

تحلیل افزایش میزان انتقال حرارت در مبدل‌های پوسته و لوله مارپیچ به کمک دینامیک سیالات محاسباتی

احسان زمانی، مسعود حق‌شناس فرد*

اصفهان، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی شیمی

پیام‌نگار: haghshenas@cc.iut.ac.ir

چکیده

در مقاله حاضر بررسی CFD افزایش انتقال گرما در یک مبدل پوسته-لوله همراه با لوله مارپیچ انجام شده است. آب داغ به عنوان سیال گرم در لوله افقی و آب سرد نیز از سمت پوسته وارد شده است. نقش مربوط به پارامترهای هندسه مورد استفاده بر میزان انتقال گرما بررسی و ارائه شده است. با انجام آنالیز CFD و محاسبه مقادیر مطلوب هر یک از پارامترهای مورد بررسی، توافق خوبی بین آنالیز CFD و نتایج تجربی حاصل شد. پارامترهای هندسی و عملیاتی مورد بررسی "شدت جریان‌های سیال‌های گرم و سرد، فاصله بین پیچ‌ها و استفاده از بفل" در جهت افزایش میزان انتقال گرما می‌باشند. طبق نتایج حاصل افزایش گام لوله مارپیچ باعث میشود سیال حرکت‌کننده درون پوسته برخورد‌های کمتری با دیواره‌های لوله مارپیچ داشته باشند که سبب کاهش افت سرعت و افزایش میزان انتقال گرما می‌شود. همچنین استفاده از بفل سبب افزایش ۸/۳ درصدی در عدد ناسلت درون لوله می‌گردد. برای یک گام مشخص از لوله مارپیچ، افزایش شدت جریان سیال سرد همراه با بفل سبب افزایش نسبی ۱۱ درصدی عدد ناسلت و افزایش گام لوله مارپیچ سبب افزایش ۱۶/۹ درصدی عدد ناسلت درون پوسته می‌گردد.

کلمات کلیدی: دینامیک سیالات محاسباتی، لوله مارپیچ، مبدل‌های پوسته و لوله

۱- مقدمه

دراوید و همکاران [۴] نقش جریان ثانویه را در حالت آرام روی انتقال گرما در لوله‌های مارپیچ افقی برای دو منطقه توسعه یافته حرارتی و ناحیه ورودی حرارتی بررسی کرده‌اند. رابطه حاصل به صورت زیر است:

$$Nu = (0.65 * \sqrt{De} + 0.76) * Pr^{0.175} \quad 5 < Pr < 175, 5 < De < 200 \quad (1)$$

De عدد بی بعد می‌باشد و به صورت رابطه (۲) تعریف می‌شود:

به طور کلی لوله‌ها از هر نوعی که باشند در صنعت از اهمیت خاصی برخوردار هستند. دسته‌ای از لوله‌ها که تحت عنوان لوله مارپیچ شناخته می‌شوند در مبدل‌های حرارتی فشرده، سرد کننده‌ها و تبخیر کننده‌ها در صنایع غذایی و دارویی جهت افزایش میزان بهره‌وری سیستم مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱-۳]. از همین رو بررسی و تعیین شرایط بهینه عملکردی آنها از اهمیت خاصی برخوردار است.

در همین راستا بررسی‌های تجربی و مدلسازی‌های عددی زیادی در شرایط مختلف جهت تعیین شرایط بهینه صورت گرفته است.

معادلهٔ مومنوم در جهت‌های شعاعی و محوری:

$$\rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu (\nabla^2 u_r - \frac{u_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta}) + \rho f_r \quad (4)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \nabla^2 u_z + \rho f_z \quad (5)$$

معادلهٔ انرژی:

$$\rho c_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = K \nabla^2 T + 2\mu \left\{ \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left[\frac{1}{r} \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + u_r \right) \right]^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 \right\} + \mu \left\{ \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z} \right)^2 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta}{r} \right) \right]^2 \right\} \quad (6)$$

فرضیات استفاده شده در حل معادلات حاکم به صورت زیر بوده‌اند:

- جریان پایا است.

