

تحلیل عددی گرما- شار در مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های مارپیچی پیوسته با تاکید بر تاثیر نسبت‌های هندسی قطر پوسته، قطر لوله و گام بافل

محمود سالاری*

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه جامع امام حسین(ع)، تهران، ایران

حسین گرزین

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه جامع امام حسین(ع)، تهران، ایران

چکیده

امروزه جایگزینی بافل‌های قطاعی با بافل‌های مارپیچی پیوسته به عنوان یکی از جدیدترین رویکردهای عملی برای افزایش کارایی این نوع مبادله‌کن‌ها انجام شده است. به منظور مقایسه کمی، در این مقاله میدان جریان سیال و دما در مبادله‌کن‌های پوسته لوله با بافل‌های مارپیچی پیوسته و قطاعی به کمک دینامیک سیالات عددی تحلیل شده‌اند. مقایسه نتایج نشان دهنده افت فشار کمتر و اختلاف دمای بیشتر در مبادله‌کن‌های با بافل‌های مارپیچی پیوسته است. در ادامه تاثیر دو نسبت هندسی مهم یعنی نسبت‌های قطر پوسته به قطر لوله و نسبت گام بافل به قطر پوسته بر عملکرد مبادله‌کن‌های با بافل‌های مارپیچی پیوسته مطالعه و تحلیل شده‌اند. برای اعتبار سنجی حل عددی، ابتدا جریان گرما و سیال داخل یکی از مبادله‌کن‌های پوسته و لوله که نتایج تجربی آن در مراجع موجود بوده شبیه سازی شده است. نتایج نشان می‌دهد که برای مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های پیوسته، در نسبت قطری حدود $D/d = 11/2$ ، هردوی توابع اختلاف دمای بین ورودی و خروجی پوسته و افت فشار از حالت کاهشی به افزایشی تغییر می‌یابند. همچنین اتفاق مشابهی برای این توابع در نسبت‌های گام به قطر $B/D = 2$ نیز رخ می‌دهد. ارزیابی‌ها نشان می‌دهند که برای نسبت‌های قطر پوسته به قطر لوله ای بالاتر از ۱۶ و نسبت گام به قطر پوسته کمتر از یک این نوع مبادله‌کن‌ها دارای بیشترین مشخصه عملکردی می‌باشند.

واژه‌های کلیدی: مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله، بافل‌های قطاعی، بافل‌های مارپیچی، دینامیک سیالات محاسباتی (CFD).

Numerical Analysis of Thermo-in Shell and Tube Heat Exchangers with Continues Helical Baffles and Emphasis on the Geometrical Ratios of Shell and Pipe Diameters and Baffle's Pitch

M. Salari

Mechanical Engineering, Imam Hussein University, Tehran, Iran

H. Gorzin

Mechanical Engineering, Imam Hussein University, Tehran, Iran

Abstract

Nowadays, substitution of the heat exchangers equipped with continuous helical baffles is a new methodology to improve of the heat exchangers efficiencies. In this paper, heat and fluid flow fields through the heat exchangers equipped with segmental and continuous helical baffles are analyzed numerically using the computational fluid dynamics. Comparison of segmental and continuous helical baffles shows lower pressure drop and upper temperature differences for heat exchangers equipped with the later baffles. Also the effects of two major geometrical ratios: the shell to pipe diameters, D/d , and the baffle pitch to shell diameter, B/D , on the efficiency of the heat exchangers are studied. Numerical methodology of solution and governing equations is validated by iterative numerical analysis of a heat exchanger that had experimental data for comparison. Consistency between the numerical and experimental are occurred. The results show that for D/d near to 11.5, the variations of both parameters, temperature difference between output and input of the shell and the pressure drop with respect to D/d , changes from decreasing manner to increasing manner. Similar results also occurred near the ratio of the baffle pitch to shell diameter, B/D of about 2. Post processing of the results also shows the thermal performance index of the heat exchanger has its maximum value for D/d ratio greater than about 16 and the B/D ratio lower than one.

Keywords: shell and tube heat exchanger, segmental baffles, helical baffles, computational fluid dynamics

ارتقاء و بهینه‌سازی آنها است. امروزه توسعه در مبادله‌کن گرمایی بر تبدیل افت فشار به انتقال گرما با بهبود طراحی بافل‌های متداول متمرکز شده است. بافل‌ها یکی از اجزای بسیار مهم مبادله‌کن‌های گرمایی می‌باشند که علاوه بر نگهداری مجموعه لوله‌ها، به همراه پوسته، کانالی برای جریان سیال را شکل می‌دهند و باعث تقویت انتقال گرما در طرف پوسته می‌شوند. از جمله می‌توان به بافل‌های قطاعی و مارپیچی پیوسته و تکه ای اشاره نمود [۱-۳].

۱- مقدمه

مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته و لوله از متداول‌ترین و پرکاربردترین نوع مبادله‌کن‌ها در صنعت بوده و در صنایع مختلفی از قبیل نیروگاه‌ها، پالایشگاه‌ها، صنایع شیمیایی، پتروشیمی، غذایی، سردخانه، سیستم‌های گرمایشی، سرمایش و غیره استفاده می‌شوند. بیش از ۴۰ درصد مبادله‌کن‌های گرمایی از نوع پوسته و لوله بوده و این به دلیل ساختار هندسی قوی، تعمیر و نگهداری آسان، امکان

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: msalari@ihu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۴/۰۲/۲۸

