



Numerical Investigation of the Effects of Fin Pitch, Transverse, and Longitudinal Pitches 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 Pitches 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

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

ابوالفضل یوسفی MSc

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

علیرضا حسین‌نژاد PhD*

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

چکیده

در کار حاضر اثرات گام پره، گام‌های عرضی و طولی لوله و همچنین تعداد گام طولی در یک مبادله‌کن 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 بی‌بعد نشان داد که افزایش گام پره سبب $132/68\%$ افزایش ضریب ز کلبورن و $13/03\%$ کاهش ضریب اصطکاک f می‌شود. همچنین افزایش گام عرضی باعث $203/83\%$ افزایش ضریب z و $24/22\%$ کاهش ضریب f می‌شود. با افزایش گام طولی لوله، ضریب z 84% و ضریب f 32% کاهش می‌یابد. نتایج بعدار نشان داد که با افزایش گام پره مقدار انتقال حرارت $2/2\%$ کاهش و عملکرد حرارتی، Q/W_p ، 70% افزایش می‌یابد. افزایش گام عرضی لوله، باعث افزایش انتقال حرارت و عملکرد حرارتی به ترتیب 341% و 200% می‌شود. افزایش گام طولی لوله سبب 71% کاهش انتقال حرارت و 79% کاهش عملکرد حرارتی می‌شود. افزایش تعداد گام طولی لوله، N ، سبب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود؛ ولی برای $N > 28$ تغییر محسوس در افزایش انتقال حرارت مشاهده نمی‌شود. بنابراین از نظر انتقال حرارت، $N > 28$ پیشنهاد نمی‌شود. بیشترین عملکرد حرارتی در $N = 5$ حاصل می‌شود و در $N > 5$ عملکرد حرارتی کاهش می‌یابد.

کلیدواژه‌ها: پره صفحه‌ای، لوله تخت، مبادله‌کن حرارتی، تعداد، گام طولی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۹/۱۱

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۲/۲۹

*نویسنده مسئول: nezhad@hamoon.usb.ac.ir

۱- مقدمه

مبادله‌کن حرارتی ترکیبی از اجزاء است که انتقال گرما بین دو یا چند سیال را فراهم می‌کند. مبادله‌کن‌های حرارتی صفحه‌لوله نوعی از مبادله‌کن‌های حرارتی فشرده هستند که از تعدادی پره صفحه‌ای در سمت گاز که معمولاً عمود بر لوله‌ها هستند، تشکیل شده‌اند. مبادله‌کن‌های 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 به صورت دوبعدی و به روش عددی بررسی کرده‌اند. از جمله، تاسین و همکاران [1] با فرض جریان هوای عبوری از روی دسته لوله‌ها به صورت آرام، دایم و تراکم‌ناپذیر، انتقال حرارت و اُفت 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 اُفت فشار به ترتیب $1/9$ و $2/97\%$ است.

بهاید/را و همکاران [2] با فرض جریان آرام، دایم 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 اُفت 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 به طور 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 z و نسبت طول بهینه 4 ، 5 و 6 در مقایسه با چیدمان مثلثی با نسبت ارتفاع 5 و نسبت طول 5 ، 6 و 7 بیشتر است، اما اُفت فشار افزایش می‌یابد.

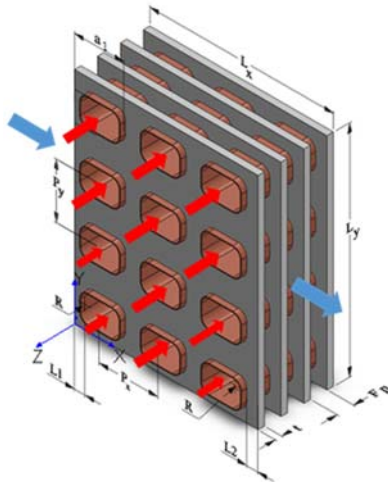
تاسین و همکاران [4] با در نظر گرفتن سه ردیف لوله و چیدمان خطی در میان کانال دوبعدی و فرض جریان آرام، دایم و تراکم‌ناپذیر اثر عدد رینولدز و گام طولی را بر جریان و انتقال حرارت بررسی کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت و گردابه‌های ایجاد شده در پشت لوله‌ها افزایش می‌یابد. همچنین، مقدار عدد ناسلت بر لوله اول نسبت به سایر لوله‌ها بیشتر است.

تعدادی از محققان در مبادله‌کن لوله-پره صفحه‌ای جریان و انتقال حرارت را به صورت سه‌بعدی با فرض ضخامت پره و با روش عددی بررسی کرده‌اند. از جمله، یایچی و همکاران [5] با در نظر گرفتن لوله دایروی و چیدمان متقاطع و فرض جریان هوای آرام، دایم و غیریکنواخت اثر توزیع نامناسب هوای ورودی، تغییر گام پره، 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 $(Q/\Delta p)$ 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 پره به ترتیب 70% ، $66-60$ ، $50-70$ ، $66-60$ و 70% افزایش می‌یابد.

