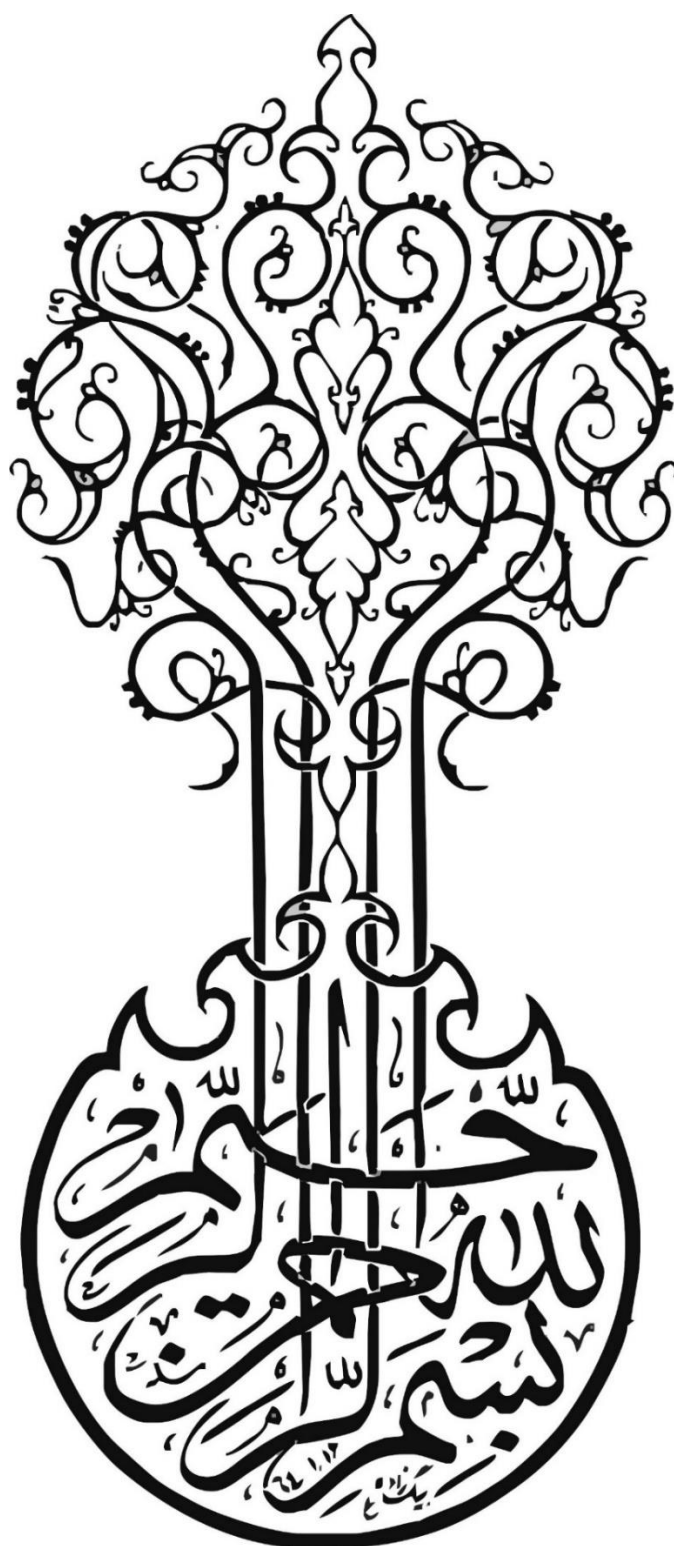






دانشکده مهندسی مکانیک
گروه تبدیل انرژی
پایان نامه کارشناسی ارشد

بررسی افزایش بازده دیگ بخار به روش بالا بردن کارایی پیش گرم کن هوای ورودی

سید داود سادات رسول

اساتید راهنما :
دکتر سید مجید هاشمیان
استاد مشاور:
دکتر پوریا اکبرزاده

شهریور ۱۳۹۴

تقدیم به

پدر و مادرم

به پاس محبت های بی کرانشان

تشکر و قدردانی

نخستین سپاس و ستایش از آن خداوندی است که بنده کوچکش را در دریای بیکران اندیشه، قطره‌ای ساخت تا وسعت آن را از دریچه اندیشه‌های ناب آموزگارانی بزرگ به تماشا نشیند. لذا اکنون که در سایه سار بنده نوازی‌هایش پایان نامه حاضر به انجام رسیده است، بر خود لازم می‌دانم تا مراتب سپاس را از بزرگوارانی به جا آورم که اگر دست یاری‌گرشان نبود، هرگز این پایان‌نامه به انجام نمی‌رسید.

از جناب آقایان دکتر سید مجید هاشمیان و دکتر پوریا اکبرزاده بزرگوارم، به پاس همراهی صمیمانه، نکته‌سنجی‌های علمی و از همه مهم‌تر، رفتار و برخورد نیکویشان و همچنین فراهم آوردن محیطی مناسب و آرام برای فعالیت کمال سپاس را دارم.

همچنین از آقایان دکتر چهارطاقی و دکتر اکبرزاده که زحمت داوری این رساله را پذیرفتند صمیمانه تشکر می‌کنم.

سپاس آخر را به مهربان‌ترین همراهان زندگیم، به پدر، مادر و برادران عزیزم تقدیم می‌کنم که حضورشان در فضای زندگیم مصداق بی‌ریای سخاوت بوده است.

تعهد نامه

اینجانب سید داود سادات رسول دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک- گرایش تبدیل انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه شاهرود نویسنده پایان نامه با عنوان بررسی افزایش بازده دیگ بخار به روش بالابردن کارایی پیش گرم کن هوای ورودی تحت راهنمایی دکتر سید مجید هاشمیان متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه شاهرود » و یا « Shahrood University » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

با واقعی شدن قیمت سوخت، با مشکل افزایش شدید هزینه سوخت و انرژی در صنایع مواجه هستیم که ضروری است متخصصین بهینه‌سازی مصرف انرژی راهکارهایی برای کاهش آن ارائه دهند. بخش اصلی در بسیاری از صنایع مصرف انرژی در در دیگ بخار اتفاق می‌افتد که مصرف سوخت زیاد علاوه بر بالا بردن هزینه‌ها، آلودگی زیست‌محیطی را نیز شامل می‌شود. برای دستیابی به دیگ‌های بخار با بازده بالاتر روش‌های مختلفی موجود می‌باشد. یکی از این روش‌ها بالابردن دمای ورودی به آن می‌باشد. برای رسیدن به این مهم به کمک مبادله‌گر، حرارت را از دودگرفته و به هوای ورودی به دیگ بخار منتقل می‌کنیم. در بین انواع مختلف مبادله‌گرهای گرمایی مبادله‌گرهای گرمایی پوسته و لوله در صنایع بیشترین کاربرد را دارند برای بهبود این دست از مبادله‌گرها از روش‌هایی مانند استفاده از انواع مختلف دیوارک‌ها مانند دیوارک‌ها مارپیچی، استفاده از انواع مختلف لوله‌ها مانند لوله‌های بیضوی و پیچشی و در نهایت مهم‌ترین و ساده‌ترین راه استفاده از پره‌ها می‌باشد. یکی از نتایج مهم استفاده از روش‌های مذکور کوچک شدن مبادله‌گرها می‌باشد که مزایای ویژه‌ای را شامل کاهش هزینه ساخت و سادگی جابجایی و غیره دارد. در این پایان‌نامه بعد از طراحی یک مبادله‌گر پوسته و لوله مربوط به یک کارخانه قند صنعتی به بررسی تاثیر یکی از جدیدترین انواع پره‌ها به نام پره‌های ورقه‌ای بر عملکرد این نوع مبادله‌گرها پرداخته می‌شود. مزیت اصلی این نوع پره‌ها سادگی در ساخت و تعویض ساده آن‌ها می‌باشد. از نتایج مهم این استفاده از این ورقه‌ها در مبادله‌گرها، افزایش دمای هوای ورودی دیگ بخار (پیش‌گرم‌کن هوا) تا حدود ده درجه در مقایسه با حالت بدون پره می‌باشد. با این وجود می‌توان افزایش افت فشار در داخل مبادله‌گر را یکی از مشکلات این طرح بیان نمود. لازم به ذکر است که برای اولین بار در این پایان‌نامه نحوه چینش این پره‌ها تغییر داده شده‌اند و تاثیرات آن‌ها بر عملکرد مبادله‌گر بررسی شده است. با نصب این مقادیر ضریب انتقال حرارت کلی افزایش می‌یابد.

