

Numerical Investigation of the Effects of Fin Pitch, Transverse, and Longitudinal Pitchs and their Numbers in a Plate-Fin Flat-Tube Heat Exchanger

ARTICLE INFO

Article Type Original Research

Authors Yousefi A.¹ *MSc,* Hossein Nezhad A.*² *PhD*

How to cite this article

Yousefi A, Hossein Nezhad A. Numerical Investigation of the Effects of Fin Pitch, Transverse, and Longitudinal Pitchs and their Numbers in a Plate-Fin Flat-Tube Heat Exchanger. Modares Mechanical Engineering. 2020;20(2):341-352.

ABSTRACT

In the present work, the effects of fin pitch, transverse pitch, longitudinal pitch and the number of the longitudinal pitch in a plate-fin flat tube heat exchanger were studied. The fluid flow was assumed laminar, steady, and incompressible. Continuity, momentum, and energy equations for fluid flow and conduction equation for fin were solved, using the finite volume method. Dimensionless results showed that increasing the fin pitch causes to increase of the j-Coulburn coefficient by 132.68% and reduces the friction coefficient rate by 13.35%. Also, increasing transverse tube pitch causes to increase of j coefficient by 203.83% and reduces 24.22% of the f coefficient. By increasing longitudinal tube pitch, j and f coefficients are reduced 84%and 32%, respectively. Dimensional results showed that by increasing fin pitch, heat transfer is reduced 2.2% and thermal performance, Q/w_p, is increased by 75%. Increasing transverse tube pitch causes to increase heat transfer and thermal performance about 341% and 255%, respectively. Increasing longitudinal tube pitches result in decreasing the heat transfer and thermal performance about 71% and 79%, respectively. Increasing the number of longitudinal tube pitches, N, causes to increase of the heat transfer rate, but for N>28, no sensible increase in heat transfer rate is observed therefore, N>28 is not recommended. Maximum thermal performance is achieved at N=5 and for N>5 thermal performance is decreased.

Keywords Plate-Fin; Flat Tube; Heat Exchanger; Number; Longitudinal Pitch

¹Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department,University of Sistan and Baluchestan, Daneshgah Boulevard, Zahedan, Iran. Postal Code: 9816744845 Phone: +98 (54) 31136473 Fax: +98 (54) 33447092 nezhadd@hamoon.usb.ac.ir

Article History

Received: December 2, 2018 Accepted: May 19, 2019 ePublished: February 01, 2020

CITATION LINKS

[1] Performance predictions of laminar heat transfer and pressure drop in an in-line flat tube bundle using an adaptive neuro-fuzzy inference system (ANFIS) model [2] A numerical study of fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes [3] Unsteady fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes [4] A numerical study of forced convection heat transfer over a series of flat tubes between parallel plates [5] 3D CFD study of the effect of inlet air flow maldistribution on plate-fin-tube heat exchanger design and thermal-hydraulic performance [6] A numerical investigation of the geometric effects on the performance of plate finned-tube heat exchanger [7] A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations [8] 3-D numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger [9] Analysis of heat and resistance performance of plate fin-and-tube heat exchanger with rectangle-winglet vortex generator [10] Numerical study of the fin efficiency and a modified fin efficiency formula for flat tube bank fin heat exchanger [11] Numerical investigation of heat transfer enhancement in a fin and tube heat exchanger using vortex generators [12] Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins

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.

بررسی عددی اثرات گام پره، گامهای عرضی، طولی و تعداد آن در یک مبادلهکن حرارتی پره صفحهای با لوله تخت

ابوالفضل يوسفى MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهید نیکبخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

عليرضا حسين:ژاد* PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهید نیکبخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

چکیدہ

در کار حاضر اثرات گام پره، گامهای عرضی و طولی لوله و همچنین تعداد گام طولی در یک مبادله کن حرارتی پره صفحهای با لوله تخت مورد بررسی قرار گرفت. جریان سیال آرام، دایم و تراکمناپذیر فرض شد. معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی برای جریان سیال و معادله هدایت برای پره با استفاده از روش عددی حجم محدود حل شد. نتایج بیبُعد نشان داد که افزایش گام پره سبب ۱۳۲/٦۸% افزایش ضریب j کلبورن و ۱۳/۵۳% کاهش ضریب اصطکاک f میشود. همچنین افزایش گام عرضی باعث ۲۰۳/۸۳% افزایش ضریب j و ۲۴/۲۲% کاهش ضریب f میشود. با افزایش گام طولی لوله، ضریب ۸٤ j ۸۵% و ضریب f ۳۲% کاهش مییابد. نتایج بُعددار نشان داد که با افزایش گام پره مقدار انتقال حرارت ۲/۲% کاهش و عملکرد حرارتی، Q/w_p ، ۷۵% افزایش مییابد. افزایش گام عرضی لوله، باعث افزایش انتقال حرارت و عملکرد حرارتی به ترتیب ۳٤۱%و ۲۵۵% میشود. افزایش گام طولی لوله سبب ۷۱% کاهش انتقال حرارت و ۷۹% کاهش عملکرد حرارتی میشود. افزایش تعداد گام طولی لوله، N، سبب افزایش نرخ انتقال حرارت میشود؛ ولی برای N>۲۸ تغییر محسوسی در افزایش انتقال حرارت مشاهده نمیشود. بنابراین از نظر انتقال حرارت، N>۲۸ پیشنهاد نمیشود. بیشترین عملکرد حرارتی در N=۵ حاصل میشود و در N<۸ عملکرد حرارتی کاهش مییابد. کلیدواژهها: پره صفحهای، لوله تخت، مبادله کن حرارتی، تعداد، گام طولی

> تاریخ دریافت: ۲۹۷/۹/۱۱ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۲/۲۹ *نویسنده مسئول: nezhadd@hamoon.usb.ac.ir

۱- مقدمه

مبادله کن حرارتی ترکیبی از اجزاء است که انتقال گرما بین دو یا چند سیال را فراهم می کند. مبادله کنهای حرارتی صفحهلوله نوعی از مبادله کنهای حرارتی فشرده هستند که از تعدادی پرهصفحهای در سمت گاز که معمولاً عمود بر لولهها هستند، تشکیل شدهاند. مبادله کنهای حرارتی فشرده در تجهیزات حرارتی که انتقال حرارت بالایی در حجم و اندازه کوچک نیاز است کاربرد دارند.