تاریخ پذیرش: ۹۴/۰۸/۱۱

رایج‌ترین نوع بافل‌ها، بافل‌های قطاعی می‌باشند که باعث تغییر جهت سیال داخل پوسته به صورت زیگزاگ به سمت جلو می‌شوند و از این‌رو انتقال گرما را افزایش داده و البته باعث افت فشار نیز می‌گردند. مبادله‌کن‌های مجهز به این بافل‌ها دارای معایب قابل توجهی نظیر زیاد بودن افت فشار و کم بودن ضریب انتقال گرما به علت جریان‌های گردابی و نواحی سکون داخل پوسته، کم بودن سرعت متوسط جریان داخل پوسته و عمر کوتاه کارکردی دسته لوله‌ها به علت ارتعاش آنها می‌باشد. مبادله‌کن‌های گرمایی با بافل‌های مارپیچی نسبت به مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های قطاعی دارای ویژگی‌های مثبتی همچون بهبود انتقال گرما در سمت پوسته، کاهش اثرات ناشی از جریان‌های میان‌بر، کاهش رسوب‌گذاری در سمت پوسته، کاهش افت فشار سمت پوسته به ازای یک دبی جریان معین، ارتعاش القایی کمتر و کم بودن هزینه‌های نگهداری و تعمیرات می‌باشند. البته یکی از اصلی‌ترین معایب این نوع بافل‌ها، مشکلات ساخت آنها در مقیاس تجاری است [۴-۶].

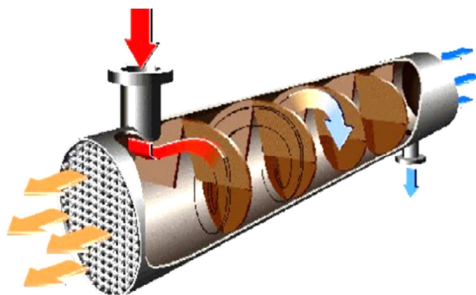
در زمینه تحلیل فیزیک جریان داخل مبادله‌کن‌های گرمایی تحقیقات مختلفی انجام شده است. لوچا و همکاران [۷] الگوی جریان و انتقال حرارت مبادله‌کن‌های گرمایی استوانه‌ای با بافل‌های مارپیچی را مورد تحقیق تجربی قرار دادند و دریافتند اگر بافل‌های مارپیچی به‌درستی در داخل پوسته مبادله‌کن قرار بگیرند می‌توانند جریان طرف پوسته را به جریان پلاگ نزدیک کنند که باعث می‌شود انتقال حرارت طرف پوسته به‌طور چشم‌گیری افزایش یابد [۷]. استلیک و همکارانش [۸] عوامل تصحیح انتقال گرما و افت فشار مربوط به بافل‌های قطاعی بهینه شده را با مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی را به‌صورت تجربی با هم مقایسه کردند. کرال و همکارانش [۹] عملکرد مبادله‌کن‌های گرمایی با بافل‌های مارپیچی را براساس نتایج به‌دست آمده از آزمایشات تجربی مربوط به بافل‌ها با اشکال هندسی گوناگون مورد بحث قرار دادند. ژانگ و همکارانش در سال ۲۰۰۹ یک مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های مارپیچی ناپیوسته را به‌صورت سه بعدی و با استفاده از نرم‌افزار FLUENT شبیه‌سازی کردند و دریافتند که افت فشار از ورودی به خروجی و همچنین عدد ناسلت از ناحیه ورودی به سمت ناحیه خروجی کاهش می‌یابد. آنها همچنین یک مبادله‌کن گرمایی پوسته لوله با بافل‌های مارپیچی پیوسته و ناپیوسته را به‌صورت عددی مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند که برای جریان حجمی یکسان، ضریب انتقال گرما برحسب واحد افت فشار در مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی ناپیوسته با زاویه شیب ۴۰ درجه بیشتر از مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی پیوسته می‌باشد [۱۰ و ۱۱]. زینی‌نژاد و همکارانش در سال ۲۰۱۳ یک مبادله‌کن پوسته و لوله با بافل‌های مارپیچی ناپیوسته را با استفاده از روش عددی و آزمایشگاهی مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند با استفاده از این نوع بافل‌ها ناحیه مرده در سمت پوسته کاهش و در نتیجه رسوب کاهش پیدا می‌کند [۱۲]. ژانگ و همکارانش در سال ۲۰۱۳ یک مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های مارپیچی را به‌صورت آزمایشگاهی مورد مطالعه قرار دادند و دریافتند که مبادله‌کن‌های مارپیچی نسبت به مبادله‌کن‌های با بافل‌های قطاعی (یک تکه و دو تکه‌ای) دارای ضریب انتقال حرارت بالاتر و افت فشار کمتری می‌باشند [۱۳]. سیوارجان و همکارانش در سال ۲۰۱۳ یک

مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های مارپیچی ناپیوسته به‌صورت عددی و آزمایشگاهی مورد مطالعه قرار دادند و آنها با استفاده از این نوع بافل‌ها می‌خواستند افت فشار و ارتعاشات را کاهش و انتقال گرما را افزایش دهند [۱۴]. جعفری و همکارانش در سال ۲۰۰۷ به بررسی جریان سیال و تعمیم الگوریتم طراحی سریع برای مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی پرداختند و نشان دادند که مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی بهترین جایگزین برای مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های قطاعی است [۱۵].

هر چند کارهای پراکنده‌ای بر روی مبادله‌کن‌های پوسته و لوله در دهه گذشته انجام شده است لیکن بر مبنای اطلاعات مولفین، هنوز کار انسجام یافته‌ای در زمینه تحلیل تاثیر پارامترهای هندسی مبادله‌کن‌های پوسته و لوله، نظیر تاثیر نسبت قطر پوسته به قطر لوله و یا نسبت گام بافل به قطر پوسته و مقایسه عملکرد نسبی انواع بافل‌های قطاعی و مارپیچی به کمک تحلیل‌های عددی و یا تجربی انجام نشده است. در این مقاله تمرکز اصلی بر مطالعه این پارامترها می‌باشد.