واژگان کلیدی: افزایش بازده دیگ بخار، پیش گرمایش هوای دیگ بخار، مبادله‌گر پوسته و لوله، پره ورقه‌ای

فهرست عنوان‌ها

فصل ۱ کلیات.....	۱
۱-۱- مقدمه.....	۲
۲-۱- پیشینه روش‌های طراحی.....	۴
۳-۱- پیشینه تحقیق بر عوامل مؤثر بر مبادله‌گر پوسته و لوله.....	۸
۱-۳-۱- سمت پوسته.....	۸
۲-۳-۱- سمت لوله.....	۱۰
۴-۱- مروری بر فصل‌ها.....	۱۹
فصل ۲ روش‌های افزایش بازده دیگ بخار و مروری بر مبادله‌گرها.....	۲۱
۱-۲- مقدمه.....	۲۲
۲-۲- بازیابی انرژی هدر رفت.....	۲۲
۱-۲-۲- کنترل هوای اضافی.....	۲۳
۲-۲-۲- تغییرات در نازل سوخت.....	۲۴
۳-۲-۲- سوخت.....	۲۵
۴-۲-۲- پیش‌گرم کردن آب تغذیه.....	۲۶
۵-۲-۲- پیش‌گرم کردن هوای ورودی به دیگ بخار.....	۲۷
۳-۲-۳- مبادله‌گر حرارتی.....	۲۹
۱-۳-۲- دسته‌بندی مبادله‌گرها از نقطه‌نظرهای مختلف.....	۳۰
۲-۳-۲- مکانیزم‌های انتقال گرما.....	۳۰
۳-۳-۲- آرایش جریان‌های گرم و سرد.....	۳۰
۴-۳-۲- کاربرد.....	۳۱
۵-۳-۲- شکل و ساختار.....	۳۲
۶-۳-۲- مبادله‌گرهای گرمای لوله‌ای.....	۳۲
۷-۳-۲- مبادله‌گرهای گرمای دو لوله‌ای.....	۳۳
۸-۳-۲- مبادله‌گرهای گرمای پوسته و لوله.....	۳۳
۹-۳-۲- مبادله‌گرهای گرمای لوله‌ای و حلزونی.....	۳۴
۱۰-۳-۲- مبادله‌گرهای گرمای صفحه‌ای.....	۳۴
۱۱-۳-۲- مبادله‌گرهای گرما با سطوح پره دار (توسعه‌یافته).....	۳۵
۱۲-۳-۲- مبادله‌گرهای گرمای صفحه‌ای پره دار.....	۳۶
۱۳-۳-۲- مبادله‌گرهای گرمای لوله‌ای پره دار.....	۳۶

فصل ۳ معادلات حاکم بر طراحی مبادله گر پوسته و لوله ۳۷

۳-۱- مقدمه	۳۸
۳-۲- طراحی مبادله گر	۳۸
۳-۲-۱ اجزای اصلی	۳۸
۳-۲-۲ انتخاب پوسته	۳۸
۳-۲-۳ انتخاب دسته لوله	۳۹
۳-۲-۴ جانمایی لوله	۴۰
۳-۲-۵ تعیین سمت پوسته و یا لوله برای جریان سرد و گرم	۴۱
۳-۲-۶ محدودیت‌ها و داده‌های موجود برای طراحی	۴۱
۳-۲-۷ روش کرن	۴۵
۳-۲-۸ روش بل-دلاور	۴۸
۳-۳- محاسبه‌های سمت لوله	۵۳
۳-۴- نتایج طراحی	۵۴

فصل ۴ بررسی حل عددی ۵۹

۴-۱- مقدمه	۶۰
۴-۲- روش آماری برای بررسی جریانات آشفته	۶۰
۴-۳- معادله پیوستگی و مومنتوم برای جریان آشفته	۶۰
۴-۳-۱ مدل‌سازی جریانات اغتشاشی و مدل‌های اغتشاشی	۶۱
۴-۳-۲ رابطه اساسی Eddy viscosity Boussinesq	۶۳
۴-۳-۳ مدل‌های اغتشاشی Eddy – Viscosity	۶۴
۴-۳-۴ مدل Realizable k – ϵ	۶۵
۴-۳-۵ شرایط مرزی و فرضیات	۶۶
۴-۳-۶ گسسته سازی و معیار همگرایی	۶۹
۴-۳-۷ شبکه‌بندی و اعتبار سنجی شبکه	۶۹
۴-۳-۸ رفتار نزدیک دیواره	۷۱
۴-۴- نتایج	۷۳

فصل ۵ نتیجه گیری و پیشنهادها ۱۰۳

۵-۱- نتیجه گیری	۱۰۴
۵-۲- پیشنهادها	۱۰۵

مراجع ١٠٧

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱ سهم فراورده‌های نفتی در تأمین انرژی صنعت قند و شکر [۱] ۲
- شکل ۲-۱ سطح مقطع مبادله گر پوسته و لوله و جریان‌های موجود در آن [۸] ۷
- شکل ۳-۱ شکل‌های مختلف دیوارک پیچشی [۵۲] ۱۰
- شکل ۴-۱ رژیم جریان در لوله‌های ساده و پیچشی [۷۱] ۱۲
- شکل ۵-۱ شماتیکی از آرایش لوله‌ها و نحوه قرارگیری پرها ۱۷
- شکل ۶-۱ شماتیک دستگاه آزمایش تاناکا ۱۷
- شکل ۷-۱ آرایش مربعی لوله‌ها بدون پره ۱۸
- شکل ۸-۱ شماتیکی از آرایش پرها در حالت متقارن ۱۹
- شکل ۹-۱ شماتیکی از آرایش پرها در حالت متناوب ۱۹
- شکل ۱-۲ روند هدر رفت انرژی در فرآیند گرمایشی صنایع [۱۰۰ و ۱۰۱] ۲۳
- شکل ۲-۲ جریان سیال در پیش گرم کن آب تغذیه [۱۱۶] ۲۷
- شکل ۳-۲ جریان سیال در پوسته پیش گرم کن هوا [۱۱۷] ۲۷
- شکل ۴-۲ جریان هم جهت و مخالف جهت ۳۱
- شکل ۵-۲ نمای ساده از مبادله گر گرمای دولوله‌ای ۳۳
- شکل ۶-۲ مبادله گر گرمای پوسته‌ای و لوله‌ای ۳۴
- شکل ۷-۲ مبادله گر گرمای لوله‌ای و حلزونی ۳۵
- شکل ۸-۲ یک نمونه از آرایش جریان مبادله گر گرمای صفحه‌ای ۳۵
- شکل ۹-۲ مبادله گر گرمای لوله‌ای پره دار ۳۷
- شکل ۱-۳ دسته لوله U شکل ۴۰
- شکل ۲-۳ آرایش لوله‌ها ۴۱
- شکل ۳-۳ فلوچارت طراحی ۴۴

- شکل ۳-۴ مقادیر تجربی U برای حدس اولیه..... ۴۵
- شکل ۳-۵ نمودار j_h بر حسب Re [۱۲۹]..... ۴۸
- شکل ۳-۶ نمودار j_f بر حسب Re [۱۲۹]..... ۴۸
- شکل ۳-۷ نمودار فاکتور افت فشار سمت لوله ۵۴
- شکل ۳-۸ نمودار فاکتور انتقال حرارت سمت لوله ۵۵
- شکل ۳-۹ کلگی عقبی نوع L ۵۷
- شکل ۳-۱۰ کلگی جلویی نوع A ۵۷
- شکل ۳-۱۱ پوسته نوع E ۵۸
- شکل ۴-۱ نمودار تغییرات سرعت بر حسب زمان در یک نقطه از جریان آشفته [۱۳۴]..... ۶۱
- شکل ۴-۲ مقایسه بین مدل‌های آشفته‌گی مختلف [۱۳۶] ۶۴
- شکل ۴-۳ نمایش شرایط مرزی ۶۸
- شکل ۴-۴ نمودار بهبود سطح انتقال حرارت با پره ۶۹
- شکل ۴-۵ شبکه بندی لوله‌های بدون پره و نمایش تراکم در نواحی دیواره‌ها..... ۷۰
- شکل ۴-۶ نمودار تاثیر تعداد مش بر دمای خروجی..... ۷۱
- شکل ۴-۷ شبکه بندی لوله‌ها با پره ۷۱
- شکل ۴-۹ کانتور دما برای سرعت ۳ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۷۴
- شکل ۴-۱۰ کانتور دما برای سرعت ۴ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۷۵
- شکل ۴-۱۱ کانتور دما برای سرعت ۵ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۷۶
- شکل ۴-۱۲ کانتور دما برای سرعت ۶ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۷۷

