



بهینه‌سازی هندسه آشوبگرهای دندانه‌ای زاویه‌دار بمنظور بهبود رفتار ترموهیدرولیکی جریان به کمک روش تاگوچی

علیرضا زمانی آقایی¹، اصغر برادران رحیمی^{2*}، علیرضا اکبرزاده¹

1- دانشجوی دکتری تخصصی، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

3- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

*مشهد، صندوق پستی 91775-1111، rahimiab@um.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 22 آبان 1393

پذیرش: 01 بهمن 1393

ارائه در سایت: 28 بهمن 1393

کلید واژگان:

آشوبگر دندانه‌ای زاویه دار

بهینه‌سازی

تاگوچی

ضریب بهبود حرارتی

چکیده

در این مقاله با کمک روش تاگوچی رفتار ترموهیدرولیکی سیال در یک گرمکن خورشیدی بصورت عددی بررسی شده و هندسه بهینه آشوبگر دندانه‌ای به منظور اکتساب بیشترین ضریب بهبود حرارتی ارائه شده است. یک هندسه عمومی و مبتکرانه برای آشوبگرهای دندانه‌ای زاویه دار معرفی شده است؛ بطوری که با تغییر در پارامترهای هندسی آن می‌توان به طور همزمان به سه نوع متداول از آشوبگرهای دندانه‌ای زاویه‌دار، یعنی آشوبگرهای دندانه مثلثی، مستطیلی و دوزنقه‌ای، دست یافت. از یک آرایه متعامد $L_{16} (4^4)$ برای تحلیل تاگوچی استفاده شده است. هدف از تحلیل تاگوچی، پیشینه کردن ضریب بهبود حرارتی در گرمکن است. فاکتورهای در نظر گرفته شده برای این تحلیل، پارامترهای هندسی آشوبگر شامل گام نسبی دندانه‌ها، ارتفاع نسب دندانه، عرض نسبی نوک دندانه و درصد عمود بودن یال بالادست دندانه بر جهت جریان می‌باشند. تحلیل برای جریانی با عدد رینولدز 10000 و آشوبگری با عرض دهانه ثابت انجام گرفته است. با توجه به اثر دوگانه آشوبگرها بر رفتار ترموهیدرولیکی سیستم، از مفهوم ضریب بهبود حرارتی که در بر دارنده همزمان اثر ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک است، استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد، گام دندانه‌ها و ارتفاع دندانه به ترتیب بیشترین اثر را بر روی ضریب بهبود حرارتی دارند. هندسه بهینه تعیین شده یک آشوبگر دندانه مثلثی با گام نسبی $P/H=2$ ، ارتفاع دندانه $e/H=0/2$ و درصد عمود بودن 100% می‌باشد.

Optimization of angled-rib turbulator geometry to enhance the thermo-hydraulic behavior of the flow using Taguchi method

Alireza Zamani Aghaie, Ashghar Baradaran Rahimi*, Alireza Akbarzadeh

Department of Engineering, Ferdowsi university of Mashhad, Mashhad, Iran.

* P.O.B. 91775-1111 Mashhad, Iran, rahimiab@um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 13 November 2014
Accepted 21 January 2015
Available Online 17 February 2015

Keywords:
Angled-rib turbulator
Optimization
Taguchi
thermal enhancement factor

ABSTRACT

In this paper, thermo-hydraulic behavior of a solar heater is numerically investigated and optimum geometry for the angled-rib turbulator which produces the maximum thermal enhancement factor is determined by Taguchi method. A general innovative geometry is introduced for the rib, by which changes in its geometrical parameters will lead to three convenient types of turbulators, namely triangular, rectangular and trapezoidal ribs, simultaneously. Applying Taguchi method leads to the optimum geometry parameters. A $L_{16} (4^4)$ orthogonal Taguchi array is used. The aim of the Taguchi analysis is to maximize the thermal enhancement factor. The factors employed for the analysis are rib relative pitch, height, tip width and percentage of upstream-side perpendicularity. The analysis has been carried out for a flow of $Re=10000$ and a constant rib width. Due to the twofold effect of turbulators on thermo-hydraulic behavior, thermal enhancement factor concept is employed, which stands for both heat transfer rate and friction factor. Results show that rib pitch and height have the most significant effect on thermal enhancement factor, respectively. The optimum rib geometry is found to be a triangular rib which has $P/H=2$, $e/H=0.2$ and 100% perpendicularity.

1- مقدمه

تاسیسات ساختمانی و غیره دارند، مبدل‌های حرارتی می‌باشند. دستیابی به مبدل‌هایی با اندازه کوچک و سبک با راندمان حرارتی بالا همواره از موضوعات پر اهمیت در علم مکانیک شناخته شده که توجه پژوهشگران بسیاری را در سراسر دنیا به خود جلب کرده است. روش‌های مختلفی برای بهبود انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی ارائه شده است. از این میان، استفاده از

در حال حاضر، با توجه به کاهش روزافزون منابع انرژی فسیلی، انرژی به موضوعی حیاتی برای بشر تبدیل شده است. از این رو، طراحی سامانه‌های با راندمان انرژی بالا از اهمیت بسزایی برخوردار شده است. یکی از سامانه‌هایی که کاربرد گسترده‌ای در صنایع مختلف همچون الکترونیک، پالایشگاه،

Please cite this article using:

A. Zamani Aghaie, A. Baradaran Rahimi, A. Akbarzadeh, Optimization of angled-rib turbulator geometry to enhance the thermo-hydraulic behavior of the flow using Taguchi method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 4, pp. 23-29, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

