

بررسی کارایی یک مبادله کن گرمایی پوسته-لوله با بافل میله‌ای با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و نرم افزار HTRI

حسین حسن نیا

اصغر علیزاده داخل*

دانشجوی دکتری، گروه شیمی و مهندسی شیمی، واحد رشت، دانشگاه آزاد اسلامی، رشت، ایران.
استادیار، گروه شیمی و مهندسی شیمی، واحد رشت، دانشگاه آزاد اسلامی، رشت، ایران.

چکیده

یک مبادله کن گرمایی پوسته-لوله با بافل میله‌ای با استفاده از نرم افزار HTRI و روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) شبیه سازی گردید. نتایج به دست آمده از هر دو مدل سازی با داده‌های تجربی در دسترس مقایسه شد. همچنین اثر فاصله بافل‌ها و سرعت جریان سیال سرد بر کارایی مبادله کن گرمایی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل نشان داد که کاهش فاصله بافل‌ها سبب افزایش انتقال گرما در مبادله کن می‌شود. با این حال، کم کردن بیش از حد فاصله بافل‌ها می‌تواند موجب کاهش قابل توجه انتقال گرما گردد. در مقایسه دو روش به کار گرفته شده برای شبیه سازی مبادله کن گرمایی پوسته-لوله با بافل میله-ای، می‌توان گفت استفاده از نرم افزار HTRI آسانتر و سریعتر از روش CFD است و پاسخ‌های قابل قبولی را به دست می‌دهد. از طرف دیگر دقت نتایج حاصل از CFD بیشتر است، همچنین جزئیات پروفایل‌های دما و سرعت سیال در داخل مبادله کن، قابل محاسبه و تجزیه و تحلیل است. نتایج این تحقیق می‌تواند گامی موثر در توسعه کاربرد این نوع مبادله کن و بازطراحی آن باشد.

واژه‌های کلیدی: مبادله کن گرمایی، بافل میله‌ای، دینامیک سیالات محاسباتی، HTRI.

Investigation of the Performance of a Rod Baffle Shell-Tube Heat Exchanger using Computational Fluid Dynamics and HTRI Software

Hossein Hassannia

Department of Chemical Engineering, Rasht branch, Islamic Azad University, Rasht, Iran.

Asghar Alizadehdakhl

Department of Chemical Engineering, Rasht branch, Islamic Azad University, Rasht, Iran.

Abstract

A Rod Baffle shell-tube heat exchanger was simulated using HTRI software and Computational Fluid Dynamics (CFD). The results from both models were compared with available experimental data. In addition, the effects of distance of baffles and cold fluid's velocity on the heat exchanger's performance were analyzed. The obtained results showed that decreasing the distance between baffles can improve the heat transfer. However, diminution of this distance more than a threshold can lead to a significant reduction in the heat transfer. By comparing the two employed methods for simulation of shell-tube heat exchangers with bar baffles, one can say that the use of HTRI software is easier and faster than the CFD method and achieves acceptable responses, on the other hand, the CFD results are more accurate. Furthermore, the details of the temperature and velocity profiles of the fluid inside the heat exchanger can be calculated and analyzed. The results of this research can be an effective step in developing the application of this type of heat exchanger and redesigning of it.

Keywords: Heat Exchanger, Rod Baffle, Computational Fluid Dynamic, CFD, HTRI.

مبادله کن بافل میله‌ای نوعی از مبادله کن پوسته و لوله با کارایی بالاتر می‌باشد که درک بهتر فیزیک جریان در پوسته این مبادله کن به‌خاطر ساختار پیچیده قرار گیری لوله‌ها، نیاز به یک مدل عددی دقیق از رژیم جریان در پوسته مبادله کن دارد. تمامی صفحات دایره‌ای که بافل‌ها را در خود جای داده‌اند توسط میله‌های بلند افقی نگه داشته می‌شوند. بافل‌های میله‌ای یک در میان به‌صورت افقی-عمودی در فاصله مناسبی نسبت به یکدیگر که به‌افت فشار مجاز و ضریب انتقال گرما بستگی دارد، قرار داده می‌شوند. قطر میله‌های بافل و فاصله‌های آن‌ها از یکدیگر به‌قطر و تعداد لوله‌های مبادله کن گرمایی بستگی دارد. به‌دلیل افت فشار کمتر و توزیع سرعت بهتر جریان پوسته کاربرد این نوع از مبادله کن‌های گرمایی مورد توجه قرار گرفته است. شکل ۱ و شکل ۲ آرایش و نحوه قرارگیری بافل‌های میله‌ای داخل پوسته مبادله کن‌های بافل میله‌ای را نشان می‌دهند.

دنگ و همکارانش [۱] با استفاده از یک مبادله کن بافل میله‌ای کوچک در آزمایشگاه پدیده‌های انتقال را برای گرمایش آب بررسی نمودند. ابتدا یک مدل سیالاتی محاسباتی تهیه و با نتایج تجربی

۱- مقدمه

مبادله کن‌های گرمایی به‌طور وسیعی در زمینه‌های مختلف از قبیل تولید نیرو، تبرید، سیستم‌های تهویه، خودروها و صنایع شیمیایی کاربرد دارند. به‌همین علت، طراحی، بهینه سازی و ساخت مبادله کن-های گرمایی همواره مورد توجه محققان بوده است. در این زمینه حل عددی معادلات جریان سیال یکی از مهمترین مسائل مطرح در مهندسی مکانیک و شیمی است که امروزه دینامیک سیالات محاسباتی در کنار آزمایشگاه‌ها و مراکز ساخت مبادله کن گرمایی، سرعت فعالیت‌های تحقیقاتی و صنعتی را به‌شدت افزایش داده است، زیرا علاوه بر پایین بودن هزینه روش‌های عددی در مقایسه با آزمایشات تجربی از دقت و سرعت بالایی در انجام محاسبات برخوردار می‌باشند و چنان توسعه یافته که قادر به حل جریان‌های مادون و مافوق صوت، جریان‌های واکنشی، چند فاز و ... است. تعداد زیاد کارهای صورت گرفته در مدل‌سازی مبادله کن‌های گرمایی که به برخی از مهمترین‌های آن در ادامه اشاره می‌شود، موبد این مطلب خواهد بود.

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: alizadeh@iaurasht.ac.ir

مقایسه اعتبار سنجی کردند.

افزار HTRI در طراحی کاربرد بسیاری دارد و می‌توان جهت تایید محاسبات از آن استفاده کرد.

پاتل و همکارانش [۱۰] برای تبادل گرما بین دو سیال مایع یک مبادله کن پوسته و لوله را طراحی نموده و جهت اطمینان از HTRI استفاده کردند. ساهاج پال و شاه [۱۱] محاسبات دستی یک چگالنده را با روابط و فرمول‌های گرمایی موجود در مقالات انجام داده و سپس نتایج را با HTRI مقایسه نمودند تا از صحت نتایج مطمئن شوند. آنها دریافتند که دقت نتایج HTRI بیشتر از محاسبات دستی بر پایه روابط معرفی شده در مقالات می‌باشد.

ایوب [۱۲] بر اساس داده‌های تجربی در بازه چند ساله ضریب انتقال گرما را در یک مبادله کن گرمایی بافل یک بخشی محاسبه و نتایج را با HTRI مقایسه نموده است. او نشان داد که این نرم افزار به-عنوان ابزاری قدرتمند همراه با روش‌های محاسباتی موجود امکان یک طراحی بی‌نقص گرمایی سیالاتی را فراهم می‌سازد. کاربرد همزمان نرم افزارهای دینامیک سیالاتی مانند Ansys Fluent و HTRI می‌تواند به-افزایش دقت محاسبات و تحلیل‌های مطمئن‌تری ختم شود. لئون و همکارانش [۱۳] به‌خوبی از این ابزار برای مدلسازی جریان پوسته با مدل اغتشاش K-ε استفاده کرده اند. آنها ابتدا با HTRI یک مبادله کن پوسته لوله بافل بخشی را طراحی کرده و در شرایط مرزی معادلات انرژی در Ansys Fluent از اطلاعات دمایی بهره گرفته اند.