- شکل ۴-۱۳ کانتور فشار برای سرعت ۳ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۷۸
- شکل ۴-۱۴ کانتور فشار برای سرعت ۴ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۷۹
- شکل ۴-۱۵ کانتور فشار برای سرعت ۵ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۸۰
- شکل ۴-۱۶ کانتور فشار برای سرعت ۶ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۸۱
- شکل ۴-۱۷ کانتور سرعت کلی برای سرعت ۳ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۸۲
- شکل ۴-۱۸ کانتور سرعت کلی برای سرعت ۴ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۸۳
- شکل ۴-۱۹ کانتور سرعت کلی برای سرعت ۵ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۸۴
- شکل ۴-۲۰ کانتور سرعت کلی برای سرعت ۶ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره
مقارن ۸۵
- شکل ۴-۲۱ کانتور سرعت در جهت X برای سرعت ۳ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب
ج- با پره مقارن ۸۶
- شکل ۴-۲۲ کانتور سرعت در جهت X برای سرعت ۴ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب
ج- با پره مقارن ۸۷
- شکل ۴-۲۳ کانتور سرعت در جهت X برای سرعت ۵ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب
ج- با پره مقارن ۸۸
- شکل ۴-۲۴ کانتور سرعت در جهت X برای سرعت ۶ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب
ج- با پره مقارن ۸۹

- شکل ۴-۲۵ کانتور سرعت در جهت Y برای سرعت ۳ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب
ج- با پره متقارن ۹۰
- شکل ۴-۲۶ کانتور سرعت در جهت Y برای سرعت ۴ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب
ج- با پره متقارن ۹۱
- شکل ۴-۲۷ کانتور سرعت در جهت Y برای سرعت ۵ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب
ج- با پره متقارن ۹۲
- شکل ۴-۲۸ کانتور سرعت در جهت Y برای سرعت ۶ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب
ج- با پره متقارن ۹۳
- شکل ۴-۲۹ خطوط جریان در ناحیه ورودی الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن ۹۴
- شکل ۴-۳۰ خطوط جریان در ناحیه میانی الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن ۹۵
- شکل ۴-۳۱ خطوط جریان در ناحیه خروجی الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن ۹۶
- شکل ۴-۳۲ نمودار تغییرات اختلاف فشار بر حسب سرعت ۹۷
- شکل ۴-۳۳ نمودار تغییرات سرعت بیشینه کلی بر حسب سرعت ورودی ۹۸
- شکل ۴-۳۴ نمودار تغییرات بیشینه سرعت در راستای طولی بر حسب سرعت ورودی ۹۹
- شکل ۴-۳۵ نمودار تغییرات بیشینه سرعت عرضی در رابطه بر حسب سرعت ورودی ۱۰۰
- شکل ۴-۳۶ نمودار تغییرات دمای خروجی بر حسب سرعت ورودی ۱۰۱
- شکل ۴-۳۷ نمودار تغییرات نسبت‌های دماهای خروجی بر حسب سرعت ورودی ۱۰۲
- شکل ۴-۳۷ نمودار تغییرات نسبت‌های UA بر حسب سرعت ورودی ۱۰۲

فهرست جدول‌ها

جدول ۳-۱- ضرایب روابط تجربی برای f_{id} و j_{id}	۵۲
جدول ۳-۲- مشخصات مبادله‌گر	۵۸
جدول ۴-۱- مدل‌های آشفته‌گی مختلف جهت حل جریان	۶۲
جدول ۴-۲- مشخصات مبادله‌گر	۶۶
جدول ۴-۳- اعتبار سنجی حل عددی	۷۳

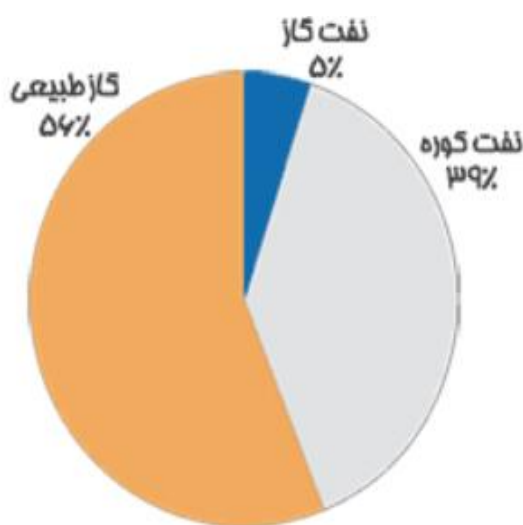
فهرست نشانه‌ها

ρ_s	چگالی سیال سمت پوسته	P_t	گام لوله
d_e	قطر معادل	d_o	قطر خارجی لوله
Re_s	رینولدز سمت پوسته	U	ضریب انتقال حرارت کلی
	ویسکوزیته دینامیک سیال سمت	Q	مقدار انتقال حرارت
μ_s	پوسته	C_p	گرمای ویژه
	ضریب انتقال حرارت جابجایی	ΔT	اختلاف دما
h_s	سمت پوسته	ΔT_{lm}	اختلاف دمای لگاریتمی
Pr_s	پرانتل سیال سمت پوسته	T_{h1}	دمای ورودی سیال گرم
	ضریب انتقال حرارت رسانش سیال	T_{c1}	دمای ورودی سیال سرد
$k_{f,s}$	سمت پوسته	T_{h2}	دمای خروجی سیال گرم
ΔP_s	افت فشار کلی سمت پوسته	T_{c2}	دمای خروجی سیال سرد
l_c	ارتفاع برش دیوارک	L	طول لوله
X_l	گام لوله موازی با راستای جریان	A	سطح انتقال حرارت
l_{bi}	فضای فاصله دیوارک ورودی	N_t	تعداد لوله
l_{bo}	فضای فاصله دیوارک خروجی	D_s	قطر پوسته
l_{bc}	فضای فاصله دیوارک میانی	PR	نسبت گام لوله
		l_B	فاصله دیوارک‌ها
		G_s	سرعت جرمی سمت پوسته
		u_s	سرعت خطی سمت پوسته

فصل اول: کلیات

۱-۱- مقدمه

قند یک محصول استراتژیک می‌باشد؛ که از نیشکر و چغندر قند تهیه می‌شود. صنعت قند و شکر با مصرف سالیانه بالغ بر ۱/۲ میلیون مترمکعب معادل نفت کوره، عمده‌ترین صنعت مصرف‌کننده انرژی در بخش صنایع غذایی می‌باشد [۱]. (شکل ۱-۱) سهم فراورده‌های نفتی را در تأمین انرژی این بخش نشان می‌دهد.



شکل ۱-۱ سهم فراورده‌های نفتی در تأمین انرژی صنعت قند و شکر [۱]

درحالی‌که در کشورهای اروپایی برای تبدیل هر ۱۰۰ تن چغندر به شکر ۱۷ تا ۲۰ تن بخار مصرف می‌شود، در ایران سه برابر این میزان یعنی ۶۰ تا ۷۰ تن بخار مصرف می‌شود که ۶۰ درصد کل هزینه کارخانه‌های قند را تشکیل می‌دهد [۲].

با واقعی شدن قیمت سوخت با مشکل افزایش شدید هزینه سوخت و انرژی در صنایع قند مواجه هستیم که ضروری است متخصص‌های بهینه‌سازی مصرف انرژی راهکارهایی برای کاهش آن ارائه دهند.

بخش اصلی مصرف انرژی در این کارخانه‌ها در دیگ بخار^۱ است. مصرف سوخت زیاد علاوه بر بالا بردن هزینه‌ها آلودگی زیست‌محیطی را نیز شامل می‌شود. برای دستیابی به دیگ‌های بخار با بازده بالاتر روش‌های مختلفی موجود می‌باشد. برای رسیدن به این مهم به کمک مبادله‌گر، حرارت را از دودگرفته

^۱Boiler

و به هوای ورودی به دیگ بخار می‌دهیم. مبادله‌گرهای گرمایی وسیله‌هایی هستند که انرژی حرارتی را از سیالی به سیالی دیگر که دارای درجه حرارت‌های متفاوتی هستند، منتقل می‌کنند. در بین انواع مختلف مبادله‌گرهای گرمایی می‌توان گفت مبادله‌گرهای گرمایی پوسته و لوله در صنایع بیشترین کاربرد را دارند [۳]. مبادله‌گرهای پوسته و لوله در صنایع مختلفی از جمله صنایع غذایی، پتروشیمی، نفت و غیره کاربرد وسیعی دارند. پیشرفت وسیع در این صنایع و همچنین نیاز به صرفه‌جویی انرژی، لزوم ساخت مبادله‌گرهایی با تبادل حرارت بالاتر و طراحی دقیق‌تر و بهینه‌تر را بیشتر نمایان می‌کند. همچنین طراحی بهینه مبادله‌گرهای پوسته و لوله دارای روش‌های خاص طراحی مانند روش کرن^۱، بل-دلاور^۲ و غیره می‌باشد. هدف دیگر در این پروژه بررسی تأثیر نوعی پره^۳ جدید به نام پره ورقه‌ای^۴ بر عملکرد این نوع مبادله‌گرها می‌باشد. در مبادله‌گرها برای بالا بردن ضریب انتقال حرارت یا از اغتشاش جریان استفاده می‌کنند مانند استفاده از ایجادکننده‌های گردابه^۵ و یا با افزایش سطح انتقال حرارت با استفاده از انواع پره‌ها مانند پره‌های داخلی در لوله‌ها، پره خارجی لوله‌ها، پره‌های موج و غیره به این هدف دست می‌یابند.