لو و همکاران [6] با در نظر گرفتن دو ردیف لوله دایروی و چیدمان متقاطع، با فرض جریان هوای آرام، دایم 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 در نظر گرفتن 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 ثابت ماندن قطر هیدرولیکی، لوله بیضوی پره‌دار عملکرد انتقال حرارت بهتر و اُفت فشار کمتری نسبت به لوله دایروی دارد. همچنین، عملکرد انتقال حرارت با لوله

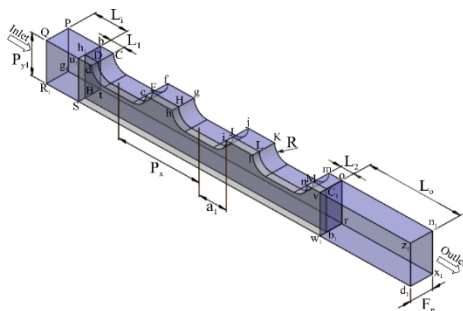
و عرضی لوله و همچنین تعداد آن بر جریان سیال و انتقال حرارت مبادله‌کن حرارتی بررسی می‌شود.



شکل ۱) مبادله‌کن حرارتی پره صفحه‌ای 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 بی‌بعد نوشته می‌شود تا بدین ترتیب اعداد بی‌بعد اثرگذار مساله مشخص شود. به همین علت ابتدا متغیرهای بی‌بعد مطابق جدول ۱ نوشته می‌شوند که در آن، u_{in} سرعت ورودی، U بردار سرعت، T_{in} و T_w به ترتیب دمای ورودی و دمای سطح دیواره لوله، T_s دمای سطح پره، θ دمای بی‌بعد، L طول حوزه محاسباتی، k ضریب انتقال حرارت هدایتی، k_r نسبت ضریب انتقال حرارت هدایتی و $D_h = 4A_c/P_c$ قطر هیدرولیکی حوزه محاسباتی است که در آن A_c کمترین سطح مقطع و P_c محیط‌تر شده 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 به صورت زیر حاصل می‌شود.

معادله پیوستگی:

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 در نظر گرفتن لوله بیضوی بین دو صفحه موازی و فرض جریان آرام، دائم و تراکم‌ناپذیر اثر تغییر زاویه پره را بر انتقال حرارت و اُفت فشار بررسی کردند. ایشان به این نتیجه رسیدند که زاویه بهینه 30° درجه است که مقدار انتقال حرارت و اُفت فشار افزایش یافته ولی در این زاویه درصد افزایش انتقال حرارت نسبت به اُفت 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 در نظر گرفتن 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. سلنگ 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 جابجایی متوسط و محلی بررسی کرده و آنها را با هم مقایسه کردند. ایشان به این نتیجه رسیدند که در هر مرحله با ثابت ماندن سایر 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.

دیلک و همکاران [11] با در نظر گرفتن 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 10° درجه مولد گردابه حالت بهینه از نظر اُفت فشار است. ولی در این تحقیق، در یک مبادله‌کن حرارتی پره صفحه‌ای 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، به صورت عددی و سه‌بعدی بررسی می‌شود.

۲- تعریف مساله

در مساله حاضر یک مبادله‌کن حرارتی پره صفحه‌ای با مقطع لوله تخت مطابق شکل ۱ بررسی می‌شود. در این شکل P_x گام طولی لوله، P_y گام عرضی لوله، $L_1=L_2=(P_x-a)/2$ نصف فاصله لوله‌ها از یکدیگر، F_p گام پره، t ضخامت پره، a طول لوله تخت و R شعاع انحنای لوله تخت است. تعداد لوله‌ها در دو راستای عمود بر جریان زیاد است. جریان هوای ورودی آرام، دائم و تراکم‌ناپذیر و چیدمان لوله‌ها خطی است. هوا با سرعت u_{in} و دمای T_{in} وارد مبادله‌کن می‌شود و همچنین سطح لوله در دمای ثابت T_w قرار دارد و فشار خروجی P_0 است. در این مطالعه اثر تغییر گام پره، گام‌های طولی

در این مطالعه ضریب انتقال حرارت h از رابطه (۵)، ضریب کلبورن از رابطه (۶) و ضریب اصطکاک مطابق با رابطه (۷) مورد بررسی قرار می‌گیرد.

$$Q = hA\Delta T \rightarrow h = \frac{Q}{A\Delta T}, \Delta T = \bar{T}_w - T_{ref}, T_{ref} = T_{in} \quad (5)$$

$$j = \frac{Nu}{ReD_h Pr^3}, Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (6)$$

$$f = \frac{\Delta p}{1/2\rho u_{in}^2} \frac{D_h}{L}, \Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (7)$$

که در آنها، ρ چگالی، μ ویسکوزیته دینامیکی، ν ویسکوزیته سینماتیکی، α ضریب نفوذ، c_p گرمای ویژه، Q مقدار انتقال حرارت، \bar{T}_w دمای متوسط سطح پره و لوله، A سطح انتقال حرارت، Nu عدد ناسلت، L طول کل، P_{in} فشار در ورودی و P_{out} 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، $L_i = F_p$ و طول خروجی، $L_o = 160F_p$ قرار داده شده است. برای مقایسه بررسی‌های انجام‌شده از خطای نسبی متوسط مطابق با معادله (۹) استفاده شده است.