کانال با آشوبگرهای دندانه‌ای V-شکل انجام دادند و بر اساس آن روابط تجربی برای ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک بر حسب پارامترهای زبری و عدد رینولدز ارائه کردند [10]. در این تحقیق عدد ناسلت 6/74 و ضریب اصطکاک 6/37 برابر نسبت به کانال صاف بدست آمد. مطالعه بر روی مدل‌های مختلف آشفتگی در مدلسازی عددی جریان در یک گرمکن خورشیدی مجهز به آشوبگرهای دندانه مستطیلی توسط بولمتافس و بنزوری انجام گرفت [11]. وحیدی‌فر و کهرم بصورت تجربی اثر یک مانع در مجاورت صفحه تخت را بر روی ضریب انتقال حرارت جابجایی مورد بررسی قرار دادند [12]. در این پژوهش آن‌ها سه حالت بدون مانع، با یک مانع با سطح مقطع مربعی و یک مانع بهینه شده را مقایسه کردند و فاصله متناظر با بیشینه ضریب انتقال حرارت جابجایی را تعیین نمودند. ستوده و همکارانش روشی را برای انتخاب سطوح انتقال حرارت و طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پرده‌دار به منظور استحصال بیشترین میزان باز یافت حرارتی ارائه نمودند [13]. مرور مفصلی بر پژوهش‌ها در زمینه رفتار ترموهیدرولیکی مبدل‌های حرارتی مجهز به آشوبگر را می‌توان در مراجع [14-17] یافت.

آنچه تاکنون در پژوهش‌های مختلف در این حوزه، به آن پرداخته شده است، بررسی رفتار و بهینه‌سازی یک نوع مشخص از آشوبگر (مثلاً دندانه مثلثی، دندانه مستطیلی و یا غیره) بوده است و هیچ‌گاه مقایسه‌ای کلی میان انواع مختلف انجام نپذیرفته است. در این پژوهش، یک هندسه عمومی و مبتکرانه برای آشوبگر ارائه شده است (شکل 1) که تغییر در پارامترهای هندسی آن می‌تواند همزمان سه نوع متداول از آشوبگرهای دندانه‌ای (یعنی دندانه مثلثی، مستطیلی و دوزنقه‌ای) را تولید نماید. این امر سبب می‌شود تا بر خلاف پژوهش‌های موجود، بتوان همزمان سه نوع متداول آشوبگر را مقایسه و هندسه بهینه را از میان آن‌ها شناسایی نمود. رفتار ترموهیدرولیکی یک گرمکن خورشیدی که در مرجع [11] بکار رفته است، و یک دیواره آن مجهز به آشوبگرهای دندانه‌ای زاویه‌دار است، در اینجا بعنوان نمونه مورد توجه قرار می‌گیرد. عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب بهبود حرارتی به روش عددی محاسبه شده و پس از اعمال روش تاگوچی هندسه بهینه آشوبگر استخراج می‌شود.

2- مدلسازی و معادلات حاکم

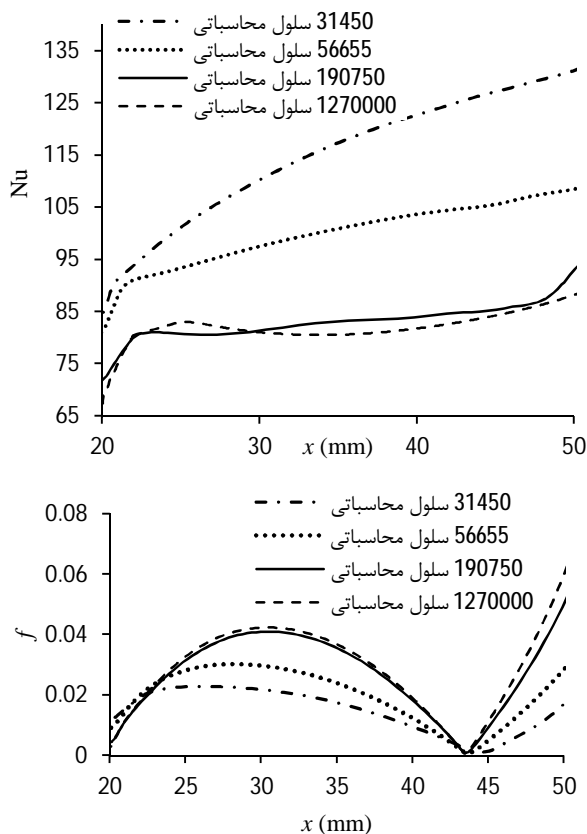
در این مقاله، گرمکن خورشیدی مرجع [11] و شرایط حاکم بر آن جهت مدلسازی انتخاب شده است. جریان هوا با عدد رینولدز 10000 از داخل کانال عبور داده شده و خروجی کانال در دمای محیط در نظر گرفته می‌شود. سطح بالایی کانال عایق و سطح پایینی آن که مجهز به آشوبگر است، در معرض شار حرارتی ثابت 4000 W/m^2 قرار دارد. پارامترهای هندسی که در طراحی هندسه عمومی آشوبگر در نظر گرفته شده‌اند، گام دندانه‌ها (P)، ارتفاع دندانه (e)، ضخامت نوک دندانه (a) و درصد عمود بودن یال بالادست دندانه بر جهت جریان (s) می‌باشد. در کلیه شبیه‌سازی‌ها، عرض دهانه دندانه ثابت و برابر عرض کانال، یعنی $H=40 \text{ mm}$ ، می‌باشد. توجه می‌شود که حالت $a=0$ متناظر آشوبگر دندانه مثلثی، حالت $a=1$ متناظر آشوبگر دندانه مستطیلی و حالت $0 < a < 1$ معرف آشوبگر دندانه دوزنقه‌ای است. همچنین حالت $P/H=1$ معرف حالتی است که در آن میان دو دندانه متوالی فاصله‌ای وجود ندارد. چنانچه درصد عمود بودن صفر باشد، یال بالادست دندانه کاملاً عمود بر جهت جریان است.