برای این هندسه‌های پیچیده محاسبه ضرایب انتقال حرارت و افت فشار بسیار سخت می‌باشد. یکی از روش‌های موجود که جزییات را در کنار دقت کافی در اختیار داشته باشد، روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) می‌باشد با انجام تحلیل‌های محاسباتی، استفاده از فرض‌هایی معقول و ساده‌سازی مفید مسئله می‌توان سه هدف اصلی را در مبادله‌گرهای پوسته و لوله دنبال کرد. ابتدا می‌توان از رابطه‌های به‌دست‌آمده از روش‌های عددی در طراحی‌هایی که کمتر بحرانی و دقیق هستند استفاده کرد و همچنین در محدوده وسیعی از پارامترها تخمین خوبی از شرایط طراحی به‌دست‌آمده آورد. از طرف دیگر می‌توان با جزییات به‌دست‌آمده از حل‌های عددی به چرایی تغییرات رفتار میدان جریان و دما در هندسه‌ها و سرعت‌های مختلف پی برد و آن‌ها را باهم مقایسه کرد.

^۱Kern

^۲Bell-Delaware

^۳Fin

^۴Sheet Fin

^۵Vortex Generator

۱-۲- پیشینه روش‌های طراحی

الگوی پیچیده جریان در پوسته و متغیرهای متعددی که در آن نقش دارند، پیش‌بینی دقیق ضریب انتقال حرارت و افت فشار را در سمت پوسته دشوار می‌سازد. بین سال‌های ۱۹۳۰ تا ۱۹۴۰ تلاش‌های زیادی برای یافتن رابطه‌ای برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار سیال سمت پوسته صورت گرفت و در این بین روش ارائه‌شده توسط کرن بسیار مشهور است و مبادله‌گرهای فراوانی با استفاده از این شیوه طراحی شده است. در روش‌هایی که در سال‌های قبل از ۱۹۶۰ استفاده می‌شد هیچ تلاشی برای دخالت دادن جریان‌های نشتی و کنارگذر در روابط و معادله‌های صورت نمی‌گرفت. روابط و محاسبات با فرض جریان ایده‌آل در پوسته انجام می‌شد و سپس از روش‌های تجربی و آزمایشگاهی برای محاسبه عوامل مؤثر در ایجاد اختلاف با شرایط واقعی استفاده می‌شد. نمونه‌ای از این روش‌ها کرن (۱۹۵۰) و دنوهو^۱ (۱۹۹۵) می‌باشد. پیش‌بینی‌های قابل‌اعتماد تنها با تحلیل جامع سهم هر یک از جریان‌های نشان داده‌شده در (شکل ۱-۲) در انتقال حرارت و افت فشار امکان‌پذیر است. روش کرن یک از پایه‌های طراحی است با این حال این روش گاهی خطاهای بزرگی دارد که باعث شد در ادامه پژوهش‌های گسترده‌تری در این زمینه صورت گرفته و روابط دقیق‌تری ارائه شود بنابراین از روش کرن به علت سادگی آن برای به‌دست‌آمده آوردن یک حدس اولیه از ابعاد مبادله گر استفاده می‌کنیم و برای طراحی نهایی از روش‌های دقیق‌تر موجود بهره می‌گیریم.

این روش بر پایه تجربیات آزمایشگاهی روی مبادله‌گرهای تجاری با تلورانس‌های استاندارد ارائه‌شده است و ضریب انتقال حرارت را برای طراحی‌ها یا استاندارد تا حد قابل قبولی پیش‌بینی می‌کند. پیش‌بینی افت فشار در این روش از دقت کمتری برخوردار است زیرا افت فشار بیشتر از ضریب انتقال حرارت، از نشتی‌ها و جریان‌های کار گذر نشأت می‌گیرد. در این روش، روابط و معادله‌های مناسب برای تعیین ضریب انتقال حرارت سمت پوسته و ضریب اصطکاک، به همان طریقی که برای سمت لوله گفته شد بر پایه یک سرعت و قطر فرضی برای پوسته نوشته می‌شود. کرن جدول فاکتور تصحیح برای گذرهای متفاوت لوله همچنین پوسته ارائه کرد. او فاکتور تصحیح F را ارائه کرد که به صورت تابعی از دو متغیر S و R بود که وابسته به دمای ورود و خروج هر دو سیال موجود است. روش تابورک نیز روشی

^۱ donohue

مشابه روش کرن است با این تفاوت که در محاسبه قطر هیدرولیکی از قطر خارجی لوله استفاده می‌کند [۴].

تینکر [۵] اولین روش تحلیلی جریان را برای پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت و افت فشار در سمت پوسته ارائه داد و مدل‌هایی که به دنبال آن ارائه و توسعه داده شدند بر پایه اصول بیان‌شده در مدل او بوده است. او شکلی نمادین از جریان را پیشنهاد داد که شامل مجموعه‌ای از چند جریان منفرد می‌شد. روشی که تینکر ارائه کرد طولانی بوده و محاسبات دستی با استفاده از آن بسیار مشکل است. روش او توسط دیوور^۱ در سال ۱۹۶۱ میلادی ساده‌سازی شد و در روش جدید از تلورانس‌های استاندارد برای مبادله‌گرهای تجاری و تعداد محدودی برش‌های دیوارکی استفاده گردید. دیوور نمودگرایی ارائه کرد که کاربرد روش خود را در محاسبات دستی تسهیل نمود. در سال ۱۹۷۳ توسط مولر^۲ ساده‌سازی‌های بیشتری روی روش دیوور انجام شد. بل (۱۹۶۰-۱۹۶۳) یک روش نیمه‌تحلیلی ارائه داد. در روش او جریان‌های اصلی، نشتی. کنارگذر به حساب آمده و برای محاسبات دستی مناسب است. اگرچه در روش کرن جریان‌های کنارگذر و نشتی به حساب نیامده است اما این روش، روش ساده و کاربردی است که دقت لازم را برای محاسبات پیش از طراحی و نیز طراحی‌هایی که سایر پارامترهای موجود در آن نیز از عدم قطعیت لازم برخوردار نیستند و در نتیجه استفاده از روش‌های دقیق‌تر نیز منجر به نتایج قابل‌اعتمادتری نخواهد شد دارد.

چویی [۶] در سال ۱۹۹۳ روشی را برای پدیده‌های جزئی در مبادله‌گرهای پوسته و لوله برای پیش‌بینی ویژگی‌های انتقال جرم و انتقال حرارت توسعه داد.

در ادامه ویل و جانستون [۷] شیوه تحلیل جریان را بهبود بخشید که برای محاسبه‌های دستی مشهود می‌باشد. آن‌ها شیوه‌ای دقیق و جدید برای محاسبات افت فشار و ضریب انتقال حرارت سمت پوسته انجام داده‌اند.

در روش بل ضریب انتقال حرارت و اصطکاک با فرض جریان ایده‌آل در پوسته محاسبه‌شده و سپس با اعمال ضرایب تصحیح، اثر جریان‌های نشت و کنارگذر و همچنین جریان در پنجره دیوارک‌ها در آن

^۱ devore

^۲ muller

اعمال می‌شود. این روش نسبت به کرن پیش‌بینی دقیق‌تری برای ضریب انتقال حرارت و افت فشار ارائه می‌دهد و از آنجا که تأثیر نشتی‌ها و جریان‌های کنارگذر را نیز در نظر می‌گیرد، می‌توان با استفاده از آن اثر تلورانس ساختاری و استفاده از تجهیزهای موردنیاز آب‌بندی را در یک مبادله‌گر بررسی کرد.