- جریان در جهت محوری متقارن بوده و سرعت زاویه‌ای صفر می‌باشد.

- سیال نیوتنی است و تغییر فاز وجود نداشته است.

ضریب کلی انتقال گرما را می‌توان از روابط زیر محاسبه کرد [۱۲]:

$$U_o = \frac{q}{A_o \Delta T_{LM}} \quad (7)$$

$$q_h = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{in} - T_{out}) h \quad (8)$$

$$q_c = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{in} - T_{out}) c \quad (9)$$

$$q = \frac{q_c + q_h}{2} \quad (10)$$

A_o سطح خارجی لوله مارپیچ، q شدت انتقال گرما و ΔT_{LM} میانگین اختلاف دمای لگاریتمی می‌باشد.

$$De = Re * \sqrt{\frac{d}{Dc}} \quad (2)$$

کوبیار و همکاران [۵] نیز مطالعهٔ تجربی شدت انتقال گرما و افت فشار گلیسرول را در یک لولهٔ مارپیچ افقی با شرایط دمایی ثابت دیوار انجام داده‌اند. نتایج حاصل نشان‌دهندهٔ افزایش افت فشار همزمان با کاهش گام لوله مارپیچ بود. جمشیدی و همکاران [۶] راههای افزایش انتقال گرما در مبدل‌های پوسته و لولهٔ مارپیچ افقی را تحت شرایط مختلف عملیاتی بصورت تجربی انجام داده‌اند. نتایج حاصل شده نشان‌دهندهٔ افزایش انتقال گرما درون پوسته با افزایش گام لوله مارپیچ بود. راهول و همکاران [۷] نیز نشان دادند لولهٔ مارپیچ می‌تواند سبب افزایش ۱۹ درصدی انتقال گرما برای دو سیال مشابه نسبت به لولهٔ ساده شود. بطور کلی نتایج حاصل نشان‌دهندهٔ این است که فاصلهٔ بین مارپیچ‌ها بیشترین تاثیر را در افزایش انتقال حرارت دارد.

ژین و عبادیان [۸] نیز تاثیر عدد پراتل و پارامترهای مربوط به هندسهٔ مورد استفاده را بر عدد ناسلت مورد بررسی قرار داده‌اند. نتیجهٔ حاصل نشان‌دهندهٔ افزایش شدت انتقال حرارت بر اثر افزایش عدد پراتل بود. سلیم پور و شکوهمند [۹] از نمودار ویلسون جهت بررسی تجربی انتقال حرارت در لوله‌های مارپیچ استفاده کرده‌اند. نیاز به افزایش میزان انتقال گرما سبب شد تا از بفل به عنوان یک عامل افزایش دهندهٔ شدت انتقال گرما استفاده شود [۱۰]. بفل به عنوان یک عامل ایجادکنندهٔ اغتشاش سبب افزایش شدت انتقال گرما می‌شود. رحیمی و زمانی [۱۱] اثر استفاده از روغن را به عنوان نانو سیال درون لولهٔ مارپیچ افقی در جهت افزایش انتقال گرما بررسی کرده‌اند. نتیجهٔ حاصل شده افزایش ۱۸ درصدی انتقال گرما در مقایسه با حالت استفاده از آب به عنوان سیال مورد استفاده بود.