شرینکار و همکارانش [۱۴] یک مبادله کن گرمایی پوسته و لوله با بافل تک بخشی را در نرم افزارهای Aspen، HTRI و Solid works شبیه سازی کردند. نتایج هر سه روش از همگرایی و تطابق خوبی با یکدیگر برخوردار بود. از آنجایی‌که مبادله کن‌های پوسته و لوله بافل میله‌ای پتنت شرکت فیلیپ می‌باشد جزئیات طراحی آن منتشر نشده است.

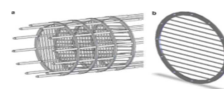
کی یو و همکارانش [۱۵] برای توسعه روابط تجربی مبادله کن-گرمایی بافل میله‌ای، مجموعه‌ای از آزمایشات تجربی را با نمک مذاب (سیال پوسته) و یک نوع روغن (سیال لوله) انجام دادند. بر اساس نتایج به‌دست آمده روابط تجربی را اصلاح کرده و با دقت ۵٪ در طراحی مبادله کن‌های گرمایی با سیال نمک مذاب استفاده نمودند.

تحقیق دیگری توسط چولین یو و همکارانش [۱۶] روی مبادله کن‌های گرمایی با بافل میله‌ای و بافل ضد ارتعاش^۳ صورت گرفته است. یو با مدل‌های عددی CFD عملکرد و تاثیر این دو نوع بافل بر انتقال گرما و شرایط هیدرولیکی-مکانیکی در مبادله کن گرمایی پوسته و لوله را با یکدیگر مقایسه نموده است. نتایج مدلسازی نشان می‌دهد هرچند بافل‌های ضد ارتعاش شش وجهی برای مبادله کن‌های گرمایی با لوله‌های بزرگ و حجیم مناسب است و انتقال گرما بهتری انجام می-پذیرد اما مبادله کن‌های پوسته و لوله با بافل‌های میله‌ای عملکرد بهتری دارند.

هر چند که فعالیت‌های زیادی در زمینه مدلسازی مبادله کن‌های گرمایی صورت گرفته است اما تحقیقات معدودی درباره استفاده هم‌زمان مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی و نرم افزارهای طراحی مبادله کن گرمایی برای بررسی اثر پارامترهای ابعادی، سیالاتی و



شکل ۱- نمایی از بافل‌های میله‌ای پوسته یک مبادله کن گرمایی



شکل ۲- طرح‌ورهای از میله‌های نگه دارنده (بافل) لوله در پوسته

سپس عدد ناسلت را برای جریان آب با چهار سرعت مختلف در پنج فاصله بافل‌ها از یکدیگر به‌دست آوردند. از نتایج به‌دست آمده به‌تائیر بیشتر قطر بافل‌ها بر ضریب انتقال گرما نسبت به‌افت فشار پوسته می-توان اشاره کرد.

یانگ کین و همکاران [۲] مبادله کن‌های گرمایی با بافل‌های حلزونی^۱ را به‌روش عددی مدلسازی نموده و مقایسه‌ای بین سه نوع مبادله کن گرمایی بافل بخشی^۲، بافل میله‌ای و بافل حلزونی انجام داده‌اند. گالزو و همکارانش [۳] نیز یک مبادله کن صفحه‌ای چهار کاناله را با کد CFD مدلسازی نمودند که نتایج تحقیقشان با داده‌های تجربی سازگار است. ماکول و همکارانش [۴] با نرم افزار Ansys Fluent توزیع جریان در پوسته را برای مبادله کن‌های گرمایی با بافل حلزونی و بخشی مقایسه نموده و به‌این نتیجه رسیدند که عملکرد ترموسیالاتی بافل‌های حلزونی بسیار بهتر از بافل‌های بخشی است.

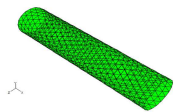
شاهریل و همکارانش [۵] نیز عملکرد گرمایی و سیالاتی مبادله کن‌های پوسته و لوله هم مرکز (دو لوله هم مرکز) را برای سیال گرم در شدت جریان‌های مختلف مدل نمودند و تاثیر قطر لوله داخلی روی ضریب کلی انتقال گرما را به‌دست آوردند. تاثیر شکل و اندازه بافل یکی از مهمترین پارامترهای مورد بررسی می‌باشد که به‌طور مثال دماوندی و همکارانش [۶] یک بهینه سازی چند منظوره با CFD، هوش مصنوعی و الگوریتم ژنتیک برای مبادله کن گرمایی با پره‌های موجی بیضوی روی لوله انجام داده‌اند. یاییچی و همکارانش [۷] اثر توزیع جریان هوا در ورودی مبادله کن‌های صفحه‌ای پره دار را با یک مدل سه بعدی نشان دادند. نتایج نشان می‌دهد که تاثیر خواص هندسی و الگوی جریان در طراحی مبادله کن بسیار حائز اهمیت است. آمبار و همکارانش [۸] با نرم افزار Solidwork Flow تاثیر بافل‌های یک بخشی، دو بخشی، سه بخشی و حلزونی را بر ضریب انتقال گرما و افت فشار پوسته بررسی کرده‌اند که نتایج نشان داد با شدت جریان یکسان در پوسته، افت فشار و آهنگ انتقال گرما بافل یک بخشی بیشینه است.

وانگ و همکارانش [۹] نیز یک مدل عددی برای تحلیل هیدرولیکی مبادله کن دو پوسته بافل میله‌ای و مقایسه آن با تک پوسته بافل میله‌ای به‌دست آورده اند. نتایج نشان داد در شدت جریان برابر افت فشار و آهنگ انتقال گرما دو پوسته بیشتر است. از طرف دیگر تحلیل گرمایی سیالاتی مبادله کن‌های پوسته و لوله به‌کمک نرم

¹ Helical Segmental Baffle

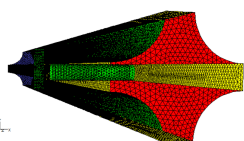
² Segmental Baffle

³ Hexagon Clamping Anti-Vibration Baffle



شکل ۴- نمای شبکه بندی بافل میله‌ای افقی در پوسته مبادله کن گرمایی دو بافل میله‌ای

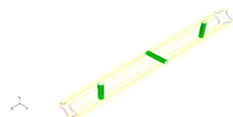
در شکل ۵ سطوح خارجی لوله‌ها، سطوح مقطع ورودی و خروجی کانال آب و سطوح متقارن هندسی با نمای نزدیک از سطح خروجی نشان داده شده است. سطح شبکه بندی قرمز خروجی جریان و ربع استوانه‌ها سطوح خارجی لوله‌ها را نشان می‌دهند. جریان در طول محور z حرکت می‌کند و برای مشخص بودن تمامی سطوح شفافیت^۱ سطوح ۱۰۰٪ قرار داده شده است.



شکل ۵- شبکه بندی کانال جریان آب در پوسته مبادله کن گرمایی با دو بافل میله‌ای

۲-۱-۲- شکل هندسی و شبکه بندی پوسته مبادله کن با سه بافل میله‌ای

در این قسمت یک بافل عمودی بعد از بافل افقی اضافه می‌گردد. طول پوسته مبادله کن مانند حالت قبل ۳۰۰ mm است بنابراین فاصله اولین بافل عمودی از ورودی سیال ۱۰۰ mm و فاصله بافل‌ها از یکدیگر نیز ۱۰۰ mm می‌گردد که در شکل ۶ می‌توان مشاهده کرد.