۲- مدل فیزیکی، معادلات حاکم و روش حل عددی

در شکل (۱) الگوی جریان در سمت پوسته برای یک مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی پیوسته نشان داده شده است. از مقایسه الگوی جریان در این نوع بافل‌ها با مبادله‌کن‌های با بافل قطاعی انتظار می‌رود که افت فشار کمتر و انتقال گرمایی بیشتری را داشته باشند. در این مقاله به صورت کمی و کیفی این مقایسه انجام خواهد شد.



شکل ۱- نوع جریان در سمت پوسته مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی

۲-۱- مدل‌های هندسی

در این تحقیق به بررسی تاثیر نسبت قطر پوسته به قطر لوله و اندازه گام بافل‌ها به قطر پوسته بر بهبود عملکرد مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های مارپیچی پیوسته بصورت تحلیل عددی پرداخته شده است. ابعاد هندسی مبادله‌کن گرمایی مینا در جدول (۱) ارائه شده‌اند. مدل هندسی مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله مینا با بافل‌های قطاعی و مارپیچی پیوسته به ترتیب در شکل‌های (۲) و (۳) نشان داده شده است.

توربولانسی، در حالت پایا به فرم تانسوری به صورت روابط زیر بیان می‌شوند [۱۰ و ۱۱].

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_k} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon}^* \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

که در آن:

$$u_{eff} = \mu + \mu_t \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \quad (6)$$

$$\eta = (2E_{ij}.E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon}$$

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right]$$

و ثابت‌های تجربی برای مدل‌های $RNG\ K-\varepsilon$ عبارتست از:

$$\eta_0 = 4.38, \quad a_k = a_\varepsilon = 1.39$$

$$C_{1\varepsilon} = 1.42, \quad C_{2\varepsilon} = 1.68, \quad \beta = 0.012,$$

$$C_\mu = 0.0845,$$

در تحلیل‌های انجام شده، موارد زیرمفروض هستند: الف) سیال طرف پوسته دارای خواص فیزیکی ثابت است. ب) دمای دیواره‌ی لوله ثابت است. ۶- سطح خارجی پوسته مبادله‌کن گرمایی دارای عایق گرمایی کامل است. سیال عامل، روغن با دمای ورودی ۳۱۸/۵ کلوین به‌عنوان سیال گرم در طرف پوسته مبادله‌کن گرمایی شبیه‌ساز و آب به عنوان سیال سرد در داخل لوله‌ها با دمای ۲۸۹/۴ کلوین انتخاب شده است.

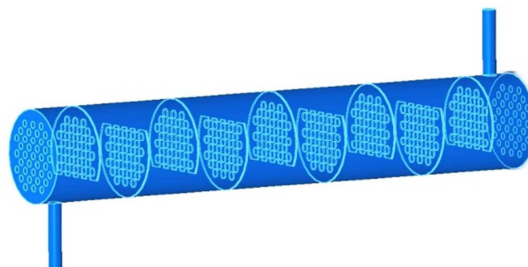
۳-۲- شبکه بندی و روش حل

پس از مدل‌سازی هندسی لازم است شبکه‌ای از سلول‌های محاسباتی تولید شوند. شبکه‌بندی انجام شده با توجه به معیارهای مورد اشاره در مقاله مربوط به مدل ژانگ [۱۰] انجام شده است که پس از بررسی اثرات استقلال نتایج از شبکه، شبکه‌بندی نهایی دارای ۹۰۶۳۹۸۳ تعداد سلول محاسباتی همری می‌باشد که ناحیه اطراف لوله‌ها از شبکه‌بندی ریزتری و ناحیه‌هایی که گرادیان سرعت و دما کمتر، شبکه‌بندی درشت تری انتخاب شده است. شبکه‌بندی سطحی درمبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های قطاعی در شکل (۴) و شبکه بندی درمبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های مارپیچی

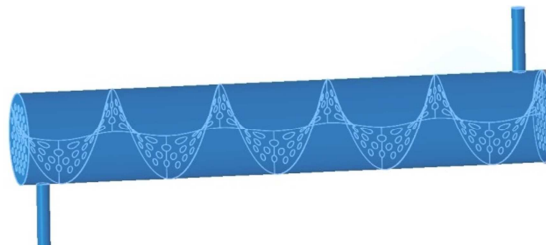
جدول ۱- ابعاد هندسی مبادله‌کن‌های گرمایی مینا با بافل‌های قطاعی

و مارپیچی پیوسته

مشخصه فنی	اندازه
قطر داخلی پوسته [mm]	۲۱۱
قطر خارجی لوله [mm]	۱۹
طول مؤثر لوله‌ها [mm]	۱۲۱۵
زاویه چیدمان لوله‌ها نسبت به افق	۴۵°
گام خطی لوله‌ها [mm]	۲۵
جنس بافل‌ها	OCr18Ni9
ضخامت بافل‌ها [mm]	۳
گام بافل‌های قطاعی [mm]	۱۰۵
گام بافل‌های مارپیچی [mm]	۲۵۰
زاویه مارپیچ بافل برحسب درجه	۴۰°



شکل ۲- مدل مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های قطاعی



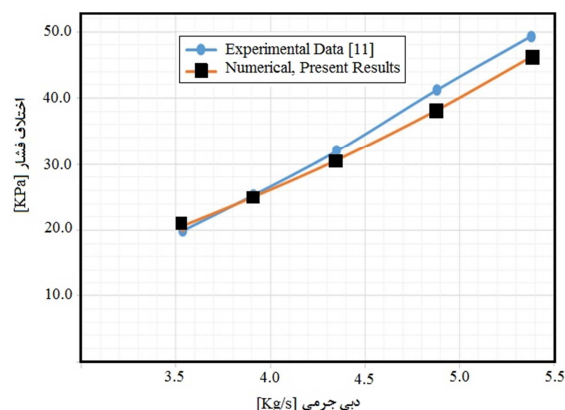
شکل ۳- چیدمان بافل و لوله‌ها در مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های مارپیچی پیوسته

