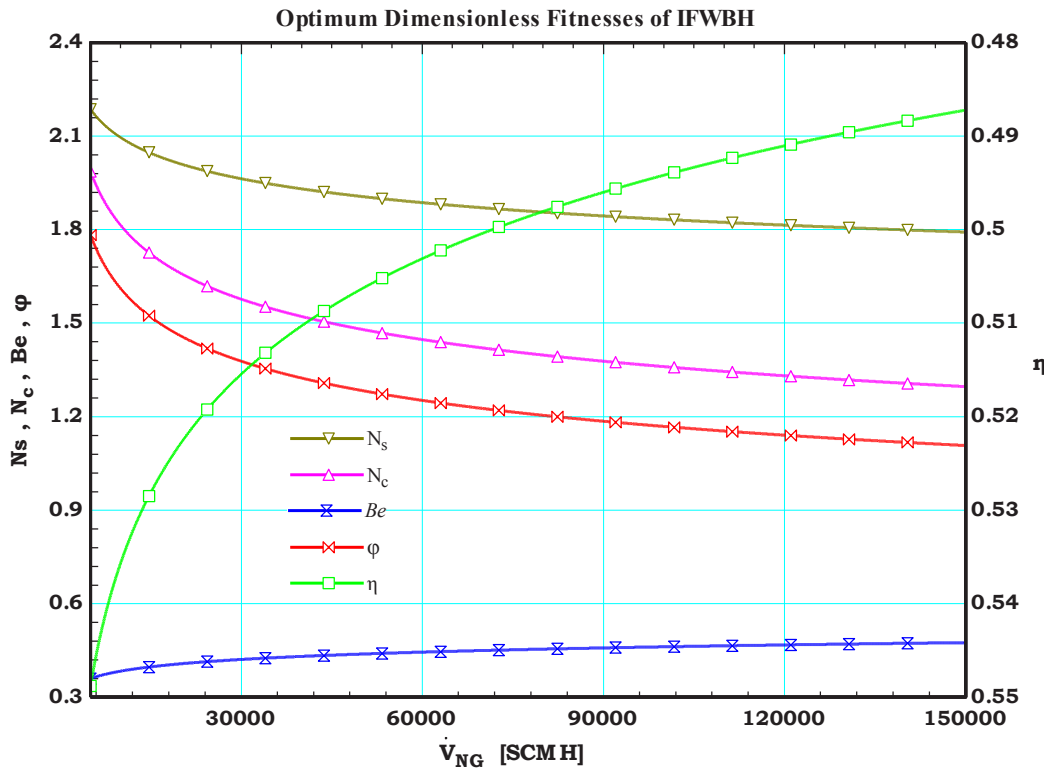
با انتخاب سه نقطه از هر یک از نمودارهای شکل ۶ که معرف شش وضعیت نمونه از برازندگی‌های دوگانه هستند، مقادیر بهینه ۲۰ متغیر طراحی گرمکن‌های حمام‌آب (شامل پارامترهای ساختاری و فرآیندی) به کمک روابط یاد شده، محاسبه گردید. با هدف نمایش چگونگی مصالحه بین بهینگی و نابهنگی توابع هدف، نتایج حاصل از حل مدل پیشنهادی تحت شرایط اولیه یکسان و مقایسه‌پذیر با داده‌های مراجع [۱۷] و [۳۵]، در جدول ۹ گردآوری شد. البته باید توجه داشت که با اجرای متلب، چون عملگرهای انتخاب، تقاطع و جهش، مستقیماً بر روی پارامترهای حقیقی، اعمال می‌گردند، بالطبع با تکرارهای متوالی حلقه الگوریتم ژنتیک NSGA-II، کروموزم‌ها یا پاسخ‌های مسأله به تدریج با مقادیری پیوسته، به سمت پاسخ‌های بهینه

ایده‌آل و دست‌نیافتنی است که بیانگر بالاترین بازده‌حرارتی و در عین حال پایین‌ترین عدد آنتروپی تولیدی و عدد هزینه تلف شده است. چون این نقطه بر روی هیچ یک از جبهه‌های پارتو در دو نمودار قرار ندارد، نزدیک‌ترین جبهه به مختصات یاد شده که با خط چین‌های آبی‌رنگ نمایش داده شده، به عنوان جبهه‌های بهینه پارتو تلقی گردیده و تمام پاسخ‌های نامغلوب واقع بر این دو جبهه، پاسخ‌های بهینه مسئله را تشکیل می‌دهند.