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

به‌منظور بررسی عدم وابستگی جواب‌ها به شبکه‌بندی، عدد ناسلت و ضریب z 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 z کلبورن ۴۳٪ و برای عدد ناسلت کمتر از ۴۴٪ 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 ۴۸٪ است. لذا برای 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 z کلبورن و عدد Nu

شبكة	تعداد سلول‌ها	z کلبورن	عدد Nu
۱	۶۷۵۹۰	۰/۰۱۴۰۹۶	۱۰/۰۵۴۶۰
۲	۴۹۹۸۵۲	۰/۰۱۴۸۳۸	۱۰/۸۴۷۰۰
۳	۱۰۱۱۰۷۶	۰/۰۱۴۸۸۹	۱۰/۹۱۳۹۷
۴	۳۹۸۲۷۰۴	۰/۰۱۴۹۰۱	۱۰/۹۱۶۷۲۷

$$\nabla^* \cdot U^* = 0 \quad (1)$$

معادله مومنوم:

$$(U^* \cdot \nabla^*) U^* = -\nabla^* \cdot p^* + \frac{1}{Re} \nabla^{*2} U^*, Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (2)$$

معادله انرژی حوزه سیال:

$$(U^* \cdot \nabla^*) \theta = \frac{1}{RePr} \nabla^* \theta + \frac{Br}{RePr} \phi^*, Br = \frac{\mu u_{in}^2}{k\Delta T}, Pr = \frac{\rho c_p}{k} \quad (3)$$

معادله انرژی (هدایت) حوزه پره:

$$\nabla^{*2} \theta_s = 0 \quad (4)$$

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 ۳ است. در این جدول‌ها، v^* سرعت بی‌بعد در جهت محور y^* ، w^* سرعت بی‌بعد در جهت محور z^* و p_0^* فشار استاتیکی در خروجی است.

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

ردیف	سطوح	توضیحات	شرایط مرزی هیدرودینامیکی	شرایط مرزی حرارتی
۱	QPg ₁ R ₁	شرط مرزی ورودی	$u^* = 1, v^* = 0, w^* = 0$	$\theta = 0$
۲	Mmoc ₁ , j kL,EfgH,h ₁ bCD,QPbh ₁ ,c ₁ oZ ₁ n ₁	شرط مرزی تقارن	$\frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = \frac{\partial w^*}{\partial y^*} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y^*} = 0$
۳	DCFE, HgjJ, LknM	شرط مرزی عدم لغزش و دما ثابت	$u^* = 0, v^* = 0, w^* = 0$	$\theta = 1$
۴	bcfgjknort	شرط مرزی تقارن	$\frac{\partial u^*}{\partial z^*} = \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial z^*} = 0$
۵	g ₁ Rx ₁ d ₁	شرط مرزی تقارن	$\frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = \frac{\partial w^*}{\partial y^*} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y^*} = 0$
۶	z ₁ n ₁ d ₁ x ₁	شرط مرزی خروجی	$p^* = p_0^*$	-

جدول ۳) شرایط مرزی حوزه پره

ردیف	سطوح	توضیحات	شرایط مرزی حرارتی
۱	u ₁ h ₁ sB	شرط مرزی مرز مشترک برای دیواره جلو پره	$k_r \frac{\partial \theta}{\partial x^*} = \frac{\partial \theta_s}{\partial x^*}$
۲	h ₁ u ₁ Dd,cEHH,i JL, mnC ₁ v	شرط مرزی تقارن	$\frac{\partial \theta_s}{\partial y^*} = 0$
۳	dDEc, hHJi, LLm	شرط مرزی دما ثابت	$\theta_s = 1$
۴	u ₁ dchilnvW ₁ s	شرط مرزی تقارن	$\frac{\partial \theta_s}{\partial z^*} = 0$
۵	SBb ₁ W ₁	شرط مرزی تقارن	$\frac{\partial \theta_s}{\partial y^*} = 0$
۶	h ₁ DEHJLMc ₁ b ₁ B	شرط مرزی مرز مشترک	$k_r \frac{\partial \theta}{\partial z^*} = \frac{\partial \theta_s}{\partial z^*}$
۷	Vc ₁ W ₁ b ₁	شرط مرزی مرز مشترک انتهای پره	$k_r \frac{\partial \theta}{\partial x^*} = \frac{\partial \theta_s}{\partial x^*}$

۴- بررسی نتایج

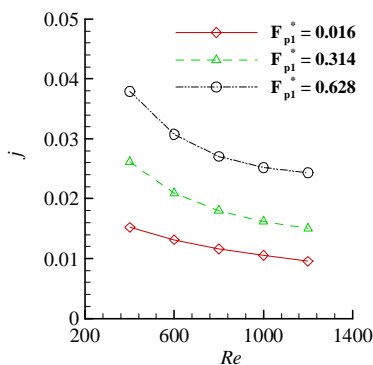
در این مطالعه اثر گام پره، گام عرضی و طولی لوله و همچنین تعداد آن در مبادله‌کن حرارتی پره صفحه‌ای با لوله تخت، بر جریان و انتقال حرارت بررسی شده است. نتایج حاصل در دو بخش بی‌بعد و بعددار ارائه شده است. هدف از ارائه نتایج بعددار، بررسی فیزیکی اثرات این پارامترها است که مستقیماً از نتایج بی‌بعد حاصل نمی‌شود.