۲-۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

معادلات جریان سیال، انرژی و یک مدل توربولانسی مناسب برای تحلیل عددی مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله به کار گرفته شده است. مدل توربولانسی $RNG\ k-\varepsilon$ به‌طور گسترده‌ای در جریان‌های صنعتی و انتقال گرما استفاده می‌شود، زیرا این مدل هم از نظر هزینه محاسباتی اقتصادی بوده و هم از دقت کافی برخوردار است. در این تحقیق نیز از این مدل توربولانسی استفاده شده است. ویژگی خاص این مدل، پیش‌بینی خوب برای جریان‌های نزدیک دیواره و جریان‌های با انحنای خط جریان بالا (نظیر خطوط جریان داخل پوسته مبادله‌کن و بافل) می‌باشد. معادلات پیوستگی، مومنتم، انرژی و مدل

۴-۲- اعتبار سنجی مدل محاسباتی

نتایج حاصل از تحلیل عددی با نتایج تست تجربی بدست آمده از مقاله ژانگ [۱۰-۱۱]، مورد صحت سنجی قرار گرفته است. همان طور که در شکل (۷) دیده می شود اختلاف نتایج بین نتایج تحلیل عددی کار حاضر با داده های تجربی کمتر از حدود ۱۰٪ می باشد که می تواند به علت فرض های ساده کننده نسبت به شرایط تجربی باشد. البته به ازای دبی های کمتر این خطا کمتر شده است.

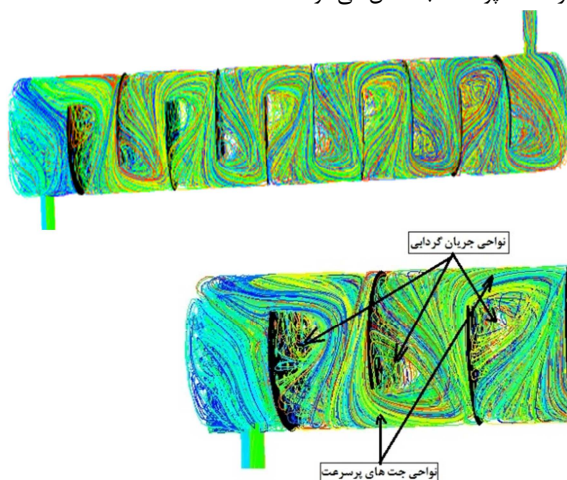


شکل ۷- مقایسه نتایج تحلیل عددی حاضر با داده های تجربی

۳- ارائه نتایج حل عددی

۳-۱- نتایج عددی برای مبادله کن گرمایی با بافل های قطاعی

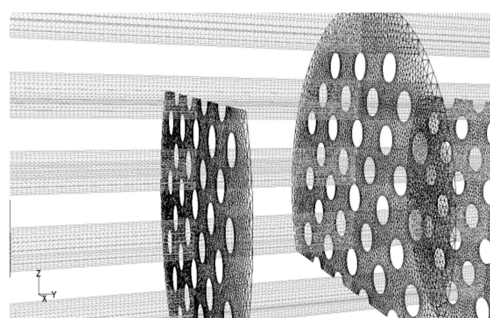
خطوط جریان در مبادله کن گرمایی پوسته و لوله با بافل های قطاعی در شکل (۸) نشان داده شده است. مشاهده می گردد جریان سیال روغن به علت طرح هندسی بافل های قطاعی، در داخل پوسته مبادله کن گرمایی در یک مسیر زیگزاگ و پر پیچ و خم از روی لوله ها عبور می کند که جریان های نشستی و کنارگذر در مبادله کن گرمایی با بافل های قطاعی باعث حرکت نامتعادل و غیر یکنواخت و نیز افت فشار در سمت پوسته مبادله کن می شود.



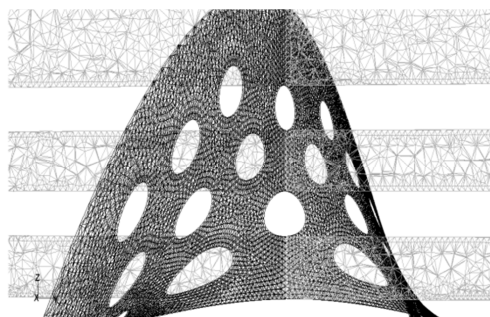
شکل ۸- خطوط جریان در مبادله کن گرمایی پوسته و لوله با بافل های قطاعی

پ پوسته در شکل (۵) نشان داده شده است. برای اطمینان از مناسب بودن اندازه سلولهای شبکه محاسباتی، تغییرات Y-Plus بر روی دیواره های جامد داخل مبادله کن گرمایی در شکل (۶) نشان داده است. همانطور که مشاهده می شود مقدار Y-Plus در کل طول مبادله کن و روی سطوح آن کمتر از ۲۰ می باشد که برای این نوع مسائل کافی است.