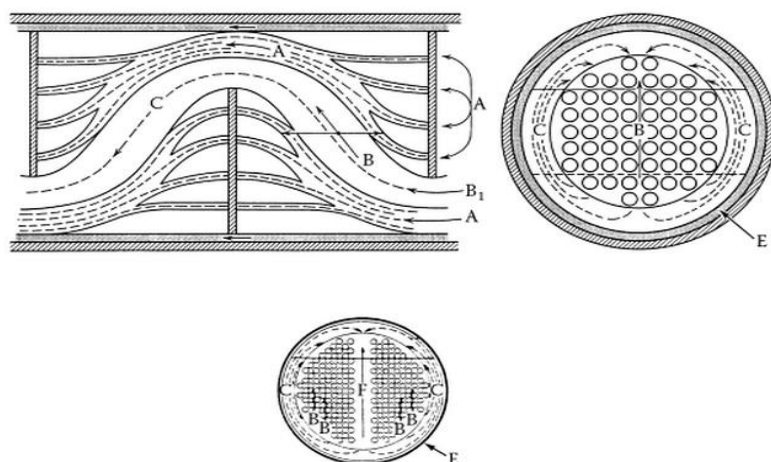
در سال ۱۹۵۰ میلادی، یک پروژه عظیم تحقیقاتی در دانشگاه دلاور زیر نظر انجمن‌های ^۱ TEMA و ASME آغاز شد که هدف از آن تعیین دقیق روابط طراحی مبادله‌گرهای لوله و پوسته بود. در طول حدود یک دهه افراد زیادی در این زمینه به تحقیق و آزمایش پرداختند و در نهایت در سال ۱۹۶۳ کنث بل^۲ تلفیقی از این پژوهش‌ها را اعلام کرد که به نام روش بل - دلاور مشهور است. در این روش اثرهای ناشی از جریان‌های کنارگذر و نشتی در محاسبه ضرایب انتقال حرارت و افت فشار وارد شده است. در شیوه بل دلاور جریان اصلی همان‌طور که در شکل (۱-۲) نمایش داده شده است به صورت مجموعه‌ای از جریان‌های متعددی می‌باشد. پنج جریان مختلف در سمت پوسته می‌باشد که به شرح زیر است.

جریان A جریان نشتی در لقی بین لوله‌ها و دیوارک می‌باشد. جریان B جریان اصلی متقاطع با دسته لوله است. این جریان مطلوب در سمت پوسته مبادله‌گر می‌باشد. جریان C جریان کنارگذر (میان‌بر) دسته لوله است که در اطراف دسته لوله، بین بیرونی‌ترین لوله در دسته لوله و سطح داخلی پوسته جریان دارد. جریان E جریان نشتی بین دیوارک و پوسته است که در لقی بین دیوارک‌ها و قطر داخلی پوسته جریان دارد.

سپس جریان F وجود دارد که سیال در هر کانالی که برای ایجاد چندین گذر لوله در دسته لوله‌ها به وجود می‌آید، جریان می‌یابد.

^۱ Tubular Exchanger Manufacturers Association

^۲ Kenth Bell



شکل ۱-۲ سطح مقطع مبادله گر پوسته و لوله و جریان های موجود در آن [۸]

هر یک از جریان های A تا F یک ضریبی را در معادله های افت فشار و ضریب انتقال حرارت به خود اختصاص می دهند؛ که یکی از مزیت های این روش نسبت به روش های دیگر است. در ادامه به طور خلاصه به این ضرایب اشاره ای می کنیم.

j_c فاکتور تصحیح برای درصد برش دیوارک ها و فاصله بین آن ها است. این فاکتور انتقال گرما در ناحیه پنجره^۱ (بخش بریده شده و جداشده دیوارک) را لحاظ نموده و متوسط ضریب کل انتقال گرما را برای کل مبادله گر گرما تصحیح می نماید. این فاکتور، به قطر داخلی پوسته و ارتفاع برش (بریده شده) دیوارک بستگی دارد. برای برش بزرگ دیوارک، مقدار این فاکتور ممکن است تا ۰/۵۳ کاهش یابد و برای مبادله گر گرما بدون هیچ لوله ای در ناحیه پنجره مقدار این فاکتور برابر ۱ می باشد. این فاکتور ممکن است برای پنجره کوچک با سرعت زیاد جریان در آن، به مقداری به بزرگی ۱/۱۵ برسد (برای یک طراحی خوب این فاکتور نزدیک یک می باشد).

j_L فاکتور تصحیح برای اثرات ناشی دیوارک شامل ناشی مابین سطح داخلی پوسته و دیوارک (جریان A و E) می باشد. اگر دیوارک ها خیلی نزدیک به یکدیگر قرار داده شوند، کسر جریان های ناشی در مقایسه با جریان متقاطع با دسته لوله، افزایش می یابد و از j_L کاسته می شود. j_L تابعی از نسبت مساحت سطح ناشی کل به ازای هر دیوارک، به مساحت سطح جریان متقاطع با دسته لوله در بین دیوارک های

^۱ Window zone

مجاور و همچنین نسب مساحت نشتی پوسته و دیوارک، به مساحت نشتی لوله و دیوارک می‌باشد. مقدار معمول j_L در محدوده $0/7 - 0/8$ است.

j_b فاکتور تصحیح برای اثرات جریان‌های کنارگذر (میان‌بر) دسته لوله ناشی از لقی بین بیرونی‌ترین لوله‌ها در دسته لوله و پوسته از یک‌طرف و کانال به وجود آمده در دسته لوله برای ایجاد گذرهای لوله، از طرف دیگر (جریان‌های C و F) می‌باشد. برای لقی نسبتاً کوچک بین بیرونی‌ترین لوله‌ها و پوسته برای پوسته با صفحه لوله ثابت $j_b \approx 0/9$ می‌باشد. برای پوسته با سر شناور با قابلیت بیرون کشیدن سر و دسته لوله‌ها از پوسته، لقی بزرگی نیاز است و $j_b \approx 0/7$ می‌باشد. قطعات باریک مربوط به آب‌بندی می‌توانند این مقدار را افزایش دهند.

j_s فاکتور تصحیح برای فاصله متغیر دیوارک‌ها در ورودی و خروجی پوسته می‌باشد. به دلیل فاصله بیشتر دیوارک‌ها، در محل قرارگیری ورودی و خروجی پوسته و تغییرها در سرعت‌های محلی در این مناطق، متوسط ضریب انتقال گرما در سمت پوسته تغییر خواهد کرد. مقدار این فاکتور عموماً بین $0/85 - 1/00$ می‌باشد.

فاکتور j_r زمانی به کار می‌رود که عدد رینولدز سمت پوسته کمتر از 100 باشد. اگر رینولدز کمتر از 20 باشد این فاکتور کاملاً مؤثر است. اگر رینولدز بزرگ‌تر از 100 باشد فاکتور برابر 1/00 می‌شود.

اثر ترکیبی تمام این فاکتورهای تصحیح برای مبادله‌گر گرمایی پوسته و لوله‌ای با طراحی خوب و منطقی از مرتبه 0/6 می‌باشد [9 و 10] که معادل 40٪ کاهش در مقدار ایده‌آل ضریب انتقال گرما است

۱-۳- پیشینه تحقیق بر عوامل مؤثر بر مبادله‌گر پوسته و لوله

۱-۳-۱- سمت پوسته

در سمت پوسته یکی از عوامل بسیار مهم بر روی افت فشار و ضریب انتقال حرارت دیوارک‌ها^۱ هستند. در این بخش به‌طور خلاصه به کارهای انجام‌شده بر روی آن‌ها می‌پردازیم. رایج‌ترین نوع دیوارک‌هایی که در مبادله‌گرهای پوسته و لوله مورد استفاده قرار می‌گیرد دیوارک‌های تکه‌ای^۲ می‌باشند که جریان را

^۱ Baffle

^۲ Segmental

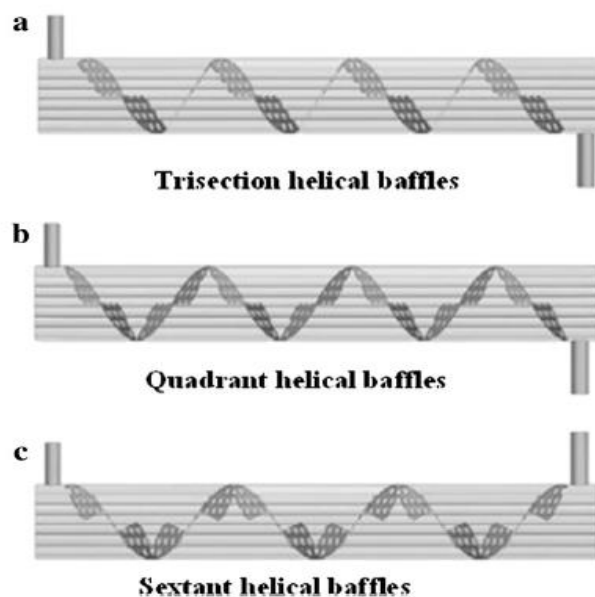
وادرار می‌کنند تا به صورت ضربدری از روی لوله‌ها عبور کند؛ اما این نوع دیوارک‌ها سه اشکال اساسی دارند. (۱) افت فشار زیادی را در سمت پوسته ایجاد می‌کنند. (۲) حرکت ضربدری جریان باعث ایجاد لرزش در دسته لوله‌ها می‌شود. (۳) باعث ایجاد نقاط کوری می‌شود که مقاومت رسوب را بالا می‌برد. برای چیره شدن بر مشکلات ذکرشده کارهایی برای کاهش افت فشار، کاهش لرزش و کاهش رسوب به کاررفته است [۱۱-۱۶]. برای نمونه دیوارک‌های اریفیزی^۱ برای کاهش نقاط مرده و برای بهبود انتقال حرارت طراحی شدند [۱۷].

