

# **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.<sup>1</sup> *MSc*, Farzaneh-Gord M.\*<sup>2</sup> *PhD*, Shahmardan M.M.<sup>1</sup> *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

<sup>1</sup>Mechanical Engineering Department, Kharazmi Campus, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran

<sup>2</sup>Mechanical 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 ...

Copyright© 2019, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

# بهینهسازی ابعاد هندسی فایرتیوب و هیتکویل گرمکنهای ایستگاههای تقلیل فشار گاز

### سيدرفيع كاظمىمازندرانى MSc

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

### محمود فرزانهگرد<sup>•</sup> PhD

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

## محمدمحسن شاهمردان PhD

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

### چکیدہ

گاز طبیعی پرفشار خطوط انتقال پیش از ورود به شیر اختناق ایستگاههای دروازه شهری (CGS)، از گرمکنهایی عبور داده می شود که دمای آن را تا حد جبران اُفت دمای ناشی از اثر ژول– تامسون افزایش دهد و از بروز یدیده هیدراتهشدن گاز، یخزدگی شیر و انسداد مسیر عبور گاز جلوگیری مینمایند. بهینهسازی این گرمکنها با توجه به این که در مقیاس وسیع از گاز فرآوریشده شبکه تغذیه میکنند، از اهمیت بسزایی برخوردار است. در مطالعه حاضر هر یک از این گرمکنها بهنوعی 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 به صورت 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 بیشینه خطای نسبی حدود ۱۳% فراهم شد.

کید. **کلیدواژهها:** بهینهسازی، مدلّسازی، بازده حرارتی، بازده اگزرژی، 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 سیس 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 ساخته شده توسط گروه ماشینسازی اراک را نشان میدهد<sup>[1]</sup>.

گرمکنهای WBIH که بهدلیل 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 نیذیرفته 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<sup>[1]</sup>

*غائبی* و همکاران<sup>[2]</sup> با مطالعهای تطبیقی به تحلیل انرژی، اگزرژی، اقتصادی و زیستمحیطی مساله بازیافت اتلاف حرارتی این گرمکنها بهمنظور تولید همزمان برق و هیدروژن یرداختند. *ذبیحی* و تقیزاده<sup>[3]</sup>، تاثیر نصب کنترلکننده دمای گاز طبیعی بر مصرف سوخت گرمکنهای ایستگاه CGS آکند ساری را مورد بررسی قرار دادند. *فرزانهگُرد* و همکاران<sup>[4]</sup>، بر امکانسنجی اقتصادی تجهیز گرمکن همین ایستگاه بهوسیله یک سیستم خورشیدی متمرکز شدند و همچنین<sup>[5]</sup> با ارایه تحلیل ترمواکونومیک، استفاده از انرژی تجدیدپذیر خورشید را در کنار سوخت مصرفی گرمکنها، بهعنوان راهکار کاهش مصرف انرژی در ایستگاههای CGS پیشنهاد نمودند. *حسینی یناه* و *نیکدل*<sup>[6]</sup>، بهکارگیری مبدلهای حرارتی جوشاننده در ایستگاههای CGS را بهعنوان جایگزینی برای گرمکنهای رایج، مورد بررسی قرار دادند. *صابرمقدم* و همکاران<sup>[7]</sup> با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) به امکان سنجی 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<sup>[8]</sup> با مطالعه گرمکن ایستگاه CGS ماهشهر روی اتلاف حرارتی از دودکش این گرمکن تمرکز نموده و استفاده از یک مبدل حرارتی پوسته – لوله برای پیش گرمایش گاز طبیعی ورودی به گرمکن توسط گاز خروجی از دودکش آن را پیشنهاد کردند. *عاشوری* و همکاران<sup>[9]</sup> 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 <sup>[10]</sup> با هدف کاهش اتلاف اگزرژی در ایستگاههای CGS، مدلسازی و بهینهسازی یک سیستم ترکیبی تولید برق و گرما را مورد بررسی

قرار داده و با تعریف یک تابع هدف موسوم به سود سالیانه واقعی متضمن ۹ متغیر تصمیم و بیشینهسازی آن بهکمک تکنیک بهینهسازی الگوریتم ژنیتک، مقادیر بهینه متغیرهای تصمیم را تعیین نمودند. *خلیلی* و همکاران<sup>[11]</sup> بازده حرارتی و اتلاف گرمایی را در گرمکن تعبیهشده در ایستگاه CGS شهرکرد بررسی کردند و بهبود عملکرد مشعلها، کاهش مقدار هوای اضافی و نیز افزایش سطح انتقال حرارت را بهعنوان راهکارهای به حداقل رساندن میزان اتلاف انرژی در دودکش پیشنهاد دادند. *سعد/لدین* و ر*ستگار*<sup>[21]</sup>، با استفاده از معادلات حاکم و درنظرگرفتن انحراف گاز طبیعی از حالت گاز ایدهآل، به تحلیل اگزرژی ایستگاه CGS سمنان پرداختند و تنظیم دمای مطلوب گرمکن در زمان عملکرد آن طی سال را در کاهش هدررفت این مقدار اگزرژی، موثر دانستند.

## ۲- بیان مساله

در شکل ۲، شماتیک یک گرمکن WBIH 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 دستهبندی میشوند، اما مساله بهینهسازی مشخصات هندسی آنها نسبت به سایر مبدلهای پوسته و لوله، از پیچیدگی بیشتری برخوردار است. چرا که گرمکنهای HHW، وظیفه انتقال حرارت از یک سیال داغ (محصولات احتراق) به سیال سرد اشتعال پذیر (گاز طبیعی شبکه) را بهدلیل لزوم رعایت ملاحظات ایمنی و پیشگیری از بروز بیشگرمایش، بهکمک یک سیال واسط انتقال حرارت (محلول آب و ضدیخ) بر عهده می گیرند. به عبارت دیگر، توان حرارتی بالای تولیدشده در محفظه احتراق گرمکنهای HHW، توسط سیال واسط از سطح فایرتیوب، جذب و سپس با تعدیل آن تا حد شرایط ایمن و بیخطر، بهصورت توان حرارتی پایین تر از طریق سطح هیت کویل، به گاز طبیعی گذرنده از درون آن دفع می شود.