در مطالعه حاضر، از برازش منحنی^۱ این دو جبهه بهینه پارتو، روابط (۳۴) و (۳۵) بدست آمده که از آنها می‌توان به عنوان ابزاری مفید در طراحی گرمکن‌های حمام‌آب استفاده نمود.

$$N_s = 0.3313e^{3.3869\eta} \quad (34)$$

1 Curve Fitting



شکل ۷. تغییرات برازندگی‌های بی‌بعد گرمکن حمام‌آب در حالت بهینه‌سازی شده

Fig. 7. The changes of the dimensionless fitness values of the IFWBH in the optimized mode

اقتصادی است. به منظور برون رفت از این تنگنا، مقادیر برازندگی‌های یادشده به علاوه عدد بیجان^۲ و نسبت توزیع بازگشت ناپذیری^۳ به صورت توابعی از دبی حجمی گاز طبیعی گذرنده از هیت کوئل گرمکن حمام‌آب محاسبه گردیده و روند تغییرات آنها در شکل ۷ نمایش داده شده است. دستاورد حائز اهمیت این شکل، تعیین محدوده‌ای قابل قبول برای ارتقاء بازده حرارتی گرمکن حمام‌آب در دست مطالعه است که بهینه‌سازی وضعیت ۳۰ درصدی کنونی آن را صرفاً در بازه $(0.48 \leq \eta_{heater} \leq 0.55)$ مجاز می‌شمارد. وانگهی مزیت مهم‌تر آن که به دلیل بکارگیری توابع هدف بی‌بعد و نرمالایز شده، تعمیم این بازه - به عنوان شاخصی کلیدی - به تمامی گرمکن‌های حمام‌آب جهت انتخاب بازده حرارتی بهینه، معقول و مورد انتظار، امکان‌پذیر می‌گردد.

همچنان که در شکل ۷ ملاحظه می‌شود هر چند با افزایش دبی حجمی، عدد آنتروپی تولیدی بهینه در بازه $(1/8 \leq N_s \leq 2/2)$ و همچنین عدد هزینه‌تلف شده بهینه در بازه $(1/3 \leq N_c \leq 2)$ روند کاهشی داشته و به

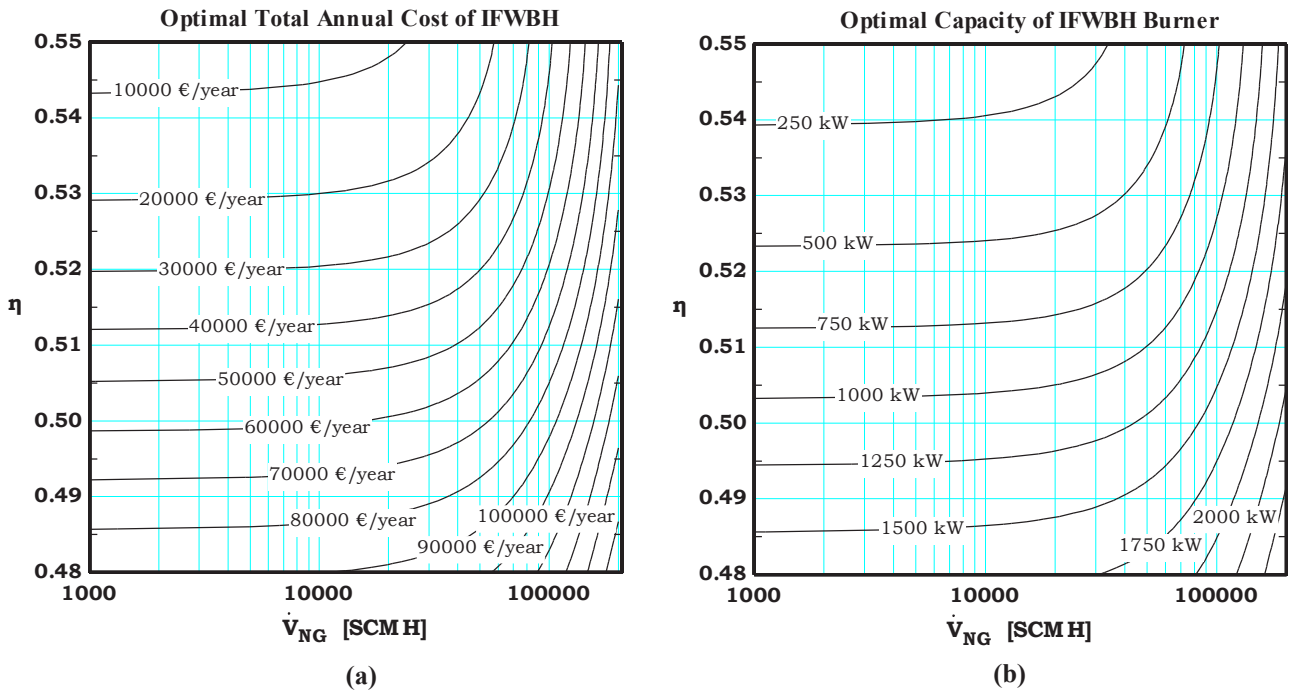
همگرا می‌شوند. این در حالی است که مقادیر برخی از پارامترهای ساختاری مانند قطر، ضخامت و زبری نسبی لوله‌ها در بازه تغییرات تعیین شده در جدول ۶ صرفاً می‌توانند مقادیری استاندارد و مجزا را اختیار نموده و لزوماً بصورت پیوسته تغییر نمی‌کنند. به منظور رفع این مشکل، در کدنویسی برنامه برای مدل ترمودینامیکی مسأله از روتین‌های عرضه شده در مجموعه روال‌های کتابخانه نرم افزار ایز^۱ بهره گرفته شده است. بدین ترتیب مقادیر بهینه حاصل از متلب با مقادیر استاندارد مندرج در جدول کتابخانه ایز مقایسه و نهایتاً مقادیری از این جدول که نزدیک به مقادیر بهینه پیوسته بدست آمده از متلب بودند، به عنوان مقادیر بهینه نهایی انتخاب شدند.