تعدادی از محققان انتقال حرارت بین جریان عبوری از روی یک دسته لوله تخت را بهصورت دوبعدی و به روش عددی بررسی کردهاند. از جمله، *تاسین* و همکاران^[1] با فرض جریان هوای عبوری از روی دسته لولهها بهصورت آرام، دائم و تراکمناپذیر، انتقال حرارت و افت فشار را با استفاده از روش شبکههای عصبی بررسی کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که حداکثر اختلاف بین روش عددی و شبکههای عصبی در مطالعه دسته لولهها برای عدد ناسلت و افت فشار بهترتیب ۱/۹ و ۲/۹۷% است.

باهایدارا و همکاران^[2] با فرض جریان آرام، دائم و تراکمناپذیر با چیدمان خطی و متقاطع لولهها، اثر عدد رینولدز، نسبت طول به شعاع لوله و همچنین عرض به شعاع لوله را بر انتقال حرارت و أفت فشار بررسی کرده و به این نتیجه رسیدند که با افزایش عدد رینولدز انتقال حرارت افزایش مییابد. همچنین، چیدمان مثلثی نسبت به چیدمان خطی، انتقال حرارت بیشتری مبادله میکند و با افزایش نسبت طول به شعاع لوله، انتقال حرارت افزایش مییابد.

بنارجی و همکاران^[3] با فرض جریان آرام و تراکمناپذیر بهطور غیردائم اثر نسبت عرض حوزه محاسباتی و گام لولهها را بر انتقال حرارت در هر دو چیدمان خطی و متقاطع بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که میزان انتقال حرارت در چیدمان خطی با نسبت بهینه ارتفاع ٤ و نسبت طول بهینه ٤، ٥ و ٢ در مقایسه با چیدمان مثلثی با نسبت ارتفاع ٥ و نسبت طول ٥، ٦ و ۲ بیشتر است، اما اُفت فشار افزایش مییابد.

تاسین و همکاران^[4] با درنظرگرفتن سه ردیف لوله و چیدمان خطی در میان کانال دوبعدی و فرض جریان آرام، دائم و تراکمناپذیر اثر عدد رینولدز و گام طولی را بر جریان و انتقال حرارت بررسی کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت و گردابههای ایجادشده در پشت لولهها افزایش مییابد. همچنین، مقدار عدد ناسلت بر لوله اول نسبت به سایر لولهها بیشتر است. تعدادی از محققان در مبادله کن لوله- پرهصفحه ای جریان و انتقال حرارت را بهصورت سهبعدی با فرض ضخامت یره و با روش عددی بررسی کردهاند. از جمله، *یایچی* و همکاران^[5] با درنظرگرفتن لوله دایروی و چیدمان متقاطع و فرض جریان هوای آرام، دائم و غیریکنواخت اثر توزیع نامناسب هوای ورودی، تغییر گام پرہ، تغییر گام عرضی لوله و تغییر گام طولی لوله را بر انتقال حرارت و عملکرد هیدروترمال این مبدل حرارتی بررسی کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که عملکرد هیدروترمال (Q/Δp) که شامل انتقال حرارت و اُفت فشار است، در توزیع غیریکنواخت هوای ورودی نسبت به توزیع یکنواخت برای تغییر گام طولی لوله، گام عرضی لوله و گام طولی یره بهترتیب ۲۰-۵۰، ۶۶-۶۶ و ۲۰% افزایش مییابد.

/و و همکاران^[6] با درنظرگرفتن دو ردیف لوله دایروی و چیدمان متقاطع، با فرض جریان هوای آرام، دائم و تراکمناپذیر، اثر پارامترهای هندسی شامل گام و ضخامت پره، گام و قطر لوله را بر عملکرد مبادلهکن حرارتی بررسی کردند. ایشان به این نتیجه رسیدند که عملکرد این مبادلهکن با افزایش قطر و ضخامت لوله، کاهش یافته و با افزایش گام عرضی لوله عملکرد هیدروترمال، افزایش مییابد.

هان و همکاران^[7] با درنظرگرفتن لوله دایروی و بیضوی اثر پره موجدار و پروانهای را بر ضریب انتقال حرارت، انتقال حرارت کلی و اُفت فشار بررسی کرده و این دو مقطع لوله را با یکدیگر مقایسه کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که با ثابتماندن قطر هیدرولیکی، لوله بیضوی پرهدار عملکرد انتقال حرارت بهتر و اُفت فشار کمتری نسبت به لوله دایروی دارد. همچنین، عملکرد انتقال حرارت با لوله ــــ بررسی عددی اثرات گام پره، گامهای عرضی، طولی و تعداد آن در یک مبادلهکن حرارتی پره صفحهای با لوله تخت ۳۴۳

بیضوی و پره پروانهای نسبت به پره موجدار بیشتر است. در لوله دایروی پرهدار، لوله با قطر بزرگتر، ضریب انتقال حرارت بیشتری نسبت به لوله بیضوی دارد، اما سطح انتقال حرارت آن کمتر است. *شاهین* و همکاران^[8] با درنظرگرفتن لوله بیضوی بین دو صفحه موازی و فرض جریان آرام، دائم و تراکمناپذیر اثر تغییر زاویه پره را بر انتقال حرارت و أفت فشار بررسی کردند. ایشان به این نتیجه رسیدند که زاویه بهینه ۳۰درجه است که مقدار انتقال حرارت و أفت فشار افزایش یافته ولی در این زاویه درصد افزایش انتقال حرارت نسبت به أفت فشار در زوایای دیگر بیشتر است. همراه با افزایش زاویه، مقدار دما در پره دوم نسبت به پره اول افزایش مییابد.

کیان و همکاران^[9] با درنظرگرفتن لوله دایروی و مولد گردابه، اثر مولد گردابه را بر جریان و انتقال حرارت بررسی کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که مولد گردابه در پشت لوله مشخصههای مقاومت جریان را بهبود بخشیده و باعث افزایش انتقال حرارت میشود. *سانگ* و همکاران^[10] با فرض جریان هوای ورودی آرام و دائم با چیدمان متقاطع لولههای تخت، اثر جنس پره، ضخامت پره و گام عرضی لوله را بر عملکرد پره با استفاده از ضریب انتقال حرارت بابجایی متوسط و محلی بررسی کرده و آنها را با هم مقایسه کردند. پارامترها، راندمان با افزایش ضخامت پره و گام عرضی، کاهش مییابد و با افزایش ضریب انتقال حرارت (تغییر جنس پره)، افزایش مییابد. همچنین، مقدار اختلاف در محاسبه عملکرد پره با استفاده از ضریب انتقال حرارت متوسط و محلی کم است.