نرخ انتقال حرارت به اختلاف فشار با کاهش طول مبادله‌گر پوسته و لوله افزایش می‌یابد [۱۸ و ۱۹]. اغتشاش بیشتر، کاهش فشار کمتر، افزایش ضریب انتقال حرارت همراه با کاهش ضریب رسوب تعدادی از عواملی هستند که برای بهبود عملکرد مبادله‌گرهای نیاز است [۲۰-۲۵].

در دهه ۱۹۹۰ میلادی، نوع جدید از دیوارک‌ها که دیوارک پیچشی^۲ نامیده شد برای اولین بار توسط لوتچا و نمکانسکی [۲۶] پیشنهاد داده شد. بعدها کرال و همکاران [۲۷] کارهای بیشتری بر روی آن انجام دادند. تعدادی از کارهای نمونه انجام‌شده از سال ۲۰۰۰ میلادی در [۲۸-۳۳] آورده شده است. همچنین نمونه‌هایی از شبیه‌سازی‌های انجام‌شده را نیز می‌توان در [۳۴-۴۲] مشاهده کرد. دیوارک پیچشی در کل عملکرد خوبی در سمت پوسته دارد [۴۳-۴۵]. در مقایسه با دیوارک تکه‌ای برای فناوری دیوارک پیچشی به دلیل فراهم آوردن انتقال حرارت بهتر، افت فشار کمتر، رسوب کمتر سیال و نیروی محرک لرزشی کمتر سیال سودمندتر است [۴۶-۴۹]. شکل دیوارک پیچشی یکی از عوامل برجسته بر عملکرد این نوع مبادله‌گرها می‌باشد. ونژینگ و همکاران تأثیر شکل دیوارک را بررسی کرده‌اند در کار آنها همان‌طور که در (شکل ۱-۳) نشان داده شده است سه نوع مدل فیزیکی مانند سه‌بخشی، چهاربخشی و شش‌بخشی مورد بررسی باهم قرار گرفته است. مدل شش‌بخشی عملکرد انتقال حرارتی بهتری را نسبت به دو مدل دیگر به نمایش گذاشت [۵۰ و ۵۱]. استفاده از دیوارک پیچشی شش‌بخشی در مقایسه با دو مدل دیگر باعث کاهش افت فشار سمت پوسته می‌شود [۵۲ و ۵۳].

^۱ Orifice baffle

^۲ Helical



شکل ۱-۳ شکل‌های مختلف دیوارک پیچشی [۵۲]

باید خاطرنشان کرد که سرعت بهبود کدهای صنعتی CFD و سامانه‌های سخت‌افزاری رایانه‌ها، کمک شایانی به تحلیل سه‌بعدی شبیه‌سازی جریان‌های پیچیده سمت پوسته مانند زمانی که از این دست دیوارک‌ها استفاده می‌شود دارد.

وانک و همکارانش دیوارک‌های پیوسته پیچشی را پیشنهاد دادند و آن‌ها را به صورت ترکیبی با چند گذر پوسته و چند گذر لوله مورد بررسی قرار دادند [۵۴ - ۶۱]. جی و همکاران [۶۲] مبادله گر پوسته و لوله‌ای با دو گذر پوسته را برای بهبود عملکرد مبادله گر پوسته و لوله ابداع کردند که همراه با دیوارک‌های پیوسته پیچشی بود.

۱-۳-۲- سمت لوله

بهبود عملکرد مبادله گر با استفاده از شیوه‌های مربوط به بالا بردن انتقال حرارت داخلی و خارجی لوله‌ها بسیار مهم می‌باشد. اکثر کارهای انجام شده متوجه بالا بردن ضریب انتقال حرارت در این مبادله گر با استفاده از طریق شیوه‌هایی به این مهم دست می‌یابند؛ اما کمتر کسی بر روی کاهش افت فشار بررسی می‌کند که منجر به نیاز فن با قدرت کمتر می‌شود. استفاده از لوله‌های پیچ‌خورده به منظور افزایش ضریب انتقال حرارت و کاهش افت فشار می‌باشد. کاربردهای لوله‌های بیضوی پیچ‌خورده را می‌توان در [۶۳ و ۶۴] مشاهده کرد. مبادله گر لوله پیچشی از سال ۱۹۸۴ میلادی توسط

شرکت آلاردز^۱ در سوئد به کار گرفته شده است. این طرح از سال ۱۹۹۴ توسط شرکت برون فین تیوب به خارج از اسکاندیناوی برده شده است. مالکیت فکری این طرح در حال حاضر در دست این شرکت است و تنها موسسه‌هایی که اجازه استفاده از محصولات شرکت برون فین تیوب را دارد، شرکت آمریکایی کوخ^۲ است که در زمینه‌ی دستگاه‌های انتقال حرارت فعالیت می‌کند [۶۵]. در ساختار مبادله‌گر لوله‌پیچشی، دیوارک‌هایی که برای نگه‌داشتن دسته لوله‌ها استفاده می‌شدند، وجود ندارند. لوله‌ها با مقطع بیضی‌شکل ساخته شده و تاب داده شده‌اند. این عملیات در یک فرآیند خاص و به صورت تک مرحله‌ای انجام می‌شود که در نتیجه قطر لوله در تمامی نقاط ثابت می‌ماند. آزمایش‌های هیدرولیکی انجام شده مقاومت این لوله‌ها را در برابر فشار تا ۱۳۴۰ بار تأیید کرد است [۶۵].

بررسی‌های آزمایشگاهی برای بهبود ضریب انتقال حرارت و افت فشار توسط لوله‌های پیچ‌خورده صورت گرفته است. آسمانتاس و همکاران [۶۶] عملکرد این لوله‌ها را برای دستیابی به رابطه‌ای بین ضریب انتقال حرارت و افت فشار مورد آزمایش قرار داده‌اند. آزمایش‌هایی نیز با شامل شدن عدد پرانتل و پارامترهای هندسی بر عملکرد این نوع لوله‌ها تحت شرایط توربولانس انجام شده است [۶۷-۶۹]. گاو و همکاران [۷۰] همچنین پدیده جوش هسته‌ای را زمانی که این نوع لوله با محیط متخلخل داخل لوله همراه می‌شود مورد بررسی قرار داده‌اند.

دو انتهای این لوله‌ها با مقطع دایره‌ای است تا به راحتی در صفحه- لوله قرار بگیرند. جنس لوله‌ها می‌تواند فولاد ضدزنگ، فولاد معمولی، تیتانیوم، مس، آلیاژ نیکل و یا مواد دیگر باشد. دسته لوله‌ها ردیف به ردیف چیده می‌شوند تا خم لوله‌ها به نحوی قرار گیرد که تماس مناسب بین لوله برقرار شود.

جریان در سمت پوسته و لوله در این نوع از مبادله‌گرها به صورت مارپیچی می‌باشد. این نوع جریان، باعث ناپایدار شدن رژیم جریان خطی در رینولدزهای پایین و تبدیل رژیم جریان به حالت گذر و آشفته است (شکل ۱-۴).

^۱ Allards

^۲ Kock

در لوله پیچشی		
$Re > 100$	$600 > Re > 100$	$Re > 600$
آرام	گذرا	آشفته
در لوله ساده		
$Re > 2100$	$8000 > Re > 2100$	$Re > 8000$
آرام	گذرا	آشفته

شکل ۴-۱ رژیم جریان در لوله‌های ساده و پیچشی [۷۱]

پراساد و موکاماتی [۷۲] در یک تحقیق جریان سیال و انتقال حرارت را در مبادله‌گر دو لوله‌ای سیم‌پیچ شبیه‌سازی کرده‌اند. برای بررسی افزایش ضریب انتقال حرارت توسط تجهیزات بهبود انتقال حرارت از نوع سیم‌پیچ فنری استفاده کرده‌اند. نتایج شبیه‌سازی عددی با معادلات موجود برای لوله‌های صاف مقایسه شده است. نتایج آن با مقادیر شبیه‌سازی شده از سیم‌پیچ‌های فنری مقایسه شده است. در محاسبات عددی از نرم‌افزار شبیه‌سازی محاسبات دینامیکی سیالات استفاده شده است. نتایج شبیه‌سازی با مقادیر به‌دست‌آمده از آزمایش مقایسه شده است، محاسبات رایانه‌ای در حالت پایدار انجام شده است، در تحقیق ذکر شده اشاره شده که برای به دست آوردن دقیق ضریب انتقال حرارت موضعی باید دامنه جریان را در نزدیک لوله به دست آورد. مدل اغتشاش $k - \omega$ دقت زیادی در محاسبات نزدیک دیواره ندارد و نیاز به فاکتورهای تصحیح کننده دارد ولی مدل اغتشاش $k - \epsilon$ نیاز به فاکتورهای تصحیح کننده ندارد و به‌طور خودکار از توابعی برای محاسبات در نزدیکی دیواره استفاده می‌کند.