با مقایسه برازندگی‌های بهینه‌سازی شده هر یک از شش کروموزمی که در این جدول نشان داده شده است، مشاهده می‌شود هر چند به لحاظ تئوری، بهبود بازده حرارتی گرمکن حمام‌آب مورد مطالعه تا بیش از ۶۰ درصد محتمل است، اما این رخداد به قیمت افزایش سه برابری اعداد آنتروپی تولیدی و هزینه‌تلف شده، تمام خواهد شد که از دیدگاه مهندسی فاقد توجیه فنی -

2 Bejan Number (Be)

3 Irreversibility distribution ratio (φ)

1 EES Library Routines



شکل ۸. تغییرات هزینه کل سالانه و ظرفیت حرارتی مشعل گرمکن حمام آب در حالت بهینه‌سازی شده

Fig. 8. The changes of the total annual cost and burner heat capacity of the IFWBH in the optimized mode

خواهد شد. این در حالی است که برای دبی‌های حجمی بالاتر از SCM_H با وجود افزایش هزینه کل سالانه و ظرفیت حرارتی مشعل، بازده حرارتی این گرمکن‌ها تغییرات چندانی را شاهد نخواهد بود.

به منظور پردازش مناسب‌تر یافته‌های پژوهش و امکان ارائه تحلیلی دقیق‌تر از تأثیر هر یک از پارامترهای ساختاری و فرآیندی در بهینه‌سازی گرمکن حمام آب مورد مطالعه، مقادیر ۱۳ کمیت بی‌بعد در حالت‌های قبل و بعد بهینه‌سازی، به کمک نرم‌افزار ایز محاسبه و در جدول ۱۰ با یکدیگر مقایسه شده‌اند. این جدول اطلاعات جامعی از نسبت‌های مهم ترمودینامیکی و ترموفیزیکی مربوط به اجزای سه‌گانه گرمکن‌های حمام آب را ارائه و دسترسی به مقادیر بهینه ابعاد هندسی و خواص سیال‌های عامل آنها را امکان‌پذیر می‌سازد. این جدول همچنین نشان می‌دهد در حالی که بهینه‌سازی گرمکن‌ها کاملاً متأثر از مقادیر عدد رینولدز، عدد ناسلت، عدد استانتون، ضریب اصطکاک داری، طول بی‌بعد و تعداد واحدهای تبادل حرارت مربوط به هر یک از این اجزا بوده و تقریباً مستقل از مقدار عدد پراتل آن‌هاست، به مقادیر سرعت جرم بی‌بعد و ضریب افت فشار هیت کویل و همچنین عدد گراشف، عدد رایلی و معیار جابجایی آزاد دودکش و نیز اختلاف دمای بی‌بعد فایرتیوب، وابسته است.