دیلاک و همکاران^[11] با درنظرگرفتن لولههای تخت و چیدمان متقاطع آنها، با فرض جریان هوای ورودی آرام، دائم و تراکمناپذیر اثر تغییر زاویه مولد گردابه مستطیلی را بر انتقال حرارت و اُفت فشار بررسی کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که با افزایش زاویه و ارتفاع مولد گردابه نسبت به جریان سیال، اُفت فشار افزایش مییابد. همچنین، زاویه ۱۰درجه مولد گردابه حالت بهینه از نظر اُفت فشار است. ولی در این تحقیق، در یک مبادله کن حرارتی پرهصفحهای با لوله تخت و چیدمان خطی اثرات گام پره، گامهای طولی و عرضی لوله و همچنین تعداد آن که در پژوهشهای قبلی بررسی نشده است، بهصورت عددی و سهبعدی بررسی میشود.

۲- تعريف مساله

در مساله حاضر یک مبادله کن حرارتی پرهصفحه ای با مقطع لوله تخت مطابق شکل ۱ بررسی می شود. در این شکل P_x گام طولی لوله، P_y گام عرضی لوله، $2/(P_x-a)=L_1$ نصف فاصله لوله ها از یکدیگر، P_y گام پره، t ضخامت پره، a طول لوله تخت و R شعاع انحنای لوله تخت است. تعداد لوله ها در دو راستای عمود بر جریان زیاد است. جریان هوای ورودی آرام، دائم و تراکمناپذیر و چیدمان لوله ها خطی است. هوا با سرعت اس و دمای تابت T وارد مبادله کن می شود و همچنین سطح لوله در دمای ثابت Tw قرار دارد و فشار خروجی P0 است. در این مطالعه اثر تغییر گام پره، گام های طولی

Volume 20, Issue 2, February 2020

و عرضی لوله و همچنین تعداد آن بر جریان سیال و انتقال حرارت مبادلهکن حرارتی بررسی میشود.



شکل ۱) مبادله کن حرارتی پرهصفحهای با لوله تخت

۱-۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

با توجه به تقارنهای موجود از جمله تقارن هندسه، جریان و حرارت در این مساله؛ حوزه محاسباتی حل مطابق با شکل ۲ در نظر گرفته میشود. در نتیجه معادلات حاکم و شرایط مرزی با توجه به حوزه محاسباتی نوشته میشود.



شکل ۲) حوزه محاسباتی مورد بررسی

معادلات حاکم در حوزه محاسباتی به صورت بی بعد نوشته می شود تا بدین ترتیب اعداد بی بعد اثرگذار مساله مشخص شود. به همین علت ابتدا متغیرهای بی بعد مطابق جدول ۱ نوشته می شوند که در آن، ui سرعت ورودی، U بردار سرعت، Ti و Tu به ترتیب دمای ورودی و دمای سطح دیواره لوله، Ts دمای سطح پره، Θ دمای اورودی و دمای سطح دیواره لوله، Ts دمای سطح پره، Θ دمای بی بعد، L طول حوزه محاسباتی، k ضریب انتقال حرارت هدایتی، kr نسبت ضریب انتقال حرارت هدایتی و Dh=4Ac/Pc قطر هیدرولیکی حوزه محاسباتی است که در آن Ac کمترین سطح مقطع و Pc محیطترشده آن است.

با جایگذاری کمیتهای بیبعد جدول ۱، در معادلات حاکم و شرایط مرزی بعددار که به جهت اختصار در اینجا آورده نشده است، معادلات بیبعد بهصورت زیر حاصل میشود.

معادله پيوستگى:

۳۴۴ ابوالفضل یوسفی و علیرضا حسیننژاد ــ

(١)

معادله مومنتوم:

$$(U^*.\nabla^*)U^* = -\nabla^*.p^* + \frac{1}{Re}\nabla^{*2}.U^*, Re = \frac{\rho u_{in}D_h}{\mu}$$
(Y)
and the line of the set of the set

 $\nabla^* U^* = 0$

$$(U^*, \nabla^*)\theta = \frac{1}{RePr} \nabla^* \theta + \frac{Br}{RePr} \varphi^*, \ Br = \frac{\mu u_{in}^2}{k\Delta T}, Pr = \frac{\vartheta}{\alpha}, \ \alpha = \frac{k}{\rho c_p}$$
(*)

معادله انرژی (هدایت) حوزه پره:
$$\nabla^{*2}\theta_{s}=0 \tag{4}$$

که در آنها اعداد بیبعد اثرگذار Re عدد رینولدز، Pr عدد پرانتل و Br عدد برینکمن است.

شرایط مرزی حوزه سیال و حوزه پره بهترتیب مطابق با جداول ۲ و W^* , V^* است. در این جدولها، v^* سرعت بیبعد در جهت محور v^* , and the matrix of the ma

جدول ۱) متغیرهای بیبعد

$p^* = \frac{p}{\rho u_{in}^2}$	$L^* = \frac{L}{D_h}$	$\theta = \frac{T - T_{in}}{T_w - T_{in}}$	$U^* = \frac{U}{u_{in}}$
$\nabla^* = D_h \nabla$	$k_r = \frac{k}{k_s}$	$\theta = \frac{T_s - T_{in}}{T_w - T_{in}}$	-

جدول ۲) شرایط مرزی حوزه سیال

شرط مرزی حدادتہ	شرایط مرزی هیدرودینامیکی	توضيحات	سطوح	رديف
$\theta = 0$	$\frac{u^* = 1, v^* = 0}{0, w^* = 0}$	شرط مرزی ورودی	QPg_1R_1	١
$\frac{\partial\theta}{\partial y^*} = 0$	$\frac{\frac{\partial u^*}{\partial y^*}}{\frac{\partial w^*}{\partial y^*}} = \frac{\frac{\partial v^*}{\partial y^*}}{\frac{\partial w^*}{\partial y^*}} = 0$	شرط مرزی تقارن	Mmoc1, jJkL,EfgH,h 1bCD,QPbh 1,c10Z1n1	۲
$\theta = 1$	$u^* = 0, v^* = 0, w^* = 0$	شرط مرزی عدم لغزش و دما ثابت	DCfE, HgjJ, LknM	٣
$\frac{\partial\theta}{\partial z^*} = 0$	$\frac{\frac{\partial u^*}{\partial z^*}}{\frac{\partial w^*}{\partial z^*}} = \frac{\frac{\partial v^*}{\partial z^*}}{\frac{\partial w^*}{\partial z^*}} = 0$	شرط مرزی تقارن	bcfgjknort	۴
$\frac{\partial\theta}{\partial y^*} = 0$	$\frac{\frac{\partial u^*}{\partial y^*}}{\frac{\partial w^*}{\partial y^*}} = \frac{\frac{\partial v^*}{\partial y^*}}{\frac{\partial w^*}{\partial y^*}} = 0$	شرط مرزی تقارن	g1Rx1d1	۵
-	$p^*=p_0^*$	شرط مرزی خروجی	$z_1n_1d_1x_1\\$	۶