۲- مدل سازی

معادلات کلی بقا در مختصات استوانه‌ای به شکل زیر نوشته می‌شوند:

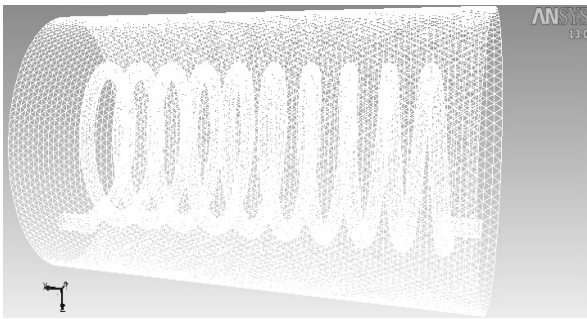
معادلهٔ پیوستگی:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

جدول ۱- بازه تغییر پارامترهای عملیاتی

محدوده تغییرات	پارامتر
۱-۴ لیتر بر دقیقه	شدت جریان سیال درون لوله
۱-۴ لیتر بر دقیقه	شدت جریان سیال درون پوسته
۵۰ درجه سلسیوس	دمای ورود سیال به لوله
۲۰ درجه سلسیوس	دمای ورود سیال به پوسته
۰/۰۸۱۳-۰/۱۱۶ متر	قطر لوله مارپیچ (Dc)
۰/۰۱۳-۰/۰۱۸ متر	فاصله بین مارپیچها

معادلات حاکم توسط روش عددی حجم محدود گسسته شده است. فضای محاسباتی توسط المانهای شش وجهی پیش‌بینی شده و تعداد شبکه‌های ایجاد شده برای شبیه‌سازی حدود 8×10^5 بوده است. هندسه شبکه‌بندی شده در شکل (۲) نشان داده شده است.



شکل ۲- هندسه مبدل شبکه‌بندی شده

شرایط مرزی برای ورودی لوله و پوسته سرعت ورود سیال و شرایط مرزی در خروجی outflow در نظر گرفته شده است. همچنین شرایط عدم لغزش روی دیواره‌های پوسته و لوله برقرار بوده است. سطح جانبی پوسته عایق و از ضخامت آن صرف‌نظر شده است.

۳- نتایج و بحث

۳-۱ اعتبار سنجی

نتایج حاصل شده از شبیه‌سازی CFD با کار تجربی انجام شده توسط جمشیدی و همکاران [۶] اعتبارسنجی شده است. این اعتبار

عدد ناسلت درون پوسته و لوله از روابط (۱۱) و (۱۲) به ترتیب قابل محاسبه هستند:

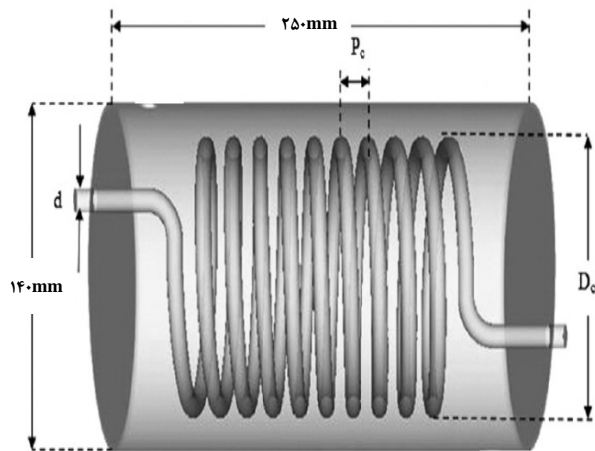
$$Nu_o = \frac{h_o D_h}{k} \quad (11)$$

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad (12)$$

D_h قطر هیدرولیک می‌باشد که به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$D_h = \frac{4 * (V_{shell} - V_{tube}) / (L_{shell} + L_{tube})}{\pi * (D + d)} \quad (13)$$

هندسه مبدل پوسته-لوله مورد بررسی در شکل (۱) نشان داده شده است. تعداد اولیه دوره‌های لوله مارپیچ ۱۰ می‌باشد [۶].