شکل ۶- نمای ایزومتریک جریان کانال آب در پوسته مبادله کن گرمایی، دیواره لوله‌ها و ۳ بافل میله‌ای

فضای محاسباتی برای این مدل به ۵۳۸۸۲۶ حجم کنترلی غیر ساختاری با شبکه بندی Tetrahedral و ۱۱۰۵۹۴۱ سطح Triangular مشابه پوسته مبادله کن دو بافل میله‌ای تقسیم شده است. از نرم افزار Fluent نسخه ۶/۳ جهت حل و پس پردازش استفاده شده است. با توجه به پایین بودن سرعت و تراکم ناپذیری جریان، روش حل بر پایه فشار (Segregated) با جریان آشفتنه، پیوسته و الگوریتم SIMPLE است. جریان آشفتنه k-ε با مدل استاندارد و ثوابت ۱/۴۴، ۱/۹۲، ۰/۰۹ و ۱ فرض شده است. برای کنترل حل عددی مبادله کن با ۲ بافل میله‌ای، فشار به-

گرمای در مبادله کن‌های گرمای بافل میله‌ای صورت پذیرفته است. در این تحقیق از نرم افزار Fluent برای مدلسازی دینامیک سیالات محاسباتی و از HTRI برای شبیه سازی جریان آب در پوسته یک مبادله کن گرمایی استفاده شده است. جریان آب سرد با عبور از پوسته مبادله کن که بافل‌های میله‌ای دارد توسط بخار آب عبوری از لوله‌های مبادله کن گرم می‌شود. نتایج به دست آمده با داده‌های تجربی موجود مقایسه شده و اثر سرعت جریان، اثر فواصل مختلف بافل‌ها از یکدیگر و همچنین دقت پیش بینی برخی پارامترهای مهم در پدیده‌های انتقال با نرم افزار HTRI مورد بررسی قرار گرفته است تا دامنه استفاده صنعتی از HTRI گسترش یابد.

۲- مبانی و روش‌ها

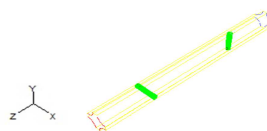
۱-۲- مدلسازی دینامیک سیالات محاسباتی

در این قسمت پوسته مبادله کن گرمایی ابتدا با دو بافل میله‌ای به عنوان مدل پایه و سپس با سه بافل میله‌ای برای بررسی اثر فواصل بافل‌ها بر میزان ضریب انتقال گرما و دمای خروجی جریان آب در همان طول از مبادله کن گرمایی مدلسازی می‌گردد.

۲-۱-۱- شکل هندسی و شبکه بندی پوسته مبادله کن با دو بافل میله‌ای

جریان آب سرد از پوسته یک مبادله کن گرمایی با دو بافل میله‌ای عبور می‌کند. در لوله‌های مبادله کن گرمایی بخار آب جریان دارد تا آب سرد عبوری از پوسته را حدود ۱۰°C گرم نماید. جهت ترسیم شکل هندسی و شبکه بندی پوسته مبادله کن از نرم افزار Gambit نسخه ۲/۴ استفاده شده است و به دلیل تقارن هندسی در آرایش لوله‌ها یک کانال آب عبوری از بین چهار لوله به عنوان فضای محاسبات در نظر گرفته شده است.

در بخش اول مدلسازی CFD، کانال آب عبوری از پوسته با دو بافل میله‌ای آن‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌گردد در نظر گرفته شده است. طول مبادله کن ۳۰۰ mm، فاصله ورودی از بافل عمودی ۷۵ mm و فاصله بافل عمودی از بافل بعدی که افقی می‌باشد ۱۵۰ mm است. قطر هر چهار لوله ۲۵ mm است که به فاصله ۷ mm از هم قرار دارند. فضای محاسباتی برای مدل ۲ بافل میله‌ای به ۵۷۳۹۲۹ Tetrahedral و ۱۱۷۵۶۳۴ سطح Triangular تقسیم گردید. جریان آب در راستای محور z پس از ورود به کانال ابتدا به بافل عمودی و سپس به بافل افقی برخورد می‌کند.



شکل ۳- نمای ایزومتریک جریان کانال آب در پوسته مبادله کن گرمایی، دیواره لوله‌ها و ۲ بافل میله‌ای

شکل ۴ شبکه بندی سطح بافل افقی میله‌ای را نشان می‌دهد. شبکه بندی سطح بافل عمودی مشابه سطح بافل افقی می‌باشد.

¹ Transparency

جریان کاملاً توسعه یافته مدل صرفنظر شده است.

شرایط مرزی برای انجام محاسبات CFD مشابه فرضیات دنگ و همکارانش [۱] به شرح زیر در نظر گرفته شده است: شرط مرزی ورودی سرعت جریان می‌باشد که برابر با 2223 m/s در دمای 300 K است. دیواره‌ها دارای شرط عدم لغزش، همچنین دیواره‌های لوله با دمای ثابت 400 K و دیواره‌های بافل میله‌ای در حالت آدیاباتیک فرض شده‌اند. از نیروی بدنه در شرایط مرزی برای مدل کانال پریودیک صرفنظر شده است. از آنجایی که جریان کاملاً توسعه یافته پریودیک است شرایط مرزی خروجی به صورت زیر نوشته شده و افت فشار به-عنوان اختلاف فشار بر طول واحد در سیستم SI تعریف گردیده است:

$$u(x, y, z) = u(x, y, z + s) \quad (8)$$

$$v(x, y, z) = v(x, y, z + s) \quad (9)$$

$$w(x, y, z) = w(x, y, z + s) \quad (10)$$

$$p(x, y, z) - p(x, y, z + s) = \quad (11)$$

$$p(x, y, z + s) - p(x, y, z + 2s)$$

$$\Delta p = \frac{[p(x, y, z) - p(x, y, z + s)]}{s} \quad (12)$$

که در آن، s مقدار طول واحد در راستای محور z بر حسب متر می‌باشد. هنگامی که جریان منغشوش وارد ناحیه محاسباتی می‌شود لازم است که مقادیر پارامترهای اغتشاش در مرزهای ورودی و خروجی تعیین شوند. در مقاله حاضر از روش به کارگیری مقادیر یکنواخت و ثابت استفاده شده و مقدار آهنگ انرژی جنبشی آشفتگی و آهنگ اضمحلال آشفتگی یک قرار داده شده است.

۲-۲- شبیه سازی مبادله کن گرمایی با HTRI

برای شبیه سازی مبادله کن گرمایی با HTRI از نسخه ۶ این نرم افزار و مدل Xist که مبادله کن پوسته و لوله می‌باشد استفاده شده است. این نرم افزار برای طراحی و شبیه سازی گرمایی - مکانیکی تجهیزات گرمایی شامل فن‌های هوایی، مبادله کن‌های صفحه ای، مبادله کن‌های پوسته و لوله، مبادله کن‌های دولوله و کوره‌های گرمایی بکار می‌رود. در محیط نرم‌افزار، ابتدا نوع تجهیز گرمایی انتخاب می‌شود. سپس مقادیر شدت جریان‌های سرد و گرم، دما، فشار و برخی متغیرهای هندسی تجهیز گرمایی مانند نوع بافل، طول و یا قطر داخلی لوله‌ها در طراحی مبادله کن گرمایی پوسته و لوله به عنوان داده های ورودی به نرم‌افزار داده می‌شود تا سطح انتقال گرما، ضریب کلی انتقال گرما، خواص گرمایی و اندازه اجزاء تجهیز گرمایی توسط محاسبات نرم-افزار به دست آید.

۲-۲-۱- شکل هندسی و شرایط جریان در مبادله کن گرمایی با

دو بافل میله‌ای

مشابه قسمت قبل ابتدا یک مبادله کن گرمایی پوسته و لوله که در طول 300 mm از ورودی آن دو بافل میله‌ای به فاصله 150 mm از یکدیگر قرار می‌گیرند بازطراحی شده است. طول و قطر خارجی هر لوله به ترتیب 2000 mm و 25 mm و قطر پوسته مبادله کن 270 mm در نظر گرفته شده است. شدت جریان به گونه ای تنظیم شد که سرعت جریان آب در پوسته 2223 m/s گردد. نرم افزار HTRI طول موثر لوله را به قسمت‌های تقریباً مساوی 50 mm تقسیم کرده و برای سطح

صورت استاندارد و طرح اختلاف بالادست مرتبه دوم برای انرژی، اندازه حرکت و آشفتگی انتخاب گردید. پس از 1400 سعی و خطا نتایج محاسبات با دقت 10^{-6} همگرا شد، و برای کانال با 3 بافل طرح اختلاف بالادست مرتبه اول مناسب و نتایج با همگرایی 10^{-6} به دست آمد.