حوزه حل عددی مسأله در ورودی جریان 8 برابر قطر هیدرولیکی کانال ($D_h=2H=80 \text{ mm}$) در نظر گرفته شده است تا بتوان از ورود یک جریان

آشوبگرها یکی از متداول‌ترین و کارآترین روش‌ها شناخته می‌شود. آشوبگرها به دو طریق باعث بهبود انتقال حرارت می‌شوند:

- افزایش سطح مؤثر انتقال حرارت؛
 - افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی، با ایجاد آشفتگی در جریان و آشفته کردن زیر لایه آرام در نزدیکی دیواره.
- البته باید توجه داشت، آشفتگی ایجاد شده در جریان، از سوی مقابل باعث افزایش افت فشار در مبدل می‌شود، که یک عامل نامطلوب در مبدل‌های حرارتی به شمار می‌رود. از این رو، طراحی و بکارگیری آشوبگرها یک مسأله دو وجهی می‌باشد که در زمان طراحی باید توجه ویژه‌ای به آن شود.

تاکنون تحقیقات آزمایشگاهی و عددی مختلفی در زمینه بهینه‌سازی آشوبگرها در مبدل‌های حرارتی انجام گرفته است. پراساد و ساینی در اوایل دهه نود اثر پارامترهای هندسی زبری (همچون ارتفاع و گام نسبی) را در یک جریان توسعه یافته آشفته در داخل یک گرمکن خورشیدی مورد مطالعه قرار دادند [1, 2]. در این تحقیق آن‌ها به این نتیجه رسیدند که ضریب انتقال حرارت در نزدیکی نقطه پیوستگی مجدد جریان به بیشترین مقدار خود می‌رسد. همچنین دریافتند که در نسبت‌های گام به ارتفاع زبری کمتر از 8-10، پیوستگی مجدد جریان رخ نمی‌دهد. آن‌ها در این مطالعه بترتیب به افزایش 2/38 و 4/25 برابری در ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک نسبت به یک کانال صاف دست یافتند. کاروا و همکارانش در سال 1999 رفتار ترموهیدرولیکی جریان هوا در داخل یک کانال مستطیلی که در یک دیواره آن آشوبگرهای زاویه‌دار استفاده شده بود را بصورت آزمایشگاه مورد مطالعه قرار داد [3]. بر اساس این مطالعه، وی روابطی تجربی برای ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز، ارتفاع و گام نسبی دندانه و همچنین زاویه دندانه ارائه نمود. کار مشابیهی توسط بهاگوریا و همکارانش در سال 2002 بر روی یک گرمکن خورشیدی انجام شد [4]. آن‌ها در این تحقیق از روش آماری رگرسیون برای استخراج روابط تجربی استفاده کردند. پاکوت و همکارانش با استفاده از تاگوچی به بهینه‌سازی پارامترهای طراحی یک مبدل حرارتی که در آن آشوبگرهایی با هندسه شش ضلعی استفاده شده بود، پرداختند [5]. کیم و همکارانش با استفاده از روش پاسخ سطحی پیشرفته به بهینه‌سازی طراحی یک آشوبگر زاویه‌دار در فرایند سرمایه‌گذاری داخل یک کانال پرداختند [6]. آن‌ها در تحلیل خود، زاویه حمله دندانه و نسبت گام به ارتفاع دندانه را به عنوان فاکتورهای طراحی معرفی نمودند. تحلیل آن‌ها با هدف بیشینه کردن ضریب انتقال حرارت و ضریب بهبود حرارتی صورت گرفت. کار مشابیهی توسط زنگ و همکارانش در سال 2010 بر روی مبدل با آشوبگرهای دایروی انجام گرفت [7]. پارامترهای طراحی در این تحقیق، زاویه حمله، طول، ارتفاع، ضخامت، جنس و گام آشوبگر در نظر گرفته شد. گونس و همکارانش با استفاده از تاگوچی به بهینه‌سازی مبدل‌ها با آشوبگرهای فنری پرداختند [8]. در این مبدل‌ها، یک سیم که به شکل فنری در داخل مبدل قرار می‌گیرد نقش آشوبگر را ایفا می‌کند. هدف از این بهینه‌سازی بیشینه کردن عدد ناسلت و کمینه کردن ضریب اصطکاک، به صورت جداگانه و توأمان بود. پاور و همکارانش بصورت آزمایشگاهی بهبود انتقال حرارت در یک گرمکن خورشیدی مجهز به آشوبگرهای هرمی شکل را بررسی نمودند [9]. پارامترهای طراحی مورد توجه در این پژوهش، زاویه حمله جریان، ارتفاع و گام نسبی آشوبگر و همچنین عدد رینولدز جریان بود. کومار و همکارانش مطالعه مشابیهی را بر روی یک



شکل 2 بررسی استقلال حل از شبکه

2-2- روش حل عددی

از نرم‌افزار تجاری فلوئنت 6.3.26 برای حل عددی معادلات حاکم استفاده شده است. از طرح تفاضلی مرتبه دوم بالادست برای جملات آشفتگی، جایجایی و معادله انرژی و از طرح تفاضلی کوئیک برای حل معادله مومنتم استفاده شده است. جملات نفوذ با استفاده از طرح تفاضل مرکزی گسسته‌سازی شده‌اند. الگوریتم سیمپل برای محاسبه حوزه فشار به کار برده شده است. شرایط مرزی حاکم بر مساله در جدول 1 آورده شده است. بر اساس نتایج تحقیق کیم و همکاران، از مدل آشفتگی RNG k-ε شبیه‌سازی‌ها استفاده شده است [6].