شکل ۱- طرح اجمالی مبدل مورد بررسی

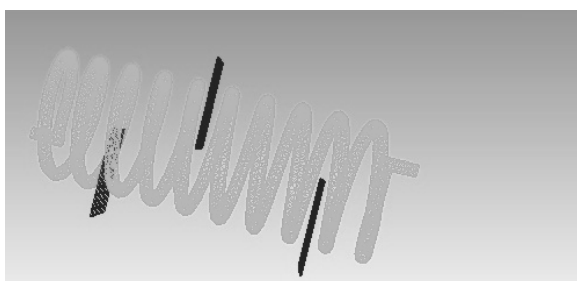
جهت ساده سازی و افزایش سرعت همگرایی، ورودی و خروجی سیال درون پوسته در همان دهانه‌های ورودی و خروجی پوسته در نظر گرفته شده است. بجای سرعت مورد استفاده جمشیدی و همکاران [۶] از سرعت معادل استفاده شده است. بازه تغییرات پارامترهای عملیاتی را نیز می‌توان از جدول (۱) ملاحظه نمود.

میزان متوسط خطای نسبی حاصل شده از شبیه‌سازی برای اعداد ناسلت درون لوله و پوسته در مقایسه با مرجع مورد بررسی به ترتیب ۴/۴ و ۵/۲ درصد می‌باشد.

۳-۲- ایجاد بفل جهت افزایش انتقال گرما

به عنوان یک نو آوری پس از اعتبار سنجی و اطمینان از صحت مدل سازی انجام شده سه عدد صفحه به عنوان بفل درون پوسته قرار داده شد. نمای کلی از هندسه ایجاد شده پس از قرارگیری بفل‌ها را می‌توان در شکل (۵) مشاهده کرد.

ابعاد صفحات مورد استفاده ۶×۴×۰.۱ سانتیمتر می‌باشد.



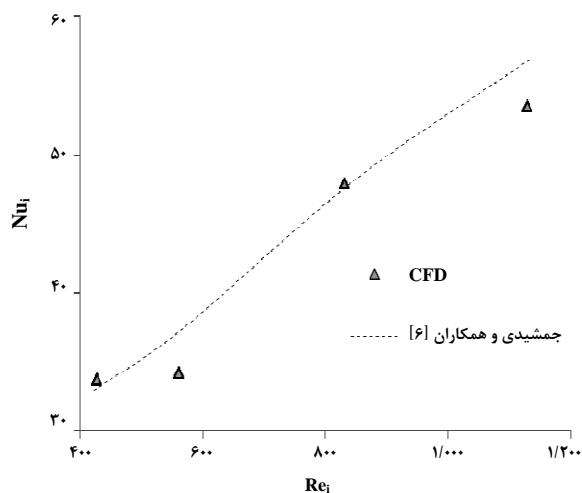
شکل ۵- هندسه ایجاد شده همراه با بفل

۳-۳ بررسی تاثیر شدت جریان سیال گرم و سرد بر عدد ناسلت

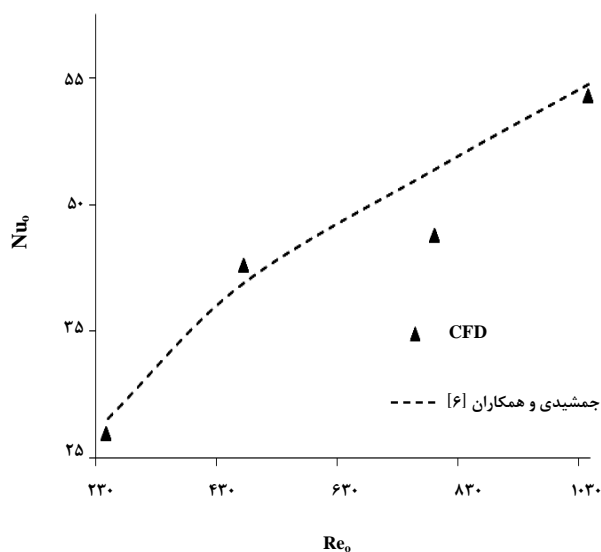
تغییرات عدد ناسلت نسبت به عدد دین در شکل (۶) برای نتایج حاصل شده از کار جمشیدی و همکاران [۶] و مدل‌سازی CFD انجام شده برای دو حالت با و بدون بفل نشان داده شده است. افزایش عدد رینولدز به واسطه ایجاد اغتشاش سبب افزایش عدد ناسلت به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. از طرفی با توجه به نسبت مستقیم عدد رینولدز و عدد دین نمودار دین بر حسب ناسلت دارای روندی صعودی بوده است. با توجه به اینکه کار جمشیدی و همکاران بدون استفاده از بفل بوده، میزان متوسط خطای نسبی تنها برای حالت بدون بفل گزارش شده است. همانطور که مشاهده می‌شود تغییر شدت جریان آب گرم تأثیر ناچیزی بر عدد ناسلت درون لوله گذاشته است. در این بررسی قطر لوله مارپیچ و گام لوله مارپیچ به ترتیب ۰/۰۱۳ و ۰/۰۱۴ متر بوده است. عدد بدون بعد دین به عنوان معیاری از تغییر شدت جریان آب گرم می‌باشد.