۴-۱- بررسی نتایج بی‌بعد

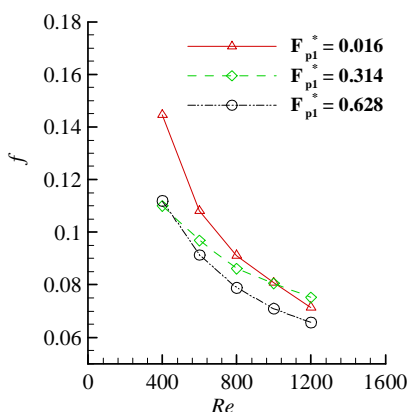
کلیه بررسی‌های بی‌بعد انجام شده برای حالت $a_1^* = 1/0.5$ ، $R^* = 0.37$ ، $L_0^* = 50/25$ ، $L_i^* = 2/51$ و $t_1^* = 0/0.1$ و $Br = 2/314E-5$ است.

۴-۱-۱- بررسی گام پره بی‌بعد

نمودارهای ۴ و ۵ به ترتیب تغییرات ضریب f و ضریب اصطکاک f را بر حسب عدد رینولدز برای حالت $P_x^* = 3/19$ و $P_y^* = 1/60$ نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز ضرایب f و f کاهش می‌یابند ولی با افزایش گام پره ضریب f و f افزایش و ضریب اصطکاک f و f کاهش می‌یابد.



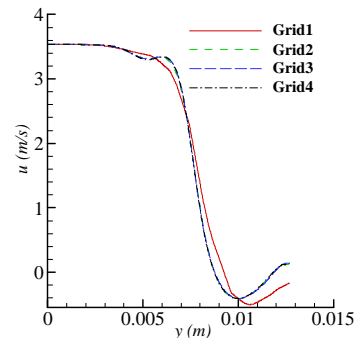
نمودار (۴) اثر گام پره بی‌بعد بر ضریب f بر حسب اعداد رینولدز مختلف



نمودار (۵) اثر گام پره بی‌بعد بر ضریب f بر حسب اعداد رینولدز مختلف

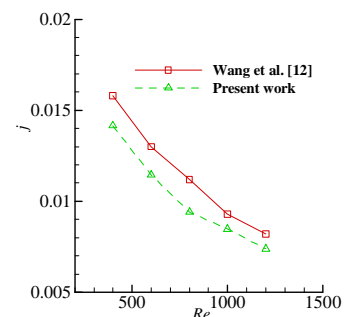
۴-۱-۲- بررسی گام عرضی بی‌بعد لوله

نمودارهای ۶ و ۷ به ترتیب تغییرات ضرایب f و f را بر حسب عدد رینولدز در چهار گام عرضی برای حالت $P_x^* = 3/19$ ، $F_{p1}^* = 0/0.314$ نشان می‌دهند که مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز هر دو

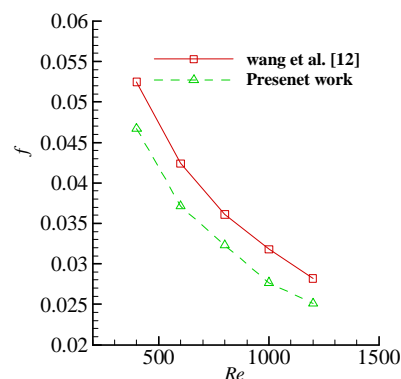


نمودار (۱) بررسی اثر شبکه بر منحنی سرعت u بر حسب y در $x = 0/0.25m$ و $z = 0/0.1295m$

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 به ترتیب تغییرات ضریب f 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 [12] که به‌صورت آزمایشگاهی است کمتر از ۱۱٪ است. دلایل این اختلاف در حل عددی را می‌توان غیریکنواخت بودن دما در سطح پره و همچنین در نظر نگرفتن ضخامت لوله بیان کرد.

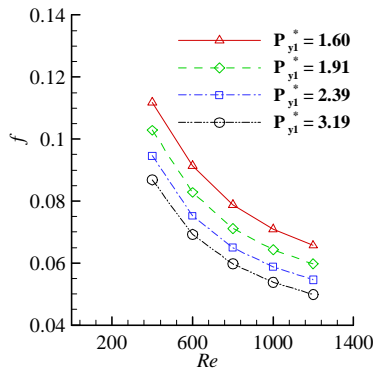


نمودار (۲) مقایسه تغییرات f بر حسب عدد رینولدز حاصل از کار حاضر و وانگ و همکاران [12]



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

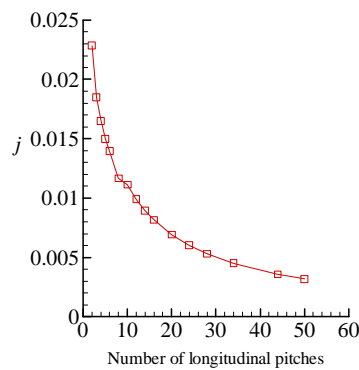
ضریب کاهش می‌یابند. با افزایش گام عرضی بی‌بعد، ضریب z ، $۲۰۳/۸۳\%$ افزایش و ضریب f ، $۲۴/۲۲\%$ کاهش می‌یابد.