### Water Bath Indirect Heater



**شکل ۲)** شماتیک گرمکن WBIH

در این مقاله، یک گرمکن WBIH به مجموعهای مرکب از دو سیستم متمایز از هم - ذخیرهکننده و تبادلکننده توان حرارتی، شبیهسازی و ضریبی برای ارتباط بین بازده حرارتی آن دو تعریف میشود. هدف از این شبیهسازی، فرمولاسیون رابطه بین ضریب یادشده و تعداد واحدهای تبادل حرارت (NTU) دو سیستم است. بدین ترتیب، دستیابی به رابطه بین ابعاد هندسی فایرتیوب و هیتکویل گرمکنها در وضعیتی که از بیشینه بازده حرارتی قابل حصول برخوردار باشند، امکان پذیر خواهد شد.

#### Volume 19, Issue 5, May 2019

#### بهینهسازی ابعاد هندسی فایرتیوب و هیتکویل گرمکنهای ایستگاههای تقلیل فشار گاز ۱۱۰۵ ۳ – مدل ساز ی

در شکل ۳، ساختار سیستماتیک گرمکنهای WBIH نشان داده شده است. براساس این ساختار، هر یک از گرمکنها در قالب دو سیستم تبادلکننده و ذخیرهکننده A و B مطابق با شکل ۴ مدلسازی میشوند.



**شکل ۳)** ساختار سیستماتیک گرمکنهای WBIH



**شکل ٤)** مدل پیشنهادی برای تحلیل ترمودینامیک گرمکن WBIH

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

$$\eta_{II} = \frac{\vec{E}x_{out}}{\vec{E}x_{in}} = \frac{\vec{E}x_{in} - \vec{E}x_{Dest.}}{\vec{E}x_{in}} = 1 - \frac{\vec{E}x_{Dest.}}{\vec{E}x_{in}} \tag{1}$$

و از طرفی براساس قضیه گویه- استودلا<sup>[14]</sup>:

$$\vec{Ex}_{Dest.} = \vec{W}_{Lost} = T_{\circ} \vec{S}_{gen.} \tag{(Y)}$$

بنابراین در حالت ایدهآل (S<sub>gen.</sub> = 0)، بازده اگزرژی تمامی سیستمها را میتوان برابر با واحد در نظر گرفت. بدین ترتیب با توجه به این که از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک، چگونگی

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:

$$If \quad \left[\dot{S}_{gen.}\right]_{A\&B} = 0 \quad \Rightarrow \quad \eta_{II,A} = \eta_{II,B} \tag{(4)}$$

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

### ۳-۱- فرضيات

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

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

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

۳- رژیم جریان سیالها، بهدلیل ترجیح بزرگی انتقال حرارت در جریان مغشوش نسبت به جریان آرام<sup>[15]</sup>، 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.

۵۰ - تیک ورو کی دور کی در می و جنبشی ناچیز فرض می شود.

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 (.*Ŵact*) برابر با صفر و سیستم در حالت پایا در نظر گرفته میشود، بنابراین سیستم A صرفاً شامل فرآیندهای توام با انتقال حرارت است و معادله موازنه اگزرژی<sup>[16]</sup>:

$$\frac{dEx}{dt} = \sum_{j} \left( 1 - \frac{T_{\circ}}{T_{j}} \right) \dot{Q}_{j} + \sum_{in} \dot{m}G - \sum_{out} \dot{m}G - \dot{W}_{rev.} \tag{F}$$

پس از سادهسازی به معادله ۵ تبدیل میشود:

$$\underbrace{\begin{pmatrix} 1 - \frac{T_{\circ}}{T_{AFT}} \end{pmatrix} \dot{Q}_{ft}}_{Ex_{int}} - \underbrace{\begin{pmatrix} 1 - \frac{T_{\circ}}{T_{ONG}} \end{pmatrix} \dot{Q}_{hc}}_{Ex_{out}} = \dot{W}_{Lost,A}}_{Ex_{Dest.}} \qquad (\Delta)$$

$$\eta_{II,A} = \left(\frac{\vec{E}x_{out}}{\vec{E}x_{in}}\right)_{A} = \left(\frac{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{ONG}}}{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{AFT}}}\right) \times \left(\frac{\dot{Q}_{hc}}{\dot{Q}_{ft}}\right) \tag{8}$$

، در معادلات ۶–۴،  $(Ex=E-T_\circ S)$  ،  $F_-$ ۶ در معادلات

ماهنامه علمی–پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس

 $(G = h^{\circ} - T \circ S)$  پتانسیل گیبس ناشی از تبادل جرم درون  $(G = h^{\circ} - T \circ S)$  سیستم با محیط،  $(\dot{W}_{rev.} = \dot{W}_{act.} + \dot{W}_{Lost})$  توان بازگشت پذیر گذرنده از مرز سیستم، m دبی جرمی سیالهای گذرنده از این مرز،  $T_j$  دمای هر یک از سطوح تبادل کننده حرارت،  $\dot{Q}_j$  توان حرارتی گذرنده از هر یک از این سطوح و همچنین  $\dot{Q}_{ft}$  رارتی واز مرارتی  $T_{ONG}$  بهترتیب توانهای حرارتی گذرنده از سطوح فایرتیوب، هیت کویل، دماهای شعله آدیاباتیک سوخت مصرفی و گاز طبیعی خروجی از گرمکن است.

در گام بعدی، حجم کنترل سیستم B مطابق با شکل ۶ به گونهای انتخاب می شود 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 هیت کویل) و غیرمفید (پوسته گرمکن) را به طور نمادین نشان می دهد. این بار، به دلیل ثابت نبودن دماهای  $T_{ft}$  و  $T_{hc}$  از فرم انتگرالی معادله موازنه اگزرژی استفاده می شود [17]:

$$\frac{dEx}{dt} = \int_{in}^{0ut} \left(1 - \frac{T_{\circ}}{T_{j}}\right) \delta \dot{Q}_{j} - \oint_{c.s.} G\rho \vec{v} d\vec{A} - \dot{W}_{rev.} \quad (\forall)$$

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

$$\int_{in}^{out} \left(1 - \frac{T_{\circ}}{T_{ft}}\right) \delta \dot{Q}_{w,in} - \int_{in}^{out} \left(1 - \frac{T_{\circ}}{T_{hc}}\right) \delta \dot{Q}_{w,out} \qquad (\lambda)$$
$$= \dot{W}_{Lost,B}$$

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

$$\underbrace{\left(1 - \frac{T_{\circ}}{T_{LMT,ft}}\right)}_{Ex_{in}} \dot{Q}_{w,in} - \left(1 - \frac{T_{\circ}}{T_{LMT,hc}}\right)}_{Ex_{out}} \dot{Q}_{w,out}$$