همچنین برای بررسی استقلال حل از شبکه، مدل انتخاب شده برای 5 شبکه بندی مختلف حل شد و دمای جریان آب پیش بینی شده توسط مدل‌های با شبکه بندی های مختلف مورد مقایسه و بررسی قرار گرفت.

معادلات حاکم شامل پیوستگی، اندازه حرکت، انرژی و مدل جریان آشفتگی $k-\epsilon$ است و از نیروی بدنه صرف نظر شده است.

معادله پیوستگی برای سیال تراکم ناپذیر:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

معادله اندازه حرکت در مختصات دکارتی:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

معادله انرژی:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

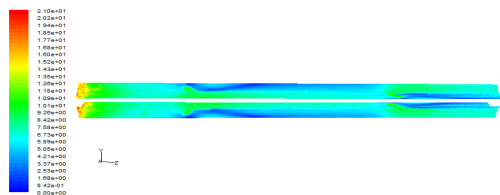
شبیه سازی با فرض جریان درهم و ناچیز بودن اثرات لزجت مولکولی انجام شده است. مدل اغتشاش $k-\epsilon$ برای مدلسازی جریان درهم با مقادیر k و ϵ که از معادلات زیر به دست می‌آیند به کار رفته است.

$$\rho \left(\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial k u_i}{\partial x_i} + w \frac{\partial k}{\partial z} \right) = \frac{\partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right]}{\partial x_i} + G_k - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\epsilon u_i)}{\partial x_i} + w \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right) = \frac{\partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right]}{\partial x_i} + \frac{C_{1\epsilon} \epsilon G_k}{k} - \frac{C_{2\epsilon} \rho \epsilon^2}{k} \quad (7)$$

که در آن، μ_t برابر 0.09 ، $C_{1\epsilon}$ برابر $1/44$ ، $C_{2\epsilon}$ برابر $1/92$ ، σ_k برابر $1/0$ و σ_ϵ برابر $1/3$ می‌باشد. از تغییرات دمایی و خواص فیزیکی در

در این تحقیق مبادله کن گرمایی با دو بافل میله‌ای به‌عنوان مدل پایه انتخاب شده است و اعتبارسنجی نتایج با داده‌های تجربی دنگ و همکاران [۱] انجام پذیرفت. به‌این منظور از نتایج CFD و HTRI مبادله



شکل ۸- تغییرات T^+ دیواره خارجی لوله در طول کانال آب

کن گرمایی با دو بافل میله‌ای، دمای خروجی سیال سرد پوسته (آب) به‌ازای چهار سرعت مختلف انتخاب شده و در جدول ۱ ارائه شده است. نزدیکی نتایج CFD به داده‌های تجربی نشان می‌دهد مدل سیالات محاسباتی انتخاب شده از دقت قابل قبولی برخوردار است در حالی که نتایج شبیه سازی HTRI نسبت به نتایج CFD از دقت کمتری برخوردار است. اگر بخشی از این اختلاف نتایج شبیه سازی HTRI با داده‌های تجربی به تفاوت‌های هندسی و هیدرولیکی شبیه سازی HTRI با مدل تجربی نسبت داده شود شبیه سازی HTRI با تقریب مهندسی جهت بسیاری از محاسبات طراحی مبادله کن‌های گرمایی با بافل میله‌ای قابل استفاده است.

همچنین جدول ۱ نشان می‌دهد با افزایش سرعت آب در پوسته دمای خروجی کاهش می‌یابد اگرچه عدد رینولدز و ضریب انتقال گرما جابجایی افزایش یافته‌اند. علت این پدیده افزایش شدت جریان آب و در نتیجه کاهش زمان تماس سیال با پوسته است.

جدول ۱- نتایج CFD، HTRI و داده‌های تجربی برای مبادله کن گرمایی با دو بافل میله‌ای

دمای خروجی سیال سرد پوسته (K)			سرعت سیال سرد
CFD	داده تجربی [۱]	HTRI	m/s
۳۰۵/۷	۳۰۸/۹۴	۳۱۰/۰۰	۰/۲۲۲۳
۳۰۴/۷	۳۰۷/۵۹	۳۰۹/۱۰	۰/۳۷۰۴
۳۰۴/۲	۳۰۶/۷۰	۳۰۷/۵۰	۰/۵۶۳۷
۳۰۲/۷	۳۰۶/۸۹	۳۰۸/۰۰	۰/۷۴۰۹

در جدول ۲ درصد خطای نتایج CFD و HTRI نسبت به نتایج تجربی برای جریان آب در چهار سرعت مختلف آورده شده است. خطای نتایج مدل محاسباتی مثبت و کمتر از دمای با‌طراحی مبادله کن گرمایی با HTRI می‌باشد و تقریباً ثابت است.

مقطع عرضی مبادله کن در آن طول (z) ۳۰۰ mm ابتدای پوسته، دمای جریان آب در پوسته و گرما تبادل شده را محاسبه و نشان می‌دهد.

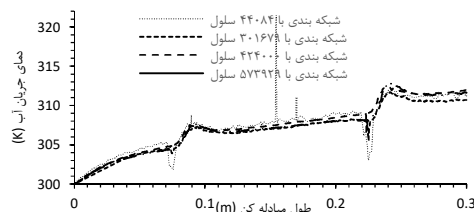
۲-۲-۲- سه بافل میله‌ای

جهت بررسی اثر فواصل بافل‌ها بر انتقال گرما و افت فشار پوسته تعدادی بافل میله‌ای اضافه شده به‌نحوی که فاصله بافل‌ها از یکدیگر ۱۰۰ mm و فاصله اولین بافل از ورودی جریان آب نیز ۱۰۰ mm به دست آید. شبیه سازی با فرضیات مشابه مبادله کن دو بافل میله‌ای انجام پذیرفته است.

۳- نتایج

۳-۱- اعتبار سنجی و استقلال حل از شبکه مدل پایه

جهت بررسی استقلال حل از شبکه و یافتن بزرگترین شبکه بندی با کمترین خطا، مدل کانال آب در ۵ اندازه مختلف شبکه بندی سلول Tetrahedral با سرعت جریان آب ورودی $0/2223 \text{ m/s}$ حل شد و دمای خط جریان شماره ۴ آب (مختصات آن در جدول ۳ آمده است) برای ۵ شبکه بندی با تعداد مختلف سلولها در شکل ۷ نشان داده شده است. در شکل ۷ مشاهده می‌گردد با افزایش سلولهای شبکه خطای محاسبه دمای کانال آب کاهش یافته به‌نحوی که تفاوت مقدار خطای محاسبه دما برای شبکه بندی شماره‌های ۴ و ۵ ناچیز می‌شود. بنابراین حل مدل کانال مستقل از شبکه است و برای کاهش زمان و حجم محاسبات شبکه بندی با سلولهای Tetrahedral و تعداد 573929 انتخاب می‌شود.



شکل ۷- تغییرات دمای جریان آب در طول کانال با شبکه بندی‌های مختلف، تمامی سلولها Tetrahedral هستند

از آنجایی که انتقال گرما از سطح خارجی لوله‌ها صورت می‌پذیرد شبکه بندی نزدیک دیواره خارجی لوله‌ها بسیار اهمیت دارد. به‌این منظور کانتور T^+ برای سطوح خارجی لوله‌ها در شکل ۸ نشان داده شده است. اگرچه T^+ ابتدای کانال و کنارگذر بافل‌ها در زیرلایه بافر قرار گرفته ولی اغلب مقادیر T^+ به‌زیرلایه ویسکوز و یا حد مرزی زیرلایه‌های ویسکوز و بافر با مقدار متوسط ۵ تعلق دارند. با توجه به نظر کمی‌لووسکی [۱۷] در مورد مقدار مناسب T^+ برای توابع استاندارد دیواره جریان آشفتنه $k-\epsilon$ و استراتژی پیشنهادی شرکت Ansys [۱۸] در تعیین روش مناسب اصلاح نزدیک دیواره، T^+ در محدوده قابل قبول است.