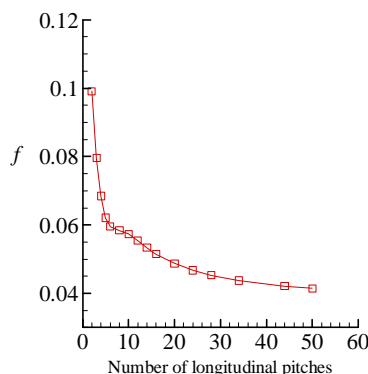
نمودار ۹) اثر گام طولی بی‌بعد لوله بر ضریب f بر حسب اعداد رینولدز مختلف

۴-۱-۴- بررسی تعداد گام طولی لوله

نمودارهای ۱۰ و ۱۱ به ترتیب تغییرات ضرایب z و f را در رینولدز ۸۰۰ برای گام طولی بی‌بعد $P_x^* = ۳/۱۹$ بر حسب تعداد گام طولی نشان می‌دهند. مشاهده می‌شود که با افزایش تعداد گام طولی لوله، ضرایب z و f کاهش می‌یابند. با افزایش تعداد گام طولی، تغییرات ضرایب z و f ناچیز شده و تقریباً ثابت می‌ماند.



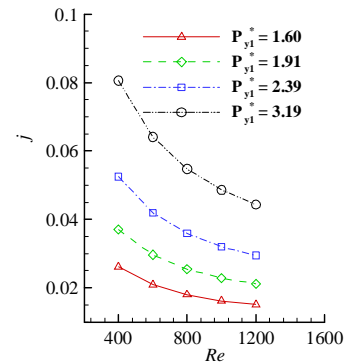
نمودار ۱۰) اثر تعداد گام طولی لوله بر ضریب z



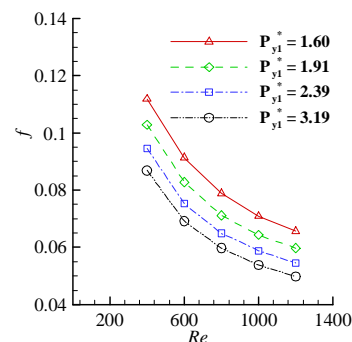
نمودار ۱۱) اثر تعداد گام طولی لوله بر ضریب f

۴-۲- بررسی نتایج بعددار

تمامی بررسی‌های بعددار انجام شده برای حالت، $t_1 = ۰/۰۰۰۹m$ ، $T_w = ۳۵۰K$ و $T_{in} = ۳۰۰K$ ، $a_1 = ۰/۰۰۸۳۳۳m$ ، $R = ۰/۰۰۲۹۲m$



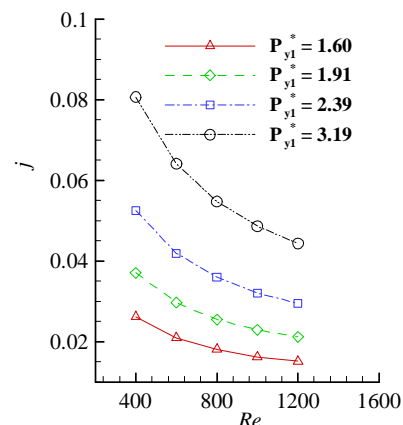
نمودار ۶) اثر گام عرضی بی‌بعد لوله بر ضریب z کلورن بر حسب اعداد رینولدز مختلف



نمودار ۷) اثر گام عرضی بی‌بعد لوله بر ضریب f بر حسب اعداد رینولدز مختلف

۴-۳-۱-۴- بررسی گام طولی بی‌بعد لوله

نمودارهای ۸ و ۹ به ترتیب تغییرات ضرایب z و f را بر حسب عدد رینولدز برای حالت $F_{p1}^* = ۰/۰۳۱۴$ و $P_y^* = ۱/۶۰$ نشان می‌دهند. مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز ضرایب z و f کاهش می‌یابند. همچنین با افزایش گام طولی بی‌بعد لوله، ضرایب z و f به ترتیب ۸۴ و ۳۲٪ کاهش می‌یابند.

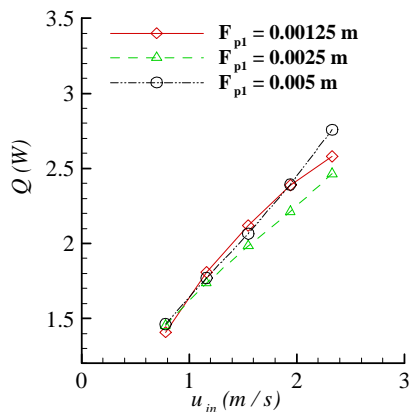


نمودار ۸) اثر گام طولی بی‌بعد لوله بر ضریب z کلورن بر حسب اعداد رینولدز مختلف

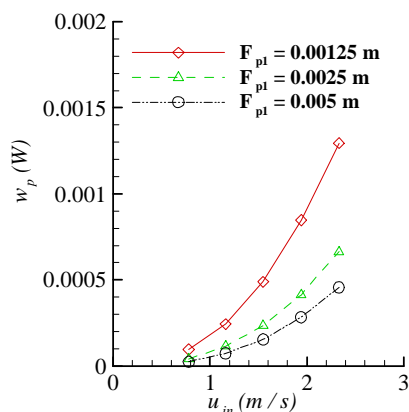
جدول ۵) ضریب انتقال حرارت در گام‌های مختلف پره برای سرعت ورودی

