



Optimization of Geometric Dimensions of Fire Tube and Heat Coil Used in City Gate Stations Heaters

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Kazemi Mazandarani S.R.¹
MSc, Farzaneh-Gord M.*² PhD,
Shahmardan M.M.¹ PhD

How to cite this article

Kazemi Mazandarani S.R, Farzaneh-Gord M, Shahmardan M.M. Optimization of Geometric Dimensions of Fire Tube and Heat Coil Used in City Gate Stations Heaters. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(5):1103-1114.

ABSTRACT

Prior to entering to the throttling valve of the City Gate Stations (CGS), high-pressure natural gas flow in pipelines is transmitted through Water Bath Indirect Heaters (WBIH), which is increasing its temperature to compensate for the temperature drop caused by the Joule-Thomson effect and preventing the occurrence of the hydration phenomenon, gas freezing, and subsequent blockage of the gas flow path. Because of feeding of processed gas of the network on a large scale, optimizing the WBIHs has a lot of significance. In the present study, each WBIH is simulated by a type of thermodynamic machine, consisting of two distinct thermal systems. According to the problem geometry and governing equations, the thermodynamic analysis of these two systems results in the formulation of a relationship between their thermal efficiencies together and the definition of a parameter was defined as the Thermodynamic Similarity Coefficient (TSC). Then, the results showed that always, a constant logarithmic relationship exists between of the Number of Heat Transfer Units (NTU) values difference of the fire tube and heat coil of the WBIHs with their TSC as well as a constant power relationship between their NTU values ratio with this coefficient too. Finally, by solving the equation system obtained from these two relations, it was possible to determine the optimal values of NTU for the fire tube and heat coil as functions of TSC of the WBIH and to achieve the relationship between their optimum geometric dimensions together in the most ideal heat transfer state with a maximum relative error of about 13%.

Keywords Optimization; Simulation; Thermal Efficiency; Exergy Efficiency; Entropy Generation

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

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

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran.

Phone: +98 (51)38805108

Fax: +98 (51)38805108

m.farzanehgord@um.ac.ir

Article History

Received: April 18, 2018

Accepted: November 18, 2018

ePublished: May 01, 2019

CITATION LINKS

[1] Knowledge-Based ... [2] Energy, exergy, economic and environmental (4E) analysis of using city gate station (CGS) heater waste for ... [3] New energy-saving temperature controller ... [4] Feasibility of accompanying uncontrolled linear heater with solar ... [5] Energy and exergy analysis of natural gas pressure ... [6] Replacement of shell and tube heat exchangers with conventional ... [7] Feasibility of energy optimization in the heaters of ... [8] Study of preheating natural gas in gas pressure reduction station [9] The minimum gas temperature at the ... [10] Modeling and optimizing a CHP system for natural gas pressure ... [11] Efficiency and heat losses of indirect water bath heater ... [12] Exergy analysis in city gate stations used for ... [13] Exergy: Energy, environment and sustainable ... [14] Entropy generation minimization: The method of thermodynamic optimization ... [15] Convective heat and mass ... [16] Advanced thermodynamics for ... [17] Bucaramanga: Exergy Ecology Democracy ... [18] Thermodynamics: An engineering ... [19] An introduction to combustion: Concepts and ... [20] Advanced engineering thermodynamics ... [21] Introduction to heat transfer ... [22] Numerical analysis ... [23] SigmaPlot, Exact Graphs and Data Analysis ... [24] Fundamentals of heat exchanger design ... [25] Process heat transfer: Principles, applications and rules ... [26] Convection heat transfer ... [27] Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design ...

بهینه‌سازی ابعاد هندسی فایرتیوب و هیت‌کویل گرمکن‌های ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز

سیدرفیع کاظمی مازندرانی MSc

گروه مهندسی مکانیک، پردیس خوارزمی، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

محمود فرزانه‌گرد* PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

محمدحسن شاه‌مردان PhD

گروه مهندسی مکانیک، پردیس خوارزمی، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

چکیده

گاز طبیعی پرفشار خطوط انتقال پیش از ورود به شیر اختناق ایستگاه‌های دروازه شهری (CGS)، از گرمکن‌هایی عبور داده می‌شود که دمای آن را تا حد جبران افت دمای ناشی از اثر ژول-تامسون افزایش دهد و از بروز پدیده هیدراته‌شدن گاز، یخ‌زدگی شیر و انسداد مسیر عبور گاز جلوگیری می‌نمایند. بهینه‌سازی این گرمکن‌ها با توجه به این که در مقیاس وسیع از گاز فرآوری شده شبکه تغذیه می‌کنند، از اهمیت بسزایی برخوردار است. در مطالعه حاضر هر یک از این گرمکن‌ها به نوعی ماشین ترمودینامیک مرکب از دو سیستم حرارتی متمایز از هم شبیه‌سازی شده است. تحلیل ترمودینامیک این دو سیستم با توجه به هندسه مساله و معادلات حاکم، به فرمولاسیون رابطه بین بازده حرارتی آنها و سپس تعریف پارامتری موسوم به ضریب تشابه ترمودینامیک انجامید. آنگاه نتایج حاصل از تحلیل حرارتی و تقریب‌زدن تابع پیچیده اصلی با دو تابع ساده‌تر مشخص نمود که همواره بین تفاضل مقادیر تعداد واحدهای تبادل حرارت (NTU) فایرتیوب و هیت‌کویل با ضریب تشابه ترمودینامیک گرمکن‌ها، رابطه لگاریتمی ثابت و بین نسبت مقادیر NTU آن دو با این ضریب نیز رابطه توانی ثابتی برقرار است. سرانجام با حل دستگاه معادلات به‌دست‌آمده از این دو رابطه، امکان تعیین مقادیر بهینه NTU برای فایرتیوب و هیت‌کویل به‌صورت توابعی از ضریب تشابه ترمودینامیک بهینه گرمکن‌ها و به‌تبع آن دستیابی به رابطه بین ابعاد هندسی بهینه آن دو در ایده‌آل‌ترین وضعیت انتقال حرارت، با پیشینه خطای نسبی حدود ۱۳٪ فراهم شد.

کلیدواژه‌ها: بهینه‌سازی، مدل‌سازی، بازده حرارتی، بازده انرژی، آنتروپی تولیدی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۱/۲۹

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۰۸/۲۷

* نویسنده مسئول: m.farzanehgord@um.ac.ir

۱- مقدمه

گاز پرفشار موجود در خطوط سراسری انتقال گاز طبیعی، از شیرهای اختناق تعبیه‌شده در ایستگاه‌های تقلیل فشار واقع در ورودی شهرها، موسوم به "ایستگاه‌های دروازه شهری (CGS)" عبور داده شده است تا برای مصارف عمومی قابل استفاده شود. اما کاهش دمای توام با افت فشار ناگهانی در این شیر (اثر ژول-تامسون)، رطوبت اجتناب‌ناپذیر موجود در گاز را به دمای نقطه انجماد می‌رساند و در پی آن از پدیده موسوم به "هیدراته‌شدن گاز" تا یخ‌زدگی شیر و سپس انسداد مسیر انتقال، رخ خواهد داد. یکی از رایج‌ترین روش‌های جلوگیری از بروز چنین وضعیت نامطلوب آن است که دمای گاز طبیعی پرفشار شبکه انتقال، پیش از آن که وارد شیر اختناق شود با عبور از گرمکن شعله غیرمستقیم موسوم به "گرمکن حمام‌آب (WBIH)" تا حد جبران افت دمای جریان پایین‌دستی افزایش یابد. شکل ۱، تصویر یک گرمکن حمام‌آب ساخته‌شده توسط گروه ماشین‌سازی اراک را نشان می‌دهد [1].

گرمکن‌های WBIH که به دلیل تعدد ایستگاه‌های دروازه شهری، کاربرد گسترده‌ای در صنعت گاز دارند، عمدتاً از ظرفیت گاز

فرآوری‌شده شبکه به‌عنوان اصلی‌ترین منبع تامین انرژی حرارتی نیز تغذیه می‌کنند. از این رو، انجام پژوهش‌های مرتبط با مساله بهینه‌سازی و ارتقای بازده حرارتی این نوع گرمکن‌ها به لحاظ آن که می‌تواند به توصیه‌هایی در زمینه طراحی، نوسازی یا اصلاح ساختار آنها بیانجامد و به‌تبع آن از هدررفتن سرمایه‌های ملی و تحمیل هزینه‌های غیرقابل توجیه جلوگیری کند، از اهمیت بسزایی برخوردار است. بررسی‌ها نشان می‌دهد به‌رغم انجام مطالعات موردی گسترده در این حوزه، تاکنون پژوهش کاربردی صورت نپذیرفته است که چهارچوب کلی بهینه‌سازی ابعاد هندسی گرمکن‌های WBIH را مورد توجه قرار دهد.