سنجی با مقایسه نمودارهای مربوط به تغییرات عدد ناسلت درون پوسته و لوله انجام شده است. نتایج به دست آمده نشان‌دهنده توافق مناسب بین نتایج دریافت شده از شبیه‌سازی و کار آزمایشگاهی ارائه شده می‌باشد.

تغییرات عدد ناسلت درون لوله و پوسته بر حسب رینولدز را جهت اعتبارسنجی می‌توان در شکل‌های (۳) و (۴) مشاهده کرد.

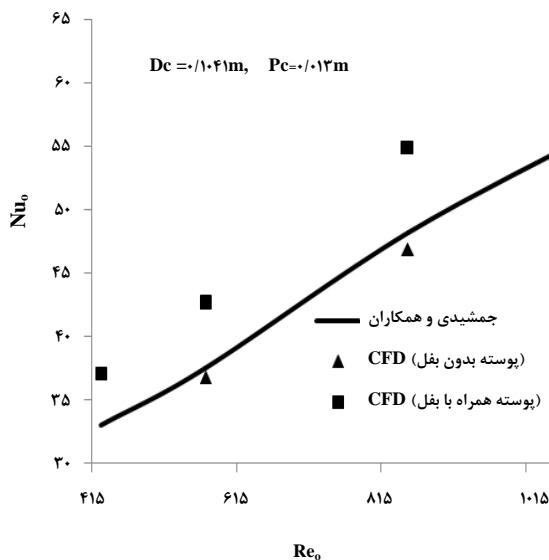


شکل ۳- مقایسه تغییرات عدد ناسلت درون لوله با مرجع



شکل ۴- مقایسه تغییرات عدد ناسلت درون پوسته با مرجع

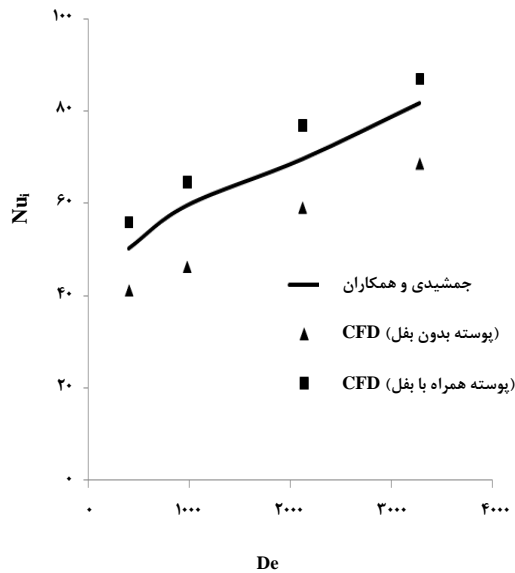
تغییرات عدد ناسلت با تغییر گام برای حالتی که از بفل استفاده شده نیز در شکل (۸) نشان داده شده است. میزان متوسط خطای نسبی حاصل از شبیه‌سازی در مقایسه با مقادیر گزارش شده تجربی و میزان افزایش نسبی عدد ناسلت برای شدت جریان‌های مختلف آب گرم استفاده شده در جدول (۲) گزارش شده است.