جدول ۳) شرایط مرزی حوزه پره

شرط مرزی حرارتی	توضيحات	سطوح	رديف
$k_r \frac{\partial \theta}{\partial x^*} = \frac{\partial \theta_s}{\partial x^*}$	شرط مرزی مرز مشترک برای دیواره جلو پره	u1h1sB	١
$\frac{\partial \theta_s}{\partial y^*} = 0$	شرط مرزی تقارن	h1u1Dd,cEHh,iJLl, mnc1v	۲
$\theta_s = 1$	شرط مرزی دما ثابت	dDEc, hHJi, lLMm	٣
$\frac{\partial \theta_s}{\partial z^*} = 0$	شرط مرزی تقارن	u1dchilnvW1s	۴
$\frac{\partial \theta_s}{\partial y^*} = 0$	شرط مرزی تقارن	SBb_1W_1	۵
$k_r \frac{\partial \theta}{\partial z^*} = \frac{\partial \theta_s}{\partial z^*}$	شرط مرزی مرز مشترک	$h_1 DEHJLMc_1 b_1 B$	۶
$k_r \frac{\partial \theta}{\partial x^*} = \frac{\partial \theta_s}{\partial x^*}$	شرط مرزی مرز مشترک انتهای پره	$Vc_1W_1b_1$.	Y

در این مطالعه ضریب انتقال حرارت h از رابطه (۵)، ضریب کلبورن از رابطه (۶) و ضریب اصطکاک مطابق با رابطه (۲) مورد بررسی قرار میگیرد.

$$Q = hA\Delta T \to h = \frac{Q}{A\Delta T}, \Delta T = \overline{T}_w - T_{ref}, T_{ref} = T_{in}$$
(Δ)

$$j = \frac{Nu}{Re_{D_h}Pr^{\frac{1}{3}}}, Nu = \frac{hD_h}{k}$$
(8)

$$f = \frac{\Delta p}{1/2\rho u_{in}^2} \frac{D_h}{L}, \ \Delta p = p_{in} - p_{out} \tag{Y}$$

که در آنها، ρ چگالی، μ ویسکوزیته دینامیکی، ν ویسکوزیته سینماتیکی، α ضریب نفوذ، c_p گرمای ویژه، Q مقدار انتقال حرارت، π_w دمای متوسط سطح پره و لوله، A سطح انتقال حرارت، Nu عدد \overline{T}_w ناسلت، L طول کل، Pin فشار در ورودی و Pout فشار در خروجی است.

۳- روش حل عددی و اعتبارسنجی

معادلات حاکم در حوزه محاسباتی با روش عددی حجم محدود حل شدهاند. گسستهسازی معادلات با استفاده از روش اختلاف بالادست مرتبه دوم انجام شده است. برای حل از یک شبکه منظم و ساختاریافته استفاده شده است. برای اعمال فیزیکی شرایط مرزی، حوزه محاسباتی در ورودی و خروجی امتداد داده میشود. با انجام محاسبات گسترده و مقایسه نتایج آنها طول ورودی، Li=Fp و طول خروجی، Lo=160Fp=قرار داده شده است. برای مقایسه بررسیهای انجامشده از خطای نسبی متوسط مطابق با معادله (۹) استفاده شده است.

$$ARE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{n} \frac{|b_i - a_i|}{a_i} \times 100 \tag{9}$$

بهمنظور بررسی عدم وابستگی جوابها به شبکهبندی، عدد ناسلت و ضریب j کلبورن در چهار شبکه مطابق جدول ۴ در رینولدز ۱۲۰۰ محاسبه شده است. حداکثر خطای نسبی متوسط، بین شبکه ۲، ۳ و ۴ برای ضریب j کلبورن ۲۴/۰% و برای عدد ناسلت کمتر از ۴۴/۰% است. لذا برای محاسبات از شبکه ۲ برای کاهش هزینه محاسبات و زمان حل استفاده شده است. همچنین در نمودار ۱، تغییرات سرعت در چهار شبکه رسم شده است؛ مشاهده میشود که حداکثر خطای نسبی بین شبکه ۲، ۳ و ۴ کمتر از ۸۴/۰% است. لذا برای ادامه محاسبات نیز شبکه ۲ انتخاب شده است. همچنین، برای دما ادامه محاسبات نیز شبکه ۲ انتخاب شده است. همچنین، برای دما همین بررسی انجام شده است (که به علت اختصار آورده نشده است).

جدول ۴) اثر شبکههای مختلف بر مقادیر j کلبورن و عدد Nu

عدد Nu	j کلبورن	تعداد سلولها	شبکه
10/02700	°/°I٤°d٦	۶۷۵۹۰	١
١٥/٨٤٧	۰/۰۱٤۸۳۸	٤٩٩٨٥٢	۲
10/913970	∘/∘١٤٨٨٩	1011077	٣
10/917777	۰/۰۱٤٩۰۱	₩٩⋏٢٧₀१	۴

نمودار ۱) بررسی اثر شبکه بر منحنی سرعت u بر حسب y در x=∘/۰۲۵m و z=∘/۰۰۱۲۹۵m

0.015

بهمنظور اطمینان از نتایج و شبکهبندی بهدستآمده به مقایسه نتایج با نتایج پژوهش *وانگ* و همکاران^[12] پرداخته شده است. آنها در پژوهش خود، یک مبادلهکن حرارتی با لولههای دایروی و چیدمان خطی را مورد بررسی قرار دادند. در نمودارهای ۲ و ۳ بهترتیب تغییرات ضریب j کلبورن و ضریب اصطکاک f بر حسب اعداد رینولدز مختلف رسم شده است. مشاهده میشود که خطای نسبی متوسط بین کار حاضر و پژوهش *وانگ* و همکاران^[11] که بهصورت آزمایشگاهی است کمتر از ۱۱% است. دلایل این اختلاف در حل عددی را میتوان غیریکنواختبودن دما در سطح پره و همچنین درنظرنگرفتن ضخامت لوله بیان کرد.