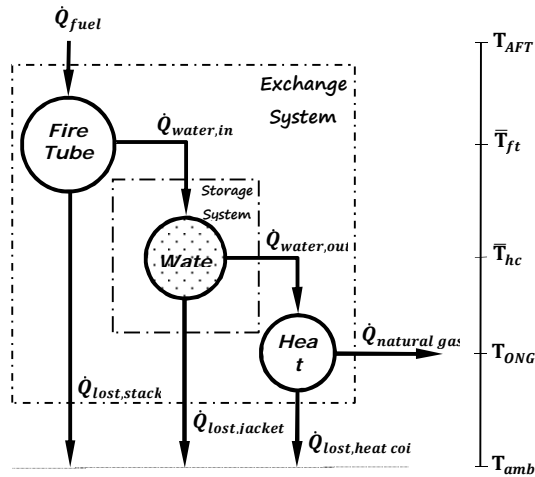
شکل ۱) نمایی از یک گرمکن WBIH ساخت شرکت ماشین‌سازی اراک [1]

عائبی و همکاران [2] با مطالعه‌ای تطبیقی به تحلیل انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی مساله بازیافت اتلاف حرارتی این گرمکن‌ها به‌منظور تولید همزمان برق و هیدروژن پرداختند. نیبچی و تقی‌زاده [3]، تاثیر نصب کنترل‌کننده دمای گاز طبیعی بر مصرف سوخت گرمکن‌های ایستگاه CGS آکند ساری را مورد بررسی قرار دادند. فرزانه‌گرد و همکاران [4]، بر امکان‌سنجی اقتصادی تجهیز گرمکن همین ایستگاه به‌وسیله یک سیستم خورشیدی متمرکز شدند و همچنین [5] با ارایه تحلیل ترموگونومیک، استفاده از انرژی تجدیدپذیر خورشید را در کنار سوخت مصرفی گرمکن‌ها، به‌عنوان راهکار کاهش مصرف انرژی در ایستگاه‌های CGS پیشنهاد نمودند. حسینی‌پناه و نیکدل [6]، به‌کارگیری مبدل‌های حرارتی جوشاننده در ایستگاه‌های CGS را به‌عنوان جایگزینی برای گرمکن‌های رایج، مورد بررسی قرار دادند. صابرقمدم و همکاران [7] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) به امکان‌سنجی مصرف بهینه انرژی در گرمکن واقع در یکی از ایستگاه‌های CGS مشهد پرداختند و تعبیه پمپ در محلی مناسب از گرمکن را در انتقال یکنواخت انرژی حرارتی به سطوح مختلف گرمکن و در نتیجه افزایش بازدهی آن موثر دانستند.

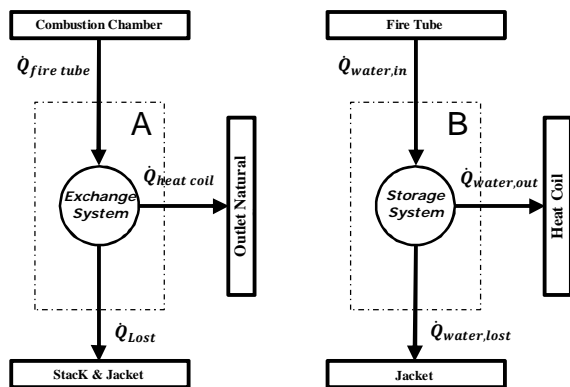
عزیزی و همکاران [8] با مطالعه گرمکن ایستگاه CGS ماهشهر روی اتلاف حرارتی از دودکش این گرمکن تمرکز نموده و استفاده از یک مبدل حرارتی پوسته-لوله برای پیش‌گرمایش گاز طبیعی ورودی به گرمکن توسط گاز خروجی از دودکش آن را پیشنهاد کردند. عاشوری و همکاران [9] با مطالعه ایستگاه CGS بیستون و تعیین ضریب ژول-تامسون گاز طبیعی، گرمایش گاز تا حداقل دمای ممکن گاز ورودی به رگولاتورهای این ایستگاه را موجب صرفه‌جویی در مصرف انرژی گرمکن‌ها دانستند. صنایع و محمدی‌نسب [10] با هدف کاهش اتلاف انرژی در ایستگاه‌های CGS، مدل‌سازی و بهینه‌سازی یک سیستم ترکیبی تولید برق و گرما را مورد بررسی

۳- مدل سازی

در شکل ۳، ساختار سیستماتیک گرمکن‌های WBHI نشان داده شده است. براساس این ساختار، هر یک از گرمکن‌ها در قالب دو سیستم تبادل کننده و ذخیره کننده A و B مطابق با شکل ۴ مدل سازی می‌شوند.



شکل ۳) ساختار سیستماتیک گرمکن‌های WBHI



شکل ۴) مدل پیشنهادی برای تحلیل ترمودینامیک گرمکن WBHI

هدف از این کار، یافتن چهارچوبی است که امکان مقایسه عملکرد ترمودینامیک این دو سیستم و سپس اندازه گیری میزان تشابه آنها به یکدیگر را بر مبنای معیاری مناسب فراهم سازد. بدین منظور، در حالت پایا و با فرض بازگشت پذیری بودن فرآیندها، بازده حرارتی (بازده قانون اول) و بازده انرژی (بازده قانون دوم) سیستم‌های A و B مورد مقایسه قرار می‌گیرند. نتیجه این مقایسه حاکی از آن است که بازده انرژی دو سیستم را بر خلاف بازده حرارتی آنها به طور قطع می‌توان با یکدیگر برابر دانست. این واقعیت ناشی از آن است که چون [13]:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{out}}{\dot{E}x_{in}} = \frac{\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{Dest.}}{\dot{E}x_{in}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{Dest.}}{\dot{E}x_{in}} \quad (1)$$

و از طرفی براساس قضیه گویه- استودلا [14]:

$$\dot{E}x_{Dest.} = \dot{W}_{Lost} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (2)$$

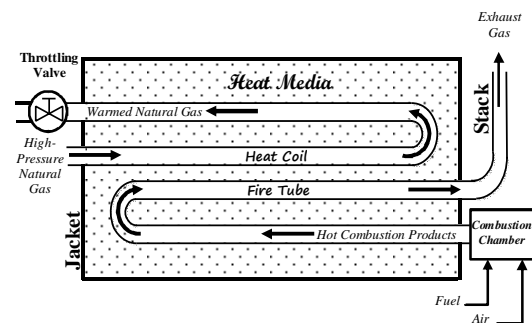
بنابراین در حالت ایده آل ($\dot{S}_{gen} = 0$)، بازده انرژی تمامی سیستم‌ها را می‌توان برابر با واحد در نظر گرفت. بدین ترتیب با توجه به این که از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک، چگونگی

قرار داده و با تعریف یک تابع هدف موسوم به سود سالیانه واقعی متضمن ۹ متغیر تصمیم و بیشینه سازی آن به کمک تکنیک بهینه سازی الگوریتم ژنیتک، مقادیر بهینه متغیرهای تصمیم را تعیین نمودند. خلیلی و همکاران [11] بازده حرارتی و اتلاف گرمایی را در گرمکن تعبیه شده در ایستگاه CGS شهرکرد بررسی کردند و بهبود عملکرد مشعل‌ها، کاهش مقدار هوای اضافی و نیز افزایش سطح انتقال حرارت را به عنوان راهکارهای به حداقل رساندن میزان اتلاف انرژی در دودکش پیشنهاد دادند. سعدالدین و رستگار [12]، با استفاده از معادلات حاکم و در نظر گرفتن انحراف گاز طبیعی از حالت گاز ایده آل، به تحلیل انرژی ایستگاه CGS سمنان پرداختند و تنظیم دمای مطلوب گرمکن در زمان عملکرد آن طی سال را در کاهش هدررفت این مقدار انرژی، موثر دانستند.

۲- بیان مساله

در شکل ۲، شماتیک یک گرمکن WBHI نشان داده شده است. این نوع گرمکن‌ها، هر چند به لحاظ آرایش و نیز ساختار سطوح جداکننده جریان‌های سرد و گرم غالباً تحت عنوان مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله دسته بندی می‌شوند، اما مساله بهینه سازی مشخصات هندسی آنها نسبت به سایر مبدل‌های پوسته و لوله، از پیچیدگی بیشتری برخوردار است. چرا که گرمکن‌های WBHI، وظیفه انتقال حرارت از یک سیال داغ (محصولات احتراق) به سیال سرد اشتعال پذیر (گاز طبیعی شبکه) را به دلیل لزوم رعایت ملاحظات ایمنی و پیشگیری از بروز بیش گرمایش، به کمک یک سیال واسط انتقال حرارت (محلول آب و صدیخ) بر عهده می‌گیرند. به عبارت دیگر، توان حرارتی بالای تولید شده در محفظه احتراق گرمکن‌های WBHI، توسط سیال واسط از سطح فایرتیوب، جذب و سپس با تعدیل آن تا حد شرایط ایمن و بی خطر، به صورت توان حرارتی پایین تر از طریق سطح هیت کویل، به گاز طبیعی گذرنده از درون آن دفع می‌شود.

Water Bath Indirect Heater



شکل ۲) شماتیک گرمکن WBHI

در این مقاله، یک گرمکن WBHI به مجموعه ای مرکب از دو سیستم متمایز از هم- ذخیره کننده و تبادل کننده توان حرارتی، شبیه سازی و ضریبی برای ارتباط بین بازده حرارتی آن دو تعریف می‌شود. هدف از این شبیه سازی، فرمولاسیون رابطه بین ضریب یاد شده و تعداد واحدهای تبادل حرارت (NTU) دو سیستم است. بدین ترتیب، دستیابی به رابطه بین ابعاد هندسی فایرتیوب و هیت کویل گرمکن‌ها در وضعیتی که از بیشینه بازده حرارتی قابل حصول برخوردار باشند، امکان پذیر خواهد شد.

انتخاب حجم و سطح کنترل، مرز و محیط پیرامونی، روی نتایج نهایی حاصل از تحلیل سیستم‌های حرارتی بازگشت‌پذیر بی‌تاثیر است، با مقایسه سیستم‌های A و B چنین نتیجه‌گیری می‌شود که:

$$If [\dot{S}_{gen.}]_{A \& B} = 0 \Rightarrow \eta_{II,A} = \eta_{II,B} \quad (3)$$

با چنین رویکردی، پژوهش حاضر در صدد است به منظور بهینه‌سازی گرمکن‌های WBH، بازده اگزوزی را به‌عنوان معیار مقایسه و سنجش میزان تشابه سیستم‌های تشکیل‌دهنده مدل پیشنهادی، مورد مطالعه قرار دهد.

۳-۱- فرضیات

تحلیل ترمودینامیک مدل ارائه‌شده با توجه به شرایط فیزیکی و هندسه مساله، بر فرضیات زیر استوار است:

۱- جریان‌ها، یک‌بُعدی و پایا در نظر گرفته شده است و خواص ترموفیزیک سیال‌های درون لوله‌ها در هر نقطه از جریان در هر مقطع، ثابت فرض می‌شود.

۲- جریان‌ها به‌صورت غیرچرخشی و توسعه‌یافته هیدرودینامیک فرض شده است و ضریب اصطکاک در راستای جریان، ثابت در نظر گرفته می‌شود.