جدول ۲- درصد خطای محاسبات دمای خروجی از CFD و HTRI نسبت به نتایج تجربی در چهار سرعت مختلف از جریان آب

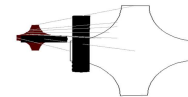
درصد خطا %	سرعت سیال سرد	
	CFD	HTRI
۰,۳۴	۱,۰۵	۰,۲۲۲۳
۰,۴۹	-۰,۹۴	۰,۳۷۰۴
۰,۲۶	-۰,۸۳	۰,۵۶۳۷
۰,۳۶	-۱,۳۷	۰,۷۴۰۹

بنابراین می‌توان گفت مدلسازی CFD و شبیه سازی با HTRI هر دو قابل قبول هستند با این حال دقت CFD بیشتر است.

۲-۳- بررسی اثر بافل‌ها و دیواره بر انتقال گرما در مبادله کن گرمایی با دو بافل میله‌ای

در مدل CFD کانال آب، جهت بررسی اثر بافل و دیواره بر انتقال گرما، چندین خط فرضی به موازات محور طولی کانال (z) در پوسته مبادله کن گرمایی در نظر گرفته شد. تصویر این خطوط فرضی در شکل ۹ و مختصاتشان در جدول ۳ آمده است. سعی شده است خطوطی از جریان آب انتخاب گردد تا اثر بافل و دیواره لوله‌ها به‌تنهایی و نیز با یکدیگر بر دمای جریان آب را مشخص نماید. در شکل ۹ جریان آب از صفحه سفید وارد شده و پس از عبور از بافل عمودی به بافل افقی می‌رسد. طول این خطوط فرضی ۳۰۰ mm است. این خطوط جریان آب به‌تدریج از بافل‌ها فاصله گرفته و از سه جهت مختلف به دیواره نزدیک شده‌اند. بنابراین در برخورد یا عبور از کناره‌های بافل‌ها

آهنگ تغییرات نسبتاً متفاوتی را نشان داده‌اند. شکل ۱۰ اثر بافل بر افزایش دمای جریان آب را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود با نزدیک شدن به بافل عمودی که نزدیک به ورودی قرار دارد دما افزایش می‌یابد. ترتیب بزرگی آهنگ این افزایش، از خط جریان ۳ به ۴ سپس ۲ و کمتر از همه خط جریان ۱ است. دلیل این امر ایجاد اغتشاش بیشتر در اثر برخورد با بافل می‌باشد. بطور مثال دما در محل تقاطع جریان شماره ۳ با بافل میله‌ای عمودی از ۳۰۸ K به ۳۱۲ K افزایش می‌یابد.



شکل ۹- خطوط انتخابی جریان آب در پوسته

این افزایش برای بافل افقی که به‌خروجی نزدیکتر است به 9°C می‌رسد در حالی که کمترین آهنگ افزایش دما برای خط جریان شماره ۱ است که با هر دو بافل تلاقی می‌کند. علت این امر می‌تواند ایجاد ناحیه ساکن در ناحیه منظر پشت محل تقاطع بافل با جریان باشد. جریان شماره ۴ به دلیل اینکه صرفاً دورتر از اغتشاشات گردابی مجاور بافل‌ها است رشد یکنواخت متوسطی را نشان می‌دهد.

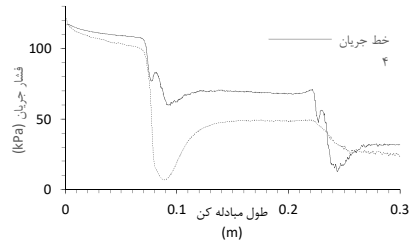
افزایش دما با حرکت از طرف بافل‌ها به سمت دیواره خارجی لوله‌ها بیشتر شده اما غیر یکنواختی توزیع دما و تغییرات (پراکندگی) دمایی

در جریان نیز بیشتر مشاهده می‌شود. در شکل ۱۱، تغییرات (پراکندگی) دمایی خط جریان ۵ در مقایسه با تغییرات دمای خطوط جریان آب ۶ و ۷ در راستای طول کانال بیشتر است زیرا نسبت به خطوط جریان آب ۶ و ۷ به دیواره خارجی لوله‌ها بسیار نزدیکتر و تحت تاثیر هردو بافل است. نکته جالب توجه تشابه آهنگ افزایش دما روی خط جریان ۵ با خطوط جریان ۶ و ۷ در نواحی تقاطع با بافل‌ها است. این امر می‌تواند به علت اثر مثبت بافل‌ها بر افزایش اغتشاش و کاهش نقاط غیر همدم باشد. در شکل ۱۲ نواحی کنار گذر بافل‌ها با افزایش شدید دمایی مواجه می‌شوند که مقدار آن برای خطوط جریان ۸ و ۹ به دلیل عبور از نزدیکی بافل‌ها بیشتر از خط جریان ۵ می‌باشد. شیب افزایش دما در خطوط جریان ۸ و ۹ کمتر از ۵ است زیرا نقاط مستقر روی خط جریان ۵ به دیواره گرم لوله‌ها نسبت به خطوط جریان ۸ و ۹ نزدیک تر هستند. بنابراین تبادل گرما بیشتری انجام می‌دهند.

از مقایسه خطوط جریان ۵، ۸ و ۹ در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود با نزدیک شدن به سطوح انتقال گرما لوله‌ها و لایه مرزی گرمای مجاور آن در موقعیت‌های دور از بافل، دما به طور میانگین 40°C افزایش یافته و بین $370\text{K} - 350\text{K}$ قرار می‌گیرد، اما به دلیل آشفته‌گی کمتر جریان نوسانات دمایی کاهش می‌یابد. هرچند تعداد بافل‌ها در افزایش آهنگ انتقال گرما اثر مثبت قابل توجهی دارند اما سبب افزایش افت فشار نیز می‌گردند. خط جریان ۴ در شکل ۱۳ که از نزدیکی وسط هر دو بافل بدون تلاقی با آن‌ها عبور می‌کند نشان می‌دهد که در برخورد جریان با هر بافل فشار جریان به نصف مقدار قبلی کاهش می‌یابد.

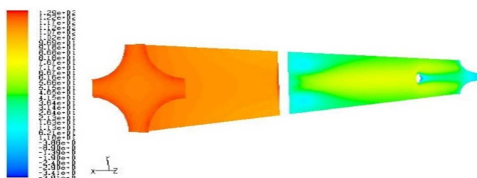
جدول ۳- مختصات خطوط جریان آب در پوسته مبادله کن

شماره خط جریان	X (mm)	Y (mm)	مشخصات
۱	۱۶	۱۶	از وسط بافل‌ها عبور می‌کند
۲	۳۲	۱۶	با انتهای بافل افقی تلاقی دارد
۳	۱۶	۳۲	با انتهای بافل عمودی تلاقی دارد
۴	۲۰	۲۰,۵	نزدیک به وسط بافل‌ها
۵	۲۲	۲۳,۵	نزدیک به دیواره در فاصله مساوی از بافل‌ها
۶	۲۴	۲۰,۵	نزدیک به دیواره در فاصله دور از بافل عمودی
۷	۲۰	۲۴,۵	نزدیک به دیواره در فاصله دور از بافل افقی
۸	۲۶	۲۰,۵	بسیار نزدیک به انتهای بافل افقی و دیواره
۹	۲۰	۲۶	بسیار نزدیک به انتهای بافل عمودی و دیواره



شکل ۱۳- فشار جریان جریان آب در طول مبادله کن گرمایی
($Re = 14/9$ و $U_z = 0/2222 \text{ m/s}$)

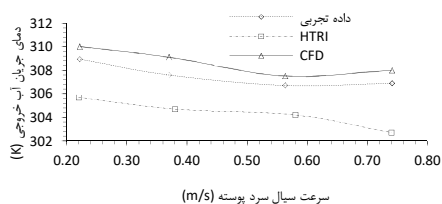
ناحیه کم فشار در پشت میله‌های بافل که دور از دیواره لوله‌ها است به تدریج از بین رفته در حالی که روی دیواره گرم لوله‌ها تا نصف فاصله بین دو بافل گسترش پیدا می‌کند.