$$u_{in} = 1/16 \text{ m/s}$$

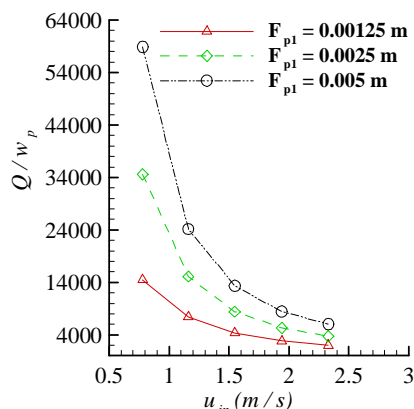
F_{p1} (m)	Q (W)	A (m ²)	ΔT (K)	h
۰/۰۰۱۲۵	۱/۸۰۹	۰/۰۰۰۹۱۲۹۵	۴۷/۹۰	۴۱/۳۶
۰/۰۰۲۵	۱/۷۳۶	۰/۰۰۰۹۸۶۷	۴۷/۹۷	۳۶/۶۶
۰/۰۰۵	۱/۷۶۹	۰/۰۰۱۱۳۴۲	۴۸/۰۱	۳۲/۳۸



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

۴-۲-۱- بررسی گام پره بعددار

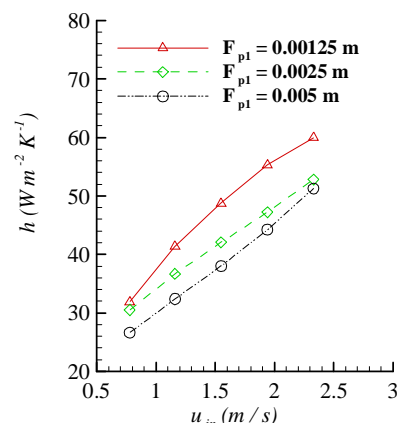
تغییرات ضریب انتقال حرارت h بر حسب سرعت ورودی در سه گام پره مختلف برای حالت $P_{y1} = 0/0127 \text{ m}$ و $P_{x1} = 0/0254 \text{ m}$ نشان می‌دهد که با افزایش سرعت، ضریب h افزایش یافته ولی با افزایش گام پره، ضریب h کاهش می‌یابد (نمودار ۱۲).

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

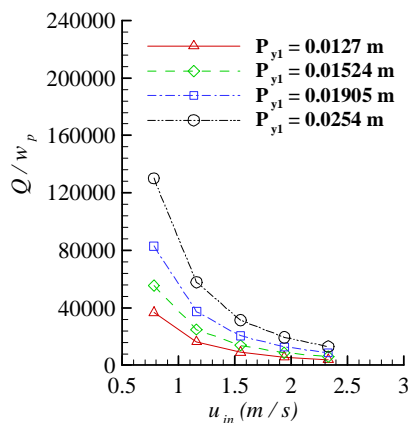
تغییرات عملکرد حرارتی Q/w_p بر حسب سرعت ورودی در گام‌های مختلف پره در نمودار ۱۵، نشان می‌دهد که با افزایش سرعت، عملکرد حرارتی کاهش یافته ولی در یک سرعت مشخص، عملکرد حرارتی با افزایش گام پره افزایش می‌یابد. با افزایش گام پره، اُفت فشار کاهش یافته و در نتیجه کار پمپ کاهش می‌یابد. بنابراین با توجه به تعریف، مقدار عملکرد حرارتی افزایش می‌یابد. با افزایش گام پره، عملکرد حرارتی حداکثر ۷۵٪ افزایش می‌یابد.



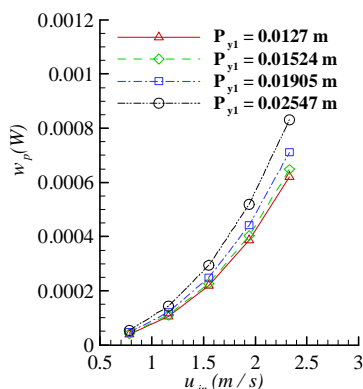
نمودار ۱۶) اثر گام پره بعددار بر ضریب انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی

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 با توجه به $w_p = m\Delta p/\rho$ با افزایش گام عرضی لوله، کار پمپ افزایش 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

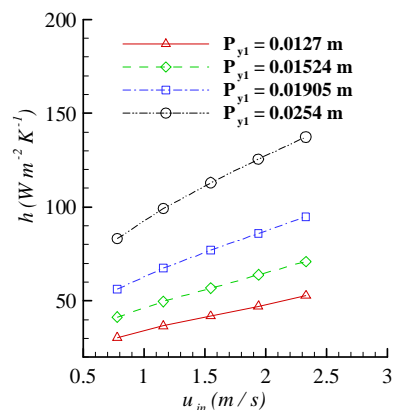


نمودار ۱۹) اثر گام عرضی بعددار لوله بر کار پمپ بر حسب سرعت ورودی

۳-۲-۴- بررسی گام طولی لوله

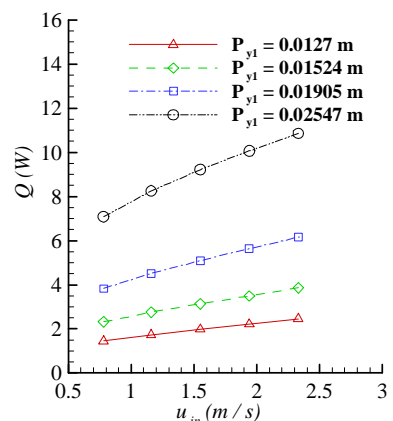
در نمودار ۲۰، تغییرات ضریب h بر حسب سرعت ورودی در گام‌های طولی متفاوت برای حالت $P_{y1}=0/0/0.127m$ و $P_z=0/0/0.259m$ نشان