۳- رژیم جریان سیال‌ها، به‌دلیل ترجیح بزرگی انتقال حرارت در جریان مغشوش نسبت به جریان آرام [15]، مغشوش فرض می‌شود.

۴- انتقال حرارت جریان درون لوله‌ها به‌صورت جابه‌جایی با شار ثابت و توسعه‌یافته حرارتی فرض شده است و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در راستای جریان، ثابت در نظر گرفته می‌شود.

۵- تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی ناچیز فرض می‌شود.

۶- با توجه به محدودیت‌ها و الزامات طراحی، سیال‌ها تغییر فاز نمی‌دهند.

۳-۲- معادلات حاکم

در گام نخست، حجم کنترل سیستم A مطابق با شکل ۵ به‌گونه‌ای انتخاب می‌شود که محفظه احتراق، بیرون و دودکش، درون مرز پیرامونی قرار گیرد.

چون در حجم کنترل انتخابی، جرم آب درون سیستم ثابت، توان واقعی عبورکننده از مرز سیستم ($\dot{W}_{act.}$) برابر با صفر و سیستم در حالت پایا در نظر گرفته می‌شود، بنابراین سیستم A صرفاً شامل فرآیندهای توأم با انتقال حرارت است و معادله موازنه اگزوزی [16]:

$$\frac{dEx}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j + \sum_{in} \dot{m}G - \sum_{out} \dot{m}G - \dot{W}_{rev.} \quad (4)$$

پس از ساده‌سازی به معادله ۵ تبدیل می‌شود:

$$\underbrace{\left(1 - \frac{T_0}{T_{AFT}}\right) \dot{Q}_{ft}}_{\dot{Ex}_{in}} - \underbrace{\left(1 - \frac{T_0}{T_{ONG}}\right) \dot{Q}_{hc}}_{\dot{Ex}_{out}} = \underbrace{\dot{W}_{Lost,A}}_{\dot{Ex}_{Dest.}} \quad (5)$$

و در نتیجه بازده قانون دوم برای سیستم A برابر با رابطه ۶ خواهد شد:

$$\eta_{II,A} = \left(\frac{\dot{Ex}_{out}}{\dot{Ex}_{in}}\right)_A = \left(\frac{1 - \frac{T_0}{T_{ONG}}}{1 - \frac{T_0}{T_{AFT}}}\right) \times \left(\frac{\dot{Q}_{hc}}{\dot{Q}_{ft}}\right) \quad (6)$$

در معادلات ۴-۶، $(EX = E - T_0S)$ اگزوزی درون سیستم،

در گام بعدی، حجم کنترل سیستم B مطابق با شکل ۶ به‌گونه‌ای انتخاب می‌شود که مرز پیرامونی، تنها سیال واسط درون پوسته گرمکن را احاطه نماید. شکل ۷ حجم کنترل انتخابی و مرز پیرامونی این سیستم، شامل سطوح تبادل حرارتی مفید (فایرتیوب و هیت‌کوئل) و غیرمفید (پوسته گرمکن) را به‌طور نمادین نشان می‌دهد. این بار، به‌دلیل ثابت‌نبودن دماهای T_{ft} و T_{hc} از فرم انتگرالی معادله موازنه اگزوزی استفاده می‌شود [17]:

$$\frac{dEx}{dt} = \int_{in}^{out} \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \delta \dot{Q}_j - \iint_{c.s.} G \rho \vec{v} d\vec{A} - \dot{W}_{rev.} \quad (7)$$

بدیهی است که در سیستم B نیز با توجه به ثابت‌بودن جرم آب درون سیستم و فقدان کار واقعی، صرفاً فرآیندهای توأم با انتقال حرارت رخ خواهد داد. بنابراین معادله ۷ را می‌توان به‌صورت معادله ۸ ساده نمود:

$$\int_{in}^{out} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ft}}\right) \delta \dot{Q}_{w,in} - \int_{in}^{out} \left(1 - \frac{T_0}{T_{hc}}\right) \delta \dot{Q}_{w,out} \quad (8)$$

$$= \dot{W}_{Lost,B}$$

البته با توجه به شکل دیفرانسیلی قانون سرمایش نیوتن $(\delta \dot{Q}_j = U_j A_j dT_j)$ ، با حل معادله ۸، موازنه اگزوزی سیستم B برابر با معادله ۹ خواهد شد:

$$\underbrace{\left(1 - \frac{T_0}{T_{LMT,ft}}\right) \dot{Q}_{w,in}}_{\dot{Ex}_{in}} - \underbrace{\left(1 - \frac{T_0}{T_{LMT,hc}}\right) \dot{Q}_{w,out}}_{\dot{Ex}_{out}} \quad (9)$$

$$= \underbrace{\dot{W}_{Lost,B}}_{\dot{Ex}_{Dest.}}$$

بدین ترتیب بازده قانون دوم برای سیستم B نیز برابر خواهد بود با:

$$\eta_{II,B} = \left(\frac{\dot{Ex}_{out}}{\dot{Ex}_{in}}\right)_B = \left(\frac{1 - \frac{T_0}{T_{LMT,hc}}}{1 - \frac{T_0}{T_{LMT,ft}}}\right) \times \left(\frac{\dot{Q}_{w,out}}{\dot{Q}_{w,in}}\right) \quad (10)$$

در معادلات ۷-۱۰، بردار سطح هر یک از سطوح تبادل‌کننده حرارت و همچنین ρ ، \vec{v} و $\dot{Q}_{w,in}$ و $\dot{Q}_{w,out}$ به‌ترتیب چگالی و بردار سرعت سیال‌های گذرنده از این سطوح و توان‌های حرارتی وارد و خارج‌شده (به‌از) آب است. $T_{LMT,ft}$ و $T_{LMT,hc}$ نیز موسوم به "دماهای میانگین لگاریتمی (LMT)" فایرتیوب و هیت‌کوئل، براساس رابطه ۱۱ تعریف می‌شوند:

$$T_{LMT} = \frac{T_{in} - T_{out}}{\ln\left(\frac{T_{in}}{T_{out}}\right)} \quad (11)$$

$$\eta_{I,A} = \frac{\left(\frac{1 - \frac{T_o}{T_{LMT,hc}}}{1 - \frac{T_o}{T_{LMT,ft}}} \right)}{\left(\frac{1 - \frac{T_o}{T_{ONG}}}{1 - \frac{T_o}{T_{AFT}}} \right)} \times \eta_{I,B} \quad (12)$$

حال چنانچه در رابطه ۱۲، عبارت کسری ضریب $\eta_{I,B}$ تحت عنوان "ضریب تشابه ترمودینامیک گرمکن (TSC)" معرفی شود، این رابطه به صورت معادله ۱۳ نیز قابل بیان خواهد بود:

$$\eta_{E,S} = TSC \times \eta_{S,S} \quad (13)$$

که در آن $\eta_{E,S}$ و $\eta_{S,S}$ به ترتیب بازده حرارتی سیستم‌های تبادل‌کننده و ذخیره‌کننده توان حرارتی در مدل پیشنهادی هستند. با انجام تحلیل مقیاسی و بررسی مرتبه بزرگی ضریب TSC که در پیوست الف بدان پرداخته شده است، می‌توان نشان داد:

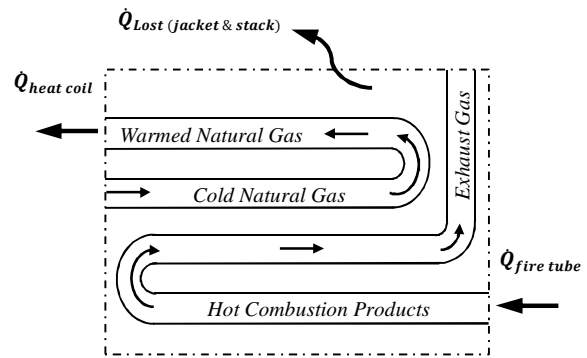
$$0 < TSC < 1 \quad (14)$$

و این بدان معنا است که در گرمکن‌های WBHI، هیچگاه بین دو سیستم تبادل‌کننده و ذخیره‌کننده توان حرارتی، تشابه کامل برقرار نخواهد شد ($\eta_{E,S} < \eta_{S,S}$). با این وجود، هنگامی که بازده حرارتی دو سیستم تا حد ممکن به یکدیگر نزدیک شود و ضریب TSC به سمت یک میل کند، وضعیت بهینه به وقوع خواهد پیوست. بدیهی است که با تعیین مقدار ضریب بهینه TSC، مقدار بهینه $\eta_{E,S}$ به دست می‌آید و در نتیجه با برقراری حداکثر تشابه ترمودینامیک بین دو سیستم، دسترسی به ابعاد هندسی بهینه گرمکن‌های WBHI امکان‌پذیر خواهد شد.