شکل ۱۴- فشار جریان (بر حسب پاسکال) در صفحه ۱۶.۱۶ = x, y در طول پوسته مبادله کن گرمایی، $U_z = 0/2222 \text{ (m/s)}$ و $Re = 4/0$

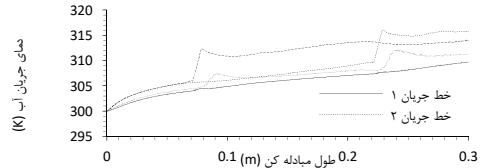
۳-۳- اثر سرعت جریان آب ورودی بر دمای خروجی، انتقال گرما و افت فشار جریان آب کانال

همان‌طور که در شکل ۱۵ دیده می‌شود با افزایش سرعت جریان آب از $0/2222 \text{ m/s}$ به $0/7409 \text{ m/s}$ دمای خروجی آب محاسبه شده از هر دو روش CFD و HTRI کاهش می‌یابد با این تفاوت که در مدل CFD دما از 310 K به 308 K با آهنگی مشابه آهنگ تغییرات داده‌های تجربی کاهش پیدا می‌کند اما مقادیر دمای خروجی از بازطراحی HTRI علاوه بر این که کمتر از مقادیر تجربی هستند آهنگ کاهش متفاوتی نیز دارند. با افزایش سرعت از $0/2222 \text{ m/s}$ به $0/7409 \text{ m/s}$ عدد رینولدز نزدیک به سطح خارجی لوله‌ها به تدریج از ۱۸ به ۶۵ و در نواحی وسط کانال از ۱ به ۴ افزایش می‌یابد.



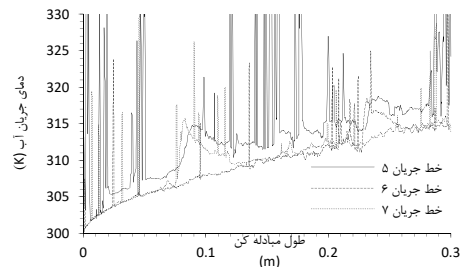
شکل ۱۵- اثر سرعت جریان آب ورودی بر دمای جریان آب خروجی

شکل ۱۶ تاثیر سرعت جریان آب (U_z) بر مقدار ناسلت در مدل CFD را نشان می‌دهد. برای این منظور مقدار ناسلت (Nu) خط جریان آب شماره ۵ که در مجاورت سطح خارجی لوله‌ها قرار گرفته است انتخاب



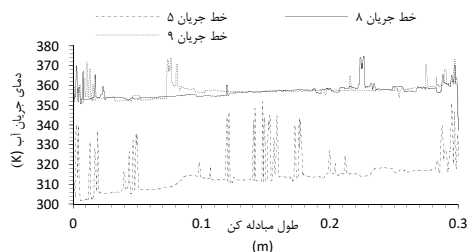
شکل ۱۰- اثر بافل‌ها بر تغییرات دمای سیال پوسته $0/2222 \text{ m/s}$
($Re = 5/3$ و $U_z =$)

همچنین با عبور از بافل عمودی توزیع فشار پراکنده تر شده و با نزدیک شدن به بافل بعدی نقاط با فشار جریان متفاوت بیشتر می‌گردد.



شکل ۱۱- اثر دیواره لوله‌ها بر نوسان دمایی $U_z = 0/2222 \text{ m/s}$
($Re = 10/1$ و)

گرچه این الگو تقریباً برای تمامی خطوط جریان مشاهده می‌شود اما با دور شدن از بافل‌ها کاهش فشار جریان آهنگ کمتری را تجربه می‌نماید.

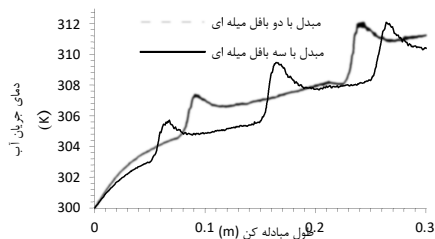


شکل ۱۲- تاثیر دیواره و بافل‌ها بر دمای سیال پوسته
($Re = 14/9$ و $U_z = 0/2222 \text{ m/s}$)

در شکل ۱۳ این تغییر در فشار جریان روی خط جریان ۹ به مقدار حدود 120 pa در مجاورت بافل عمودی و 20 pa در مجاورت بافل افقی قابل مشاهده است.

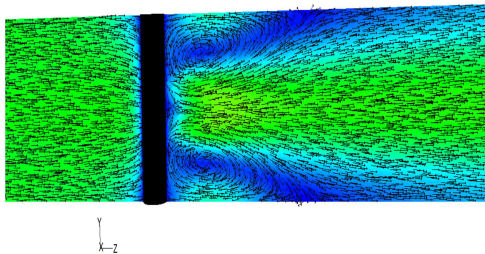
شکل ۱۴ کانتور فشار جریان آب را در طول پوسته مبادله کن نشان می‌دهد. فشار جریان تا اولین بافل میله‌ای همگن است اما با عبور از کناره‌های بافل میله‌ای آشفته‌گی ایجاد شده و در ناحیه پشت بافل ناحیه ساکنی ایجاد می‌گردد که در پشت بافل افقی وسیعتر شده است. به تدریج با دور شدن از بافل میله‌ای فشار افزایش پیدا می‌کند هر چند که توزیع آن ناهمگن تر می‌شود.

بافلی به بافل دیگر محسوس تر می‌گردد. علت این امر می‌تواند وجود نواحی ساکن در پشت بافل‌ها باشد زیرا در شرایطی که متوسط عدد رینولدز در طول کانال مبادله کن دو بافل میله ای ۲۱ و در مبادله کن سه بافل میله ای ۳۱ است، از اثر مثبت آشفتگی اطراف بافل (بالا تر بودن عدد رینولدز) بر افزایش ضریب انتقال گرما کاسته شده است. بنابراین دمای بسیاری از نقاط جریان آب در یک طول ثابت از مبادله کن گرمایی با دو بافل میله ای بیشتر از نقاط مشابه در مبادله کن با سه بافل میله ای است که در شکل ۱۸ به وضوح این نکته مشاهده می‌گردد. این بدان معنی است که تبادل گرما در تمامی طول پوسته مبادله کن با دو بافل میله ای بیشتر از مبادله کن گرمایی با سه بافل میله ای است.



شکل ۱۸- اثر فواصل بافل‌ها بر دمای جریان آب خروجی در مبادله کن‌های گرمایی با طول یکسان. مبادله کن با دو بافل میله ای: $Uz = 0.3704 \text{ (m/s)}$ و $Re = 21$. مبادله کن با سه بافل میله ای: $Uz = 0.3704 \text{ (m/s)}$ و $Re = 31$

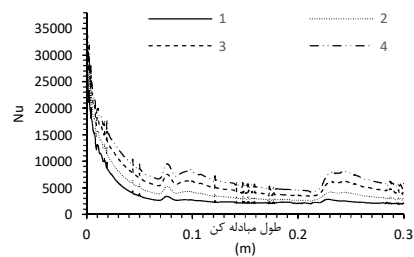
در شکل ۱۹ نواحی ساکن پشت بافل عمودی به رنگ آبی با جریان‌های گردابی سرگردان مشخص شده است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌گردد این ناحیه از پشت بافل عمودی تا میانه فاصله دو بافل گسترش یافته است.