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

$$\underbrace{K_{Ex_{Dest}}}_{Ex_{Dest}}$$
(9)

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

$$\eta_{II,B} = \left(\frac{\dot{E}x_{out}}{\dot{E}x_{in}}\right)_{B} = \left(\frac{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{LMT,hc}}}{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{LMT,ft}}}\right) \times \left(\frac{\dot{Q}_{w,out}}{\dot{Q}_{w,in}}\right) \qquad (1)$$

در معادلات ۲۰–۸  $\vec{A}$  بردار سطح هر یک از سطوح تبادلکننده حرارت و همچنین  $\vec{v}$ ،  $\vec{v}$ ،  $\vec{v}$  و  $\dot{Q}_{w,out}$  و بردار سرعت سیالهای گذرنده از این سطوح و توانهای حرارتی وارد و خارجشده (به/از) آب است.  $T_{LMT,fc}$  و  $T_{LMT,hc}$  نیز موسوم به "دماهای میانگین لگاریتمی (LMT)" فایرتیوب و هیتکویل، براساس رابطه ۱۱ تعریف میشوند:

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

$$\eta_{I,A} = \frac{\left(\frac{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{LMT,hc}}}{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{LMT,ft}}}\right)}{\left(\frac{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{ONG}}}{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{AFT}}}\right)} \times \eta_{I,B}$$
(17)

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

$$\eta_{E,S_{*}} = \text{TSC} \times \eta_{S,S_{*}} \tag{11}$$

که در آن  $\eta_{E.S.}$  و  $\eta_{S.S.}$  بهترتیب بازده حرارتی سیستمهای تبادل کننده و ذخیره کننده 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:

$$0 < TSC < 1 \tag{16}$$

و این بدان معنا است که در گرمکنهای WBIH، 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 WBIH امکانیذیر خواهد شد.

از طرفی بهینگی ضریب TSC، با توجه به ثابتبودن مخرج عبارت کسری رابطه ۱۲ و نیز تغییرات ناچیز مقدار  $T_{LMT,hc}$  (بهدلیل 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:

$$\text{TSC}_{Opt.} = \left(\frac{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{LMT,hc}}}{1 - \frac{T_{\circ}}{\left[T_{LMT,ft}\right]_{min}}}\right) \times \left(\frac{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{AFT}}}{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{ONG}}}\right) \quad (1\Delta)$$

دماهای مورد نیاز برای تعیین  $TSC_{opt}$ ، در جدول ۱ فهرست شده است. با توجه به این جدول، دمای گاز هنگام ورود به ایستگاههای  $(T_{hc,in}) CGS$  با استفاده از معادله دمای خاک در عمق //امتری از سطح زمین (عمقی که خطوط شبکه انتقال گاز طبیعی، غالباً از ن عمق وارد ایستگاهها میشوند)، به دست میآید. دمای گاز خروجی از هیتکویل ( $T_{hc,out}$ ) 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 مدرجه سلسیوس به مجموع آنها تعیین میشود<sup>[3]</sup>. همچنین با مرفاً آدیاباتیک (در غیاب کار و اغماض از تغییرات انرژی جنبشی مرفاً آدیاباتیک (در غیاب کار و اغماض از تغییرات انرژی جنبشی می گیرد<sup>[18]</sup>، دمای سیال ورودی به لوله آتش ( $T_{f,in}$ ) نیز برابر با



شکل ٥) حجم کنترل انتخابی برای تحلیل سیستم تبادل کننده A



شکل ٦) حجم کنترل انتخابی برای تحلیل سیستم ذخیره کننده B



شکل Y) طرحواره نمادین حجم کنترل سیستم ذخیره کننده 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:

**جدول ۱)** دماهای مورد نیاز برای تعیین ضریب TSCopt

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

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

## ۳\_۴- تحلیل حرارتی

با توجه به معادله ۱۳ و بهمنظور تعیین  $\eta_{E.S.}$  و  $\eta_{E.S.}$ ، ابتدا حجمهای کنترل فایرتیوب و هیتکویل 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<sup>[20]</sup>:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i} \dot{Q}_{i} - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} h^{\circ} - \sum_{out} \dot{m} h^{\circ} \qquad (18)$$

پس از سادهسازی بهصورت معادلات ۱۷ و ۱۸ نشان داده میشود:

$$\dot{Q}_{ft} = -\Delta \dot{H}_{ft} = \dot{m}_{ft} C p_{ft} \left( \theta_{ft,in} - \theta_{ft,out} \right) \tag{1V}$$

$$\dot{Q}_{hc} = \Delta \dot{H}_{hc} = \dot{m}_{hc} C p_{hc} \left( \theta_{hc,out} - \theta_{hc,in} \right) \tag{1A}$$

که بیانگر رابطه بین توان حرارتی گذرنده از سطوح فایرتیوب و هیتکویل با تغییر نرخ آنتالپی سیالها (ΔH) 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 سرمایش نیوتن را نیز میتوان پس از سادهسازی بهصورت معادلات ۲۰ و ۲۱ بیان نمود<sup>[21]</sup>:

$$\dot{q}^{\prime\prime} = \mathbf{h} \Delta T \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{w,in} = \dot{q}^{\prime\prime}_{w,in} \cdot A_{ft} = U_{ft} A_{ft} \bar{\theta}_{ft} \tag{Y*}$$

$$\dot{Q}_{w,out} = -\dot{q}^{\prime\prime}_{w,out} \cdot A_{hc} = -U_{hc}A_{hc}\bar{\theta}_{hc} \tag{71}$$

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، " شار توان حرارتی، h ضریب انتقال حرارت جابهجایی و اندیکسهای *hc .ft* و out نیز متغیرها را بهترتیب به فایرتیوب، هیتکویل و مقاطع ورودی و خروجی آنها

ماهنامه علمی– پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس

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



**شکل ۸)** حجمهای کنترل فایرتیوب و هیتکویل

حال بهمنظور تعیین  $\theta$  و  $\overline{\theta}$ ، حجمهای کنترل دیفرانسیلی فایرتیوب و هیتکویل، 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:

$$\begin{split} \delta \dot{Q}_{ft} &= -\dot{m}_{ft} \, dh_{ft} \Rightarrow \dot{m}_{ft} C p_{ft} \, d\theta_{ft} = -U_{ft} \, dA_{ft} \bar{\theta}_{ft} \\ \Rightarrow \int_{\theta_{ft,in}}^{\theta_{ft,out}} \frac{d\theta_{ft}}{1/2 \, \theta_{ft}} = -\frac{U_{ft} A_{ft}}{\dot{m}_{ft} C p_{ft}} \end{split} \tag{YY}$$