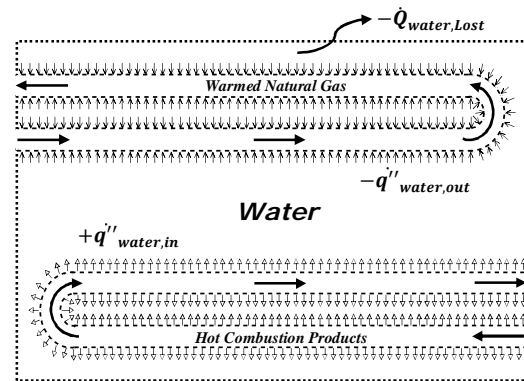
از طرفی بهینگی ضریب TSC، با توجه به ثابت بودن مخرج عبارت کسری رابطه ۱۲ و نیز تغییرات ناچیز مقدار $T_{LMT,hc}$ (به دلیل محدودیت‌های عملیاتی و محیطی)، تابع کمینگی مقدار $T_{LMT,ft}$ است. بنابراین ضریب TSC بهینه را می‌توان با استفاده از معادله ۱۵ به دست آورد:

$$TSC_{Opt} = \left(\frac{1 - \frac{T_o}{T_{LMT,hc}}}{1 - \frac{T_o}{[T_{LMT,ft}]_{min}}} \right) \times \left(\frac{1 - \frac{T_o}{T_{AFT}}}{1 - \frac{T_o}{T_{ONG}}} \right) \quad (15)$$

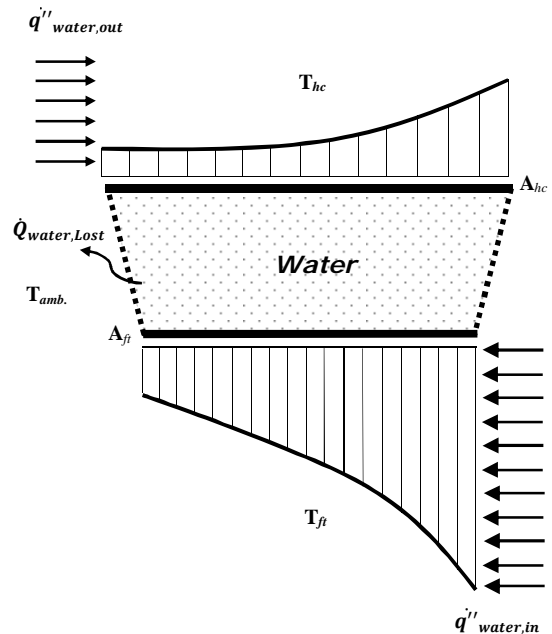
دماهای مورد نیاز برای تعیین TSC_{Opt} ، در جدول ۱ فهرست شده است. با توجه به این جدول، دمای گاز هنگام ورود به ایستگاه‌های CGS ($T_{hc,in}$) با استفاده از معادله دمای خاک در عمق ۱/۵ متری از سطح زمین (عمقی که خطوط شبکه انتقال گاز طبیعی، غالباً از آن عمق وارد ایستگاه‌ها می‌شوند)، به دست می‌آید. دمای گاز خروجی از هیتمکویل ($T_{hc,out}$) یا همان گاز ورودی به رگلاتور ایستگاه‌ها نیز غالباً با استخراج مقادیر دماهای هیدراته‌شدن گاز طبیعی (T_{hyd}) و میزان افت دمای گاز عبوری از شیر اختناق (ΔT_{TV})، از جدول‌ها یا نمودارهای تجربی موجود با افزودن حدود ۵ درجه سلسیوس به مجموع آنها تعیین می‌شود^[5]. همچنین با توجه به این که بیشینه دمای محصولات احتراق در یک فرآیند صرفاً آدیاباتیک (در غیاب کار و اغماض از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل) و در شرایط احتراق با مخلوط استوکیومتریک انجام می‌گیرد^[18]، دمای سیال ورودی به لوله آتش ($T_{ft,in}$) نیز برابر با



شکل ۵) حجم کنترل انتخابی برای تحلیل سیستم تبادل‌کننده A



شکل ۶) حجم کنترل انتخابی برای تحلیل سیستم ذخیره‌کننده B



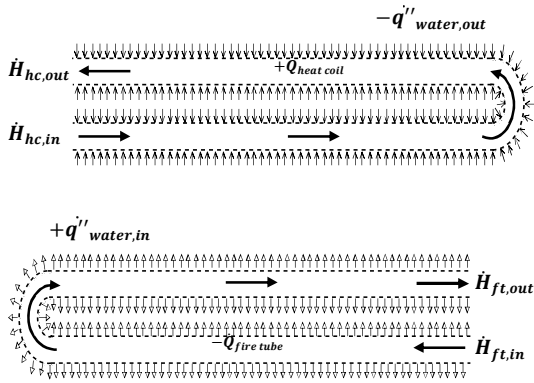
شکل ۷) طرحواره نمادین حجم کنترل سیستم ذخیره‌کننده B

۳-۳- ضریب تشابه ترمودینامیک

با توجه به رابطه ۳، چنانچه سیستم‌های A و B بازگشت‌پذیر در نظر گرفته شوند، از تساوی روابط ۶ و ۱۰، رابطه ۱۲ به دست خواهد آمد:

دمای آدیاباتیک شعله برای احتراق متان (CH₄) در نظر گرفته می‌شود [19].

مربوط می‌سازد. همچنین برای سهولت انجام محاسبات به جای کمیت درجه حرارت T ، از اختلاف پتانسیل درجه حرارت هر نقطه دلخواه سیستم نسبت به درجه حرارت سیال واسط در وضعیت تعادل پایدار (T_{∞}) موسوم به "دمای نسبی" $\theta = (T - T_{\infty})$ استفاده شده و میانگین دمای نسبی ورودی و خروجی سیال‌های گذرنده از مجاری گرمکن نیز با $\bar{\theta} = 1/2(\theta_{in} + \theta_{out})$ نشان داده شده است.



شکل ۸) حجم‌های کنترل فایرتیوب و هیت‌کوئل

حال به منظور تعیین θ و $\bar{\theta}$ ، حجم‌های کنترل دیفرانسیلی فایرتیوب و هیت‌کوئل، مطابق با شکل ۹ انتخاب می‌شود. در حجم‌های کنترل انتخابی، چون دبی جرمی ثابت، توان مکانیکی عبورکننده از سطوح کنترل (\dot{W}) برابر با صفر و حالت پایا در نظر گرفته می‌شود، بنابراین قانون اول ترمودینامیک پس از ساده‌سازی به معادلات ۲۲ و ۲۳ تبدیل می‌شود:

$$\delta \dot{Q}_{ft} = -\dot{m}_{ft} dh_{ft} \Rightarrow \dot{m}_{ft} Cp_{ft} d\theta_{ft} = -U_{ft} dA_{ft} \bar{\theta}_{ft}$$

$$\Rightarrow \int_{\theta_{ft,in}}^{\theta_{ft,out}} \frac{d\theta_{ft}}{1/2 \theta_{ft}} = -\frac{U_{ft} A_{ft}}{\dot{m}_{ft} Cp_{ft}} \quad (22)$$

$$\delta \dot{Q}_{hc} = \dot{m}_{hc} dh_{hc} \Rightarrow \dot{m}_{hc} Cp_{hc} d\theta_{hc} = -U_{hc} dA_{hc} \bar{\theta}_{hc}$$

$$\Rightarrow \int_{\theta_{hc,in}}^{\theta_{hc,out}} \frac{d\theta_{hc}}{1/2 \theta_{hc}} = -\frac{U_{hc} A_{hc}}{\dot{m}_{hc} Cp_{hc}} \quad (23)$$

با حل معادلات ۲۲ و ۲۳ و با توجه به این که طبق تعریف:

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}Cp} \quad (24)$$

پس از ساده‌سازی روابط می‌توان نتیجه گرفت که:

$$\theta_{ft,out} = \theta_{ft,in} \cdot e^{-1/2 NTU_{ft}} \quad (25)$$

$$\theta_{hc,out} = \theta_{hc,in} \cdot e^{-1/2 NTU_{hc}} \quad (26)$$

معادلات ۲۵ و ۲۶ نشان می‌دهند که در حالت پایدار، پروفیل دمای نسبی سیال‌های گذرنده از درون فایرتیوب و هیت‌کوئل گرمکن‌های WBH، نسبت به پارامتر NTU به صورت نمایی تغییر می‌کند.

جدول ۱) دماهای مورد نیاز برای تعیین ضریب TSC_{opt}

دما	واحد	مقدار
$T_o = T_{amb}$	°C	Environmental conditions
$T_{hc,in} = T_{soil}$	°C	$0.0084T_o^2 + 0.318T_o + 11.403$ [5]
T_{hyd}	°C	Experimental diagrams
ΔT_{tv}	°C	Experimental diagrams
$T_{hc,out} = T_{ONG}$	°C	$T_{hyd} + \Delta T_{tv} + 5$ [5]
$T_{ft,in} = T_{AFT}$	K	2226 [19]
$T_{ft,out}$	K	Estimated for $[T_{LMT,ft}]_{min}$
$T_{LMT,ft}$	K	$\frac{2226 - T_{ft,out}}{\ln(\frac{2226}{T_{ft,out}})}$
$T_{LMT,hc}$	K	$\frac{T_{ONG} - T_{hc,in}}{\ln(\frac{T_{ONG}}{T_{hc,in}})}$

بنابراین با معلوم بودن دماهای T_{amb} ، T_{AFT} ، T_{hyd} و ΔT_{tv} کافی است تا حداقل دمای میانگین لگاریتمی فایرتیوب نیز محاسبه و تمامی دماها بر حسب مقیاس کلویں در معادله ۱۵ جای‌گذاری شود. چگونگی محاسبه $[T_{LMT,ft}]_{min}$ نیز در پیوست ب شرح داده شده است.

۳-۴- تحلیل حرارتی

با توجه به معادله ۱۳ و به منظور تعیین $\eta_{E,S}$ و $\eta_{S,S}$ ، ابتدا حجم‌های کنترل فایرتیوب و هیت‌کوئل مطابق با شکل ۸ انتخاب می‌شوند. در حجم‌های کنترل انتخابی، چون دبی جرمی ثابت، توان مکانیکی عبورکننده از سطوح کنترل (\dot{W}) برابر با صفر و حالت پایا در نظر گرفته می‌شود، بنابراین قانون اول ترمودینامیک [20]:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_i \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} h^\circ - \sum_{out} \dot{m} h^\circ \quad (16)$$

پس از ساده‌سازی به صورت معادلات ۱۷ و ۱۸ نشان داده می‌شود:

$$\dot{Q}_{ft} = -\Delta \dot{H}_{ft} = \dot{m}_{ft} Cp_{ft} (\theta_{ft,in} - \theta_{ft,out}) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{hc} = \Delta \dot{H}_{hc} = \dot{m}_{hc} Cp_{hc} (\theta_{hc,out} - \theta_{hc,in}) \quad (18)$$

که بیانگر رابطه بین توان حرارتی گذرنده از سطوح فایرتیوب و هیت‌کوئل با تغییر نرخ آنتالپی سیال‌ها ($\Delta \dot{H}$) در مقاطع ورودی و خروجی آنها است و Cp نیز به ظرفیت گرمایی ویژه این سیال‌ها اشاره دارد.