نمودار ۲) مقایسه تغییرات j بر حسب عدد رینولدز حاصل از کار حاضر و *وانگ* و همکاران^[12]



نمودار ۳) مقایسه تغییرات f بر حسب عدد رینولدز بین کار حاضر و *وانگ* و همکاران^[12]

۴- بررسی نتایج

در این مطالعه اثر گام پره، گام عرضی و طولی لوله و همچنین تعداد آن در مبادله کن حرارتی پره صفحه ای با لوله تخت، بر جریان و انتقال حرارت بررسی شده است. نتایج حاصل در دو بخش بیبعد و بعددار ارایه شده است. هدف از ارایه نتایج بعددار، بررسی فیزیکی اثرات این پارامترها است که مستقیماً از نتایج بیبعد حاصل نمی شود.

۱-۴- بررسی نتایج بیبعد

کلیه بررسیهای بیبعد انجامشده برای حالت ۵۰/۳۵ ، R*=۰/۳۷، a1* =۱/۰۵، کلیه بررسیهای بیبعد انجامشده برای حالت Br=۲/۳۱۴E است.

۱-۱-۴- بررسی گام پره بیبعد

نمودارهای ۴ و ۵ بهترتیب تغییرات ضریب j کلبورن و ضریب اصطکاک f را بر حسب عدد رینولدز برای حالت P_x*=۳/۱۹ و P_y*=۱/۶۰ نشان میدهد. مشاهده میشود که با افزایش عدد رینولدز ضرایب j و f کاهش مییابند ولی با افزایش گام پره ضریب j کلبورن، ۱۳۲/۶۸ افزایش و ضریب اصطکاک ۱۳/۵۳% کاهش مییابد.



نمودار ۴) اثر گام پره بیبعد بر ضریب j کلبورن بر حسب اعداد رینولدز مختلف



۲-۱-۴- بررسی گام عرضی بیبعد لوله

ضریب کاهش مییابند. با افزایش گام عرضی بیبعد، ضریب j، ۲۰۳/۸۳% افزایش و ضریب f، ۲۴/۲۲% کاهش مییابد.



نمودار ۶) اثر گام عرضی بیبعد لوله بر ضریب j کلبورن بر حسب اعداد رینولدز مختلف



نمودار ۲) اثر گام عرضی بیبعد لوله بر ضریب f بر حسب اعداد رینولدز مختلف

۳-۱-۴- بررسی گام طولی بیبعد لوله

نمودارهای ۸ و ۹ بهترتیب تغییرات ضرایب j و f را بر حسب عدد رینولدز برای حالت $F_{y}^{*}=1/8$ و $F_{p1}^{*}=0/8$ نشان میدهند. مشاهده میشود که با افزایش عدد رینولدز ضرایب j و f کاهش مییابند. همچنین با افزایش گام طولی بیبعد لوله، ضرایب j و f بهترتیب ۸۴ و ۳۲% کاهش مییابند.



نمودار ۸) اثر گام طولی بیبعد لوله بر ضریب j کلبورن بر حسب اعداد رینولدز مختلف



نمودار ۹) اثر گام طولی بیبعد لوله بر ضریب f بر حسب اعداد رینولدز مختلف

۴-۱-۴- بررسی تعداد گام طولی لوله

نمودارهای ۱۰ و ۱۱ بهترتیب تغییرات ضرایب j و f را در رینولدز ۸۰۰ برای گام طولی بیبعد ۲۸۱۹=*Px بر حسب تعداد گام طولی نشان میدهند. مشاهده میشود که با افزایش تعداد گام طولی لوله، ضرایب j و f کاهش مییابند. با افزایش تعداد گام طولی، تغییرات ضرایب j و f ناچیز شده و تقریباً ثابت میماند.





نمودار ۱۱) اثر تعداد گام طولی لوله بر ضریب f

۲-۴- بررسی نتایج بعددار

 $t_{1=\circ/\circ\circ\circ}m$ تمامی بررسیهای بعددار انجام شده برای حالت، T_w =۳۵۰K و T_{in} =۳۰۰K ، $a_1=\circ/\circ\circ\Lambda$ ۳۳m ، $R=\circ/\circ\circ\Lambda$ ۹۲m

۲-۴-۱ بررسی گام پره بعددار

تغییرات ضریب انتقال حرارت h بر حسب سرعت ورودی در سه گام پره مختلف برای حالت P_x=۰/۰۲۵۴m و P_{y1} =۰/۰۱۲۷۳، نشان میدهد که با افزایش سرعت، ضریب h افزایش یافته ولی با افزایش گام پره، ضریب h، کاهش مییابد (نمودار ۱۲).

در جدول ۵ نیز مشاهده میشود که سطح کلی انتقال حرارت (A) با افزایش گام پره افزایش مییابد. همچنین با توجه به کاهش انتقال حرارت و تغییرات ناچیز اختلاف دما، در نتیجه با توجه به معادله سرمایش نیوتون در معادله (۵)، ضریب h کاهش مییابد. با افزایش گام پره، h حداکثر ۱۳% کاهش مییابد.

تغییرات انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی در گامهای مختلف پره، نشان میدهد که با افزایش سرعت، انتقال حرارت افزایش مییابد (نمودار ۱۳). همچنین با افزایش گام پره، مقدار انتقال حرارت کاهش مییابد؛ به این علت که با افزایش گام پره، تعداد پره بر واحد طول کاهش یافته و در نتیجه مقدار انتقال حرارت کاهش مییابد. با افزایش گام پره بهطور میانگین انتقال حرارت ۲/۲% کاهش یافته است.

تغییرات کار پمپ $w_p = m\Delta p/\rho$ در سرعتهای ورودی مختلف در نمودار ۱۴ نشان داده میشود. مشاهده میشود که با افزایش سرعت، کار پمپ به دلیل افزایش افت فشار، افزایش مییابد. ولی در یک سرعت ثابت با افزایش گام پره، کار پمپ کاهش مییابد؛ به این علت که با افزایش گام پره، افت فشار کاهش یافته در حالی که دبی جرمی عبوری افزایش مییابد، اما مقدار کاهش افت فشار قابل توجهتر از افزایش دبی جرمی بوده، لذا کار پمپ کاهش مییابد. با افزایش گام پره، کار یمپ حداکثر ۶۵% کاهش مییابد.

تغییرات عملکرد حرارتی Q/w_p بر حسب سرعت ورودی در گامهای مختلف پره در نمودار ۱۵، نشان میدهد که با افزایش سرعت، عملکرد حرارتی کاهش یافته ولی در یک سرعت مشخص، عملکرد حرارتی با افزایش گام پره افزایش مییابد. با افزایش گام پره، أفت فشار کاهش یافته و در نتیجه کار پمپ کاهش مییابد. با افزایش توجه به تعریف، مقدار عملکرد حرارتی افزایش مییابد. با افزایش گام پره، عملکرد حرارتی حداکثر ۲۵% افزایش مییابد.