تدریج بهبود می‌یابد، اما به موازات این تغییرات، بازده حرارتی بهینه نیز در محدوده تعیین‌شده، با آهنگ افت بیشتری کاهش یافته و از وضعیت آرمانی خود فاصله می‌گیرد. در این راستا، بررسی روند تغییرات عدد بیجان و نسبت توزیع بازگشت ناپذیری را نیز می‌توان به عنوان محکی مناسب برای راستی‌آزمایی محاسبات صورت‌پذیرفته، در نظر گرفت. چرا که با افزایش دبی حجمی، رفته رفته بین بازگشت‌ناپذیری‌های ناشی از انتقال حرارت و اصطکاک جریان سیال‌ها، تعادل برقرار شده و این دو پارامتر به مقادیر $(Be = 0.5)$ و $(\varphi = 1)$ میل پیدا می‌کنند.

با بررسی نمودارهای نمایش داده‌شده در شکل ۸ که منحنی تغییرات هزینه کل سالانه و ظرفیت حرارتی مشعل گرمکن‌های حمام آب را در بازه $(0.48 \leq \eta_{heater} \leq 0.55)$ به تصویر کشیده‌است، می‌توان ملاحظه نمود که هر یک از این پارامترهای مهم در محدوده $(10000 \leq \dot{V}_{NG} \leq 100000)$ ، تابعی از هر دو متغیر بازده حرارتی و دبی حجمی گاز طبیعی گذرنده از هیت کویل گرمکن‌ها بوده ولی در خارج از این محدوده، تنها به یکی از آنها وابسته‌اند. بدین ترتیب برای دبی‌های حجمی کمتر از ۱۰۰۰۰ SCM_H به ازای هر یک درصد افزایش بازده حرارتی، حدود ۱۰۰۰۰ € در هزینه کل سالانه و حدود ۲۵۰ kW در ظرفیت حرارتی مشعل گرمکن‌ها صرفه‌جویی

جدول ۱۰. مقادیر گروه‌های بی‌بعد در گرمکن حمام‌آب بهینه‌سازی‌شده

Table 10. The values of dimensionless groups in the optimized IFWBH

هیئت کویل		دودکش		فایرتیوب		نماد	گروه بی‌بعد
بهبودسازی‌شده	مورد مطالعاتی	بهبودسازی‌شده	مورد مطالعاتی	بهبودسازی‌شده	مورد مطالعاتی		
۱۵۴۸۳۷۰	۱۶۸۱۰۰۰	۱۹۷۶۹	۱۴۰۷۸	۳۴۱۳۲	۲۴۷۰۳	Re	عدد رینولدز
۱/۱۲۴۶	۱/۱۱۷	۰/۶۴۷۸	۰/۶۱۶۷	۰/۷۱۰۴	۰/۶۷۶۹	Pr	عدد پرانتل
۲۴۸۳/۰۸	۲۲۹۸	۱۰۰/۸۳	۴۲/۳۴	۸۷/۸۴	۶۶/۸۵	Nu	عدد ناسلت
۰/۰۰۱۴	۰/۰۰۱۲	۰/۰۰۷۹	۰/۰۰۴۸۷۷	۰/۰۰۳۶	۰/۰۰۳۹۹۸	St	عدد استانتون
۷۰۵۵۱۸	۵۷۹۹۳۷	۳۵۲۰۰۰۰۰	۳۱۳۷۰۰۰۰	۴۴۵۰۶۲۸۹	۳۱۴۸۰۰۰۰	Gr	عدد گرافش
۷۹۳۴۲۶	۶۴۷۷۹۰	۲۲۸۰۲۵۶۰۰	۱۹۳۴۵۸۷۹۰	۳۱۶۱۷۲۶۸	۲۱۳۰۸۸۱۲	Ra	عدد رایلی
۰/۰۰۰۰۰۰۲۹۴	۰/۰۰۰۰۰۰۲۰۵	۰/۹۰۰۷	۱/۵۸۳	۰/۰۳۸۲	۰/۰۵۱۶	Gr/Re^2	معیار جابجایی آزاد
۰/۰۹۵۳۰	۰/۰۷۹۳۷	۰/۰۰۴۱۷	۰/۰۰۳۲۴	۰/۰۰۹۸۰	۰/۰۱۱۰۹	G^*	سرعت جرم بی‌بعد
۰/۰۲۹	۰/۰۱۱	۱/۴۱۳	۱/۷۲۹	۱/۷۱۹	۲/۰۹۴	τ	اختلاف دمای بی‌بعد
۰/۰۰۲۰۸	۰/۱۹۱۴۰	۰/۰۰۰۱۱	۰/۰۰۰۰۶	۰/۰۰۱۶۲	۰/۰۰۱۶۵	$\Delta P/P$	ضریب افت فشار
۰/۰۴۷	۰/۰۱۱	۰/۰۵۱	۰/۰۳۳	۰/۱۶۱	۰/۰۲۶	f	ضریب اصطکاک
۴۷۵۱/۳۰	۱۶۷۳	۱۲/۲	۱۱/۴	۷۷/۵۶	۵۲/۱۴	L/D	طول بی‌بعد
۲۷/۱۰۱۳	۸/۱۹۰۰	۰/۳۸۴۲	۰/۲۲۲	۱/۱۲۳۹	۰/۸۳۳۸	NTU	تعداد واحدهای تبادل حرارت