همچنین با توجه به مفروضات مساله، قانون سرمایه‌ش نیوتن را نیز می‌توان پس از ساده‌سازی به صورت معادلات ۲۰ و ۲۱ بیان نمود [21]:

$$\dot{q}'' = h\Delta T \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{w,in} = \dot{q}''_{w,in} \cdot A_{ft} = U_{ft} A_{ft} \bar{\theta}_{ft} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{w,out} = -\dot{q}''_{w,out} \cdot A_{hc} = -U_{hc} A_{hc} \bar{\theta}_{hc} \quad (21)$$

که رابطه بین توان حرارتی گذرنده از آب درون پوسته گرمکن با مساحت جانبی سطوح تبادل‌کننده حرارت (A) و ضرایب انتقال حرارت کلی سیال‌های مجاور با این سطوح (U) را نشان می‌دهد.

در معادلات ۲۱-۱۷، \dot{q}'' شار توان حرارتی، h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و اندیکس‌های in ، out و hc ، ft نیز متغیرها را به ترتیب به فایرتیوب، هیت‌کوئل و مقاطع ورودی و خروجی آنها

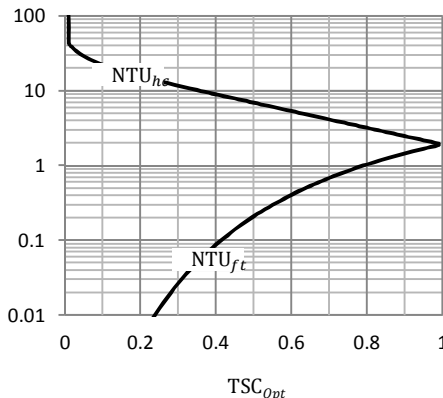
$$\left\{ \begin{aligned} NTU_{hc} - NTU_{ft} &= -9.737 \ln(TSC_{Opt.}) \quad (31) \\ \frac{NTU_{hc}}{NTU_{ft}} &= (TSC_{Opt.})^{-5.051} \quad (32) \end{aligned} \right.$$

که بیان می‌دارد بین تفاضل تعداد واحدهای تبادل حرارت هیت‌کوئل و فایرتیوب گرمکن‌های WBIH با ضریب تشابه ترمودینامیک آنها، همواره رابطه لگاریتمی ثابت و بین نسبت آن دو نیز همواره رابطه توانی ثابتی برقرار است. با حل دستگاه معادلات ۳۱ و ۳۲، مقادیر NTU_{hc} و NTU_{ft} به صورت توابعی از $TSC_{Opt.}$ به دست خواهد آمد:

$$NTU_{hc} = \frac{9.737 \ln(TSC_{Opt.})}{(TSC_{Opt.})^{5.051} - 1} \quad (33)$$

$$NTU_{ft} = \frac{9.737 \ln(TSC_{Opt.})}{1 - (TSC_{Opt.})^{-5.051}} \quad (34)$$

نمودار ۱، تغییرات NTU هیت‌کوئل و فایرتیوب را نسبت به $TSC_{Opt.}$ نشان می‌دهد. براساس این نمودار، چنانچه اختلاف NTU های هیت‌کوئل و فایرتیوب به بیشینه مقدار خود در بازه انتخابی یعنی تا حد دامنه تغییراتی برابر با $|\Delta NTU| = 5$ میل کند، تشابه ترمودینامیک سیستم‌های تبادل‌کننده و ذخیره‌کننده مدل پیشنهادی، به حدود ۶۰٪ خواهد رسید. این در حالی است که برای مقادیر خارج از این دامنه، با وجود کاهش درصد تشابه، نسبت $\frac{NTU_{hc}}{NTU_{ft}}$ به طور تصاعدی چند ۱۰ برابر افزایش خواهد یافت که این موضوع، اهمیت تاثیر ضریب $TSC_{Opt.}$ در تعیین نسبت $\frac{NTU_{hc}}{NTU_{ft}}$ گرمکن‌های WBIH را به خوبی نشان می‌دهد.

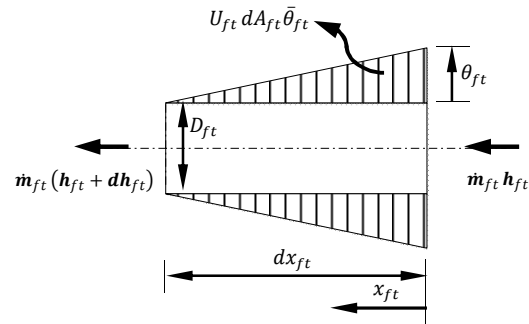
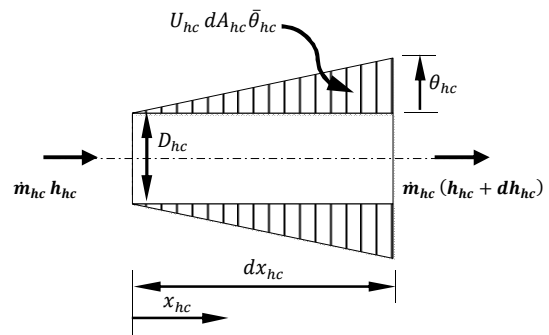


نمودار ۱) منحنی NTU هیت‌کوئل و فایرتیوب به صورت تابعی از $TSC_{Opt.}$

چنانچه ملاحظه می‌شود، معادله ۳۲، رابطه‌ای کلیدی بین این دو پارامتر مهم را به خوبی به نمایش می‌گذارد. بنابراین در این مرحله، شاخص $\frac{NTU_{hc}}{NTU_{ft}}$ با توجه به فرضیات تحقیق به گونه‌ای بازتعریف می‌شود که دربرگیرنده مشخصات هندسی گرمکن‌های WBIH باشد. بدین منظور، ابتدا رابطه بین مشخصات هندسی یک مبدل حرارتی و مقدار NTU سیال‌گذرنده از درون آن که در یک منبع [24] بدان اشاره شده است، به صورت معادله ۳۵ مورد توجه قرار داده می‌شود:

$$NTU = \frac{4L}{D_h} St \quad (35)$$

و طبق تعریف مشخص است که:



شکل ۹) حجم‌های کنترل دیفرانسیلی فایرتیوب و هیت‌کوئل

۳-۵- پیاده‌سازی مدل

با جای‌گذاری معادلات ۱۷، ۱۸، ۲۰، ۲۱، ۲۵ و ۲۶ در معادله ۱۳ بهینه‌سازی‌شده و حذف θ و $\bar{\theta}$ از روابط، معادله ۲۷ به دست می‌آید:

$$TSC_{Opt.} = \frac{NTU_{ft} \cdot \left(\frac{1 + e^{-1/2 NTU_{ft}}}{1 - e^{-1/2 NTU_{ft}}} \right)}{NTU_{hc} \cdot \left(\frac{1 + e^{-1/2 NTU_{hc}}}{1 - e^{-1/2 NTU_{hc}}} \right)} \quad (27)$$

که در واقع ضریب $TSC_{Opt.}$ را به صورت حاصل تقسیم دو تابع پیچیده مشابه به هم نشان می‌دهد. یعنی:

$$TSC_{Opt.} = \frac{f(NTU_{ft})}{f(NTU_{hc})} \quad (28)$$

حال با استفاده از روش کمترین توان‌های دوم [22] و به کمک نرم‌افزار سیگماپلات [23]، توابع ساده‌تری انتخاب می‌شوند که منحنی‌های آنها نمودار توابع پیچیده صورت و مخرج معادله ۲۸ را به‌ازای $0.5 \leq NTU \leq 5.5$ ، به نحو مطلوب برازش نمایند. البته این بازه بدین دلیل مورد توجه قرار گرفته است که طیف گسترده‌ای از میزان اثربخشی مبدل‌های حرارتی (E) با آرایش ناهمسو را تا حد مورد نیاز پژوهش پوشش می‌دهد [24]. تفصیل بیشتر این موضوع را می‌توان در پیوست ج پیگیری نمود. در نتیجه، معادله پیچیده ۲۷ به دو معادله ساده‌تر ۲۹ و ۳۰ تقریب زده می‌شود:

$$TSC_{Opt.} = e^{0.1027(NTU_{ft} - NTU_{hc})} \quad (29)$$

$$TSC_{Opt.} = \left(\frac{NTU_{ft}}{NTU_{hc}} \right)^{0.198} \quad (30)$$

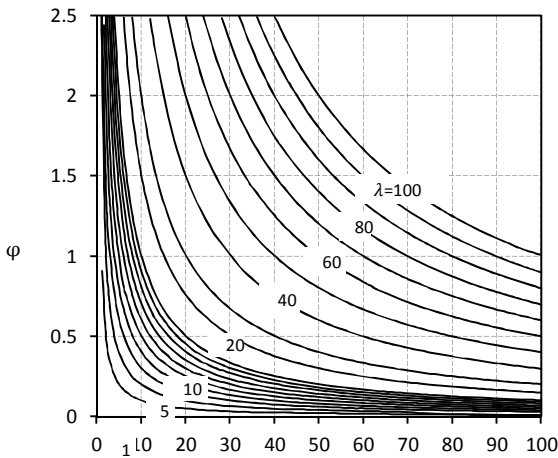
چگونگی انجام این محاسبات نیز در پیوست د شرح داده شده است.