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

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

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

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}Cp} \tag{YF}$$

پس از سادهسازی روابط میتوان نتیجه گرفت که:

$$\theta_{ft,out} = \theta_{ft,in} \cdot e^{-1/2 \text{NTU}_{ft}} \tag{Ya}$$

$$\theta_{hc,out} = \theta_{hc,in} \cdot e^{-1/2 \text{NTU}_{hc}} \tag{(Y9)}$$

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



شکل ۹) حجمهای کنترل دیفرانسیلی فایرتیوب و هیتکویل

### ۳–۵– پیادہسازی مدل

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

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

که در واقع ضریب TSC<sub>0pt</sub> را بهصورت حاصل تقسیم دو تابع پیچیده مشابه به هم نشان میدهد. یعنی:

$$TSC_{opt.} = \frac{f(NTU_{ft})}{f(NTU_{hc})}$$
(YA)

حال با استفاده از روش کمترین توانهای دوم<sup>[22]</sup> و به کمک نرمافزار سیگماپلات<sup>[23]</sup>، توابع سادهتری انتخاب میشوند که منحنیهای آنها نمودار توابع پیچیده صورت و مخرج معادله ۲۸ را بهازای 5.5 ≥ NTU ≥ 5.0، به نحو مطلوب برازش نمایند. البته این بازه بدین دلیل مورد توجه قرار گرفته است که طیف گستردهای از میزان اثربخشی مبدلهای حرارتی (ع) با آرایش ناهمسو را تا حد مورد نیاز پژوهش پوشش میدهد<sup>[24]</sup>. تفصیل بیشتر این موضوع را میتوان در پیوست ج پیگیری نمود. در نتیجه، معادله پیچیده ۲۷ به دو معادله سادهتر ۲۹ و ۲۰ تقریب زده میشود:

$$TSC_{opt.} = e^{0.1027(NTU_{ft} - NTU_{hc})}$$
(Y9)

$$TSC_{opt.} = \left(\frac{NTU_{ft}}{NTU_{hc}}\right)^{0.198} \tag{$"``}$$

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:

Volume 19, Issue 5, May 2019

بهینهسازی ابعاد هندسی فایرتیوب و هیتکویل گرمکنهای ایستگاههای تقلیل فشار گاز ۱۱۰۹

$$\begin{cases} NTU_{hc} - NTU_{ft} = -9.737 \ln(TSC_{opt.}) & (\text{W}) \\ \frac{NTU_{hc}}{NTU_{ft}} = (TSC_{opt.})^{-5.051} & (\text{WY}) \end{cases}$$

که بیان میدارد بین تفاضل تعداد واحدهای تبادل حرارت هیتکویل 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<sub>fc</sub> و NTU<sub>ft</sub> بهصورت توابعی از TSCopt به دست خواهد آمد:

$$NTU_{hc} = \frac{9.737 \ln(TSC_{opt.})}{(TSC_{opt.})^{5.051} - 1}$$
(77)

$$NTU_{ft} = \frac{9.737 \ln(TSC_{opt.})}{1 - (TSC_{opt.})^{-5.051}}$$
("F)

نمودار ۱، تغییرات NTU هیتکویل و فایرتیوب را نسبت به TSC<sub>opt</sub>. نشان میدهد. براساس این نمودار، چنانچه اختلاف TSC<sub>opt</sub> نشان میدهد. براساس این نمودار، چنانچه اختلاف NTU NTUهای هیتکویل و فایرتیوب به بیشینه مقدار خود در بازه انتخابی یعنی تا حد دامنه تغییراتی برابر با 5 =  $|\Delta NTU|$  میل کند، تشابه ترمودینامیک سیستمهای تبادلکننده و ذخیرهکننده مدل پیشنهادی، به حدود ۶۰% خواهد رسید. این در حالی است که مدل پیشاهدی به حدود ۲۰% خواهد رسید. این در حالی است که مدل پیشاه رای این دامنه، با وجود کاهش درصد تشابه، نسبت مولی مقادیر خارج از این دامنه، با وجود کاهش درصد تشابه، نسبت موضوع، اهمیت تاثیر ضریب TSC<sub>opt</sub> در تعیین نسبت  $\frac{NTU_{hc}}{NTU_{ft}}$  به طور تصاعدی چند ۱۰ برابر افزایش خواهد یافت که این موضوع، اهمیت تاثیر ضریب  $\frac{NTC_{opt}}{NTU_{ft}}$  در تعیین نسبت  $\frac{NTU_{hc}}{NTU_{ft}}$ 



نمودار ۱) منحنی NTU هیت کویل و فایرتیوب به صورت تابعی از TSC<sub>Opt.</sub>

چنانچه ملاحظه می شود، معادله ۳۲، رابطهای کلیدی بین این دو پارامتر مهم را بهخوبی به نمایش می گذارد. بنابراین در این مرحله، شاخص NTU<sub>ft</sub> با توجه به فرضیات تحقیق به گونهای بازتعریف می شود که دربرگیرنده مشخصات هندسی گرمکنهای WBIH باشد. بدین منظور، ابتدا رابطه بین مشخصات هندسی یک مبدل حرارتی و مقدار NTU سیال گذرنده از درون آن که در یک منبع<sup>[24]</sup> بدان اشاره شده است، به صورت معادله ۳۵ مورد توجه قرار داده می شود:

$$NTU = \frac{4L}{D_h} St \tag{72}$$

و طبق تعريف مشخص است که:

**Modares Mechanical Engineering** 

۱۱۱۰ سیدرفیع کاظمیمازندرانی و همکاران ـــ

$$St = \frac{Nu}{Re_{p}, Pr}$$
(7%)