۱۰- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، با مدل‌سازی ریاضی مسأله در قالب دو سناریوی (کارایی - اتلاف) و (کارایی - هزینه) و حل آنها با استفاده از تکنیک NSGA-II و متدهای EGM و SPECO، فضای پاسخ‌های موجه شامل پارامترهای بهینه‌سازی که قادر به برقراری مصالحه بین برازندگی‌های متناقض باشند، شکل گرفت. سپس با شناسایی جبهه بهینه پارتو، آن دسته از پاسخ‌هایی که در هر یک از سناریوها، نزدیک‌ترین فاصله تا مختصات آرمانی (کران بالای کارایی و کران پایین اتلاف و هزینه) را به خود اختصاص می‌دادند، به عنوان پاسخ‌های بهینه مسأله - بدون هیچ ترجیحی نسبت به یکدیگر - تعیین شدند. در این راستا از داده‌های یک نمونه گرمکن حمام‌آب واقعی، به عنوان ژن‌های حدس اولیه کروموزم IFWBH استفاده شد تا با تولید مناسب‌تر نسل اول کروموزم‌ها، دنباله پاسخ‌های همگرایی ناشی از تغییرات پیایی، با سرعت بیشتری بهبود یابد. با مقایسه نتایج حاصل از پیاده‌سازی الگوریتم و داده‌های گزارش شده توسط مراجع و نیز نتایج تجربی یک نمونه واقعی، مدل پیشنهادی دقت و عملکرد قابل قبولی از خود نشان داد. بر مبنای نتایج این مطالعه، بهبود بازده حرارتی گرمکن‌های رایج متناسب با دبی گاز عبوری صرفاً

در بازه بین ۴۸ تا ۵۵ درصد دارای توجیه فنی و اقتصادی است. همچنین نتایج نشان می‌دهد که برای دبی‌های بالاتر از SCMH ۱۰۰۰۰۰۰ برغم افزایش هزینه کل سالانه و ظرفیت حرارتی مشعل، بازده حرارتی تقریباً ثابت است. وانگهی برای دبی‌های کمتر از SCMH ۱۰۰۰۰۰ به ازای هر یک درصد افزایش بازده حرارتی، حدود € ۱۰۰۰۰ در هزینه کل سالانه و حدود kW ۲۵۰ در ظرفیت حرارتی مشعل گرمکن‌ها صرفه‌جویی خواهد شد.

این نتایج که در قالب روابط، منحنی‌ها و گروه‌های بی‌بعد حاوی اطلاعاتی جامع از نسبت‌های مهم ترمودینامیکی و ترموفیزیکی اجزای گرمکن‌های حمام‌آب است، امکان دسترسی به مقادیر بهینه ابعاد هندسی و خواص سیال‌های عامل آنها را فراهم ساخته و می‌تواند در طراحی، نوسازی یا بازمهندسی غیرساختاری این گرمکن‌ها، مرجعی مناسب قلمداد گردد. در پایان به منظور توسعه دستاوردهای این پژوهش در مطالعات آتی، بکارگیری یکی دیگر از روش‌های فرا ابتکاری موسوم به الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات چندهدفه^۱ جهت بهینه‌سازی گرمکن‌های مورد نظر، پیشنهاد می‌شود.