نمودار ۱۲) اثر گام پره بعددار بر ضریب انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی

بررسی عددی اثرات گام پره، گامهای عرضی، طولی و تعداد آن در یک مبادله کن حرارتی پره صفحهای با لوله تخت ۳۴۷ جدول ۵) ضریب انتقال حرارت در گامهای مختلف پره برای سرعت ورودی

 $u_{in}=1/18$ m/s

F _{p1} (m)	Q (W)	A (m ²)	ΔT (K)	h
٥/٠٠١٢۵	۱/۸۰۹	۰/۰۰۰۹۱۲۹۵	۴Y/9。	41/48
۰/۰۰۲۵	١/٧٣۶	৽/৽৽৽ঀ৾৾৾৻৴৾ঀ	41/91	WF/FF
٥/٠٠۵	١/٧۶٩	°/0011747	۴۸/۰۱	<u> </u>



نمودار ۱۳) اثر گام پره بعددار بر ضریب انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی



نمودار ۱۴) اثر گام پره بر کار پمپ بر حسب سرعت ورودی



نمودار ۱۵) اثر گام پره بعددار بر عملکرد حرارتی بر حسب سرعت ورودی

۳۴۸ ابوالفضل یوسفی و علیرضا حسیننژاد. ۲-۲-۴- بررسی گام عرضی لوله



نمودار ۱۶) اثر گام عرضی بعددار لوله بر ضریب انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی

تغییرات انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی در گامهای عرضی مختلف در نمودار ۱۷ نشان داده میشود. مشاهده میشود که با افزایش سرعت، انتقال حرارت افزایش یافته: همچنین در یک سرعت معین انتقال حرارت افزایش مییابد. با افزایش گام عرضی لوله با توجه به شکل ۲، سطح پره نیز افزایش مییابد، در نتیجه سطح بیشتری در تماس با سیال سرد قرار میگیرد که سبب افزایش انتقال حرارت میشود. با افزایش گام عرضی لوله، بیشترین مقدار افزایش انتقال حرارت ۳۴۱% است.



نمودار ۱۷) اثر گام عرضی بعددار لوله بر انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی

تغییرات عملکرد حرارتی Q/w_p بر حسب سرعت ورودی در گامهای عرضی مختلف لوله بیانگر این است که با افزایش سرعت، عملکرد حرارتی کاهش یافته ولی در یک سرعت معین، عملکرد حرارتی افزایش مییابد (نمودار ۱۸). با افزایش گام عرضی نیز کار پمپ و انتقال حرارت افزایش مییابد، اما افزایش انتقال حرارت موثرتر از افزایش انتقال حرارت است. بنابراین با توجه به تعریف، مقدار عملکرد حرارتی افزایش مییابد و حداکثر افزایش عملکرد حرارتی با افزایش گام عرضی لوله، ۲۵۵% است.

در نمودار ۱۹، تغییرات کار پمپ بر حسب سرعت ورودی در گامهای متفاوت عرضی لوله نشان داده میشود. با افزایش سرعت، کار پمپ افزایش یافته همچنین در یک سرعت معین، کار پمپ افزایش مییابد. با افزایش گام عرضی، اُفت فشار کاهش یافته ولی دبی جرمی عبوری از سطح مقطع ورودی افزایش مییابد، لذا باتوجه به جرمی عبوری از سطح مقطع ورودی افزایش مییابد، لذا باتوجه به مییابد. حداکثر افزایش کار پمپ در یک سرعت مشخص ۳۳% است.



نمودار ۱۸) اثر گام عرضی بعددار لوله بر عملکرد حرارتی بر حسب سرعت ورودی



نمودار ۱۹) اثر گام عرضی بعددار لوله بر کار پمپ بر حسب سرعت ورودی

۳-۲-۴- بررسی گام طولی لوله

در نمودار ۲۰، تغییرات ضریب h بر حسب سرعت ورودی در گامهای طولی متفاوت برای حالت P_{y1}=۰/۰۱۲۷m و P_z=۰/۰۰۲۵۹m نشان

داده میشود. با افزایش سرعت، مقادیر h افزایش مییابد ولی در یک سرعت معین با افزایش گام طولی، مقادیر h کاهش مییابد. با افزایش گام طولی، فاصله لولهها از یکدیگر بیشتر شده و در نتیجه سطح طولی پره بیشتر میشود. به علت افزایش فاصله لولهها از یکدیگر اختلاط سیال سرد ورودی و سیال گرم اطراف لولهها کمتر شده و در نتیجه مقدار انتقال حرارت کاهش مییابد و با توجه به معادله (۵)، مقدار h کاهش مییابد. با افزایش گام طولی لوله، حداکثر کاهش ضریب ۸۴ h است.

تغییرات انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی در گامهای طولی مختلف، نشان میدهد که با افزایش سرعت، انتقال حرارت افزایش یافته ولی در یک سرعت مشخص با افزایش گام طولی انتقال حرارت کاهش مییابد (نمودار ۲۱). این امر به دلیل این است که با افزایش گام طولی، گردابههای ضعیفتری در پشت لولهها تشکیل شده و اختلاط سیال سرد ورودی با سیال گرم اطراف لوله کاهش مییابد و این خود سبب کاهش انتقال حرارت میشود. حداکثر کاهش انتقال حرارت با افزایش گام طولی لوله، ۲۱% است.



نمودار ۲۰) اثر گام طولی بعددار لوله بر ضریب انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی



نمودار ۲۱) اثر گام طولی بعددار لوله بر ضریب انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی

تغییرات کار پمپ بر حسب سرعت ورودی در گامهای طولی مختلف در نمودار ۲۲، نشان میدهد که با افزایش سرعت، کار پمپ افزایش مییابد. یافته و همچنین با افزیش گام طولی لوله، کار پمپ افزایش مییابد. در یک سرعت معین کار پمپ افزایش مییابد. با افزایش گام طولی لوله، طول کلی حوزه محاسباتی افزایش مییابد و این خود سبب افزایش افت فشار میشود، در صورتی که دبی جرمی عبوری ثابت است که در نتیجه کار پمپ افزایش مییابد. با افزایش گام طولی، کار پمپ حداکثر ۳۷% افزایش مییابد.