بدین ترتیب با مرتب‌نمودن توابع نمایی و توانی ۲۹ و ۳۰، دستگاه معادلات ۳۱ و ۳۲ به دست می‌آید:

دو سیستم A و B از یکدیگر، مقدار τ و به تبع آن مقدار λ به صورت نمایی افزایش می‌یابد. با این وجود، چون پارامتر λ به جریان سیال‌های گذرنده از درون هیت‌کویل و فایرتیوب نیز بستگی دارد، بنابراین تعیین مقدار واقعی این پارامتر با توجه به مقدار تابع φ امکان‌پذیر خواهد بود. اما از آنجایی که لایه‌های مرزی سرعت و حرارت در گازها در بیشتر شرایط تقریباً بر هم منطبق هستند [21]، یعنی $\delta_h \approx \delta_T$ و در نتیجه $Pr \approx 1$ است، بنابراین در گرمکن‌های WBIH می‌توان با فرض $\varphi \approx 1$ ، معادله ۴۲ را با استفاده از معادله ۱۵، به صورت معادله ۴۳ ساده‌سازی نمود:

$$\lambda \approx \tau(T) = \left[\frac{\left(1 - \frac{T_o}{[T_{LMT,ft}]_{min}}\right) \left(1 - \frac{T_o}{T_{ONG}}\right)}{\left(1 - \frac{T_o}{T_{LMT,hc}}\right) \left(1 - \frac{T_o}{T_{AFT}}\right)} \right]^{5.051} \quad (43)$$

بدین ترتیب برای تعیین نسبت بزرگی (بهینه‌شده) هیت‌کویل به فایرتیوب گرمکن‌های WBIH، تنها کافی است دماهای مورد نیاز معادله ۴۳ با استفاده از جدول او پیوست ب بر حسب مقیاس کلونین محاسبه و در این معادله جای‌گذاری شود. معادله ۴۳ بدین دلیل حایز اهمیت است که تعیین مقدار نسبت بزرگی هیت‌کویل به فایرتیوب را تنها با دراختیار داشتن مقدار دماهای کارکردی گرمکن امکان‌پذیر می‌سازد. به عبارت دیگر در حالت پایا و در ایده‌آل‌ترین وضعیت تبادل حرارتی، نسبت L/D بهینه هیت‌کویل تمامی گرمکن‌های WBIH، متناسب با نسبت L/D بهینه فایرتیوب آنها با شیب ثابت τ افزایش خواهد یافت.



نمودار ۲) منحنی λ گرمکن WBIH به صورت تابعی از τ و φ

۴- اعتبارسنجی مدل

در اینجا میزان خطای برشی ناشی از تقریب‌زدن تابع اصلی $f(NTU_i)_{Main}$ با تابع نمایی $f(NTU_i)_{Exp}$ و تابع توانی $f(NTU_i)_{Pow}$ مورد محاسبه قرار خواهد گرفت. طبق تعریف، خطای نسبی این دو تابع را می‌توان به ترتیب با استفاده از روابط ۴۴ و ۴۵ به دست آورد [22].

$$\delta_{Exp} = \left| \frac{f(NTU_i)_{Main} - f(NTU_i)_{Exp}}{f(NTU_i)_{Main}} \right| \times 100 \quad (44)$$

$$\delta_{Pow} = \left| \frac{f(NTU_i)_{Main} - f(NTU_i)_{Pow}}{f(NTU_i)_{Main}} \right| \times 100 \quad (45)$$

$$St = \frac{Nu}{Re_D \cdot Pr} \quad (36)$$

از طرفی، کولبرن برای جریان مغشوش کاملاً توسعه‌یافته در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله، رابطه تجربی خود را به صورت معادله ۳۷ پیشنهاد نموده است [21]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (37)$$

$$Cooling Process: T_{\infty} < T_s < \bar{T}_{ft}; n = 0.3$$

$$Heating Process: \bar{T}_{hc} < T_s < T_{\infty}; n = 0.4$$

همچنین رابطه تشابه چیلتون-کولبرن برای حالتی که $0.6 < Pr < 60$ بوده، به صورت معادله ۳۸ ارایه شده است [21]:

$$\frac{f}{8} = St \cdot Pr^{2/3} \quad (38)$$

و بالاخره فرمول تجربی سرت برای حالتی که $Re \geq 3000$ بوده، نیز به صورت معادله ۳۹ پیشنهاد شده است [25]:

$$f = 0.4137 Re^{-0.2585} \quad (39)$$

که البته در معادلات ۳۹-۳۵، L و D_h به ترتیب طول و قطر هیدرولیک لوله‌های مبدل حرارتی و St ، Nu ، Re_D ، Pr و f به ترتیب اعداد استانتون، ناسلت، رینولدز، پرانتل و ضریب اصطکاک دارسی سیال درون آنها است. T_s ، \bar{T}_{ft} ، \bar{T}_{hc} و T_{∞} نیز به ترتیب به دمای سطح لوله، دمای میانگین سیال‌های درون فایرتیوب و هیت‌کویل و دمای آب در حالت تعادل پایدار اشاره دارد.

حال با توجه به معادلات ۳۷-۳۵ و جای‌گذاری مناسب پارامترهای ماب‌ه‌ازای هیت‌کویل و فایرتیوب در معادله ۳۲، معادله ۴۰ به دست می‌آید:

$$\left(\frac{L/D}{L/D}\right)_{hc} = \left(\frac{Re_{hc}}{Re_{ft}}\right)^{0.2} \cdot \left(\frac{Pr_{hc}^{0.6}}{Pr_{ft}^{0.7}}\right) \cdot (TSC_{Opt.})^{-5.051} \quad (40)$$

از طرفی با جای‌گذاری معادلات ۳۷-۳۹ در معادله ۳۶ و مرتب‌سازی روابط، معادل نسبت $\left(\frac{Re_{hc}}{Re_{ft}}\right)$ نیز برابر خواهد بود با:

$$\left(\frac{Re_{hc}}{Re_{ft}}\right) = (Pr_{ft}^{-0.569}) \cdot (Pr_{hc}^{-1.139}) \quad (41)$$

سرانجام با جای‌گذاری معادله ۴۱ در معادله ۴۰، رابطه بین مشخصات هندسی بهینه، ضریب $TSC_{Opt.}$ و خواص ترموفیزیک سیالات گذرنده از درون فایرتیوب و هیت‌کویل به دست می‌آید:

$$\left[\frac{(L/D)_{hc}}{(L/D)_{ft}} \right]_{Opt.} = \underbrace{\left(\frac{Pr_{hc}^{0.372}}{Pr_{ft}^{0.814}} \right)}_{\varphi} \times \underbrace{(TSC_{Opt.})^{-5.051}}_{\tau}$$

همان طور که در معادله ۴۲ ملاحظه می‌شود، مقدار تابع λ (ترم سمت چپ) برابر با حاصلضرب مقدار دو تابع دیگر (ترم‌های سمت راست) است که یکی به انتقال حرارت (تابع τ) و دیگری به انتقال جرم (تابع φ) گرمکن‌های WBIH بستگی دارد. منحنی تغییرات این تابع هندسی بی‌بعد که در اینجا تحت عنوان "نسبت بزرگی هیت‌کویل به فایرتیوب" نامیده می‌شود، در نمودار ۲ نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، با فاصله‌گرفتن از حالت ایده‌آل ($TSC = 1$) و کم‌شدن میزان تشابه ترمودینامیک

بیشینه بازده حرارتی این گرمکن‌ها، مستلزم تعیین مقدار بهینه این ضریب (TSC_{Opt}) است. همچنین در بازه $[0.5, 5]$ ، همواره بین مقدار $|\Delta NTU|$ فایرتیوب و هیت کویل گرمکن‌ها با ضریب TSC_{Opt} ، رابطه لگاریتمی ثابت و بین مقدار $\frac{NTU_{hc}}{NTU_{ft}}$ آنها با این ضریب نیز رابطه توانی ثابت برقرار است. بنابراین با حل دستگاه معادلات متشکل از این دو رابطه، می‌توان مقادیر بهینه NTU_{ft} و NTU_{hc} را صرفاً بر حسب TSC_{Opt} تعیین نمود.

سرانجام با توجه به انطباق تقریبی لایه‌های مرزی سرعت و حرارت در گازها نتیجه‌گیری شد که برای تمامی گرمکن‌های WBHI در ایده‌آل‌ترین وضعیت انتقال حرارت، نسبت L/D هیت کویل با حاصلضرب نسبت L/D فایرتیوب در مقدار تابعی برگرفته از TSC_{Opt} موسوم به تابع τ ، تقریباً برابر است و بدین ترتیب تعیین مقدار نسبت بزرگی (بهینه‌شده) هیت کویل به فایرتیوب، تنها با دراختیار داشتن مقدار دماهای کارکردی گرمکن امکان‌پذیر شد. نتایج حاصل از بررسی میزان خطای برشی ناشی از تقریب‌زنی توابع تقریب‌یافته نیز بیانگر این واقعیت است که بیشینه خطای نسبی مدل پیشنهادی، حدود ۱۳٪ بوده و از این رو به کارگیری چهارچوب کلی ارائه‌شده در طراحی، نوسازی یا اصلاح ساختار گرمکن‌های WBHI، از توجیه فنی-اقتصادی کافی برخوردار است.

تشکر و قدردانی: از اعضای هیات علمی و کارکنان پردیس خوارزمی دانشگاه صنعتی شاهرود که زمینه‌ی انجام پژوهش حاضر را فراهم ساختند، فروتنانه سپاسگزاری می‌شود.
تاییدیه اخلاقی: مقاله، حاصل تلاش علمی-پژوهشی نویسندگان بوده و صحت و اعتبار نتایج بر عهده آنها است.
تعارض منافع: نویسندگان هیچ گونه تعارض منافعی با فرد یا گروه دیگر ندارند.

سهم نویسندگان: سیدرفیع کاظمی‌مازندرانی (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۳۴٪)؛ محمود فرزانه‌گرد (نویسنده دوم)، پژوهشگر (۳۳٪)؛ محمدمحسن شاه‌مردان (نویسنده سوم)، پژوهشگر اصلی (۳۳٪)

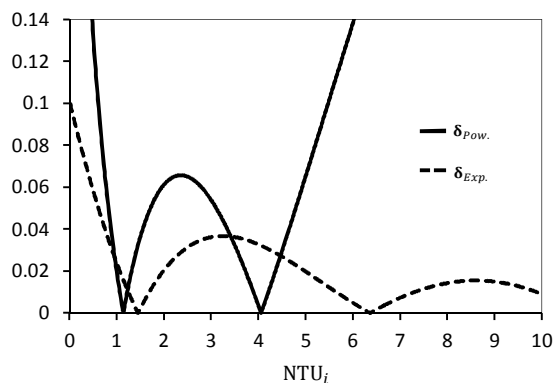
منابع مالی: این پژوهش بدون تامین یا تخصیص منابع مالی خاصی صورت پذیرفته است.