1 Multi-objective Particle Swarm Optimization Algorithm (MOPSO)

۱۱- فهرست علائم

		علائم انگلیسی	
تعداد واحدهای تبادل حرارت، [-]	NTU	مساحت سطح جانبی، m^2	A
عدد ناسلت، [-]	Nu	نسبت هوا به سوخت، kg/kg	AF
ارزش کالری خالص سوخت، kJ/kg	NCV°	مساحت سطح مقطع، m^2	As
قطر خارجی، m	OD	غلظت شورا به، %	BC
ساعات کارکرد در سال، $hour/year$	OH	میلیارد متر مکعب، Mm^3	BCM
فشار، kPa	P	عدد بجان، [-]	Be
ضریب افت فشار، [-]	$\Delta P/P$	هزینه، €	C
احتمال تولید مثل تقاطعی، [-]	pc	هزینه مخصوص، $\$/tonne, \$/kWh$	c
احتمال تولید مثل جهشی، [-]	pm	ظرفیت گرمایی ویژه، $kJ/kg-K$	C_p
عدد پرانتل، [-]	Pr	ضریب بازگشت سرمایه، [-]	CRF
ارزش فعلی پول، €	PW	انرژی، kJ	E
توان حرارتی، kW	\dot{Q}	هوای اضافی، %	EA
نرخ شار حرارتی، kW/m^2	q''	ضریب تصحیح دما، [-]	F
ثابت گاز، $kJ/kg-K$	R	ضریب اصطکاک دارسی، [-]	f
عدد رایلی، [-]	Ra	فاکتور آگزرزواکونومی، [-]	f
عدد رینولدز، [-]	Re	سیستم یکای انگلیسی (فوت-پوند-ثانیه)	FPS
مقاومت رسوب کل، $m^2 \cdot ^\circ C/kW$	R_f	سرعت جرم، $kg/m^3 - s$	G
آنتروپی در واحد جرم، $kJ/kg-K$	s	سرعت جرم بی بعد، [-]	G^*
آنتروپی، kJ/K	S	عدد گرافش، [-]	Gr
مترمکعب استاندارد بر ساعت، m^3/hr	$SCMH$	ضریب انتقال حرارت جابجایی، $W/m^2 - K$	h
نرخ آنتروپی تولیدی، kW/K	\dot{S}_{gen}	ارزش حرارتی بالای سوخت، kJ/kg	HHV
عدد استانتون، [-]	St	نرخ بازگشت سرمایه، %	i
دما، $K, ^\circ C$	T	قطر داخلی، m	ID
زمان، s	t	کروموزم گرمکن حمام آب	$IFWBH$
دمای میانگین، $K, ^\circ C$	\bar{T}	ضریب هدایت گرمایی، $W/m-K$	k
انرژی داخلی، kJ	U	طول، m	L
ضریب انتقال حرارت کلی، $W/m^2 - K$	U	طول بی بعد، [-]	L/D
حجم، m^3	V	ارزش حرارتی پایین سوخت، kJ/kg	LHV
دبی حجمی، m^3/hr	\dot{V}	اختلاف دمای میانگین لگاریتمی، $K, ^\circ C$	$LMTD$
سرعت، m/s	Vel	جرم سیستم، kg	M
کیفیت، %	X	دبی جرمی، kg/s	\dot{m}
توان آگزرژی، kW	\dot{X}	تعداد نسل‌ها (تکرارها)، [-]	$maxiter$
ضریب تراکم پذیری، [-]	Z	نرخ جهش، [-]	ms
علائم یونانی		جرم مولکولی، $kg/kmol$	MW
ضریب انبساط حرارتی، $1/K$	β	تعداد لوله، [-]	N
زبری لوله، [-]	ϵ	دوره بازگشت سرمایه، طول عمر، $year$	n
آگزرژی شیمیایی سوخت، kJ/kg	ϵ°	عدد هزینه تلف شده، [-]	N_c
زبری نسبی، [-]	ϵ/D	تعداد افراد هر نسل، [-]	$npop$
فاکتور هزینه یا قیمت، [-]	ϕ	عدد تولید آنتروپی، [-]	N_s
نسبت ϵ°/NCV°	ϕ		
نسبت توزیع بازگشت‌ناپذیری، [-]	ϕ		
بازده، [-]	η		

فولاد ضد زنگ	<i>ss</i>
استوکیومتری	<i>st</i>
سطح جانبی	<i>sur</i>
سیستم	<i>sys</i>
شیر اختناق	<i>tv</i>
آب	<i>w</i>
ضخامت	<i>wt</i>

چسبندگی دینامیکی، $kg/m-s$	μ
اختلاف دمای بی بعد، [-]	τ
چگالی، kg/m^3	ρ
تغییرات یک کمیت	Δ