مقایسه نتیجه به‌دست‌آمده توسط مدل‌سازی CFD با مقادیر آزمایشگاهی نشان‌دهنده پیش‌بینی مقادیر کمتر ضریب انتقال حرارت در شبیه‌سازی است ولی در مقایسه شبیه‌سازی یک لوله ساده با یک لوله مجهز به سیم‌پیچ مشاهده می‌شود که ضریب انتقال حرارت در مدل دارای سیم‌پیچ بیشتر است. این امر گویای این مطلب است که شبیه‌سازی با استفاده از روش محاسبات دینامیکی سیال، راهکاری مناسب برای حل مسائل پیچیده انتقال حرارت است. همچنین در این مدل‌سازی مشخص شد که مدل اغتشاش $k - \epsilon$ نتایج بهتری را نسبت به مدل اغتشاش $k - \omega$ ارائه می‌کند.

م.ر.جعفری نصر و ج.ت.پلی [۷۳] در تحقیقی روش ریاضی ساده‌ای برای انتخاب وسایل بهبود انتقال حرارت ارائه کرده‌اند. در تحقیق قبلی آن‌ها الگوریتمی برای مقایسه بین مدل‌هایی که با سیم‌پیچ تجهیز می‌شوند و آن‌هایی که با لوله‌های معمولی کار می‌کنند بر اساس سطح کاسته شده در اثر اضافه شدن سیم‌پیچ ارائه شده است. در این تحقیق موارد دیگری از فواید بهبود انتقال حرارت در طرف لوله در مبادله‌گرهای حرارتی ذکر شده است. همچنین اشاره شده است که هزینه مبادله‌گر تنها تابع سطح مورد نیاز نیست بلکه به تعداد پوسته‌ها، تعداد گذر لوله‌ها، قطر پوسته و طول لوله بستگی دارد. علاوه بر این به تصورات غلطی که در مورد استفاده از وسایل بهبود انتقال حرارت وجود دارد اشاره شده است. ۳. مورد مهم این تصورات اشتباه عبارت‌اند از:

الف: ابزارهای بهبود انتقال حرارت همان اندازه که انتقال حرارت را بهبود می‌بخشند باعث افت فشار در مبادله‌گر می‌شوند. در بعضی مواقع موارد اختلاف این تصور در مبادله‌گرها وجود دارند به طوری که هم بهبود انتقال حرارت و هم کم شدن افت فشار با استفاده از سیم‌پیچ قابل حصول است [۷۴ و ۷۵].
ب: دومین غلط این است که بهبود انتقال حرارت زمانی ارزش دارد که در جریانی که دارای عامل کنترل‌کننده است استفاده شود.

ج: سوم اینکه جریان کاملاً آشفته برای انتقال حرارت در بعضی موارد که سبب کاهش سطح انتقال حرارت می‌شود مناسب است.

این تصورات غلط باعث می‌شود؛ که وسایل بهبود انتقال حرارت کمتر مورد توجه قرار گیرند در حالی که این وسایل نه تنها به افزایش ضریب انتقال حرارت کمک می‌کند بلکه در اکثر موارد هزینه ساخت مبادله‌گر، هزینه عملیاتی آن و جرم‌گرفتگی مبادله‌گر کاهش می‌یابد.

ایمسارد و پراموانج [۷۶] به بررسی آزمایشگاهی تأثیر وسایل بهبود انتقال حرارت از نوع پیچیده بر روی افزایش ضریب انتقال حرارت در لوله‌ها پرداخته‌اند آن‌ها در آزمایش‌ها خود از سه نوع نوار پیچیده که شامل ۱: نوار پیچیده طویل دارای میله نگه‌دارنده در مرکز ۲: نوار پیچیده طویل بدون نگه‌دارنده ۳: نوار پیچیده که با فواصل منظم در لوله‌ها جایگزین شده است استفاده کرده‌اند.

این وسایل در لوله داخلی یک مبادله‌گر دو لوله که در لوله داخلی هوا و در طرف پوسته آن آب سرد جریان داشت به کار رفته‌اند. محدوده عدد رینولدز در لوله‌ها بین ۲۳۰۰ تا ۸۸۰۰ انتخاب شده است آن‌ها

پس از انجام آزمایش‌ها و مقایسه داده‌های آزمایشگاهی با مقادیر مربوط به لوله‌های ساده نتایج زیر را به دست آوردند:

نوار پیچیده دارای لوله نگه‌دارنده میزان انتقال حرارت را در مقایسه با نوار پیچیده بدون میله نگه‌دارنده تا ده درصد اضافه می‌کند ولی افت فشار را افزایش می‌دهد. آزمایش دیگری که با تکه‌های نوار پیچیده با نسبت فواصل آزاد $0/5$ و $1/0$ و $1/5$ و $2/0$ انجام شده است نشان‌دهنده این مطلب است که نسبت فاصله آزاد $0/5$ بهترین اعداد ناسلت را دارد که تا 50 درصد بیشتر از مقادیر ضریب انتقال حرارت مربوط به لوله ساده است.

اندازه‌گیری‌ها در یک مبادله‌گر دو لوله انجام گرفته است. داخل لوله مرکزی آب و در لوله بیرونی هوا جریان دارد. برای پرهیز از اثرات ابتدایی و انتهایی لوله و به دست آوردن مقادیر مربوط به جریان کاملاً توسعه‌یافته اندازه‌گیری‌ها در محدوده 30 برابر شعاع انجام شده است. جنس مبادله‌گر و پره‌ها از برنج انتخاب شده است. با توجه به مقادیر بالای ضریب انتقال حرارت آب و ضریب هدایت گرمایی برنج، لوله داخل مبادله‌گر هم‌دمای فرض شده است، لوله بیرونی مبادله‌گر عایق کاری شده است و آدیاباتیک فرض می‌شود.

نتایج به صورت گروه‌های بدون بعد ناسلت، ضریب اصطکاک و راندمان پره به صورت تابعی از عدد رینولدز بیان شده‌اند. همچنین نتایجی برای مبادله‌گر بدون پره ارائه شده است؛ و این مقادیر با یکدیگر مقایسه شده‌اند. معادلات به دست آمده از مقادیر تجربی را می‌توان با اطمینان در محاسبات در محاسبات مربوط به طراحی مبادله‌گرهای دو لوله به کار می‌رود.

فلای هان و همکاران [۷۷] در یک مطالعه، جریان آشفته‌ی سیال تراکم ناپذیر در یک لوله که با سیم‌پیچ‌های با شکل مخروط ناقص تجهیز شده بود را بررسی و عددی کردند برای محاسبات دینامیکی سیال از نرم‌افزار Fluent استفاده شده است. سیم‌پیچ‌ها به صورت واگرا در راستای ورود جریان گرفته‌اند، تأثیر هندسه سیم‌پیچ بر روی مقدار ضریب انتقال حرارت در محدوده عدد رینولدز 3000 تا 20000 مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج این بررسی نشان‌دهنده تأثیر بسیار خوب وجود سیم‌پیچ در افزایش ضریب انتقال حرارت در این لوله‌ها در مقایسه با لوله‌های ساده می‌باشد.

این تأثیر بستگی به دبی سیال، نوع و شکل قرارگیری سیمپیچ دارد. با استفاده از فن به حداقل رساندن آنتروپی هندسه و فاصله مناسب برای نصب سیمپیچ به دست آمده است. بر این اساس تجهیزات آزمایشگاهی تهیه شده و مقادیر ضریب انتقال حرارت با انجام آزمایش به دست آمد توافق خوبی بین داده‌های آزمایشگاهی و نتایج شبیه‌سازی مشاهده کردند.

یکی دیگر از روش‌های مؤثر استفاده از پره‌ها^۱ می‌باشد. پره‌ها سطوح گسترش‌یافته‌ای هستند که برای بهبود ضریب انتقال حرارت به کار می‌روند. پره‌ها را می‌توان به دودسته پره‌های داخلی و پره‌های خارجی دسته‌بندی کرد که دارای انواع بسیار متنوعی می‌باشند.