از طرفی، *کولبرن* برای جریان مغشوش کاملاً توسعهیافته در مبدلهای حرارتی پوسته و لوله، رابطه تجربی خود را بهصورت معادله ۳۷ پیشنهاد نموده است<sup>[21</sup>]:

$$Nu = 0.023 \operatorname{Re}^{0.8} \cdot \operatorname{Pr}^{n} \tag{(WY)}$$

$$\frac{f}{8} = \mathrm{St} \cdot \mathrm{Pr}^{2/3} \tag{(\%A)}$$

و بالاخره فرمول تجربی *سرث* برای حالتی که Re ≥ 3000 بوده، نیز بهصورت معادله ۳۹ پیشنهاد شده است<sup>[25]</sup>:

$$f = 0.4137 \,\mathrm{Re}^{-0.2585} \tag{(4.4)}$$

که البته در معادلات ۳۹–۳۵، L و  $D_h$  و  $D_h$  بهترتیب طول و قطر هیدرولیک لولههای مبدل حرارتی و Pr ،Re<sub>D</sub> ،Nu ،St و f و ضریب بهترتیب اعداد استانتون، ناسلت، رینولدز، پرانتل و ضریب اصطکاک دارسی سیال درون آنها است.  $\overline{T}_{ft}$  ، $\overline{T}_f$  و  $\infty$  نیز بهترتیب 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:

$$\frac{\binom{L}{D}_{hc}}{\binom{L}{D}_{ft}} = \left(\frac{\operatorname{Re}_{hc}}{\operatorname{Re}_{ft}}\right)^{0.2} \cdot \left(\frac{\operatorname{Pr}_{hc}^{0.6}}{\operatorname{Pr}_{ft}^{0.7}}\right) \cdot \left(\operatorname{TSC}_{opt.}\right)^{-5.051} \qquad (\pounds, f)$$

از طرفی با جایگذاری معادلات ۳۹–۳۷ در معادله ۳۶ و مرتب سازی روابط، معادل نسبت  $\left(\frac{\text{Re}_{hc}}{\text{Re}_{ft}}\right)$  نیز برابر خواهد بود با:

$$\left(\frac{\operatorname{Re}_{hc}}{\operatorname{Re}_{ft}}\right) = \left(\operatorname{Pr}_{ft}^{-0.569}\right) \cdot \left(\operatorname{Pr}_{hc}^{-1.139}\right)$$
(<sup>F1</sup>)

سرانجام با جایگذاری معادله ۴۱ در معادله ۴۰، رابطه بین مشخصات هندسی بهینه، ضریب TSC<sub>opt</sub> و خواص ترموفیزیک سیالات گذرنده از درون فایرتیوب و هیتکویل به دست میآید: (۴۲)

$$\left[\frac{(L/D)_{hc}}{(L/D)_{ft}}\right]_{opt.} = \left(\frac{\Pr_{hc}^{0.372}}{\Pr_{ft}^{0.814}}\right) \times \left(\text{TSC}_{opt.}\right)^{-5.052}$$

همان طور که در معادله ۴۲ ملاحظه می شود، مقدار تابع  $\hat{\lambda}$  (ترم سمت چپ) برابر با حاصلضرب مقدار دو تابع دیگر (ترمهای سمت راست) است که یکی به انتقال حرارت (تابع  $\tau$ ) و دیگری به انتقال جرم (تابع  $\varphi$ ) گرمکنهای WBIH بستگی دارد. منحنی تغییرات این تابع هندسی بیبعد که در اینجا تحت عنوان "نسبت بزرگی هیت کویل به فایر تیوب" نامیده می شود، در نمودار ۲ نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می شود، با فاصله گرفتن از حالت ایده آل (TSC = 1) و کم شدن میزان تشابه ترمودینامیک

ماهنامه علمی– پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس

دو سیستم A و B از یکدیگر، مقدار  $\tau$  و بهتبع آن مقدار  $\lambda$  بهصورت نمایی افزایش میابد. با این وجود، چون پارامتر  $\lambda$  به جریان سیالهای گذرنده از درون هیتکویل و فایرتیوب نیز بستگی دارد، بنابراین تعیین مقدار واقعی این پارامتر با توجه به مقدار تابع  $\varphi$ امکانپذیر خواهد بود. اما از آنجایی که لایههای مرزی سرعت و حرارت در گازها در بیشتر شرایط تقریباً بر هم منطبق هستند<sup>[12]</sup>، یعنی  $\delta_h \approx \delta_T$  و در نتیجه 1  $\cong$  P است، بنابراین در گرمکنهای WBIH میتوان با فرض 1  $\varphi$ ، معادله ۴۲ را با استفاده از معادله ۵۱، بهصورت معادله ۴۳ سادهسازی نمود:

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

بدین ترتیب برای تعیین نسبت بزرگی (بهینهشده) هیتکویل به فایرتیوب گرمکنهای WBIH، تنها کافی است دماهای مورد نیاز معادله ۴۳ با استفاده از جدول ۱و پیوست ب بر حسب مقیاس کلوین 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 دراختیارداشتن 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 بهینه فایرتیوب آنها با شیب ثابت  $\tau$  افزایش خواهد یافت.



**نمودار ۲)** منحنی λ گرمکن WBIH بهصورت تابعی از τ و φ

### ۴– اعتبارسنجی مدل

در اینجا میزان خطای برشی ناشی از تقریبزدن تابع اصلی  $f(\text{NTU}_i)_{Exp.}$  و تابع توانی  $f(\text{NTU}_i)_{Main}$  و تابع توانی مورد محاسبه قرار خواهد گرفت. طبق تعریف،  $f(\text{NTU}_i)_{Pow.}$ خطای نسبی این دو تابع را میتوان بهترتیب با استفاده از روابط ۴۴ و ۴۵ به دست آورد<sup>[22]</sup>.

$$\boldsymbol{\delta}_{Exp.} = \left| \frac{f(\text{NTU}_i)_{Main} - f(\text{NTU}_i)_{Exp.}}{f(\text{NTU}_i)_{Main}} \right| \times 100 \quad (\texttt{FF})$$

$$\boldsymbol{\delta}_{Pow.} = \left| \frac{f(\text{NTU}_i)_{Main} - f(\text{NTU}_i)_{Pow.}}{f(\text{NTU}_i)_{Main}} \right| \times 100 \quad (\$\Delta)$$

که در آنها بهجای اندیکس *i*، میتوان از اندیکس *ft* یا *hc* استفاده نمود.

منحنیهای خطای نسبی توابع تقریبیافته بهکمک نرمافزار سیگماپلات<sup>[23]</sup>، ترسیم و در نمودار ۳ نمایش داده شده است.