شکل ۷- تأثیر شدت جریان آب سرد بر عدد ناسلت درون پوسته

جدول ۲- میانگین خطای نسبی شبیه‌سازی و افزایش نسبی عدد ناسلت درون لوله

درصد نسبی افزایش عدد ناسلت	میانگین درصد خطای نسبی (پوسته بدون بفل)	شدت جریان سیال گرم (لیتر بر دقیقه)
۱۰/۹	۴/۸	۱
۹/۳	۳/۶	۲
۱۴/۳	۸/۱۷	۳
۱۲/۶	۵/۴	۴

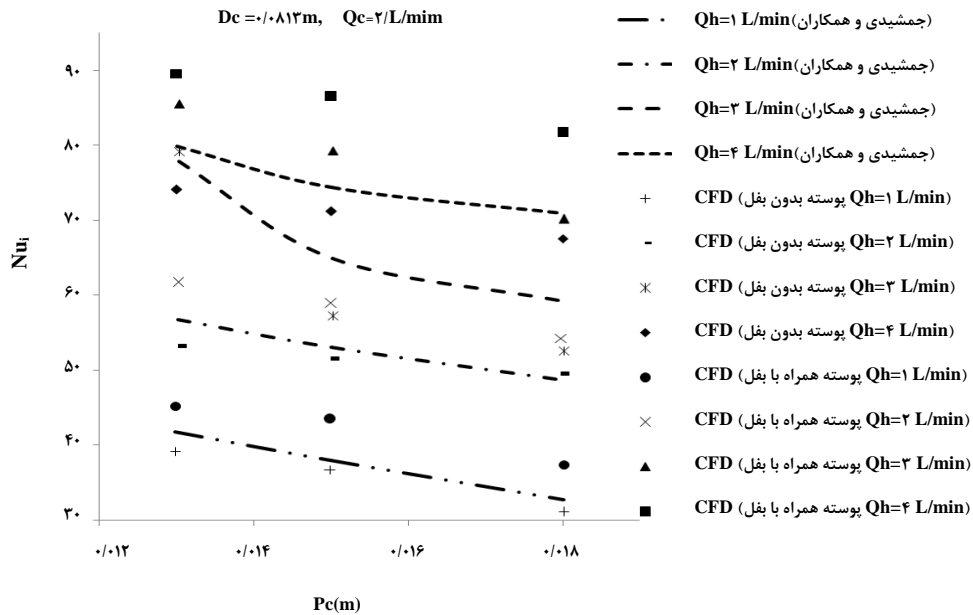


شکل ۸- تغییرات عدد ناسلت درون لوله با عدد دین

میزان متوسط خطای نسبی حاصل شده برابر با ۱۸/۱ درصد می‌باشد. استفاده از بفل سبب افزایش ۸/۳ درصدی در عدد ناسلت شد. از آنجایی که عدد ناسلت معیاری مناسب برای سنجش میزان انتقال گرما می‌باشد بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که افزایش بفل سبب افزایش انتقال گرما شده است.

تغییرات عدد ناسلت با عدد رینولدز درون پوسته و تأثیر تغییرات شدت جریان آب سرد بر افزایش عدد ناسلت را می‌توان در شکل (۷) مشاهده کرد. افزایش شدت جریان آب سرد که سبب افزایش عدد رینولدز و در پی آن افزایش عدد دین شده است باعث افزایش عدد ناسلت گردیده و به همین دلیل تأثیر افزایش شدت جریان درون پوسته در جهت افزایش عدد ناسلت و میزان انتقال گرماست. میزان خطای نسبی حاصل از شبیه‌سازی و مقادیر گزارش شده تجربی برابر با ۵/۳ درصد می‌باشد. همچنین استفاده از بفل سبب افزایش نسبی ۱۱ درصدی در عدد ناسلت شد.