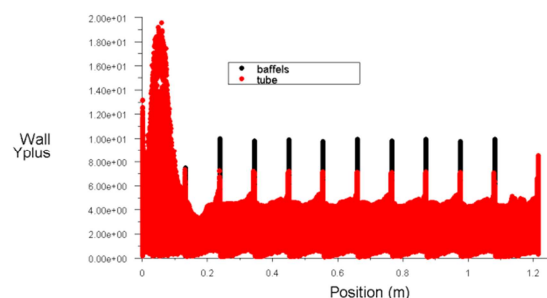
برای کوپل کردن میدان فشار و سرعت از الگوریتم SIMPLE استفاده شده است. از یک پردازشگر موازی هشت هسته ای برای تحلیل ها استفاده شده که دارای سرعت پردازش 3.4GHz و حافظه ۸ گیگا بایت برخوردار بوده است. تحلیل ها به کمک نرم افزار 6.3 FLUENT اجرا شده اند. برای هریک از موارد شبیه سازی در حدود ۸ الی ۱۴ ساعت طول کشیده تا حل همگرا شود.



شکل ۴- شبکه بندی در سطوح لوله و بافل ها برای مبادله کن گرمایی پوسته و لوله با بافل های قطاعی



شکل ۵- شبکه بندی در سطوح لوله و بافل ها برای مبادله کن گرمایی پوسته و لوله با بافل های مارپیچی پوسته



شکل ۶- تغییرات فاصله اولین سلول محاسباتی از دیواره در مختصات دیوار Y-Plus در راستای طولی مبادله کن گرمایی

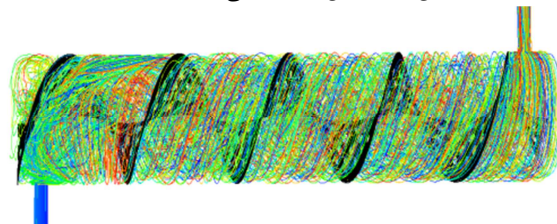
اختلاف دمای بین ورودی تا خروجی ابتدا کاهش سپس افزایش می یابد. وجود کمینه در منحنی اختلاف دما در نسبت قطرپوسته به لوله ای در حدود $D/d \approx 11.2$ رخ داده است. بدین معنی که در چنین مبادله‌کن‌هایی کمترین تبادل گرمایی بین سطوح لوله و جریان داخل پوسته در این نسبت قطر پوسته به لوله صورت گرفته است. در نسبت‌های بزرگتری از قطر پوسته به لوله، مجدداً تبادل گرما بین لوله ها و سیال داخل پوسته زیاد شده است. یعنی با کوچکتر شدن قطر لوله‌ها و افزایش تعداد آنها تبادل گرما بیشتر شده است. همچنین در شکل (۱۱) افت فشار در مبادله‌کن گرمایی به ازای مقادیر مختلفی از نسبت قطر و سایر شرایط جدول ۳ ارائه شده است. مشاهده می‌شود با افزایش نسبت قطر پوسته به قطر لوله، همانند منحنی تغییرات دما، ابتدا افت فشار کاهش یافته و به ازای نسبت قطری بزرگتر از $D/d \approx 11.2$ مجدداً افت فشار زیاد می‌شود. قطعاً افزایش تعداد لوله‌ها و کاهش قطر آنها منجر به برخورد بیشتر سیال در داخل محفظه مبادله‌کن گرمایی پوسته لوله می‌شود. همین برخوردها علاوه بر افت فشار بیشتر باعث افزایش تبادل گرمایی نیز شده است. لذا برای انتخاب نسبت قطر بهینه می‌بایست تعاملی بین دو منحنی شکل‌های ۱۰ و ۱۱ انجام گردد.

به منظور تصمیم‌گیری بهتر برای انتخاب نسبت‌های هندسی بهینه برای مبادله‌کن گرمایی، یافتن ایندکس مشخصه عملکردی برای مبادله‌کن ضروری می‌گردد. طبق تعریف، مبادله‌کن گرمایی که در آن تبادل گرمای بیشتری بین جریان داخل پوسته و لوله‌ها صورت پذیرد و همزمان افت فشار کمتری داشته باشد آن مبادله‌کن از مشخصه عملکردی بالاتری برخوردار است. از همین منظر از آنجا که سایر مشخصه‌های جریان (دبی سیال ورودی) و مشخصه‌های هندسی، نظیر نسبت سطح پوسته به سطح تبادل گرمای لوله‌ها در تمام این حالات یکسان گرفته شده است لذا در این تحقیق از نسبت تغییرات دما به افت فشار از ورود تا خروجی مبادله‌کن به عنوان معیاری از مشخصه عملکردی استفاده شده است. این نسبت در شکل ۱۲ ترسیم شده است. این منحنی نشان می‌دهد که برای نسبت‌های قطری بالاتر از ۱۵ این نسبت مشخصه عملکردی دچار تغییرات زیادی نیست فلذا می‌توان بیان نمود که مشخصه کارکردی مبادله‌کن در محدوده نسبت قطری ۱۶ تا ۱۸ دارای اکستریم می‌باشد.

لازم به ذکر است که در کار حاضر، تحقیق روی مبادله‌کن‌های گرمایی با بافل‌های قطاعی تنها از این جهت انجام شده است تا بتوان الگوی جریان داخل مبادله‌کن را نمایش و با الگوی جریان مبادله‌کن‌های با بافل‌های مارپیچی پیوسته مقایسه نمود. قطعاً وجود نواحی با انحنا شدید خطوط جریان باعث ایجاد نواحی با جریان‌های گردابی و نواحی با جت‌های پرسرعت در این نوع مبادله‌کن شده است. این موضوع علاوه بر افت فشار بسیار زیاد در جریان داخل پوسته، باعث ارتعاشات لوله‌ها و همچنین کاهش تبادل گرمایی بین جریان داخل لوله‌ها و پوسته می‌شود.