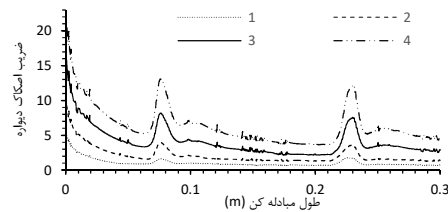
شکل ۱۹- بردار سرعت و کانتور فشار آب و نواحی ساکن پشت بافل میله ای در صفحه $x=16 \text{ mm}$

اگرچه اثر بافل‌ها بر میزان انتقال گرما در پوسته بتدریج با نزدیک شدن به سطح خارجی لوله‌ها کمتر می‌گردد اما از بین نمی‌رود. در شکل ۲۰ مقدار ناسلت برای دو مبادله کن گرمایی دو بافل و سه بافل میله ای برای خط شماره ۵ جریان آب که در لایه مجاور سطح خارجی لوله‌ها قرار دارد نشان داده شده است. در ورودی کانال مقادیر ناسلت برای هر دو مبادله کن تقریباً یکسان است ولی در مجاورت بافل اول و سوم مبادله کن سه بافل میله ای مقدار ناسلت از مبادله کن دو بافل میله ای

شده است. در ورودی کانال آب به دلیل آشفتگی جریان و اختلاف دمای زیاد با دیواره خارجی لوله‌ها، مقدار ناسلت بسیار زیاد است ولی تا قبل از بافل عمودی به شدت کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش سرعت آب شیب کاهش مقدار ناسلت تا قبل از بافل عمودی کمتر می‌شود اما تغییرات آن در عبور از بافل‌ها افزایش پیدا می‌کند. افزایش سرعت جریان آب افت فشار ناشی از اصطکاک را افزایش می‌دهد. بنابراین می‌توان انتظار داشت سرعت زیاد آب و وجود بافل روی افت فشار اثر هم‌افزایی داشته باشند. این نکته در شکل ۱۷ با افزایش ضریب اصطکاک دیواره در طول کانال به علت افزایش سرعت آب و تغییرات ناگهانی آن در مجاورت بافل به خوبی قابل مشاهده است. بتدریج با افزایش سرعت آب تغییرات ضریب اصطکاک در مجاورت بافل‌ها بیشتر شده است.



شکل ۱۶- تغییرات عدد ناسلت جریان نزدیک به سطح خارجی لوله‌ها با سرعت جریان آب در طول کانال. (۱) $Uz = 0.2223 \text{ m/s}$ و $Re = 17/4$ (۲) $Uz = 0.3704 \text{ m/s}$ و $Re = 22/3$ (۳) $Uz = 0.5637 \text{ m/s}$ و $Re = 26/6$ (۴) $Uz = 0.7409 \text{ m/s}$ و $Re = 28/8$

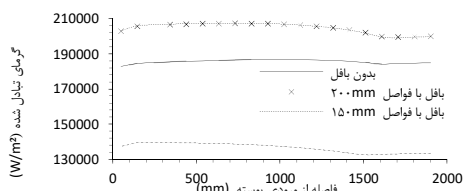


شکل ۱۷- تغییرات ضریب اصطکاک دیواره خارجی لوله‌ها با سرعت جریان آب در طول کانال. (۱) $Uz = 0.2223 \text{ m/s}$ و $Re = 17/4$ (۲) $Uz = 0.3704 \text{ m/s}$ و $Re = 22/3$ (۳) $Uz = 0.5637 \text{ m/s}$ و $Re = 26/6$ (۴) $Uz = 0.7409 \text{ m/s}$ و $Re = 28/8$

۳-۴- اثر افزایش فواصل بافل‌ها بر دما، انتقال گرما و افت فشار در پوسته

از نتایج مدل‌های CFD پیاده سازی شده برای مبادله کن‌های دو و سه بافل میله ای با سرعت 0.3704 m/s جریان آب ورودی به منظور بررسی اثر بافل بر راندمان گرمایی مبادله کن استفاده شده است. در شکل ۱۸ برای هر دو مبادله کن گرمایی با نزدیک شدن به بافل‌ها افزایش دمای محسوس رخ می‌دهد که مقدار آن برای بافل‌های انتهایی بیش از بافل نزدیک به ورودی است. اما به دلیل فاصله نزدیکتر بافل‌ها در مبادله کن گرمایی با سه بافل کاهش آهنگ افزایش دما به تدریج از

اما افت فشار ناشی از آن به‌طور پیوسته افزایش می‌یابد. برای توضیح بیشتر در جدول ۴ کل گرما تبادل شده، افت فشار در پوسته و لوله برای مبادله کن‌های گرمای شکل ۲۲ آمده است. طول مبادله کن ۲ متر، مساحت انتقال گرما ۴/۴m، شدت جریان (سرد) آب در پوسته ۶ Kg/s و عدد رینولدز ۹۰۰۰ است. قطر پوسته، طول لوله و مشخصات مکانیکی دیگر به غیر از تعداد بافل‌ها در مبادله کن گرمایی طراحی شده با HTRI که نتایج آن در شکل ۲۲ و جدول ۴ آمده، ثابت است. مقادیر جدول ۴ نشان می‌دهد با افزودن تعداد بافل افت فشار در



شکل ۲۲- اثر فاصله بافل‌ها بر انتقال گرما

جدول ۴- تغییرات میزان کل گرما تبدالی و افت فشار با تعداد بافل

میله‌ای در مبادله کن گرمایی بافل میله‌ای

افت فشار لوله (kPa)	افت فشار پوسته (kPa)	کل انتقال گرما تبادل شده (w)	فاصله بافل‌ها (mm)
۰/۴۲	۲/۱	۸۰۹۶۰۰	بدون بافل
۰/۵۵	۲/۸	۹۰۶۴۰۰	۲۰۰
۰/۵۵	۲/۹	۹۰۶۴۰۰	۱۵۰
۰/۵۵	۳/۱۴	۵۹۸۴۰۰	۱۰۰

پوسته بتدریج افزایش یافته ولی بر افت فشار لوله تاثیری نداشته است. همچنین میزان انتقال گرما تبدالی با کاهش فاصله بافل‌ها تا ۱۵۰ افزایش و برای فاصله کمتر بافل‌ها (۱۰۰ mm) کاهش نشان می‌دهد.

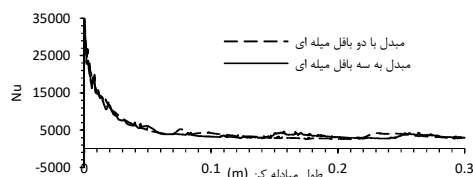
۴- نتیجه گیری

در این تحقیق برای بررسی اثر بافل‌های میله‌ای و سرعت جریان در پوسته بر انتقال گرما در مبادله کن گرمایی پوسته و لوله از مدل‌سازی CFD و شبیه سازی با HTRI استفاده شد.

بر اساس نتایج و نمودارهای بالا، مدل انتخاب شده CFD در این تحقیق از سازگاری بسیار خوبی با نتایج تجربی برخوردار است و دقت طراحی یا شبیه سازی با نرم افزار HTRI هر چند که با نتایج تجربی فاصله دارد اما خطای نتایج در محدوده قابل قبولی برای تقریب‌های طراحی مهندسی قرار می‌گیرد و از آنجایی که این نوع مبادله کن تحت پتنت شرکت فیلیپ است نتایج این تحقیق می‌تواند گامی بسیار موثر در توسعه کاربرد این نوع مبادله کن و شبیه سازی آن گردد.

تحلیل نتایج نشان داد اگرچه بافل باعث بالا رفتن میزان انتقال گرما می‌گردد اما افزودن بر تعداد آن‌ها نه تنها سبب ازدیاد افت فشار می‌شود بلکه میزان تبادل گرما را می‌تواند کاهش دهد همان‌طور که افزایش سرعت جریان آب در پوسته کاهش انتقال گرما را بدنبال دارد.