به منظور ارزیابی رفتار ترموهیدرولیکی یک مبدل، از سه پارامتر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب بهبود حرارتی استفاده می‌شود. عدد بدون بعد ناسلت متوسط که نمایانگر بهبود انتقال حرارت در طول مبدل است، به صورت رابطه (5) معرفی می‌شود [19].

$$Nu = \frac{1}{L} \int \frac{h(x) \cdot D_h}{k} dx \quad (5)$$

که در آن $h(x)$ ضریب انتقال حرارت جایجایی محلی، D_h قطر هیدرولیکی کانال (در اینجا $D_h=2H$) و k ضریب هدایت حرارتی است. ضریب اصطکاک که بیانگر افت فشار (ΔP) در طول مبدل (L) است، به شکل رابطه (6) تعریف می‌شود [19].

$$f = \frac{\Delta P \cdot D_h}{\frac{1}{2} \rho u^2 L} \quad (6)$$

به منظور در نظر گرفتن اثر دوگانه آشوبگر بر رفتار ترموهیدرولیکی، یعنی افزایش نرخ انتقال حرارت و در سوی مقابل افت فشار، پارامتری با نام ضریب بهبود حرارتی به شکل معادله (7) معرفی می‌شود. هر چه ضریب

یکنواخت در ورودی کانال اطمینان حاصل کرد [18]. همچنین برای اینکه بتوان در خروجی یک جریان یکنواخت بدون چرخش داشت، خروجی جریان نیز 12 برابر قطر هیدرولیکی کانال لحاظ شده است [18]. تحقیقات نشان داده است که رفتار ترموهیدرولیکی صفحات با آشوبگرهای دندانه‌ای، وقتی تعداد دندانه‌ها بیش از 6 عدد است، دیگر تابعی از تعداد دندانه نبوده و افزایش تعداد دندانه‌ها تاثیری بر رفتار ترموهیدرولیکی جریان نخواهد داشت [7]. از این رو در این تحقیق، 7 دندانه در نظر گرفته شده است.

معادلات حاکم در مدلسازی رفتار ترموهیدرولیکی جریان سیال، معادله پیوستگی، مومنتم و انرژی می‌باشد؛ که شکل حالت پایای آن‌ها در دستگاه مختصات کارتزین عبارتند از:

معادله پیوستگی (رابطه (1) [19]):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

معادله مومنتم (رابطه (2) [19]):

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i u_j} \right] \quad (2)$$

معادله انرژی (رابطه (3) [19]):

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\Gamma + \Gamma_t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

در معادله انرژی، Γ و Γ_t به ترتیب نفوذ حرارتی مولکولی و نفوذ حرارتی آشفتگی می‌باشند که بصورت رابطه (4) معرفی می‌شوند [19]:

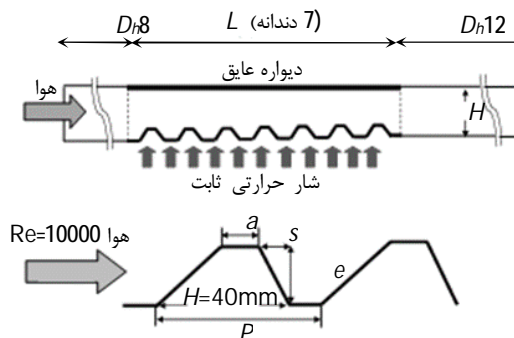
$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad \text{and} \quad \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (4)$$

عبارت $-\rho \overline{u_i u_j}$ در معادله (2)، تانسور تنش‌های رینولدز ناشی از آشفتگی جریان است.

3- حل عددی

3-1- شبکه محاسباتی

از یک شبکه یکنواخت مستطیلی برای حل عددی مساله استفاده شده است. به منظور بالا بردن دقت محاسبات، از شبکه ریزتری در مجاورت دیواره با $y^+ \sim 2$ استفاده شده است. شبکه‌بندی با استفاده از نرم‌افزار گمبیت 2/3/16 انجام شده است. بررسی استقلال حل از نحوه شبکه‌بندی در شکل 2 نشان داده شده است. در این شکل، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بر روی یال بالادست آخرین دندانه به ازای شبکه‌های مختلف رسم شده است. همانطور که در شکل 2 مشخص است، شبکه با 190750 سلول محاسباتی برای مساله در نظر گرفته می‌شود.



شکل 1 هندسه عمومی ارائه شده برای آشوبگر دندانه‌ای زاویه‌دار

که مبدل در ازای یک افت فشار مشخص، نرخ انتقال حرارت بیشتری خواهد داشت [19].

$$\eta = \frac{(Nu/Nu_s)}{(f/f_s)^{1/3}} \quad (7)$$

زیر نویس s در معادله (7) نشان دهنده مشخصات مربوط به کانال صاف (بدون آشوبگر) است.

عدد ناسلت و ضریب اصطکاک یک کانال صاف با استفاده از روابط بلازیوس اصلاح شده و دیتوس-بولتر به شکل معادلات (8) و (9) بدست می آید [20].

$$f_s = 0.085 Re^{-0.25} \quad (8)$$

$$Nu_s = 0.024 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (9)$$

یکی از ابزارهای قدرتمند بهینه سازی که اخیرا کاربرد وسیعی در سیستم های متنوع مهندسی پیدا کرده، روش تاگوچی است [8]. مزیت ویژه این روش نسبت به سایر روش های آزمایشگاهی متداول، کاهش تعداد آزمایشات و همچنین به حداقل رساندن تغییرات در اطراف هدف از طریق بهینه سازی فرآیند می باشد [5]. لذا در مقایسه با سایر ابزارهای مشابه، زمان انجام محاسبات در روش تاگوچی به شدت کاهش می یابد. همچنین می توان به کمک این روش اثر عوامل متعددی را بر روی یک یا چند پارامتر از یک فرآیند با کمترین تعداد آزمایشات مورد بررسی قرار داد [8]. در اینجا از تشریح روش تاگوچی خودداری شده و خواننده می تواند برای آشنایی با این روش از مراجع [5, 8, 21-25] استفاده نماید.