۳-۲- خطوط جریان در مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی پیوسته

خطوط جریان در مبادله‌کن گرمایی پوسته ولوله با بافل‌های مارپیچی پیوسته در شکل (۹) نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود جریان سیال روغن در داخل پوسته مبادله‌کن گرمایی به علت مارپیچی بودن بافل‌ها بسیار متعادل‌تر و یکنواخت‌تر بوده و لذا مسیر خطوط جریان تغییرات شدیدی ندارد که همین امر باعث افت فشار کمتر و افزایش انتقال گرمای بیشتر در سمت پوسته نسبت به مبادله‌کن‌های با بافل‌های قطاعی شده است.



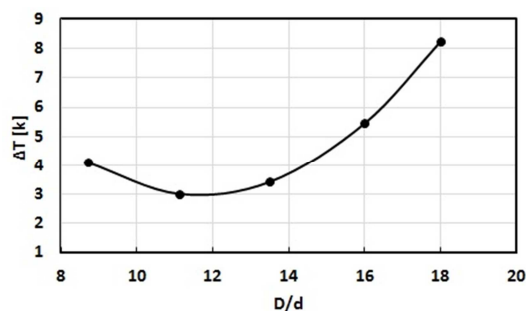
شکل ۹- خطوط جریان در مبادله‌کن گرمایی پوسته ولوله با بافل‌های مارپیچی پیوسته

۳-۳- تاثیر نسبت قطر پوسته به قطر لوله‌ها در مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی پیوسته

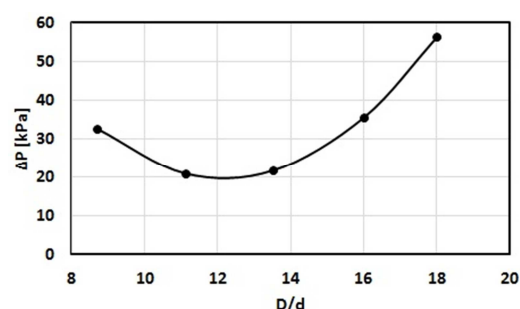
در بررسی تأثیر نسبت قطر پوسته به قطر لوله‌ها در مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های مارپیچی با ثابت در نظر گرفتن سایر پارامترها (از جمله مساحت مؤثر لوله و فاصله بین لوله)، مطابق اطلاعات جدول (۳) در پنج نسبت قطر نتایج عددی حاصل شده‌اند. با توجه به شکل (۱۰) با افزایش نسبت قطر پوسته به قطر لوله‌ها در مبادله‌کن گرمایی پوسته ولوله با بافل‌های پیوسته مشاهده می‌شود

جدول ۳- پارامترهای هندسی و جریانی در مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی پیوسته

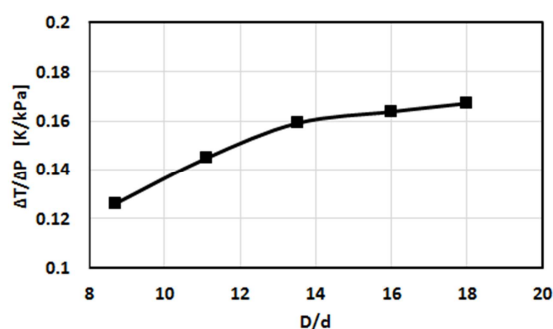
نسبت مساحت جانبی مجموع لوله‌ها به مساحت جانبی پوسته	طول مؤثر لوله و پوسته (m)	گام بافل‌ها (mm)	سرعت سیال (m/s)	دمای ورودی سیال پوسته (K)	قطر پوسته (m)	قطر لوله (m)	تعداد لوله‌ها	نسبت قطر پوسته به قطر لوله
۳/۳۳	۱/۲۱۵	۲۵۰	۵	۳۱۸/۵	۰/۲۱۱	۰/۰۲۴۲	۲۹	۸/۷۰
۳/۳۳	۱/۲۱۵	۲۵۰	۵	۳۱۸/۵	۰/۲۱۱	۰/۰۱۹۰	۳۷	۱۱/۱۰
۳/۳۳	۱/۲۱۵	۲۵۰	۵	۳۱۸/۵	۰/۲۱۱	۰/۰۱۵۶	۴۵	۱۳/۵۰
۳/۳۳	۱/۲۱۵	۲۵۰	۵	۳۱۸/۵	۰/۲۱۱	۰/۰۱۳۲	۵۳	۱۶/۰۰
۳/۳۳	۱/۲۱۵	۲۵۰	۵	۳۱۸/۵	۰/۲۱۱	۰/۰۱۱۷	۶۰	۱۸/۰۰



شکل ۱۰- نمودار تغییرات دما از ورودی تا خروجی پوسته بر حسب نسبت قطر پوسته به قطر لوله‌ها با بافل‌های مارپیچی پیوسته (با شرایط داده های جدول ۳)



شکل ۱۱- نمودار تغییرات فشار از ورودی تا خروجی پوسته بر حسب نسبت قطر پوسته به قطر لوله‌ها با بافل‌های مارپیچی پیوسته (با شرایط داده های جدول ۳)



شکل ۱۲- نمودار تغییرات نسبت تغییرات دمایی به افت فشار از ورودی تا خروجی پوسته بر حسب نسبت قطر پوسته به قطر لوله‌ها با بافل‌های مارپیچی پیوسته (با شرایط داده های جدول ۳)

۳-۴- تاثیر نسبت گام بافل‌ها به قطر پوسته در مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی پیوسته

جدول ۴- پارامترهای موثر نسبت گام بافل‌ها به قطر پوسته در مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی پیوسته

گام بافل‌ها (mm)	سرعت سیال (m/s)	دمای ورودی سیال پوسته (K)	قطر پوسته (m)	نسبت گام بافل به قطر پوسته B/D
۲۱۱	۵	۳۱۸/۵	۰/۲۱۱	۱/۰۰
۲۷۵	۵	۳۱۸/۵	۰/۲۱۱	۱/۳۰
۳۵۰	۵	۳۱۸/۵	۰/۲۱۱	۱/۶۶
۴۵۰	۵	۳۱۸/۵	۰/۲۱۱	۲/۱۳
۵۵۰	۵	۳۱۸/۵	۰/۲۱۱	۲/۶۱

برای بررسی تأثیر نسبت گام بافل‌ها به قطر پوسته در مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله با بافل‌های مارپیچی پیوسته با ثابت در نظر گرفتن نسبت قطر D/d مطابق با مشخصات هندسی جدول ۴، تجزیه و تحلیل‌های عددی برای پنج نسبت گام به قطر پوسته انجام شده است.