**نمودار ۳)** منحنیهای خطای نسبی توابع تقریبیافته

 $0.5 \leq \text{NTU}_i \leq 1$  جنانچه در این نمودار مشاهده می شود، در بازه  $\delta_{Exp.} = \pm 5.83$  و برای 5.5 برای تابع تقریبیافته نمایی %  $\delta_{Pow.} = \pm 13.18$  ست. البته با  $\sigma_{Pow.} = \pm 13.18$  گرمکنهای WBIH توجه به این که در حالت پایا ضریب TSC گرمکنهای WBIH عددی ثابت است (TSC = 0)، بنابراین با لگاریتم و سپس مشتق گرفتن از دو طرف معادله ۲۸، چنانچه  $\delta f(\text{NTU}_i) \rightarrow \Delta f(\text{NTU}_i)$ 

$$\ln(\text{TSC}_{opt.}) = \ln f(\text{NTU}_{ft}) - \ln f(\text{NTU}_{hc})$$

$$\frac{\text{TSC}_{opt.}'}{\text{TSC}_{opt.}} = \frac{f'(\text{NTU}_{ft})}{f(\text{NTU}_{ft})} - \frac{f'(\text{NTU}_{hc})}{f(\text{NTU}_{hc})} = 0$$
(F9)

$$\left|\frac{\Delta(\mathrm{TSC}_{opt.})}{\mathrm{TSC}_{opt.}}\right| = \left|\frac{\left(\mathrm{TSC}_{opt.}\right)_{Main} - \left(\mathrm{TSC}_{opt.}\right)_{App.}}{\left(\mathrm{TSC}_{opt.}\right)_{Main}}\right| = 0$$

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

بدین ترتیب نتیجهگیری میشود که بهدلیل صفربودن خطای نسبی TSC<sub>opt</sub>. خطای نسبی توامان 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 WBIH تلقی خواهد شد، یعنی  $\delta_{max} = \delta_{Pow.} = \pm 13.18$ 

## ۵- نتیجهگیری و بحث

پژوهش حاضر، با این فرضیه که یک گرمکن WBIH ماهیتاً مجموعهای تو در تو از سیستمهای ذخیرهکننده و تبادلکننده توان حرارتی است، مدلسازی شد. نتایج حاصل از تحلیل ترمودینامیک و حرارتی مدل پیشنهادی نشان داد که در حالت ایدهآل، بازده سیستم تبادلکننده 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

#### Volume 19, Issue 5, May 2019

. بهینه از ماه د مندس فایرتیوب و میت کویل گرمکنهای ایستگاههای تقلیل فشار گاز ۱۱۱۱ بیشینه بازده حرارتی این گرمکنها، مستلزم تعیین مقدار بهینه این ضریب (TSC<sub>0pt</sub>) است. همچنین در بازه (۵/۵, ۵.۵]، همواره بین مقدار  $|\Delta NTU|$  فایرتیوب و هیت کویل گرمکنها با ضریب TSC<sub>0pt</sub>، 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<sub>ft</sub> و NTU<sub>h</sub> را صوفاً بر حسب TSC<sub>0pt</sub> تعیین نمود.

سرانجام با توجه به انطباق تقریبی لایههای مرزی سرعت و حرارت در گازها نتیجهگیری شد که برای تمامی گرمکنهای WBIH در ایدهآلترین وضعیت انتقال حرارت، نسبت  $L/_{D}$  هیتکویل با حاصلضرب نسبت  $L/_{D}$  فایرتیوب در مقدار تابعی برگرفته از SCopt موسوم به تابع  $\tau$ ، تقریباً برابر است و بدین ترتیب تعیین مقدار نسبت بزرگی (بهینهشده) هیتکویل به فایرتیوب، تنها با دراختیارداشتن 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 بهکارگیری چهارچوب کلی ارایهشده در طراحی، نوسازی یا اصلاح ساختار گرمکنهای WBIH

**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

А	مدل سیستم تبادلکننده توان حرارتی
Α	مساحت سطح جانبى لوله
Â	بردار سطح
В	مدل سیستم ذخیرہکنندہ توان حرارتی
CH <sub>4</sub>	گاز متان
Ср	ظرفیت گرمایی ویژه
D	قطر لوله
Ε	انرژی
Ex	اگزرژی
Ėx	توان اگزرژی
f	ضریب اصطکاک دارسی
G	پتانسیل گیبس
Ĥ	نرخ زمانی آنتالپی
h	ضريب انتقال حرارت جابهجايى
h	آنتالپی در واحد جرم
h°	متالپی
L	طول لوله
L.H.S.F.	جمله کسری سمت چپ
ṁ	دبی جرمی