زیرنویس‌ها

واقعی	<i>act</i>
دمای آدیاباتیک شعله	<i>AFT</i>
محیط	<i>amb</i>
فاکتور قیمت مشعل	<i>BPF</i>
مشعل	<i>bur</i>
حجم کنترل	<i>c.v.</i>
دودکش	<i>chi</i>
هزینه سرمایه‌گذاری	<i>CI</i>
مصرف شده	<i>cons.</i>
تحويل	<i>delivery</i>
پخش از سطح مقطع	<i>density</i>
تخریب شده	<i>dest</i>
تجهیزات	<i>eqpt</i>
تغذیه	<i>feed</i>
پخش از سطح جانبی	<i>flux</i>
لوله فایرتیوب	<i>ft</i>
سوخت مصرفی	<i>fuel</i>
تولیدی	<i>gen</i>
لوله هیت کویل	<i>hc</i>
گرمکن	<i>heater</i>
داخلی	<i>i</i>
قانون اول ترمودینامیک	<i>I</i>
قانون دوم ترمودینامیک	<i>II</i>
داخلی	<i>in</i>
بارگذاری	<i>load</i>
تلف شده	<i>loss</i>
حداکثر	<i>max</i>
حداقل	<i>min</i>
مخلوط	<i>mix</i>
گاز طبیعی	<i>NG</i>
خارجی	<i>o</i>
عملیات و نگهداری	<i>O&M</i>
فاکتور تعمیرات و نگهداری	<i>OMF</i>
خروجی	<i>out</i>
گذر	<i>pass</i>
مسیر	<i>path</i>
نسبی	<i>rel</i>
پوسته	<i>sh</i>

منابع

- [1] P. Abbaszadeh, A. Maleki, M. Alipour, Y.K. Maman, Iran's oil development scenarios by 2025, Energy Policy, 56 (2013) 612-622.
- [2] IGS, Natural Gas Leakage Control in Transmission Pipeline and Distribution Networks, in, Oil and Gas Standards of National Iranian Gas Company, <http://igs.nigc.ir/>, 2017.
- [3] API, Specification for Indirect Type Oilfield Heaters, in, American Petroleum Institute, Washington, D.C., 2009.
- [4] M. Stewart, Surface Production Operations: Vol 2: Design of Gas-Handling Systems and Facilities, Elsevier Science, 2014.
- [5] NIGC, Annual Reports of Exploitation Affairs of The Gas Supply Management, in, Ministry of Petroleum, National Iranian Gas Company, <https://en.nigc.ir/>, 2019, pp. [Accessed March, 17, 2019].
- [6] SHANA, Iran Gas Consumption Exceeds 700 mcm, in, Ministry of Petroleum, Petroenergy Information Network (with SHANA standing for its Persian acronym), <https://en.shana.ir/>, 2021, pp. [Accessed November, 24, 2021].
- [7] SATBA, How much does it cost to produce one kilowatt of electricity?, in, Ministry of Energy, Organization of Renewable Energy and Electricity Productivity (with SATBA standing for its Persian acronym), <http://www.satba.gov.ir/en/home>, 2019, pp. [Accessed October, 9, 2019].
- [8] P. Soleimani, M. Khoshvaght Aliabadi, H. Rashidi, H. Bahmanpour, Enhancing the Thermal Efficiency of Gas Pressure Reduction Stations (CGS) Heaters Using the Twisted Tapes (Case study: Iran Golestan Qaleh-Jiq