با توجه به شکل (۱۳) با افزایش نسبت گام بافل‌ها به قطر پوسته در مبادله‌کن گرمایی مارپیچی پیوسته مشاهده می‌شود که اختلاف دمای سیال پوسته از ورودی تا خروجی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد که این مقدار کاهش اختلاف دما در محدوده نسبت گام به قطر کمتر از حدود ۲ در حال افزایش و در محدوده بالاتر از ۲ در حال کاهش بوده است. این نتیجه نشان می‌دهد که با افزایش نسبت گام به قطر بافل‌ها به بیشتر از عدد تقریباً ۲، عملاً خطوط جریان داخل پوسته با زاویه کمتری به لوله‌ها برخورد کرده و در نتیجه تبادل گرمایی کمتری بین سیال داخل پوسته و لوله‌ها رخ داده است.

همچنین مطابق منحنی شکل (۱۴)، با افزایش نسبت گام بافل‌ها به قطر پوسته در مبادله‌کن گرمایی مارپیچی پیوسته مشاهده می‌شود که اختلاف فشار ورودی به خروجی ابتدا افزایشی و سپس کاهش می‌یابد. این رفتار عیناً مشابه رفتار منحنی تغییرات دمایی ناشی از تبادل گرما می‌باشد. باز هم نقطه اکسترمم این منحنی در محدوده نسبت گام به قطر حدود ۲ قرار گرفته است. مشاهده می‌شود که با افزایش گام به قطر در طول معینی از پوسته، عملاً زاویه برخورد جریان به لوله‌ها کاهش یافته و همچنین طول مسیر جریان از ورود تا خروج از پوسته کم شده است. این دو عامل تغییرات منحنی افت فشار شکل ۱۴ و تغییرات تبادل گرما شکل ۱۳ را باعث شده‌اند. به منظور انتخاب نسبت هندسی مناسبی از گام بافل به قطر پوسته در این مبادله‌کن گرمایی، محاسبه مشخصه عملکردی مبادله‌کن ضروری می‌گردد. از آنجا که سایر مشخصه‌های جریان و مشخصه‌های هندسی بجز گام بافل‌ها در تمام این حالات یکسان گرفته شده است لذا نسبت تغییرات دما به افت فشار از ورود تا خروجی مبادله‌کن، می‌تواند به عنوان معیاری کیفی از مشخصه عملکردی مبادله‌کن محسوب شود. در شکل ۱۵ این منحنی ترسیم شده است. این منحنی نشان می‌دهد که با کاهش نسبت گام به قطر به حدود عدد ۱، عملاً مشخصه عملکردی مبادله‌کن گرمایی به بیشترین مقدار خود خواهد رسید که معیار خوبی برای طراحان و سازندگان مبادله‌کن‌های گرمایی خواهد بود.

افزایش می‌یابد. البته ارزیابی مشخصه عملکردی مبادله‌کن گرمایی نشان می‌دهد که برای افزایش این مشخصه نسبت قطر پوسته به قطر لوله‌ها باید بیشتر از ۱۶ انتخاب گردد.

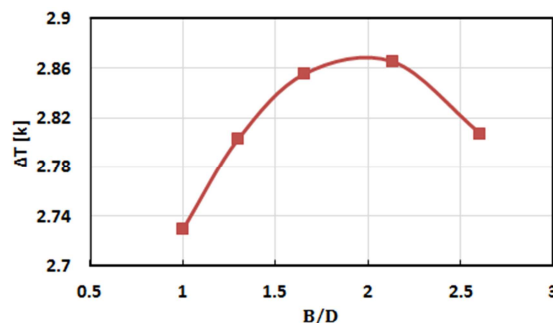
همچنین مطالعات انجام شده برای تاثیر نسبت گام بافل به قطر پوسته نشان می‌دهد که برای نسبت‌های بالاتر از ۱۸ حدود ۲ شیب تغییرات اختلاف دما و افت فشار کاهشی می‌گردد. ارزیابی مشخصه عملکردی مبادله‌کن گرمایی نشان می‌دهد که برای افزایش این مشخصه بهتر است نسبت گام به قطر پوسته در حدود عدد ۱ انتخاب گردد. این نتایج در برای طراحان و سازندگان مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته لوله مفید خواهند بود.