	رتدرانی و تصن	اااا سيدرميح فاطسى
ای تبادل حرارت	تعداد واحده	NTU
	عدد ناسلت	Nu
	عدد برانتل	Pr
النخنماني التتقال حياستيس	تمان حياية .	
رىن رىدى المكان خرارك سي	فون فرزنی شایتا ما	۷ ÷″
رىي	سار توان حرا	<i>q</i>
سمت راست	جمله کسری	R.H.S.F.
	عدد رينولدز	Re
تروپى	نرخ زمانی آن	Ś
ċ	عدد استانتور	St
-	دما	Т
، ترمودینامیک	ضربب تشابه	TSC
	اند ثي داخل	150
<b>K I</b> .	الرزى داختنی	0
ں حرارت دلی "	صريب النقار	0
سیال آ با با م	بردار سرعت ا	v
م آب (شعله غیرمستقیم)	كرمكن حماه	WBIH
ی (نرخ زمانی کار سیستم)	توان مکانیک	Ŵ
		علايم يونانى
نسبى	درصد خطای	δ
مرزى	ضخامت لايه	δ
دل جرارتی	اثرىخشى منا	۶
	رانده حرارتی	n
	برده عررتی	η 0
	دمای نسبی	0
هيت دويل به فايرتيوب	نسبت بزردى	λ
_	چکالی	ρ
عرارت گرمکن	تابع انتقال <	τ
جرم (جریان) گرمکن	تابع انتقال م	arphi
		زيرنويسها
(محيط)	شرايط اوليه	0
، و رسیدن به حالت تعادل (آب	شرابط ذماب	00
یکی شعله	دمای آدیایات	
	اقم	A.F.1
	وافعى	uci.
	محيط	amb.
	تفريبيافته	App.
	سطح كنترل	65
		0.5.
	تخريبشده	Dest.
لكننده	تخريب شده سيستم تبادا	Dest. E.S.
لكننده	تخریبشده سیستم تباد  تابع نمایی	Dest. E.S. Exp.
لكننده	تخریبشده سیستم تباد  تابع نمایی فایرتیوب	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube
لكننده	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی فایرتیوب سوخت	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel
ىكنندە	تخریب شده سیستم تبادا تابع نمایی فایرتیوب تولیدی	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel aen
ىكنندە	تخریب شده سیستم تباد  تابع نمایی فایرتیوب سوخت ولیدی	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen.
<i>ک</i> ننده	تخریب شده سیستم تباد تابع نمایی فایرتیوب سوخت تولیدی هیدرولیک	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h
<i>ک</i> ننده	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی فایرتیوب سوخت تولیدی هیدرولیک	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. hc, heat coil
<i>ر</i> کننده	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی فایرتیوب سوخت موخت هیدرولیک هیتکویل هیدرانهشدن	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd
رکنندہ مودینامیک	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن قانون اول تر	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I
ر کنندہ مودینامیک رمودینامیک	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت سوخت میدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن قانون اول تر قانون دوم تر	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II
رکننده مودینامیک رمودینامیک	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت سوخت هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن قانون اول تر قانون دوم تر ورودی	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in
رکننده مودینامیک رمودینامیک	تخریب شده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت سوخت هیدرولیک هیدرولیک هیدراته شدن قانون اول تر قانون دوم تر ورودی یوسته گرمکر	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket
لکننده مودینامیک رمودینامیک ن لگاریتمی	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت سوخت هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن قانون اول تر قانون دوم تر ورودی پوسته گرمکر دمای میانگد	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT
لکنندہ مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت سوخت هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن قانون اول تر قانون دوم تر ورودی پوسته گرمکر تلفشده	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost
لکنندہ مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت سوخت هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن قانون اول تر ورودی پوسته گرمکر تلفشده	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost
لکنندہ مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت موخت هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن قانون اول تر ورودی پوسته گرمکر دمای میانگی تابع اصلی	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main
لکنندہ مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی	تخریب شدم سیستم تبادا تابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدراته شدن هیدراته شدن قانون اول تر ورودی پوسته گرمکر تابع اصلی تابع اصلی	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max
لکنندہ مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت موخت هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن قانون اول تر قانون اول تر ورودی پوسته گرمکر دمای میانگی تابع اصلی مین کوین	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن هیدراتهشدن ورودی تانون دوم تر ورودی دمای میانگی پوسته گرمکر تابع اصلی تابع اصلی کمینه گاز طبیعی د	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن	تخریب شدم سیستم تبادا تابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراته شدن هیدراته شدن قانون اول تر ورودی پوسته گرمکر برودی تابع اصلی تابع اصلی بیشینه گاز طبیعی د	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt.
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن	تخریب شدم سیستم تبادا تابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراته شدن هیدراته شدن قانون اول تر ورودی تابع اصلی تابع اصلی کمینه گاز طبیعی د تابع توانی	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt. Pow.
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن	تخریب شدم سیستم تبادا تابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراته شدن هیدراته شدن قانون اول تر ورودی تابع اصلی تابع اصلی کمینه کمینه بهینه کاز طبیعی د خروجی	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt. Pow. out
لکنندہ مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن	تخریب شدم سیستم تبادا تابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراته شدن هیدراته شدن مینون دوم تر قانون دوم تر قانون دوم تر ورودی پوسته گرمکر پوسته گرمکر تابع اصلی تابع اصلی کمینه بینینه کاز طبیعی د تابع توانی بازگشتیذیر	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt. Pow. out rev.
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن هیدراتهشدن ورودی ورودی تابع اصلی تابع اصلی کمینه کمینه ببینیه تابع توانی ببازگشتپذیر	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt. Pow. out rev. Soil
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن ،مکننده	تخریب شدم سیستم تبادا تابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراته شدن هیدراته شدن مینون دوم تر قانون دوم تر قانون دوم تر ورودی پوسته گرمکر پوسته گرمکر تابع اصلی تابع اصلی کمینه بیشینه تابع توانی بازگشت پذیر خاک	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt. Pow. out rev. Soil S S
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن رمکننده	تخریبشده سیستم تبادا نابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن هیدراتهشدن مهیدراتهشدن ورودی ورودی تابع اصلی تابع اصلی تابع اصلی کمینه بیشینه تابع توانی بازگشتپذیر	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt. Pow. out rev. Soil S.S.
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن رهکننده	تخریبشده سیستم تبادا نابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن هیدراتهشدن مهیدراتهشدن ورودی ورودی تابع اصلی تابع اصلی تابع اصلی کمینه بیشینه تابع توانی بازگشتپذیر دودکش	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt. Pow. out rev. Soil S.S. Stack
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن رمکننده	تخریبشده سیستم تبادا تابع نمایی سوخت تولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن هیدراتهشدن مهیدراتهشدن ورودی ورودی تابع اصلی تابع اصلی تابع اصلی کمینه کمینه ببیشته تابع توانی ببازگشتپذیر خاک دروری	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt. Pow. out rev. Soil S.S. Stack T
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن رمکننده	تخریبشده سیستم تبادا نابع نمایی سوخت نولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن هیدراتهشدن ورودی ورودی تابع اصلی تابع اصلی تابع اصلی کمینه بیشینه تابع توانی بازگشتپذیر خروجی مدارتی دودکش میستم ذخی دودکش	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt. Pow. out rev. Soil S.S. Stack T tv
لکننده مودینامیک مودینامیک ن لگاریتمی ر خروجی گرمکن رهکننده	تخریبشده سیستم تبادا نابع نمایی سوخت نولیدی هیدرولیک هیدرولیک هیدراتهشدن هیدراتهشدن میدراتهشدن ورودی تابع اصلی تابع اصلی تابع اصلی بیشینه کمینه تابع توانی بیزگشتپذیر خروجی دودکش سیستم ذخی خروجی مرارتی مرارتی مرارتی نور اختیا	Dest. E.S. Exp. ft, fire tube fuel gen. h hc, heat coil hyd I II in Jacket LMT Lost Main max min ONG Opt. Pow. out rev. Soil S.S. Stack T tv w, water

ماهنامه علمی–پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس

# ۷ ـ پيوستھا

## ۷ ـ ۱ ـ پيوست الف

در پژوهش حاضر، بررسی مرتبه بزرگی ضریب TSC با استفاده از روش ارایهشده در یک منبع<sup>[26]</sup> صورت پذیرفته است. بدین منظور، نخست عبارت کسری ضریب  $\eta_{I,\mathrm{B}}$  در رابطه ۱۲، بهشکل رابطه (الف-۱) مرتب میشود:

$$TSC = \left(\frac{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{LMT,hc}}}{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{LMT,ft}}}\right) \times \left(\frac{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{AFT}}}{1 - \frac{T_{\circ}}{T_{ONG}}}\right)$$
(1)