برای تحلیل تاگوچی از یک آرایه متعامد $L_{16}(4^4)$ استفاده شده است. این آرایه، 16 آزمون متناسب با 4 فاکتور که هر یک 4 سطح دارد را پیشنهاد می دهد. چهار فاکتور استفاده شده در این مقاله و سطوح متناظر آن ها در جدول 2 نشان داده شده است. هدف از تحلیل تاگوچی، بهینه کردن ضریب بهبود حرارتی (η) می باشد. از این رو باید بالاترین مقدار نسبت سیگنال به نویز (S/N) مربوط به ضریب بهبود حرارتی را در تحلیل ها مورد توجه قرار داد. در این پژوهش، تحلیل تاگوچی توسط نرم افزار مینی تب 16 انجام شده است.

جدول 1 شرایط مرزی مسأله

مرز/محیط	نوع شرط مرزی
سیال	هوا در شرایط جو
ورودی	سرعت ورودی مشخص با $Re=10000$ و شدت آشفتنگی 5%
خروجی	فشار خروجی مشخص و برابر فشار جو با شدت آشفتنگی 5%
دیواره بالایی	عایق
دیواره پایینی	شار حرارتی ثابت $4000 W/m^2$ - شرط عدم لغزش

جدول 2 فاکتورها و سطوح در تحلیل تاگوچی

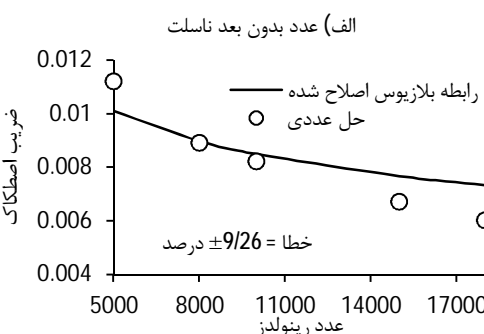
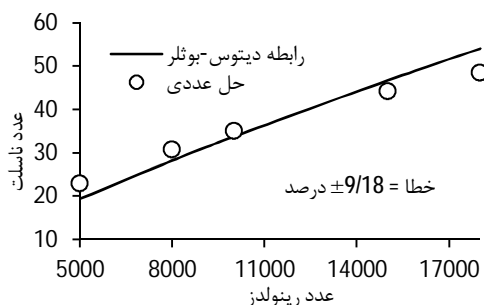
فاکتورها	سطوح			
	4	3	2	1
1 نسبت گام دندان به ارتفاع کانال (P/H)	2	1/7	1/3	1
2 نسبت عرض نوک دندان به ارتفاع کانال (a/H)	1	0/6	0/3	0
3 نسبت ارتفاع دندان به ارتفاع کانال (e/H)	0/75	0/5	0/2	0/05
4 درصد عمود بودن یال بالادست دندان ($s/(H-a)$)	%0	%40	%75	%100

4- تحلیل نتایج

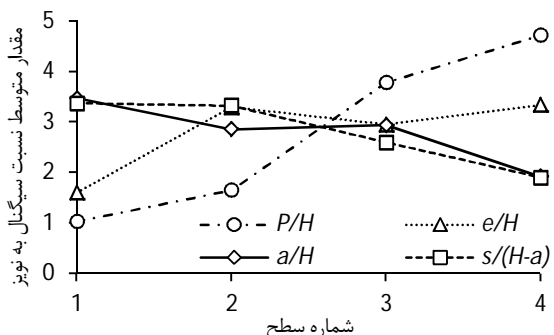
به منظور اعتبارسنجی روش عددی به کار رفته، نتایج حل عددی یک کانال صاف با مقادیر تحلیلی ارائه شده در معادلات (8) و (9) در شکل 3 مورد مقایسه قرار گرفت.

جدول آزمایشات تاگوچی بر اساس فاکتورها و سطوح ارائه شده در جدول 2 و آرایه متعامد $L_{16}(4^4)$ در جدول 3 آورده شده است. در این جدول نتایج حاصل از حل عددی هر آزمایش نیز ارائه شده است.

نسبت سیگنال به نویز حاصل از تحلیل تاگوچی برای دستیابی به ضریب بهبود حرارتی بیشینه در جدول 4 و شکل 4 آورده شده است. هر چه مقدار متوسط نسبت سیگنال به نویز یک سطح از یک فاکتور بیشتر باشد، آن سطح در ارزیابی (در اینجا، بیشینه کردن ضریب بهبود حرارتی) بهتر است. به بیان دیگر، مقدار بهینه یک فاکتور، مقدار متناظر سطحی است که در آن نسبت سیگنال به نویز بیشینه است. علاوه بر این، در مقایسه اهمیت هر فاکتور در رفتار مورد بررسی (در اینجا، بیشینه کردن ضریب بهبود حرارتی) نیز این معیار بر قرار می باشد. یعنی، فاکتوری که از بیشترین مقدار متوسط نسبت سیگنال به نویز برخوردار است، بیشترین اهمیت را بر رفتار مورد مطالعه خواهد داشت.



شکل 3 اعتبارسنجی حل عددی با توجه به نتایج تحلیلی به یک کانال صاف [20]



شکل 4 مقدار متوسط نسبت سیگنال به نویز برای سطوح مختلف هر فاکتور

ارائه شده است.