تغییرات ضریب انتقال حرارت h بر حسب سرعت ورودی برای گام‌های مختلف عرضی بعددار مطابق با حالت $P_x=0/0/0.254m$ و $P_z=0/0/0.259m$ نشان می‌دهد که با افزایش سرعت ضریب h ، افزایش یافته و در یک سرعت معین با افزایش گام عرضی لوله، ضریب h افزایش می‌یابد (نمودار ۱۶). با افزایش گام عرضی به علت افزایش سطح پره، مقدار انتقال حرارت افزایش می‌یابد، در حالی که اختلاف دما کاهش می‌یابد، در نتیجه با توجه به معادله سرمایش نیوتون مقدار h افزایش می‌یابد. با افزایش گام عرضی حداکثر ۱۶٪ مقدار h افزایش می‌یابد.



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

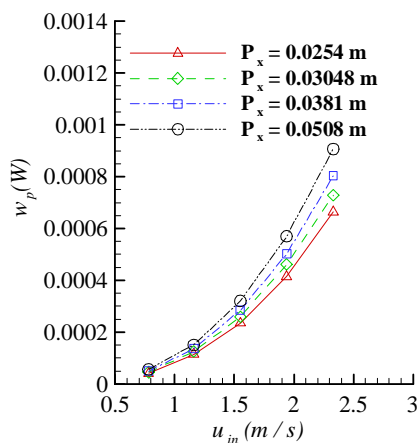
تغییرات انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی در گام‌های عرضی مختلف در نمودار ۱۷ نشان داده می‌شود. مشاهده می‌شود که با افزایش سرعت، انتقال حرارت افزایش یافته؛ همچنین در یک سرعت معین انتقال حرارت افزایش می‌یابد. با افزایش گام عرضی لوله با توجه به شکل ۲، سطح پره نیز افزایش می‌یابد، در نتیجه سطح بیشتری در تماس با سیال سرد قرار می‌گیرد که سبب افزایش انتقال حرارت می‌شود. با افزایش گام عرضی لوله، بیشترین مقدار افزایش انتقال حرارت ۳۴٪ است.



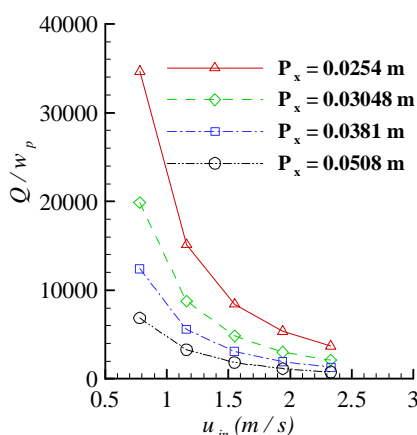
نمودار ۱۷) اثر گام عرضی بعددار لوله بر انتقال حرارت بر حسب سرعت ورودی

تغییرات کار پمپ بر حسب سرعت ورودی در گام‌های طولی مختلف در نمودار ۲۲، نشان می‌دهد که با افزایش سرعت، کار پمپ افزایش یافته و همچنین با افزایش 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 اُفت 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، ۷۹٪ است.



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



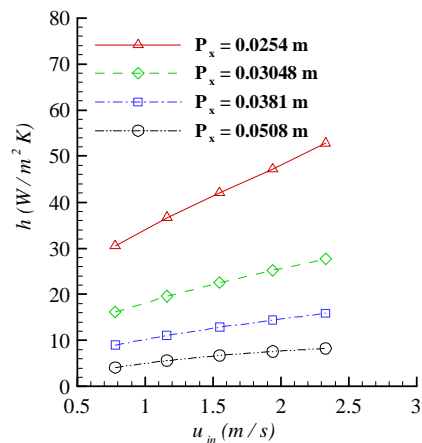
نمودار ۲۳) اثر گام طولی بعددار لوله بر عملکرد حرارتی بر حسب سرعت ورودی

۴-۲-۴- بررسی اثر گام طولی بر کانتور دما، سرعت و خطوط جریان

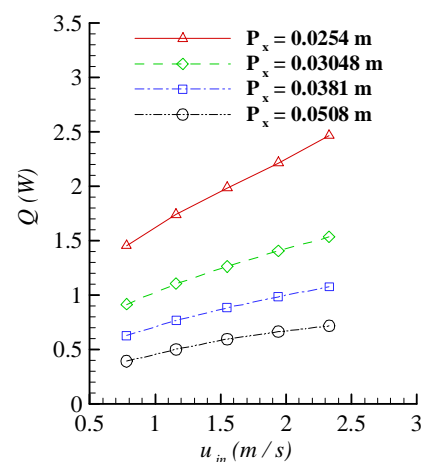
اثر گام طولی بر کانتور دما، کانتور سرعت و خطوط جریان بررسی شده و به جهت اختصار، آنها تنها در $P_x = 0.0254 \text{ m}$ به ترتیب در