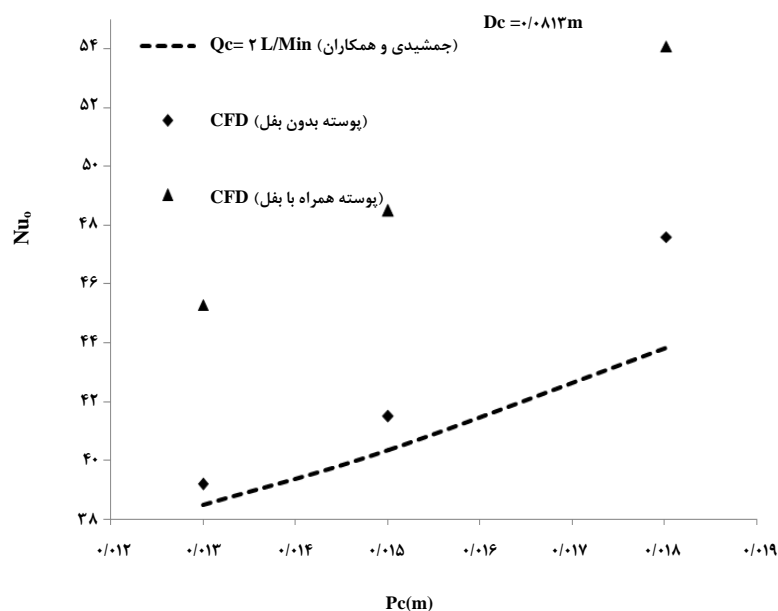
تأثیر تغییر گام لوله مارپیچ بر عدد ناسلت درون لوله را در شکل (۸) می‌توان مشاهده کرد. با افزایش گام در طول ثابت لوله میزان اغتشاش جریان کم می‌شود. کم شدن اغتشاش به منزله کاهش سرعت می‌باشد. از طرفی میزان سرعت درون لوله با میزان انتقال حرارت متناسب است بنابراین با افزایش گام به دلیل کاهش سرعت سبب کاهش انتقال حرارت و عدد ناسلت شد. همچنین



شکل ۸- تأثیر گام لوله مارپیچ بر عدد ناسلت جریان درون لوله مارپیچ

دیواره‌های لوله مارپیچ داشته باشد که سبب کاهش افت سرعت و افزایش میزان انتقال گرما شده است. بنابراین گام لوله مارپیچ با انتقال گرمای درون پوسته و لوله به ترتیب رابطه مستقیم و معکوس دارد.

تأثیر گام لوله مارپیچ بر روی عدد ناسلت برای شدت جریان ۲ لیتر بر دقیقه سیال گرم بر عدد ناسلت جریان درون پوسته در شکل (۹) نشان داده شده است. در اینجا به دلیل اینکه افزایش گام سبب می‌شود که سیال حرکت کننده درون پوسته برخورد‌های کمتری با



شکل ۹- تأثیر گام لوله مارپیچ بر عدد ناسلت جریان درون پوسته

میانگین درصد خطای نسبی حاصل از شبیه سازی ۴/۴ و درصد افزایش نسبی عدد ناسلت ۱۶/۹ درصد محاسبه گردید.