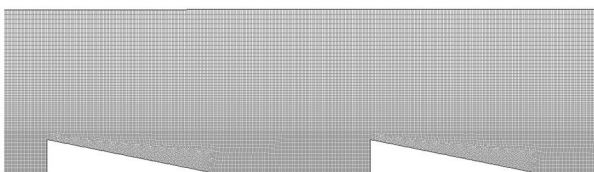
گام نسبی دندانه‌ها، بعنوان اثرگذارترین فاکتور بر ضریب بهبود حرارتی، شکل‌ها مختلفی را به جریان در بین دندانه‌ها می‌بخشد. بسته به مقدار گام نسبی ممکن است تنها یک گردابه ایجاد شود و یا فاصله دندانه‌ها به اندازه کافی زیاد باشد، بطوری که جریان بتواند پس از جدایش، مجدد به هم پیوسته و دوباره جدایش رخ دهد. تمامی این مکانیزم‌ها سبب تغییر در رفتار ترموهیدرولیکی جریان می‌شود. همانطور که در شکل 6-الف مشخص است، هر چه فاصله بین دو دندانه متوالی بیشتر باشد (گام نسبی بیشتر)، جریان تمایل بیشتر به جدایش و بهم پیوستگی مجدد و تولید چندین گردابه خواهد داشت که این خود باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. اما از سوی دیگر همین امر، سبب افزایش افت فشار در طول مبدل نیز خواهد شد. اما از آنجا که نرخ افزایش ضریب انتقال حرارت بیشتر از افزایش ضریب اصطکاک است، ضریب بهبود حرارتی افزایش می‌یابد. ارتفاع نسبی دندانه با آشفته کردن جریان، از سویی سبب افزایش ضریب انتقال حرارت شده و از سوی دیگر افت فشار را نیز افزایش می‌دهد. همانطور که در شکل 6-ب مشاهده می‌شود، تا زمانیکه ارتفاع زبری در حد زیر لایه لزج بوده و مرکز جریان را متأثر نمی‌کند، افزایش ضریب انتقال حرارت بیشتر از ضریب اصطکاک بوده و لذا باعث افزایش ضریب بهبود حرارتی می‌شود. اما زمانی که ارتفاع دندانه‌ها به گونه‌ای است که مرکز جریان را نیز متلاطم می‌کند، اثر افزایش افت فشار بر افزایش ضریب انتقال حرارت پیشی گرفته و باعث کاهش ضریب بهبود حرارتی می‌شود. هر چه نوک دندانه عرض‌تر شود، امکان جدایش و بهم پیوستگی مجدد جریان و تولید گردابه‌های مکرر کاهش یافته و لذا ضریب انتقال حرارت کاهش و ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. این موضوع در شکل 6-پ قابل مشاهده است. عمود بودن یال بالادست دندانه بر جهت جریان، به جدایش جریان و تشکیل گردابه‌ها کم کرده و از این رو باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. کاهش ضریب اصطکاک در شرایط عمود بودن نهایتاً منجر به افزایش ضریب بهبود حرارتی می‌شود.

5- جمع‌بندی

ضریب انتقال حرارت، ضریب اصطکاک و ضریب بهبود حرارتی یک گرمکن

جدول 5 هندسه‌های بهینه احتمالی آشوبگر با توجه به تحلیل تاگوچی

فاکتور	P/H	e/H	a/H	$s/(H-a)$	Nu	$f(\times 10^3)$	η
1	سطح 1 (2)	سطح 4 (0/75)	سطح 1 (0)	سطح 1 (1)	132/9	69	1/96
2	سطح 1 (2)	سطح 2 (0/2)	سطح 1 (0)	سطح 1 (1)	626/6	4/4	2/31
3	سطح 1 (2)	سطح 4 (0/75)	سطح 1 (0)	سطح 2 (0/25)	129	65	1/94
4	سطح 1 (2)	سطح 2 (0/2)	سطح 1 (0)	سطح 2 (0/25)	58	5/6	1/97



شکل 5 هندسه بهینه آشوبگر دندانه‌ای زاویه‌دار، با $a=0$ ، $e/H=0/2$ ، $P/H=2$ و $S=1$

جدول 3 جدول آزمایشات تاگوچی بر اساس آرایه آرایه متعامد $L_{16}(4^4)$ [26]

شماره آزمون	فاکتورها						نتایج
	P/H	e/H	a/H	$s/(H-a)$	Nu	$f(\times 10^{-3})$	
1	1	0/05	0	1	29/65	3/83	1/14
2	1	0/2	0/3	0/75	34/13	4/46	1/25
3	1	0/5	0/6	0/4	44/2	13/5	1/12
4	1	0/75	1	0	33/8	8/5	1
5	1/3	0/05	0/3	0/4	33/73	7/05	1/06
6	1/3	0/2	0	0	38/28	6/66	1/23
7	1/3	0/5	1	1	53/1	20/8	1/17
8	1/3	0/75	0/6	0/75	86/2	50/7	1/41
9	1/7	0/05	0/6	0	41/08	8/6	1/21
10	1/7	0/2	1	0/4	49/4	8/5	1/46
11	1/7	0/5	0	0/75	74/5	14/3	1/85
12	1/7	0/75	0/3	1	109	54	1/74
13	2	0/05	1	0/75	47/19	8/09	1/42
14	2	0/2	0/6	1	59/71	5/6	2/03
15	2	0/5	0/3	0	70	18/1	1/61
16	2	0/75	0	0/4	122/7	59/5	1/9

جدول 4 نسبت سیگنال به نویز و اهمیت فاکتورها برای بیشینه کردن ضریب بهبود حرارتی

نسبت سیگنال به نویز	فاکتور			
	$s/(H-a)$	a/H	e/H	P/H
1	3/368	3/470	1/599	1/028
2	3/328	2/857	3/297	1/651
3	2/594	2/941	2/954	3/783
4	1/896	1/918	3/336	4/723
اختلاف مقدار بیشینه و کمینه	1/472	1/553	1/737	3/695
رتبه اهمیت فاکتور	4	3	2	1