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 h ۸۴٪ 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، ۷۱٪ 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

۵- نتیجه‌گیری

در این مطالعه اثر گام پره، گام عرضی لوله، گام طولی لوله و تعداد ردیف لوله در مبادله‌کن حرارتی پره صفحه‌ای و لوله تخت بر انتقال حرارت و عملکرد حرارتی بررسی شد. مطالعات بی‌بعد نشان داد که با افزایش گام پره بی‌بعد، ضریب z کلبورن $138/38\%$ افزایش و ضریب اصطکاک f $13/53\%$ کاهش می‌یابد. همچنین افزایش گام عرضی لوله سبب $203/83\%$ افزایش ضریب z و $24/22\%$ کاهش ضریب f می‌شود. با افزایش گام طولی لوله ضرایب z و f به ترتیب 84% و 32% کاهش می‌یابند. همچنین، افزایش تعداد گام طولی لوله سبب کاهش ضرایب z و f می‌شود.

بررسی‌های بعددار نشان داد که با افزایش گام پره، مقدار انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت به ترتیب حداکثر $2/2$ و 13% کاهش و عملکرد حرارتی حداکثر 75% افزایش می‌یابد. افزایش گام عرضی لوله باعث افزایش انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت به ترتیب حداکثر 341 و 160% می‌شود. همچنین عملکرد حرارتی، حداکثر 255 افزایش می‌یابد. افزایش گام طولی لوله، حداکثر سبب 71% کاهش انتقال حرارت و 79% کاهش عملکرد حرارتی می‌شود. همچنین، ضریب انتقال حرارت حداکثر 84% کاهش می‌یابد. با افزایش تعداد گام طولی، N ، انتقال حرارت افزایش می‌یابد ولی در $N > 28$ تغییر محسوسی در افزایش انتقال حرارت مشاهده نمی‌شود، بنابراین از نظر انتقال حرارت، $N > 28$ پیشنهاد نمی‌شود. بیشترین عملکرد حرارتی در $N = 5$ حاصل می‌شود و در $N > 5$ عملکرد حرارتی کاهش می‌یابد.

تشکر و قدردانی: از مسئولین دانشگاه سیستان و بلوچستان (که

این تحقیق در آنجا انجام شده است) تشکر می‌شود.

تأییدیه 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 پایان‌نامه 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 (50%)؛ *علیرضا حسین‌نژاد* (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر اصلی (50%)

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

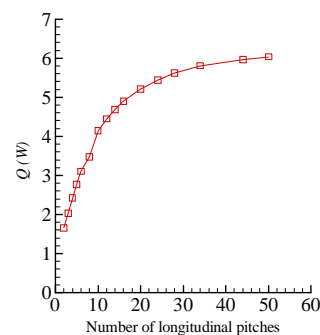
۶- فهرست علائم

قطر هیدرولیکی (m)	D_h
ضریب متوسط انتقال حرارت جابجایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)	h
ضریب هدایت حرارتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)	k
طول حوزه محاسباتی (m)	L
تعداد گام طولی	N
فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)	P
عدد پراوتل	Pr

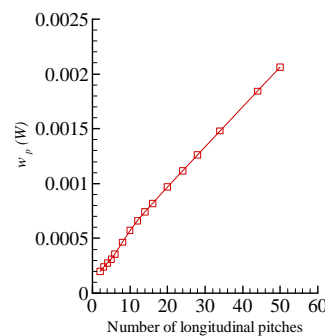
سبب افزایش انتقال حرارت می‌شود که با توجه به افزایش اُفت فشار، کار پمپ و هزینه‌های ساخت، بیشتر از 28 گام طولی در این هندسه است و گام طولی توصیه نمی‌شود.

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

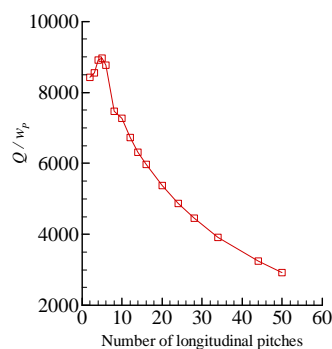
مقدار عملکرد حرارتی بر حسب تعداد گام طولی لوله نیز نشان می‌دهد که حداکثر عملکرد حرارتی در این نوع مبادله‌کن در 5 گام است (نمودار ۲۹). به طور نسبی می‌توان گفت تعداد 5 گام طولی، حالت بهینه از نظر عملکرد حرارتی است. به این معنی که برای گام طولی $P_x = 0/0254m$ و این نوع مبادله‌کن از نظر عملکرد حرارتی بیشتر از 5 گام طولی توصیه نمی‌شود و با افزایش تعداد گام طولی عملکرد حرارتی کاهش می‌یابد.



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

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

5- Yaici 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- Şahin HM, 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.

عدد رینولدز	Re
دما (K)	T
بردار سرعت	U
سرعت (ms ⁻¹)	u _{in}
لزجت دینامیکی (kgm ⁻¹ s ⁻¹)	μ
چگالی (kgm ⁻³)	ρ
لزجت سینماتیکی (m ² s ⁻¹)	ν
کمیت بی بعد	*
ورودی	in
مرجع	ref
سطح دیواره (سطح لوله و پره)	w

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