- [17] S. Salari, K. Goudarzi, Heat transfer enhancement and fuel consumption reduction in heaters of CGS gas stations, *Case Studies in Thermal Engineering*, 10 (2017) 641-649.
- [18] E. Afshari, A. Ebrahimpour, T. Alian, A. Pashaie, D. Tavooosi, Numerical Simulation and Design a Recuperator to Preheat the Air in Urban Gas Pressure Regulating Stations, Case Study: Isfahan HESA Station, *Journal of Mechanical Engineering*, 46(4) (2017) 19-26 (in Persian).
- [19] M. Farzaneh-Gord, R. Ghezelbash, M. Sadi, A.J. Moghadam, Integration of vertical ground-coupled heat pump into a conventional natural gas pressure drop station: Energy, economic and CO₂ emission assessment, *Energy*, 112 (2016) 998-1014.
- [20] A. Arabkoohsar, M. Farzaneh-Gord, M. Deymi-Dashtebayaz, L. Machado, R.N.N. Koury, A new design for natural gas pressure reduction points by employing a turbo expander and a solar heating set, *Renewable Energy*, 81 (2015) 239-250.
- [21] E. Ashouri, F. Veysi, E. Shojaeizadeh, M. Asadi, The minimum gas temperature at the inlet of regulators in natural gas pressure reduction stations (CGS) for energy saving in water bath heaters, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 21 (2014) 230-240.
- [22] S. Sanaye, A. Mohammadi Nasab, Modeling and optimizing a CHP system for natural gas pressure reduction plant, *Energy*, 40(1) (2012) 358-369.
- [23] A. Bejan, *Advanced engineering thermodynamics*, John Wiley & Sons, 2016.
- [24] R.K. Shah, D.P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*, John Wiley & Sons, 2003.
- [25] A. Bejan, *Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes*, CRC press, 2013.
- [26] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal design and optimization*, John Wiley & Sons, 1996.
- [27] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*, 31(8) (2006) 1257-1273.
- [9] d. shafiei, a. mostafavi, s. jafari, Thermal Analysis of Indirect Water Heater in City Gate Station of Natural Gas and Calculating the Efficiency and Fuel Consumption and Presenting the Optimal Geometric Model, *Journal of Petroleum Research*, 31(1400-5) (2021) 51-65 (in Persian).
- [10] S.A. Mostafavi, M. Shirazi, Thermal modeling of indirect water heater in city gate station of natural gas to evaluate efficiency and fuel consumption, *Energy*, 212 (2020) 118390.
- [11] M. Khosravi, A. Arabkoohsar, A.S. Alsagri, M. Sheikholeslami, Improving thermal performance of water bath heaters in natural gas pressure drop stations, *Applied Thermal Engineering*, 159 (2019) 113829.
- [12] S.R. Kazemi Mazandarani, M. Farzaneh-Gord, M.M. Shahmardan, Optimization of Geometric Dimensions of Fire Tube and Heat Coil Used in City Gate Stations Heaters, *Modares Mechanical Engineering*, 19(5) (2018) 1103-1114 (in Persian).
- [13] S. Romocki, J. Zarkesh, H. Melloy, I. Cheung, S. Le Fouest, An indirect heating solution to reduce CO₂ emission and improve efficiency of gas distribution networks, *Energy Reports*, 4 (2018) 49-55.
- [14] A.R. Rahmati, M. Reiszadeh, An experimental study on the effects of the use of multi-walled carbon nanotubes in ethylene glycol/water-based fluid with indirect heaters in gas pressure reducing stations, *Applied Thermal Engineering*, 134 (2018) 107-117.
- [15] M. Olfati, M. Bahiraei, S. Heidari, F. Veysi, A comprehensive analysis of energy and exergy characteristics for a natural gas city gate station considering seasonal variations, *Energy*, 155 (2018) 721-733.
- [16] M. Naderi, G. Ahmadi, M. Zarringhalam, O. Akbari, E. Khalili, Application of water reheating system for waste heat recovery in NG pressure reduction stations, with experimental verification, *Energy*, 162 (2018) 1183-1192.

- tridentsteel.co.in/carbon-steel-pipe-price-list.html, 2022, pp. [Accessed September 10, 2022].
- [33] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, T. Meyarivan, A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II, IEEE transactions on evolutionary computation, 6(2) (2002) 182-197.
- [34] C. Moler, MATrix LABoratory (MATLAB), in: <https://www.mathworks.com/matlab> (Ed.) Professional R2016a (9.0.0.341360), 2016.
- [35] OGI, Oil, Gas, and Industrial Process Equipment Incorporated, in: TERI brand, Horizontal Natural Draft, <https://www.ogipe.com/product-item/horizontal-natural-draft/>, 2019, pp. [Accessed April 19, 2019].
- 1289.
- [28] A. Bejan, Convection Heat Transfer, Wiley, 2013.
- [29] S.A. Klein, Engineering Equation Solver (EES), in: <https://fchartsoftware.com/ees> (Ed.) Professional V10.561 - 3D, 2018.
- [30] D. Dasgupta, Z. Michalewicz, Evolutionary Algorithms in Engineering Applications, Springer, 1997.
- [31] L. eNom, Global Petrol Prices, in: Iran fuel prices, electricity prices, natural gas prices, <https://www.globalpetrolprices.com/Iran/>, 2022, pp. [Accessed September 10, 2022].
- [32] K. Hitesh, Carbon Steel Pipe Price List, in: Price of Carbon Steel Seamless Pipe including ASTM A106 Grade B, ASTM A53 Gr.B, API 5L, <https://www>.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

S. R. Kazemi Mazandarani, M. Farzaneh-Gord, M. M. Shahmardan, A. Esfahanipour, Multi-objective Genetic Algorithm Optimization of Natural Gas Pressure Drop Station Heaters Using the Entropy Generation Minimization Method, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 55(1) (2023) 61-84.

DOI: 10.22060/mej.2023.21773.7508