همانطور که در جدول 4 و شکل 4 مشخص است، گام نسبی دندانه‌ها، ارتفاع دندانه، و پس از آن عرض نوک دندانه و درصد عمود بودن یال بالادست دندانه به ترتیب بیشترین اثر را بر روی ضریب بهبود حرارتی دارند. مقدار بهینه گام نسبی دندانه و عرض نسبی نوک دندانه با توجه به جدول 4 و شکل 4 به ترتیب مقدار متناظر با سطح 1 (یعنی $P/H=2$) و سطح 1 (یعنی $e/H=0$) می‌باشد. اما همانطور که مشاهده می‌شود، برای ارتفاع نسبی دندانه و درصد عمود بودن مقدار بیشینه نسبت سیگنال به نویز قاطع نبوده و اختلاف کمی با مقدار بعدی خود دارد. از این رو، برای بالا بردن دقت تحلیل، چهار هندسه به عنوان هندسه‌های بهینه احتمالی برای آشوبگر انتخاب شدند (جدول 5). سپس ضریب بهبود حرارتی برای هر یک از این چهار هندسه تعیین و نهایتاً هندسه بهینه انتخاب شد.

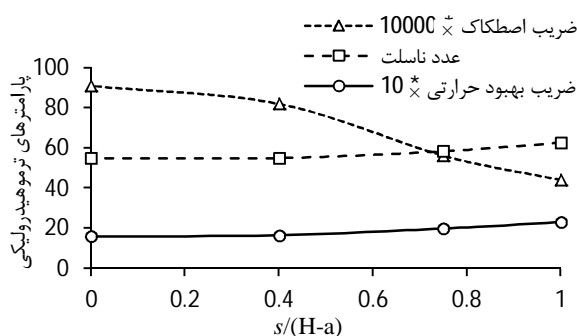
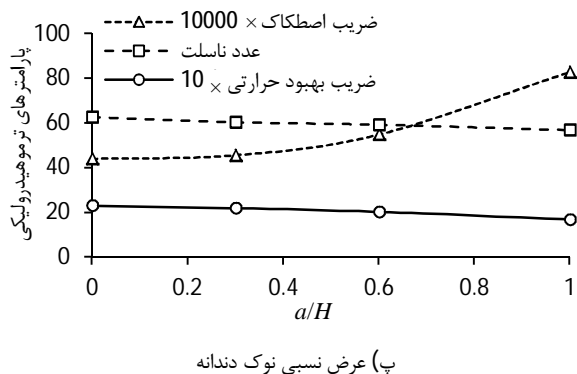
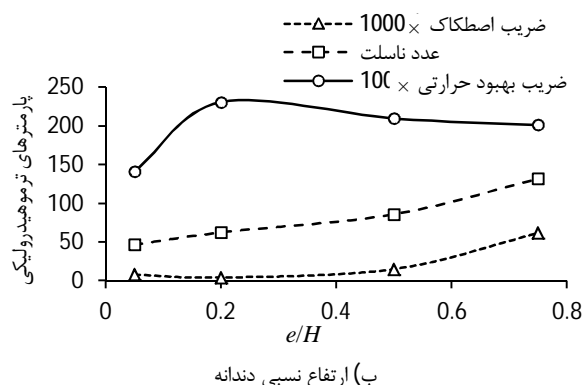
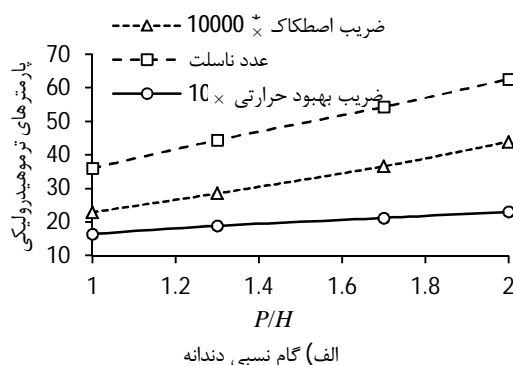
همانطور که در جدول 5 مشخص است، آشوبگر دندانه مثلثی که یال بالادست آن عمود بر جهت جریان بوده و دارای نسبت ارتفاع دندانه به ارتفاع کانال $0/2$ است و تا دندانه بعدی به اندازه عرض دهانه دندانه (یعنی H) فاصله دارد، به عنوان هندسه بهینه برای آشوبگر بدست می‌آید. نمای این آشوبگر در شکل 5 نشان داده شده است.

ترتیب اهمیت فاکتورها در ضریب بهبود حرارتی پیش‌تر در جدول 4 نشان داده شد. اثر هر یک از این فاکتورهای به صورت جداگانه در شکل 6

آشوبگر را تعیین می‌کند، بلکه مشخص می‌کند در میان این سه نوع آشوبگر کدام باعث بهبود بیشتر ضریب انتقال حرارت می‌شود. فاکتورهای در نظر گرفته شده در تحلیل تاگوچی گام نسبی دندانه‌ها، ارتفاع نسبی دندانه، عرض نوک دندانه و درصد عمود بودن یال بالادست دندانه بر جهت جریان می‌باشد. هدف از تحلیل بیشینه کردن ضریب بهبود حرارتی در نظر گرفته شد. نتایج نشان داد، گام دندانه‌ها و ارتفاع دندانه به ترتیب اثرگذارترین فاکتورها بر ضریب بهبود حرارتی می‌باشند. افزایش گام نسبی و درصد عمود بودن باعث افزایش ضریب بهبود حرارتی و افزایش عرض دندانه سبب کاهش آن می‌شود. افزایش ارتفاع نسبی دندانه تا پیش از آنکه مرکز جریان را متاثر نکند سبب افزایش ضریب بهبود حرارتی می‌شود و پس از آن رفتار مخالفی را سبب می‌شود. هندسه بهینه آشوبگر، یک آشوبگر دندانه مثلثی با یال بالادست عمود بر جهت جریان تشخیص داده شد که نسبت ارتفاع دندانه به ارتفاع کانال در آن 0/2 است.