تغییرات عملکرد حرارتی بر حسب سرعت ورودی برای گامهای طولی متفاوت در نمودار ۲۳ نشان میدهد که با افزایش سرعت، عملکرد حرارتی کاهش یافته و همچنین در یک سرعت معین با افزایش گام طولی نیز عملکرد کاهش مییابد. با توجه به اینکه کار پمپ افزایش و انتقال حرارت کاهش مییابد، در نتیجه عملکرد حرارتی کاهش مییابد. حداکثر کاهش عملکرد حرارتی، ۲۹% است.



نمودار ۲۲) اثر گام عرضی بعددار لوله بر کار پمپ بر حسب سرعت ورودی



نمودار ۲۳) اثر گام طولی بعددار لوله بر عملکرد حرارتی بر حسب سرعت ورودی

۲-۲-۴ بررسی اثر گام طولی بر کانتور دما، سرعت و خطوط جریان اثر گام طولی بر کانتور دما، کانتور سرعت و خطوط جریان بررسی شده و به جهت اختصار، آنها تنها در P_x=۰/۰۲۵۴m بهترتیب در

۳۵۰ ابوالفضل یوسفی و علیرضا حسیننژاد

شکلهای ۳ و ۴ و نمودار ۲۴ در سرعت uin=۱/۱۶ m/s ارایه شده است.



شکل ۳) کانتور دما در P_x=۰/۰۲۵۴m و سرعت P_x=۰/۱۶m/s



شکل ۴) کانتور سرعت در Px=0/0۲۵۴m و Px=0/۱۶m/s



نمودار ۲۴) خطوط جریان در P_x=۰/۰۲۵٤m و P_x=۰/۱٦m/s

نتایج حاصل از بررسی اثر گام طولی بر کانتور دما نشان میدهد که با افزایش گام طولی، اختلاف دما بین سطح گرم لولهها و هوای سرد ورودی کمتر شده است. همچنین تغییرات دما در نزدیکی سطح لولهها بیشتر است و هرچه به مرکز نزدیکتر شده تغییرات دما کمتر میشود.

نتایج حاصل از بررسی اثر گام طولی بر کانتور سرعت نشان میدهد که با افزایش گام طولی فاصله لولهها از یکدیگر بیشتر شده و گرادیان سرعت کاهش مییابد. همچنین، سرعت در جایی که لوله وجود دارد، دارای کمترین سطح مقطع و بیشترین سرعت است. در پشت لولهها به علت تغییر ناگهانی سطح مقطع، گردابه ایجاد شده و سرعت سیال به دلیل افزایش سطح، کاهش مییابد. با نزدیکشدن به لولهها سرعت کاهش یافته و روی آنها به علت شرط عدم لغزش سرعت صفر میشود.

نتایج حاصل از بررسی اثر گام طولی بر خطوط جریان نشان میدهد که بعد از لولهها به علت تغییر سطح مقطع جریان، گردابه ایجاد شده که در نمودار ۲۵، بزرگنمایی آن نشان داده شده است. گردابههای ایجادشده در پشت لولهها باعث میشود که اختلاط جریان افزایش یابد و سبب افزایش انتقال حرارت شود. با افزایش گام طولی، گردابههای ایجادشده در پشت لولهها بزرگتر میشود

ولی به دلیل ضعیفترشدن در طی حرکت در بین دو لوله به دلیل افزایش طول، باعث کاهش انتقال حرارت میشود.



نمودار ۲۵) بزرگنمایی خطوط جریان در ناحیه مستطیلی شکل ۲۸

۴-۲-۴- بررسی تعداد گام طولی لوله

در نمودار ۲۶، مقدار h بر حسب تعداد گامهای طولی برای حالت P_x مقدار h بر حسب تعداد گامهای طولی برای حالت P_x و P_x -«/۰۵۵۳ در سرعت uin=۱/۵۵۳/s نشان میدهد که با افزایش تعداد گام طولی، ضریب h کاهش مییابد. این امر به این دلیل است که با افزایش تعداد گام طولی، ضریب گام طولی در یک مقدار ثابت P_x -«/۰۵۴۳ طول کلی مبادله کن گام طولی در یک مقدار ثابت P_x -«/۰۵۴۳ طول کلی مبادله کن افزایش مییابد. همچنین به علت افزایش سطوح گرم لوله، دمای میانگین سطوح بیشتر شده که سبب افزایش دمای سیال میشود. میانگین سطوح بیشتر شده که سبب افزایش دمای سیال میشود. از طرفی با توجه به اینکه سطح انتقال حرارت افزایش سطح، نتیجه مقدار انتقال حرارت افزایش سطح، (۵)، مقدار h کاهش مییابد.



نمودار ۲۶) اثر تعداد گام طولی بر ضریب انتقال حرارت بر حسب تعداد گام طولی

مقدار انتقال حرارت بر حسب تعداد گام طولی لوله در نمودار ۲۷ نشان داده میشود. مشاهده میشود که با افزایش تعداد گام طولی، مقدار انتقال حرارت به دلیل زیادشدن تعداد سطوح گرم لوله و به تبع آن افزایش دمای میانگین، مقدار انتقال حرارت افزایش مییابد. همچنین مشاهده میشود که شیب افزایش انتقال حرارت با افزایش تعداد گام طولی کاهش مییابد. بهطور مثال افزایش نرخ انتقال حرارت بین ۴۴ و ۵۰ گام طولی، ۱/۱۷% است، در حالیکه در تعداد گامهای کم، نرخ افزایش Q بیشتر است. لذا در انتخاب مبادلهکن با توجه به مقدار انتقال حرارت مورد نیاز، تعداد گام طولی مناسب انتخاب میشود. افزایش تعداد گام لوله از ۲۸ به ۵۰، حداکثر ۲/۵%

سبب افزایش انتقال حرارت میشود که با توجه به افزایش افت فشار، کار یمپ و هزینههای ساخت، بیشتر از ۲۸ گام طولی در این هندسه است و گام طولی توصیه نمیشود.

کار پمپ بر حسب تعداد گام طولی نشان میدهد که با افزایش تعداد گام طولی، کار یمپ به علت افزایش طول کلی مبدل و همچنین افزایش اُفت فشار، افزایش مییابد(نمودار ۲۸).

مقدار عملکرد حرارتی بر حسب تعداد گام طولی لوله نیز نشان میدهد که حداکثر عملکرد حرارتی در این نوع مبادلهکن در ۵ گام است(نمودار ۲۹). به طور نسبی میتوان گفت تعداد ۵ گام طولی، حالت بهینه از نظر عملکرد حرارتی است. به این معنی که برای گام طولی $P_{x=0/0}$ و این نوع مبادله کن از نظر عمکرد حرارتی $P_{x=0/0}$ بیشتر از ۵ گام طولی توصیه نمیشود و با افزایش تعداد گام طولی عملكرد حرارتي كاهش مي يابد.