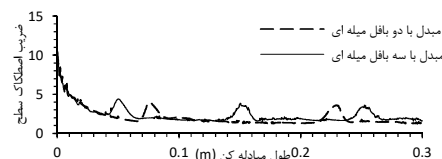
کمتر شده است که در توافق با توضیحات شکل ۱۸ است و فقط در مجاورت بافل میانی مبادله کن سه بافل میله‌ای کمی افزایش مشاهده می‌گردد که می‌تواند به دلیل اثر بافل بر افزایش نسبی آشفتگی باشد. همان‌طور که در شکل‌های ۱۳، ۱۴ و ۱۷ نشان داده شد بافل و افزایش سرعت سبب افت فشار اصطکاکی بیشتر در طول کانال می‌گردد. در شکل ۲۱ اثر افزایش تعداد بافل بر مقدار ضریب اصطکاک سطح خارجی لوله‌ها برای خط ۵ جریان آب نشان داده شده است. با افزودن بافل ضریب اصطکاک و در نتیجه افت فشار ناشی از اصطکاک در پوسته بتدریج از میانه کانال تا سطح مقطع خروجی نسبت به ضریب اصطکاک مبادله کن با دو بافل میله‌ای افزایش یافته است.



شکل ۲۰- تغییرات عدد ناسلت در مجاورت سطح خارجی لوله‌ها.

مبادله کن با دو بافل میله‌ای: $Uz = 0/3704 \text{ m/s}$ و $Re = 22$.

مبادله کن با سه بافل میله‌ای: $Uz = 0/3704 \text{ m/s}$ و $Re = 27$.



شکل ۲۱- تغییرات ضریب اصطکاک سطح خارجی لوله‌ها در طول

کانال. مبادله کن با دو بافل میله‌ای: $Uz = 0/3704 \text{ (m/s)}$ و $Re = 22$.

مبادله کن با سه بافل میله‌ای: $Uz = 0/3704 \text{ (m/s)}$ و $Re = 27$.

جهت بررسی بیشتر، با HTRI سه مبادله کن گرمایی بافل میله‌ای با فواصل بافل ۲۰۰، ۱۵۰ و ۱۰۰ از یکدیگر و یک مبادله کن گرمایی بدون بافل میله‌ای با فرض شرایط مشابه (سرعت آب ۲۲۳/۰ m/s) ... مبادله کن‌های گرمایی مدل‌سازی شده با CFD شبیه سازی شدند که در شکل ۲۲ میزان تبادل گرمایشان نشان داده شده است. در مبادله کن گرمایی بدون بافل شار گرمایی به‌ازاء سطح واحد در طول مبادله کن بین ۱۸۰۰۰ تا ۱۹۰۰۰ W/m² تغییر می‌کند. با افزودن بافل به‌نحوی که فاصله آن‌ها از یکدیگر ۲۰۰ mm گردد شار گرمایی به‌ازاء سطح واحد در طول مبادله کن افزایش می‌یابد و به ۲۰۸۰۰۰ W/m² می‌رسد. با کاهش فواصل بافل‌ها از یکدیگر تا ۱۵۰ mm شار گرمایی تغییر نمی‌کند. اما با کم نمودن فواصل بافل‌ها از یکدیگر به ۱۰۰ mm شار گرمایی ۲۰-۳۰٪ کاهش می‌یابد. این نتیجه در توافق با نتایج به‌دست آمده بالا از مدل‌سازی با CFD است که به‌علت افزایش نواحی ساکن سیال پشت بافل‌ها و تشکیل گردابه‌های سرگردان سیال بوده که با دیواره گرم لوله‌ها تبادل گرما نمی‌کنند. اگرچه افزایش بهینه تعداد بافل سبب انتقال گرما بیشتر می‌شود

- [14] Shrikant A. A., Sivakumar R., Vivekanandan M., Comparison of Shell and Tube Heat Exchanger Using Theoretical Methods, HTRI, ASPEN and SOLIDWORKS Simulation Soft Wares, *International Journal of Engineering Research and Application*, Vol. 6, Issue 3, Part-5, pp. 99-107, 2016.
- [15] Qiu Y., Li M. J., Wang W. Q., Du B. C., Wang K., An Experimental Study on the Heat Transfer Performance of a Prototype Molten-Salt Rod Baffle Heat Exchanger for Concentrated Solar Power, *energy*, Vol. 156, pp. 63-72, 2018.
- [16] Yu C., Ren Zh., Zeng M., Numerical Investigation of Shell-Side Performance for Shell and Tube Heat Exchangers with Two Different Clamping Type Anti-Vibration Baffles, *Applied Thermal Engineering*, Accepted Manuscript, 2018
- [17] Chmielewski, M., Gieras, M., Three-zonal Wall Function for k-epsilon Turbulence Models, *Computational Methods in Science and Technology*, Vol. 19, No. 2, pp. 107-114, 2013.
- [18] ANSYS Inc., Modeling Turbulent Flows, www.fluentusers.com, Introductory Fluent Training, 2006.

بنابراین می‌بایست متغیرهای بالا مقدار بهینه ای داشته باشند و معیارهای دیگری علاوه بر شار گرمایی بیشینه به‌آزاء سطح واحد در نظر گرفته شود تا شار گرمایی تبادل حداکثر به‌دست آید.

لذا پیشنهاد می‌شود تحقیقات دیگری برای بررسی علل خطای محاسبات HTRI در مقایسه با نتایج تجربی و یافتن فواصل بهینه بافل-ها از یکدیگر برای طول مشخصی از مبادله کن گرمایی با لحاظ معیارهای دیگر طراحی انجام شود.

۵- مراجع

- [1] Dong, Q. W., Wang Y. Q., Liu M. S., Numerical and Experimental Investigation of Shell Side Characteristics for ROD Baffle Heat Exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 7, pp. 651-660, 2008.
- [2] Yongqing W., Xin G., Ke W., Qiwu D., Numerical Investigation of Shell-Side Characteristics of H-Shape Baffle Heat Exchanger, *Procedia Engineering*, Vol. 18, pp. 53-58, 2011.
- [3] Galeazzo F. C. C., Miura R. Y., Gut J. A. W., Tadini C. C., Experimental and Numerical Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger, *Chemical Engineering Science*, Vol. 61, No.21, pp. 7133-7138, 2006.
- [4] Maakoul A. E., Lakkizi A., Saadeddine S., Metoui M. E., Meziane M., Abdellah A. B., Numerical Comparison of Shell-Side Performance for Shell and Tube Heat Exchangers with Trefoil-Hole, Helical and Segmental Baffles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 109, pp. 175-185, 2016.
- [5] Shahril S. M., Quadir G. A., Amin N. A. M., Badruddin I. A., Thermo Hydraulic Performance Analysis of a Shell-and-Double Concentric Tube Heat Exchanger Using CFD, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 105, pp. 781-798, 2017.
- [6] Darvish Damavandi M., Forouzanmehr M., Safikhani H., Modeling and Pareto Based Multi-Objective Optimization of Wavy Fin-and-Elliptical Tube Heat Exchangers Using CFD and NSGA-II Algorithm, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 111, pp. 325-339, 2017.
- [7] 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*, Vol. 101, pp. 527-541, 2016.
- [8] Ambekar A. S., Sivakumar R., Anantharaman N., Vivekanandan M., CFD Simulation Study of Shell and Tube Heat Exchangers with Different Baffle Segment Configurations, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 108, pp. 999-1007, 2016.
- [9] Wang X., Zheng N., Liu P., Liu Zh., Liu W., Numerical Investigation of Shell Side Performance of a Double Shell Side Rod Baffle Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 108, Part B, pp. 2029-2039, 2017.
- [10] Patel S. K., Mavani A. M., Shell & Tube Heat Exchanger Thermal Design with Optimization of Mass Flow Rate and Baffle Spacing, *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*, Vol. 2, Issue I, pp. 130-135, 2012.
- [11] Sahajpal S., Shah P. D., Thermal Design of Ammonia Desuperheater-Condenser and Comparative Study with HTRI, *Procedia Engineering*, Vol. 51, pp. 375-379, 2013.
- [12] Ayub Z. H., A New Chart Method for Evaluating Single-Phase Shell Side Heat Transfer Coefficient in a Single Segmental Shell and Tube Heat Exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, Issues 14-15, pp. 2412-2420, 2005.
- [13] Leoni G. B., Klein T. S., Medronho R. D. A., Assessment with Computational Fluid Dynamics of the Effects of Baffle Clearances on the Shell Side Flow in a Shell and Tube Heat Exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 112, pp. 497-506, 2017.