۶- پی‌نوشت

مدل سیستم تبادل کننده توان حرارتی	A
مساحت سطح جانبی لوله	A
بردار سطح	\vec{A}
مدل سیستم ذخیره‌کننده توان حرارتی	B
گاز متان	CH ₄
ظرفیت گرمایی ویژه	C _p
قطر لوله	D
انرژی	E
اگرژی	Ex
توان اگرژی	\dot{E}_x
ضریب اصطکاک داریسی	f
پتانسیل گیبس	G
نرخ زمانی آنتالپی	\dot{H}
ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی	h
آنتالپی در واحد جرم	h
متالپی	h°
طول لوله	L
جمله کسری سمت چپ	L.H.S.F.
دبی جرمی	m

که در آنها به جای اندیکس i ، می‌توان از اندیکس ft یا hc استفاده نمود.

منحنی‌های خطای نسبی توابع تقریب‌یافته به کمک نرم‌افزار سیگماپلات^[23]، ترسیم و در نمودار ۳ نمایش داده شده است.



نمودار ۳) منحنی‌های خطای نسبی توابع تقریب‌یافته

چنانچه در این نمودار مشاهده می‌شود، در بازه $0.5 \leq NTU_i \leq 5.5$ برای تابع تقریب‌یافته نمایی $\delta_{Exp} = \pm 5.83\%$ و برای تابع تقریب‌یافته توانی $\delta_{Pow} = \pm 13.18\%$ است. البته با توجه به این که در حالت پایا ضریب TSC گرمکن‌های WBHI، عددی ثابت است ($TSC' = 0$)، بنابراین با لگاریتم و سپس مشتق گرفتن از دو طرف معادله ۲۸، چنانچه $\partial f(NTU_i) \rightarrow \Delta f(NTU_i)$ باشد، خواهیم داشت:

$$\ln(TSC_{Opt.}) = \ln f(NTU_{ft}) - \ln f(NTU_{hc})$$

$$\frac{TSC_{Opt.}'}{TSC_{Opt.}} = \frac{f'(NTU_{ft})}{f(NTU_{ft})} - \frac{f'(NTU_{hc})}{f(NTU_{hc})} = 0 \quad (46)$$

$$\left| \frac{\Delta(TSC_{Opt.})}{TSC_{Opt.}} \right| = \left| \frac{(TSC_{Opt.})_{Main} - (TSC_{Opt.})_{App.}}{(TSC_{Opt.})_{Main}} \right| = 0$$

که منظور از $(TSC_{Opt.})_{Main}$ ، مقدار ضریب TSC_{Opt} به ازای توابع اصلی و $(TSC_{Opt.})_{App.}$ نیز مقدار این ضریب به ازای توابع تقریب‌یافته است.

بدین ترتیب نتیجه‌گیری می‌شود که به دلیل صفر بودن خطای نسبی TSC_{Opt} ، خطای نسبی توابع صورت و مخرج معادله ۲۸ برابر با خطای نسبی یکایک آنها خواهد بود. با این وجود، چون همواره بیشینه خطای ناشی از تقریب‌زنی مد نظر است، بنابراین خطای نسبی تابع تقریب‌یافته توانی، مبنای تعیین بیشینه خطای نسبی مدل پیشنهادی برای گرمکن‌های WBHI تلقی خواهد شد، یعنی $\delta_{max} = \delta_{Pow} = \pm 13.18\%$.

۵- نتیجه‌گیری و بحث

پژوهش حاضر، با این فرضیه که یک گرمکن WBHI ماهیتاً مجموعه‌ای تو در تو از سیستم‌های ذخیره‌کننده و تبادل کننده توان حرارتی است، مدل‌سازی شد. نتایج حاصل از تحلیل ترمودینامیک و حرارتی مدل پیشنهادی نشان داد که در حالت ایده‌آل، بازده سیستم تبادل کننده با حاصلضرب بازده سیستم ذخیره‌کننده در ضریبی موسوم به ضریب تشابه ترمودینامیک (TSC) که همواره عددی مثبت و کوچک‌تر از یک است، برابر بوده و دستیابی به

تعداد واحدهای تبادل حرارت	NTU
عدد ناسلت	Nu
عدد پرائنتل	Pr
توان حرارتی (نرخ زمانی انتقال حرارت سیستم)	\dot{Q}
شار توان حرارتی	q''
جمله کسری سمت راست	R.H.S.F.
عدد رینولدز	Re
نرخ زمانی آنترپی	\dot{S}
عدد استانتون	St
دما	T
ضریب تشابه ترمودینامیک	TSC
انرژی داخلی	U
ضریب انتقال حرارت کلی	U
بردار سرعت سیال	\vec{v}
گرمکن حمام آب (شعله غیرمستقیم)	WBIH
توان مکانیکی (نرخ زمانی کار سیستم)	\dot{W}
علائم یونانی	
درصد خطای نسبی	δ
ضخامت لایه مرزی	δ
اثربخشی مبدل حرارتی	ε
بازده حرارتی	η
دمای نسبی	θ
نسبت بزرگی هیت کویل به فایرتیوب	λ
چگالی	ρ
تابع انتقال حرارت گرمکن	τ
تابع انتقال جرم (جریان) گرمکن	φ
زیرنویس‌ها	
شرایط اولیه (محیط)	$^{\circ}$
شرایط نهایی و رسیدن به حالت تعادل (آب)	∞
دمای آدیاباتیک شعله	A.F.T
واقعی	act.
محیط	amb.
تقریب یافته	App.
سطح کنترل	C.S.
تخریب شده	Dest.
سیستم تبادل کننده	E.S.
تابع نمایی	Exp.
فایرتیوب	ft, fire tube
سوخت	fuel
تولیدی	gen.
هیدرولیک	h
هیت کویل	hc, heat coil
هیدراته شدن	hyd
قانون اول ترمودینامیک	I
قانون دوم ترمودینامیک	II
ورودی	in
پوسته گرمکن	Jacket
دمای میانگین لگاریتمی	LMT
تلف شده	Lost
تابع اصلی	Main
بیشینه	max
کمینه	min
گاز طبیعی در خروجی گرمکن	ONG
بهینه	Opt.
تابع توانی	Pow.
خروجی	out
بازگشت پذیر	rev.
خاک	Soil
سیستم ذخیره کننده	S.S.
دودکش	Stack
حرارتی	T
شیر اختناق	tv
آب	w, water

۷- پیوست‌ها

۷-۱- پیوست الف

در پژوهش حاضر، بررسی مرتبه بزرگی ضریب TSC با استفاده از روش ارایه شده در یک منبع [26] صورت پذیرفته است. بدین منظور، نخست عبارت کسری ضریب $\eta_{I,B}$ در رابطه ۱۲، به شکل رابطه (الف) - مرتب می شود:

$$TSC = \underbrace{\left(\frac{1 - \frac{T_o}{T_{LMT,hc}}}{1 - \frac{T_o}{T_{LMT,ft}}} \right)}_{L.H.S.F.} \times \underbrace{\left(\frac{1 - \frac{T_o}{T_{AFT}}}{1 - \frac{T_o}{T_{ONG}}} \right)}_{R.H.S.F.} \quad (الف-۱)$$

حال با فرض $1 \gg \delta > 0$ ، چون دماها همگی بر حسب واحد کلوین هستند:

$$O\left(\frac{T_o}{T_{LMT,ft}}\right) \sim O(\delta) \quad (الف-۲)$$

$$O\left(\frac{T_o}{T_{LMT,hc}}\right) \sim O(1 - \delta) \quad (الف-۳)$$

و در نتیجه:

$$O(L.H.S.F.) \sim \frac{O(1) - O(1 - \delta)}{O(1) - O(\delta)} = \delta \quad (الف-۴)$$

از طرفی چون در حالت پایا $T_{AFT} \& T_{ONG} = Const.$ و همواره $T_{AFT} > T_{ONG}$ است، پس $R.H.S.F. = Const. \ll 1$ با فرض $0 < \varepsilon < \delta$:

$$O\left(\frac{T_o}{T_{AFT}}\right) < O\left(\frac{T_o}{T_{LMT,ft}}\right) \Rightarrow O\left(\frac{T_o}{T_{AFT}}\right) \sim O(\delta - \varepsilon) \quad (الف-۵)$$

$$O\left(\frac{T_o}{T_{ONG}}\right) < O\left(\frac{T_o}{T_{LMT,hc}}\right) \Rightarrow O\left(\frac{T_o}{T_{ONG}}\right) \sim O((1 - \delta) - \varepsilon) \quad (الف-۶)$$

است. در نتیجه:

$$O(R.H.S.F.) \sim \frac{O(1) - O(\delta - \varepsilon)}{O(1) - O((1 - \delta) - \varepsilon)} = \frac{1}{\delta + \varepsilon} \quad (الف-۷)$$

بدین ترتیب مرتبه بزرگی TSC برابر خواهد بود با:

$$O(TSC) = \frac{\delta}{\delta + \varepsilon} < 1 \quad (الف-۸)$$

۷-۲- پیوست ب

طبق تعریف رابطه ۱۱:

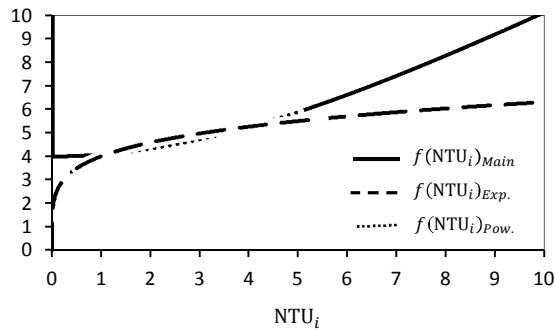
$$T_{LMT,ft} = \frac{T_{ft,in} - T_{ft,out}}{\ln\left(\frac{T_{ft,in}}{T_{ft,out}}\right)} \quad (ب-۱)$$