۵- نمادها

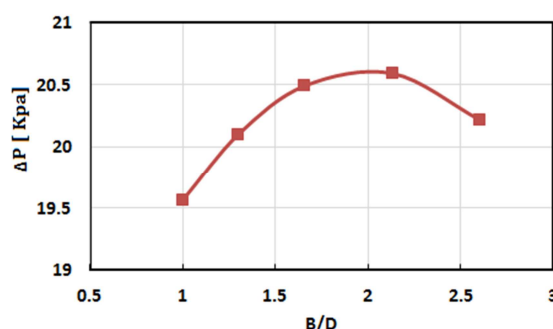
ρ	چگالی سیال (kg/m^3)
μ	لزجت سیال (kg/ms)
u_i	سرعت سیال در سمت پوسته (m/s)
k	انرژی جنبشی اغتشاشی
ε	اتلاف انرژی جنبشی اغتشاشی
T	دما (K)
μ_t	چگالی آشفته سیال سمت لوله (kg/ms)
u_{eff}	چگالی موثر سیال (kg/ms)
E_{ij}	نرخ اصلی تانسور کشش

۶- مراجع

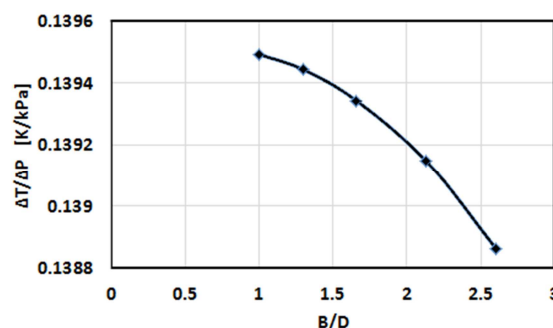
- [1] Master B.I., Chenango K.S., Pushpanathan, V., Fouling Mitigation Using Helix heat Exchangers" in: Proceedings of the ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications, Santa Fe, NM, pp. 317-322, May 2003.
- [2] Bell K.J., Delaware. Method For Shell Side Design, in: S. Kakac, A.E. Bergles, F. Mayinger (Eds.), Heat Exchangers Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, Taylor & Francis, Washington, DC, 1981.
- [۳] جعفری نصر محمد رضا، علایی سیدهادی، فن‌آوری‌های نوین در بهبود عملکرد مبادله‌کن‌های گرمایی، پژوهشگاه صنعت نفت، ۱۳۸۹.
- [4] Taborek J., Shell-and-tube heat exchanger, in Heat Exchanger Design, Handbook, Schlunder, E. U., Ed., Hemisphere, Washington, D. c., Section 3.3, 1983.
- [5] Taborek J., Industrial heat exchanger design practices, in Boiler, Evaporators, and Condensers, Kakac, John Wiley & Sew York, 1991.
- [6]. Peng B., Wang Q.W., Zhang C., An experimental Study of shell and tube heat exchangers with continuous Helical baffles, ASME Journal of Heat transfer, 2007.
- [7] Lutch J., Nemcansky J., Performance improvement of tubular heat exchanger by helical baffles, Transactions of IChemE, Vol. 68, Part A, May 1990.
- [8] Stehlik P., Nemcansky J., Kral D., Swanson L. W., Comparison of Correction factors for shell and tube heat exchangers with segmental or helical baffles, Heat Transfer Engineering Vol.15, No.1, 1994.
- [9] Karl D., Stehlik P., H.J. Van Der Ploeg & Bashir I. Master, Helical Baffles in Shell and Tube exchangers, Part I: Experimental Verification, Heat Transfer Engineering, Vol.15, No.1, 1996.
- [10] Zhang J. F., Y.L. He and Tao W.Q., 3D numerical simulation on shell and tube heat exchanger with middle-overlapped helical baffles and Continuous baffles-part



شکل ۱۳- نمودار تغییرات دما از ورودی تا خروجی پوسته بر حسب نسبت گام بافل‌ها به قطر پوسته با بافل‌های مارپیچی پیوسته (مطابق شرایط جدول ۴)



شکل ۱۴- نمودار تغییرات فشار از ورودی تا خروجی پوسته بر حسب نسبت گام بافل‌ها به قطر پوسته با بافل‌های مارپیچی پیوسته (مطابق شرایط جدول ۴)



شکل ۱۵- نمودار تغییرات دما از ورودی تا خروجی پوسته بر حسب نسبت گام بافل‌ها به قطر پوسته با بافل‌های مارپیچی پیوسته (مطابق شرایط جداول ۳ و ۴)

۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله میدان جریان سیال و توزیع دما در مبادله‌کن‌های پوسته لوله در دو حالت با بافل‌های مارپیچی پیوسته و بافل‌های قطعی به کمک روش دینامیک سیالات عددی تحلیل شده است. تاثیر دو نسبت هندسی مهم یعنی نسبت‌های قطر پوسته به قطر لوله و نسبت گام بافل‌ها به قطر پوسته بر بهبود عملکرد مبادله‌کن گرمایی با بافل‌های مارپیچی پیوسته مطالعه و تحلیل شده اند. تحلیل نتایج نشان می‌دهند که برای نسبت‌های بالاتری از $D/d=11/20$ مقدار اختلاف دمای بین ورودی و خروجی پوسته و همچنین افت فشار نیز

I: Numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles, *Int. J. of Heat and Mass*, Vol. 52, pp.5371-5380, 2009.

[11] Zhang J.F., He Y. L., and Tao W. Q., 3D numerical simulation on shell and tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and Continuous baffles-Part II: Simulation results of periodic model and comparison between continuous and non-continuous helical baffles, *Int. J. Heat and Mass*, Vol. 52, pp.5381-5389, 2009.

[12] Zeininejad M., Taher F.N., Razmi K. and Azar R.T., Tube bundle replacement for segmental and helical shell and tube heat exchangers: Performance comparison and Fouling investigation on the shell side, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, pp.1162-1169, (2013).

[13] Zhang J. F., Guo S. L., Li Z. Z., Wang J. P., He V. L., Experimental Performance comparison of shell-and Tub oil coolers with overlapped Helical Baffles and Segmental Baffles, *Applied Thermal Engineering*, 2013.

[14] Sivarjan C., Rajasekaran B. and Krishnamohan N., Numerical and Experimental study of Helix Heat Exchanger, *Journal of Engineering Research & Technology*, Vol. 2, 2013.

[15] Jafarinasr M.R. and Shafeghat A., Fluid flow analysis and extension of rapid design algorithm for helical baffle heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp.1324-1332, 2008.