6- مراجع

- [1] B. N. Prasad, J. S. Saini, Optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters, *Solar Energy*, Vol. 47, No. 2, pp. 91-96, //, 1991 .
- [2] B. N. Prasad, J. S. Saini, Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater, *Solar Energy*, Vol. 41, No. 6, pp. 555-560, //, 1988 .
- [3] R. Karwa, S. C. Solanki, J. S. Saini, Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 9, pp. 1597-1615, 5/1/, 1999 .
- [4] J. L. Bhagoria, J. S. Saini, S. C. Solanki, Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate, *Renewable Energy*, Vol. 25, No. 3, pp. 341-369, 3//, 2002 .
- [5] K. Yakut, N. Alemdaroglu, B. Sahin, C. Celik, Optimum design-parameters of a heat exchanger having hexagonal fins, *Applied Energy*, Vol. 83, No. 2, pp. 82-98, 2//, 2006 .
- [6] K. Kim, H. Lee, B. Kim, S. Shin, D. Lee, H. Cho, Optimal design of angled rib turbulators in a cooling channel, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 12, pp. 1617-1625, 2009/10/01, 2009. English
- [7] M. Zeng, L. H. Tang, M. Lin, Q. W. Wang, Optimization of heat exchangers with vortex-generator fin by Taguchi method, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 13, pp. 1775-1783, 9//, 2010 .
- [8] S. Gunes, E. Manay, E. Senyigit, V. Ozceyhan, A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 14-15, pp. 2568-2577, 10//, 2011 .
- [9] S. S. Pawar, D. A. Hindolia, J. L. Bhagoria, Experimental study of Nusselt number and Friction factor in solar air heater duct with Diamond shaped rib roughness on absorber plate, *American Journal of Engineering Research (AJER)*, Vol. 2, No. 6, pp. 60-68, 2013 .
- [10] A. Kumar, R. P. Saini, J. S. Saini, Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having multi v-shaped with gap rib as artificial roughness, *Renewable Energy*, Vol. 58, No. 0, pp. 151-163, 10//, 2013 .
- [11] A. Boulemtafes-Boukadoum, A. Benzaoui, CFD based Analysis of Heat Transfer Enhancement in Solar Air Heater Provided with Transverse Rectangular Ribs, *Energy Procedia*, Vol. 50, No. 0, pp. 761-772, //, 2014 .
- [12] S. Vhidifar, M. Kahrom, Experimental study of turbulent layers with different obstacles to stimulate optimal point augmentation in heat transfer coefficient *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 3, pp. 43-50, 2014. (In Persian)
- [13] A. F. Sotoodeh, M. Amidpour, M. Ghazi, Modeling, Design and Analysis of Plate-Fin Heat Exchanger in Constant Volume, Constant Heat Transfer Area and Constant Pressure Drop to Obtain Maximum Energy Recovery, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp. 337-344, 2014. (In Persian)
- [14] A. Kumar, R. P. Saini, J. S. Saini, A review of thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 37, No. 0, pp. 100-122, 9//, 2014 .
- [15] V. S. Hans, R. P. Saini, J. S. Saini, Performance of artificially roughened solar air heaters—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13, No. 8, pp. 1854-1869, 10//, 2009 .
- [16] T. Alam, R. P. Saini, J. S. Saini, Use of turbulators for heat transfer augmentation in an air duct – A review, *Renewable Energy*, Vol. 62, No. 0, pp. 689-715, 2//, 2014 .



شکل 6 اثر فاکتورهای مختلف بر روی رفتار ترموهیدرولیکی جریان

خورشیدی مجهز به آشوبگرهای دندانه‌ای زاویه‌دار به صورت عددی و با توجه به جدول پیشنهادی تاگوچی $L_{16}(4^4)$ مورد بررسی قرار گرفت. پارامترهای هندسی طراحی به گونه‌ای مبتکرانه انتخاب شد که تغییر در آن‌ها، همزمان سه نوع متداول از آشوبگرها یعنی آشوبگرهای دندانه مثلثی، مستطیلی و دوزنقه‌ای را بدست دهد. لذا بهینه‌سازی صورت گرفته نه تنها هندسه بهینه

- [22] P. J. Ross, *Taguchi Techniques for Quality Engineering: Loss Function, Orthogonal Experiments, Parameter and Tolerance Design*: McGraw-Hill, 1996 .
- [23] M. S. Phadke, *Quality Engineering Using Robust Design*: Prentice Hall, 1989 .
- [24] I. Kotcioglu, A. Cansiz, M. Nasiri Khalaji, Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, No. 1, pp. 604-613, 1/10/, 2013 .
- [25] N. C. Fei, N. M. Mehat, S. Kamaruddin, Practical Applications of Taguchi Method for Optimization of Processing Parameters for Plastic Injection Moulding: A Retrospective Review, *ISRN Industrial Engineering*, Vol. 2013, pp. 11, 2013 .
- [26] S. Liu, M. Sakr, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 19, No. 0, pp. 64-81, 3//, 2013 .
- [17] T. Alam, R. P. Saini, J. S. Saini, Heat and flow characteristics of air heater ducts provided with turbulators—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 31, No. 0, pp. 289-304, 3//, 2014 .
- [18] J. C. Han, J. S. Park, Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, No. 1, pp. 183-195, 1//, 1988 .
- [19] S. Eiamsa-ard, P. Promvonge, Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, No. 7, pp. 844-852, 8//, 2008 .
- [20] M. S. Bhatti, R. K. Shah, *Turbulent and transitional flow convective heat transfer*, in: *Hand Book of Single-phase Convection Heat Transfer*, Eds., New York: John Wiley and Sons, 1987 .
- [21] G. Taguchi, *System of experimental design*, New York: Quality Resources, 1987 .