L.H.S.F. R.H.S.F. et al. R.H.S.F. et al. et

$$O\left(\frac{T_{\circ}}{T_{LMT,ft}}\right) \sim O(\delta)$$
 (۲ – الف)

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

$$0(L.H.S.F.) \sim \frac{O(1) - O(1 - \delta)}{O(1) - O(\delta)} = \delta \qquad (\$ - \delta)$$

از طرفی چون در حالت پایا . $T_{AFT} \& T_{ONG} = Const$  و همواره  $T_{AFT} \& T_{ONG} = Const. < 1$  است، پس  $T_{AFT} > T_{ONG}$  $= 0 < \varepsilon < \delta$ 

$$\begin{split} O\left(\frac{T_{\circ}}{T_{AFT}}\right) &< O\left(\frac{T_{\circ}}{T_{LMT,ft}}\right) \Rightarrow O\left(\frac{T_{\circ}}{T_{AFT}}\right) \sim O(\delta - \varepsilon) \quad (\circ \rightarrow 1) \\ O\left(\frac{T_{\circ}}{T_{ONG}}\right) &< O\left(\frac{T_{\circ}}{T_{LMT,hc}}\right) \Rightarrow O\left(\frac{T_{\circ}}{T_{ONG}}\right) \sim O\left((1 - \delta) - \varepsilon\right) \\ (|\text{Lie} - \zeta|) \end{aligned}$$

است. در نتیجه:

$$O(R.H.S.F.) \sim \frac{O(1) - O(\delta - \varepsilon)}{O(1) - O(1 - \delta - \varepsilon)} = \frac{1}{\delta + \varepsilon} \qquad (Y - \omega)$$

بدین ترتیب مرتبه بزرگی TSC برابر خواهد بود با:  
(الف– ۸) 
$$\delta = \frac{\delta}{\delta + \varepsilon} < 1$$

۲-۲- پیوست ب طبق تعریف رابطه ۱۱:

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

$$\left[T_{LMT,ft}\right]_{min} = \lim_{T_{ft,out} \to [T_{amb.}]^{K}} \left(\frac{T_{AFT} - T_{ft,out}}{\ln \frac{T_{AFT}}{T_{ft,out}}}\right) \qquad (\Upsilon - \psi)$$

بەطور مثال چنانچە شرایط محیط بەگونەای فرض شود كە $T_{AFT} = .$  باشد و چون با توجە بە جدول ۱، $T_{amb.} = 0^{\circ \text{C}}$  1952.85°C است، در این صورت:

$$\begin{bmatrix} T_{LMT,ft} \end{bmatrix}_{min} = \lim_{T_{ft,out} \to 0^{\circ C}} \left( \frac{1952.85 - T_{ft,out}}{\ln \frac{1952.85 + 273.15}{T_{ft,out} + 273.15}} \right)$$
$$= 930.84^{\mathrm{K}} = 657.69^{\circ C}$$



نمودار ٥) 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?fkeyid=&siteid=3&pagei d=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- Hoseinipanah 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 5<sup>th</sup> 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

## ۷-۳- پيوست ج

همان طور که در نمودار ٤ مشاهده میشود، برای وضعیتی که جریان به حالت تعادل میرسد و مقدار  $\frac{C_{min}}{C_{max}} = *$  به عدد یک نزدیک میشود، اثربخشی به میزان حداقل حدود ۸۵% مهیا بوده و تاثیر افزایش NTU در افزایش مقدار ٤، ناچیز است و چون NTU = 1 (٤)  $_{1+NTU}^{C \to 1} (ε)$  انهرین دسترسی به اثربخشی NUU ( $\infty = UTM$ ) عملاً امکان پذیر 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 UTU به میزان کمتر از کران پایین نیز، اثربخشی را قطع نظر از مقدار \* به کمتر از ۲۰% میرساند که ارزش مطالعه را نخواهد داشت[24,27].



 $^{[24]}$   $C^*$ و NTU انغییرات 3 مبدل حرارتی ناهمسو به صورت تابعی از  $^{[24]}$ 

### ۲\_۴\_ ییوست د

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

$$f(\text{NTU}_i)_{Main} = \text{NTU}_i \cdot \left(\frac{1 + e^{-0.5\text{NTU}_i}}{1 - e^{-0.5\text{NTU}_i}}\right)$$
 (1-2)

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 می رود، بنابراین در پژوهش حاضر، از این روش به کمک نرم افزارسیگما پلات استفاده شده است و بهترین منحنی هایی که به ازای ،NTUهای بازه [۵/۵, ۵.۵]، مقادیر تابع  $f(NTU_i)_{Main}$ 

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 بهمنظور تعیین ضریب TSCopt در معادله ۲۸ به کار گرفت.

$$f(\text{NTU}_i)_{Exp.} = 3.5968 \ e^{0.1027 \text{NTU}_i}$$
 (2 - 2)

$$f(\text{NTU}_i)_{Pow.} = 4.0045 \text{ NTU}_i^{0.198}$$
 ( $^{\circ}$  - $^{\circ}$ )

#### Volume 19, Issue 5, May 2019

19- Turns SR. An introduction to combustion: Concepts and applications. 2<sup>nd</sup> Edition. New York: McGraw-Hill Education; 2000. p. 649.

20- Bejan A. Advanced engineering thermodynamics. 4<sup>th</sup> 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. 2<sup>nd</sup> 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. 2<sup>nd</sup> 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. 4<sup>th</sup> Edition. Hoboken: John Wiley & Sons; 2013. pp. 19-23.

27- Kakaç S, Liu H, Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design. 3<sup>rd</sup> Edition. Boca Raton: CRC Press; 2012. pp. 59-63. natural gas pressure reduction station; evaluating a case study in Iran. The 8<sup>th</sup> 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. 2<sup>nd</sup> 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. 1<sup>st</sup> Edition. Boca Raton: CRC press; 1995. pp. 21-23

15- Kays WM, Crawford ME. Convective heat and mass transfer. 3<sup>rd</sup> Edition. New York: McGraw-Hill Education; 1993. pp. 333-335.

16- Winterbone D, Turan A. Advanced thermodynamics for engineers. 2<sup>nd</sup> 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. 8<sup>th</sup> Edition. New York: McGraw-Hill Education; 2014. pp. 780-781.