از آنجایی که در معادله ۱۵، بهینگی ضریب TSC به کمینگی مقدار $T_{LMT,ft}$ بستگی دارد و $T_{ft,in} = T_{AFT}$ است، بنابراین:

$$[T_{LMT,ft}]_{min} = \lim_{T_{ft,out} \rightarrow [T_{amb}]^K} \left(\frac{T_{AFT} - T_{ft,out}}{\ln\left(\frac{T_{AFT}}{T_{ft,out}}\right)} \right) \quad (ب-۲)$$

به طور مثال چنانچه شرایط محیط به گونه ای فرض شود که $T_{amb} = 0^{\circ}C$ باشد و چون با توجه به جدول ۱، $T_{AFT} = 1952.85^{\circ}C$ است، در این صورت:

$$[T_{LMT,ft}]_{min} = \lim_{T_{ft,out} \rightarrow 0^{\circ}C} \left(\frac{1952.85 - T_{ft,out}}{\ln\left(\frac{1952.85 + 273.15}{T_{ft,out} + 273.15}\right)} \right) = 930.84^K = 657.69^{\circ}C$$



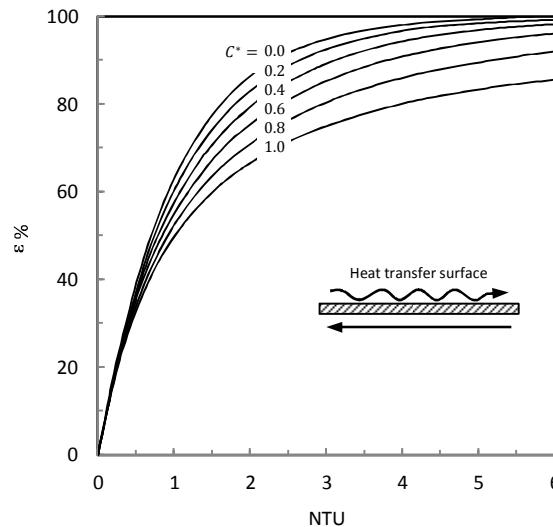
نمودار ۵) مقایسه منحنی‌های تابع اصلی مساله و توابع تقریب‌یافته

منابع

- 1- Machin Sazi Arak, Knowledge-Based Company. MSA Oil, Gas & Petrochemical Equipment. [Internet]. Arak: MSA; 2018 [cited 2018 Mar 17]. Available from: <http://www.msa.ir/index.aspx?fkkeyid=&siteid=3&pageid=257>
- 2- Ghaebi H, Farhang B, Rostamzadeh H, Parikhani T. Energy, exergy, economic and environmental (4E) analysis of using city gate station (CGS) heater waste for power and hydrogen production: A comparative study. International Journal of Hydrogen Energy. 2018;43(3):1855-1874.
- 3- Zabihi A, Taghizadeh M. New energy-saving temperature controller for heater at natural gas gate station. Journal of Natural Gas Science and Engineering. 2015;27(Part 2):1043-1049.
- 4- Farzaneh-Gord M, Arabkoohsar A, Deymi Dasht-bayaz M, Farzaneh-Kord V. Feasibility of accompanying uncontrolled linear heater with solar system in natural gas pressure drop stations. Energy. 2012;41(1):420-428.
- 5- Farzaneh-Gord M, Arabkoohsar A, Deymi Dasht-bayaz M, Machado L, Koury RNN. Energy and exergy analysis of natural gas pressure reduction points equipped with solar heat and controllable heaters. Renewable Energy. 2014;72:258-270.
- 6- Hoseinipناه R, Nikdel S. Replacement of shell and tube heat exchangers with conventional heaters used in the gas pressure reduction city gate stations. The 6th National Heat Exchanger Conference, 20 November, 2014, Tehran, Iran. Tehran: Civilica; 2014. [Persian]
- 7- Sabermoghaddam A, Farhadiyan N, Sheikhiyani H. Feasibility of energy optimization in the heaters of the gas pressure reduction station. The 5th National Conference on CFD Applications in the Chemical and Petroleum Industries, 21 May, 2014, Tehran, Iran. Tehran: Iran University of Science and Technology; 2014.
- 8- Azizi SH, Rashidmardani A, Andalibi MR. Study of preheating natural gas in gas pressure reduction station by the flue gas of indirect water bath heater. International Journal of Science and Engineering Investigations. 2014;3(27):17-22.
- 9- Ashouri E, Veysi F, Shojaeizadeh E, Asadi M. 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. 2014;21:230-240.
- 10- Sanaye S, Mohammadi Nasab A. Modeling and optimizing a CHP system for natural gas pressure reduction plant. Energy. 2012;40(1):358-369.
- 11- Khalili E, Hoseinalipour SM, Heybatian E. Efficiency and heat losses of indirect water bath heater installed in

۳-۳- پیوست ج

همان طور که در نمودار ۴ مشاهده می‌شود، برای وضعیتی که جریان به حالت تعادل می‌رسد و مقدار $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ به عدد یک نزدیک می‌شود، اثربخشی به میزان حداقل حدود ۸۵٪ مهیا بوده و تاثیر افزایش NTU در افزایش مقدار ϵ ناچیز است و چون $\lim_{NTU \rightarrow \infty} \epsilon = \frac{NTU}{1+NTU} = 1$ (۱۰۰٪) عملاً امکان‌پذیر نبوده است و معلوم نیست که مقادیر NTU بالاتر از مقدار کران بالای بازه انتخابی، از پشتوانه توجیه فنی و اقتصادی کافی برخوردار باشد. از طرف دیگر، کاهش مقدار NTU به میزان کمتر از کران پایین نیز، اثربخشی را قطع نظر از مقدار C^* به کمتر از ۴۰٪ می‌رساند که ارزش مطالعه را نخواهد داشت [24, 27].



نمودار ۴) تغییرات ϵ مبدل حرارتی ناهمسو به صورت تابعی از NTU و C^* [24]

۴-۳- پیوست د

هر یک از صورت و مخرج عبارت سمت راست معادله ۲۴ را می‌توان به صورت معادله (د-۱) نشان داد و به عنوان تابع اصلی در نظر گرفت که در آن اندیکس i ، می‌تواند به یکی از اندیکس‌های ft یا hc اختصاص یابد.

$$f(NTU_i)_{Main} = NTU_i \cdot \left(\frac{1 + e^{-0.5NTU_i}}{1 - e^{-0.5NTU_i}} \right) \quad (د-۱)$$

با توجه به این که روش کمترین توان‌های دوم غالباً در تحلیل رگرسیون برای حل دستگاه معادلات با تعداد معادله‌های بیش از تعداد مجهول‌ها به کار می‌رود، بنابراین در پژوهش حاضر، از این روش به کمک نرم‌افزارسیگما پلات استفاده شده است و بهترین منحنی‌هایی که به ازای NTU_i بازه [۰.۵، ۵/۵]، مقادیر تابع $f(NTU_i)_{Main}$ را برازش نمایند، انتخاب شدند [22, 23].

در نتیجه، تابع (د-۱)، به توابع نمایی و توانی ساده‌تر (د-۲) و (د-۳) تقریب زده شدند. در نمودار ۵، منحنی‌های توابع تقریب‌یافته با تابع اصلی مقایسه شده است. بدین ترتیب هر یک از توابع تقریب‌یافته را در بازه انتخابی می‌توان با تابع اصلی مساوی در نظر گرفت و به منظور تعیین ضریب TSC_{Opt} در معادله ۲۸ به کار گرفت.

$$f(NTU_i)_{Exp.} = 3.5968 e^{0.1027NTU_i} \quad (د-۲)$$

$$f(NTU_i)_{Pow.} = 4.0045 NTU_i^{0.198} \quad (د-۳)$$

- 19- Turns SR. An introduction to combustion: Concepts and applications. 2nd Edition. New York: McGraw-Hill Education; 2000. p. 649.
- 20- Bejan A. Advanced engineering thermodynamics. 4th Edition. Hoboken: John Wiley & Sons; 2016. pp. 18-20.
- 21- Incropera FP, DeWitt DP. Introduction to heat transfer. 6th Edition. Hoboken: Wiley; 2011.
- 22- Sauer T. Numerical analysis. 2nd Edition. London: Pearson College Division; 2012.
- 23- Systat Software Incorporated. SigmaPlot, Exact Graphs and Data Analysis [Internet]. Chicago: SSI; 2018 [cited 2018 Mar 17]. Available from: <http://www.sigmaplot.co.uk/products/sigmaplot/sigma-plot-details>
- 24- Shah RK, Sekulic DP. Fundamentals of heat exchanger design. 2nd Edition. Hoboken: John Wiley & Sons; 2003. pp. 120-125.
- 25- Lestina T, Serth RW. Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb. New York: Elsevier; 2007.
- 26- Bejan A. Convection heat transfer. 4th Edition. Hoboken: John Wiley & Sons; 2013. pp. 19-23.
- 27- Kakaç S, Liu H, Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design. 3rd Edition. Boca Raton: CRC Press; 2012. pp. 59-63.
- natural gas pressure reduction station; evaluating a case study in Iran. The 8th National Energy Congress, 24 May-25 June, 2011, Tehran, Iran. Tehran: National Energy Committee of the Islamic Republic of Iran; 2011.
- 12- Sadoddin S, Rastegar S. Exergy analysis in city gate stations used for reducing natural gas pressure. Journal of Modeling in Engineering. 2010;8(22):13-20. [Persian]
- 13- Dincer I, Rosen MA. Exergy: Energy, environment and sustainable development. 2nd Edition. New York: Elsevier; 2012. pp. 31-32.
- 14- Bejan A. Entropy generation minimization: The method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes. 1st Edition. Boca Raton: CRC press; 1995. pp. 21-23
- 15- Kays WM, Crawford ME. Convective heat and mass transfer. 3rd Edition. New York: McGraw-Hill Education; 1993. pp. 333-335.
- 16- Winterbone D, Turan A. Advanced thermodynamics for engineers. 2nd Edition. Oxford: Butterworth-Heinemann; 1996. pp. 34-39.
- 17- Wall G. Exergetics. Bucaramanga: Exergy Ecology Democracy; 2009. pp. 58-61.
- 18- Çengel YA, Boles MA. Thermodynamics: An engineering approach. 8th Edition. New York: McGraw-Hill Education; 2014. pp. 780-781.