۴- نتیجه گیری

در مقاله حاضر بررسی CFD افزایش انتقال گرما در یک مبدل پوسته-لوله همراه با لوله مارپیچ انجام شده است. آب داغ به عنوان سیال گرم در لوله افقی و آب سرد نیز از سمت پوسته وارد شده است. نقش مربوط به پارامترهای هندسه مورد استفاده بر میزان انتقال گرما بررسی و ارائه شد. با انجام آنالیز CFD و محاسبه مقادیر مطلوب هر یک از پارامترهای مورد بررسی توافق خوبی بین آنالیز CFD و نتایج تجربی حاصل شد. پارامترهای هندسی و عملیاتی مورد بررسی "شدت جریان سیال های گرم و سرد، فاصله بین پیچ ها و استفاده از بفل" در جهت افزایش میزان انتقال حرارت می باشد. عمده نتایج حاصل شده این است که، افزایش گام لوله مارپیچ باعث می شود سیال حرکت کننده درون پوسته برخورد های کمتری با دیواره های لوله مارپیچ داشته باشند که سبب کاهش افت سرعت و افزایش میزان انتقال گرما شده است. همچنین استفاده از بفل سبب افزایش ۸/۳ درصدی در عدد ناسلت درون لوله شد. برای یک گام مشخص از لوله مارپیچ افزایش شدت جریان سیال سرد همراه با بفل سبب افزایش نسبی ۱۱ درصدی عدد ناسلت درون پوسته شد و افزایش گام لوله مارپیچ سبب افزایش ۱۶/۹ درصدی عدد ناسلت درون پوسته گردید.

مراجع

- [1] Chingulpitak, S., Wongwiset, S. "A comparison of flow characteristics of refrigerants flowing through adiabatic straight and helical capillary tubes", International Journal of Heat and Mass Transfer, 38, 398-404, (2011).
 - [2] Chingulpitak, S., Wongwiset, S. "Effects of coil diameter and pitch on the flow characteristics of alternative refrigerants flowing through adiabatic helical capillary tubes", International Communications in Heat and Mass Transfer, 37, 1305-1311, (2010).
 - [3] Zhao, Z., Wang, X., Che, D., Cao, Z. "Numerical studies on flow and heat transfer in membrane helical-coil heat exchanger and membrane serpentine-tube heat exchanger", International Communications in Heat and Mass Transfer, 38, 1189-1194, (2011).
 - [4] Dravid, A., Smith, K., Merrill, W., Brain, T. "Effect of secondary fluid on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes", AIChE Journal, 17, 1114-1122, (1971).
 - [5] Kubair, V., Kuloor, R. "Heat transfer to Newtonian fluids in coiled pipes in laminar flow", International Journal of Heat and Mass Transfer, 9, 63-75, (1996).
 - [6] Jamshidi, N., Farhadi, M., Ganji, D., Sedighi, K. "Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers", Applied thermal engineering, 51, 644-652, (2013).
 - [7] Rahul, S., Gupta, K., Subbarao, V. "An experimental study for estimating heat transfer coefficient from coiled tube surfaces in cross-flow of air", Proceedings of the Third ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference and Fourth National Heat and Mass Transfer Conference, 381-385, (1997).
 - [8] Xin, R., Ebadian, M. "The effects of Prandtl numbers on local and average convective heat transfer characteristics in helical pipes", Journal of Heat Transfer, 119, 463-473, (1997).
 - [9] Shokouhmand, H., Salimpour, R., Akhavan-Behabadi, A. "Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using Wilson plots", International Communications in Heat and Mass Transfer, 35, 84-92, (2008).
 - [10] Lutcha, J., Nemcansky, J. "Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles", Chem. Eng. Res. Des, 68, 263-270, (1990).
- [۱۱] رحیمی، محمودرضا؛ زمانی، رقیه. شبیه سازی CFD جریان آرام انتقال حرارت نانو سیال در یک لوله افقی با مارپیچ سیمی تحت شرایط شار حرارتی ثابت. ۲۷ اردیبهشت سال ۱۳۹۱، چهارمین کنفرانس CFD در صنعت نفت، تهران، دانشگاه علم و صنعت.
- [12] Incropera, F. P., Dewitt, D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, fourth ed., Wiley Publications, New York, (1996).