نمودار ۲۷) اثر تعداد گام طولی بر انتقال حرارت بر حسب تعداد گام طولی



نمودار ۲۸) اثر تعداد گام طولی بر کار پمپ بر حسب تعداد گام طولی



نمودار ۲۹) اثر تعداد گام طولی بر عملکرد حرارتی بر حسب تعداد گام طولی

۵- نتیجهگیری

در این مطالعه اثر گام یره، گام عرضی لوله، گام طولی لوله و تعداد ردیف لوله در مبادله کن حرارتی پرهصفحهای و لوله تخت بر انتقال حرارت و عملکرد حرارتی بررسی شد. مطالعات بیبعد نشان داد که با افزایش گام یره بیبعد، ضریب j کلبورن ۱۳۸/۳۸% افزایش و ضریب اصطکاک f ۱۳/۵۳ کاهش مییابد. همچنین افزایش گام عرضی لوله سبب ۲۰۳/۸۳% افزایش ضریب j و ۲۴/۲۲% کاهش ضریب f میشود. با افزایش گام طولی لوله ضرایب j و f بهترتیب ۸۴ و ۳۲% کاهش مییابند. همچنین، افزایش تعداد گام طولی لوله سبب کاهش ضرایب j و f می شود.

بررسیهای بعددار نشان داد که با افزایش گام یره، مقدار انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت بهترتیب حداکثر ۲/۲ و ۱۳% کاهش و عملکرد حرارتی حداکثر ۲۵% افزایش مییابد. افزایش گام عرضی لوله باعث افزایش انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت بهترتیب حداکثر ۳۴۱ و ۱۶۰% می شود. همچنین عملکرد حرارتی، حداکثر ۲۵۵% افزایش مییابد. افزایش گام طولی لوله، حداکثر سبب ۷۱% کاهش انتقال حرارت و ۲۹% کاهش عملکرد حرارتی میشود. همچنین، ضریب انتقال حرارت حداکثر ۸۴% کاهش مییابد. با افزایش تعداد گام طولی، N، انتقال حرارت افزایش مییابد ولی در N>۲۸ تغییر محسوسی در افزایش انتقال حرارت مشاهده نمی شود، بنابراین از نظر انتقال حرارت، N>۲۸ پیشنهاد نمی شود. بیشترین عملکرد حرارتی در N=۵ حاصل می شود و در N<۵ عملکرد حرارتی كاهش مىيابد.

تشکر و قدردانی: از مسئولین دانشگاه سیستان و بلوچستان (که این تحقیق در آنجا انجام شده است) تشکر میشود.

تاییدیه اخلاقی: در نگارش این مقاله تمامی اصول اخلاقی و قانونی نشر مقالات علمی رعایت شده است و نتایج آن بخشی از پایاننامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک است.

تعارض منافع: با توجه به اینکه نتایج این تحقیق مستخرج از یایاننامه آقای *ابوالفضل یوسفی*، فارغالتحصیل دانشگاه سیستان و بلوچستان است، منافع این تحقیق متعلق به این دانشگاه است.

سهم نویسندگان: ابوالفضل یوسفی (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی (۵۰%)؛ علیرضا حسیننژاد (نویسنده دوم)، روششناس/پژوهشگر اصلی (۵۰%)

منابع مالی: تحت حمایت دانشگاه سیستان و بلوچستان بوده است.

۶- فهرست علايم

قطر هیدرولیکی (m)	D_h
ضریب متوسط انتقال حرارت جابجایی (Wm ⁻² K ⁻¹)	h
ضرب هدایت جراتی (Wm-1K-1)	k

- طول حوزہ محاسباتی (m) L
 - تعداد گام طولی
 - Ν Р فشار (kgm⁻¹s⁻²)
 - Pr
 - عدد پرانتل

tubes between parallel plates. Journal of Mechanical Engineering and Sciences. 2012;3:271-280.

5-Yaïci W, Ghorab M, Entchev E. 3D CFD study of the effect of inlet air flow maldistribution on plate-fin-tube heat exchanger design and thermal-hydraulic performance. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016;101:527-541.

6- Lu CW, Huang JM, Nien WC, Wang CC. A numerical investigation of the geometric effects on the performance of plate finned-tube heat exchanger. Energy Conversion and Management. 2011;52(3):1638-1643.

7- Han H, He YL, Li YS, Wang Y, Wu M. A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013;65:686-695.

8- ŞahinHM, Dal AR, Baysal E. 3-D numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger. Applied Thermal Engineering. 2007;27(11-12):1806-1816.

9- Qian Z. Wang Q, Cheng J. Analysis of heat and resistance performance of plate fin-and-tube heat exchanger with rectangle-winglet vortex generator. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018;124:1198-1211.

10- Song KW, Wang Y, Zhang Q, Wang LB, Liu YJ. Numerical study of the fin efficiency and a modified fin efficiency formula for flat tube bank fin heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2011;54(11-12):2661-2672.

11- Delač B, Trp A, Lenić K. Numerical investigation of heat transfer enhancement in a fin and tube heat exchanger using vortex generators. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2014;78:662-669.

12- Wang CC, Chang YJ, Hsieh YC, Lin YT. Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins. International Journal of Refrigeration. 1996;19(4):223-230.

۳۵۱ ابوالفضل یوسفی و	عليرضا حسيننژاد ــــــــــــــــــــــــــــــــــــ
Re	عدد رينولدز
Т	دما (K)
U	بردار سرعت
ث $u_{ m in}$	سرعت (ms ⁻¹)
علايم يونانى	
μ	لزجت دینامیکی (kgm ⁻¹ s ⁻¹)
ρ	چگالی (kgm ⁻³)
θ	لزجت سینماتیکی (m²s-1)
بالانويسها	
*	کمیت بیبعد
زيرنويسها	
in	ورودى
ref	مرجع
W	سطح دیواره (سطح لوله و پره)

منابع

1- Tahseen TA, Ishak M, Rahman MM. Performance predictions of laminar heat transfer and pressure drop in an in-line flat tube bundle using an adaptive neuro-fuzzy inference system (ANFIS) model. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2014;50:85-97.

2- Bahaidarah HMS, Anand NK, Chen HC. A numerical study of fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications. 2005;48(4):359-385.

3- Benarji N, Balaji C, Venkateshan SP. Unsteady fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes. Heat and Mass Transfer. 2008;44:445-461.

4- Tahseen TA, Ishak M, Rahman MM. A numerical study of forced convection heat transfer over a series of flat