لوله‌ها با پره داخلی یکی از گسترده‌ترین شیوه‌های بهبود انتقال حرارت به‌خصوص در کاربردهای صنعتی می‌باشد [۷۸ و ۷۹]. هارپر و بران [۸۰] در سال ۱۹۲۲ میلادی مقاله‌ای را تدوین کردند؛ که می‌توان آن را به‌عنوان اولین تحلیل عددی برای تقابل بین انتقال حرارت همرفت و جابجایی بین سطوح گسترش‌یافته و سیال نام برد. آن‌ها این سطح را پره خنک‌کننده نامیدند که بعدها فقط گره گفته می‌شد. این احتمال زیاد است که این دو فرد پیشگامان این کار بوده‌اند. کریر و اندرسون [۸۱] پره‌های مستقیم با ضخامت ثابت و پره‌های شعاعی با ضخامت ثابت و غیره را مورد بحث قرار داده‌اند و معادله‌ای برای عملکرد پره برای هر کدام پیشنهاد داده‌اند. اگرچه در دو مورد عملکردها به‌صورت سری‌های نامتناهی ذکر شده است. مورای [۸۲] پره شعاعی با ضخامت ثابت را (با پروفیل مستطیلی) معادله‌ای برای تغییرات دما و کارایی پره را تحت شرایط توزیع دمای متقارن در پایه پره، ارائه کرده است.

برای انتقال حرارت در لوله‌های با پره داخلی طولی بسیاری از تحقیقات عددی و آزمایشگاهی را در چهار دهه اخیر شامل شده است [۸۳]. پره‌های داخلی سطح انتقال حرارت را افزایش می‌دهند و ضریب انتقال حرارت بیشتری را به نسبت لوله‌های بدون پره ایجاد می‌کنند. پره‌های با پره داخلی یکی از مؤثرترین شیوه‌ها برای بالا بردن ضریب انتقال حرارت در صنایع می‌باشد [۸۴ و ۸۵].

انتقال حرارت و دینامیک جریان در لوله‌ها با پره طولی در چهار دهه اخیر بسیاری از تحقیقات آزمایشگاهی و عددی را مورد توجه خود قرار داده است. کرن و کارایوس تعداد زیادی از مقالات و کتاب‌ها به بررسی مشکلات پره‌های طولی در مبادله‌گرهای پوسته و لوله پرداخته‌اند [۸۶-۸۹]. در سال ۲۰۰۵

^۱fin

السرخی و ابونادا [۹۰] انتقال حرارت همرفتی اجباری^۱ را در داخل یک لوله با پره داخلی به شیوه حجم محدود^۲ را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که توزیع سرعت و دما در داخل لوله تابعی از تعداد و ارتفاع پره‌ها می‌باشد. آن‌ها همچنین گزارش دادند که با افزایش ارتفاع عدد ناسلت افزایش می‌یابد.

اگریکان و اونباسوگلو [۹۱] انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی را بر روی یک صفحه عمودی که با پره‌های افقی، بافاصله و اندازه‌های مختلف بر روی آن نصب شده بود، مطالعه و شبیه‌سازی عددی کردند درحالی‌که پره‌های نصب شده عایق بودند، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی افزایش چشم‌گیری داشت که علت آن آشفته کردن و آمیختن لایه مرزی دمایی توسط این پره‌ها می‌باشد.

سابویا و براگا [۹۲] با انجام آزمایش‌هایی مقادیر مربوط به ضریب انتقال حرارت متوسط و ضریب اصطکاک را در جریان آشفته روی لوله‌های دارای پره‌های مستطیلی متوالی به دست آورده‌اند همچنین راندمان پره‌ها با حل دوبعدی انتقال حرارت به دست آمده است این پره‌ها به تعداد ۲۰ عدد در جهت محور لوله‌ها جای دارند.

کویی و همکاران [۹۳] یک لوله با پره خارجی طولی را در یک محفظه عمودی تحت تأثیر انتقال حرارت طبیعی مورد بررسی قرار گرفت. آن‌ها در تحلیل عددی خود تأثیر زاویه پره‌ها و تابندگی سطح پره را مورد بررسی قرار دادند. موخیمر [۹۴] تأثیر پروفیل پره بر روی فین خارجی حلقوی را با ضرایب انتقال حرارت مختلف مورد بررسی قرار داده است.

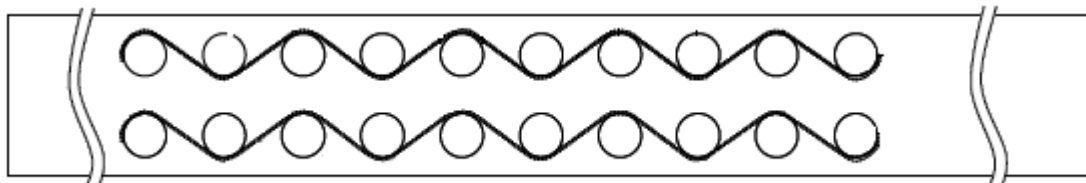
در سال ۲۰۱۱ تاناکا و همکاران [۹۵] پره‌ای جدید را معرفی کردند که به خاطر شکل ظاهریش آن را پره ورقه‌ای^۳ نامیدند. آن‌ها با توجه به این نکته که پره‌های نازک و معمول با ایجاد رسوب در آن‌ها دیگر آن کارایی قبلی را ندارند. اگرچه اکثر این پره‌ها از موادی ساخته می‌شوند که رسوبات بر روی آن‌ها به راحتی ننشینند اما این فلزات گران‌قیمت می‌باشند. با استفاده از این پره‌ها به دلیل اینکه به راحتی تعویض شده و برای تعمیرات کار را راحت‌تر می‌کنند مورد استفاده قرار می‌گیرند. آن‌ها در کار خود با استفاده از روش آزمایشگاهی به بررسی تأثیر این پره بر عملکرد مبادله گر پرداخته‌اند. آن‌ها در آزمایش

^۱ forced convection heat transfer

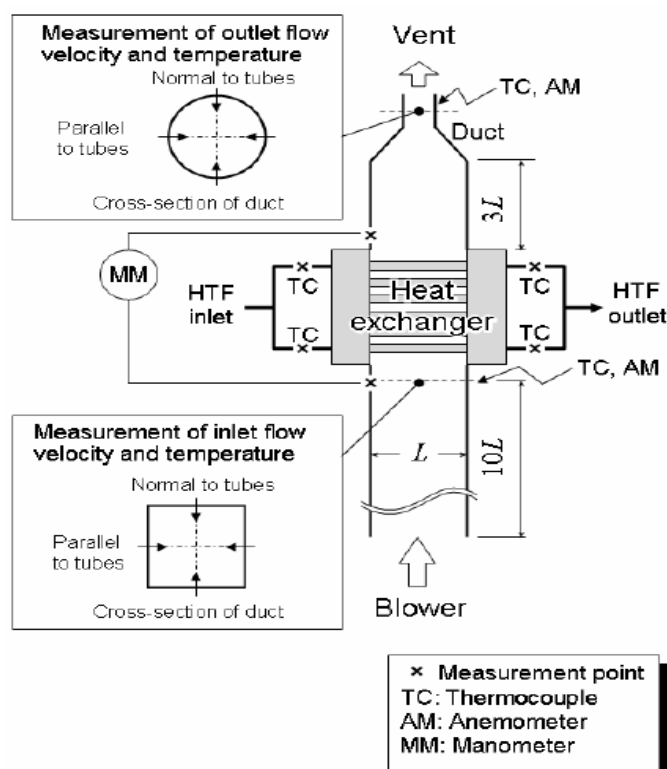
^۲ finite volume

^۳ sheet fin

خود از تشعشع پره صرف نظر کرده‌اند. آن‌ها در بررسی خود از آرایش خطی لوله‌ها استفاده کرده‌اند. (شکل ۵-۱) شماتیکی از این مجموعه را نشان می‌دهد. همچنین در (شکل ۶-۱) شماتیکی از دستگاه آزمایش نشان داده شده است که نحوه قرارگیری لوله‌ها و حس‌گرهای دما و سرعت در آن مشخص گردیده است.

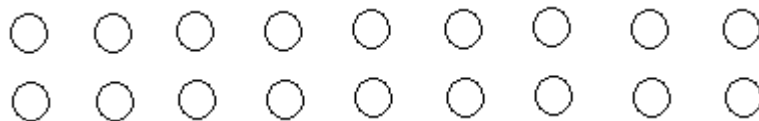


شکل ۵-۱ شماتیکی از آرایش لوله‌ها و نحوه قرارگیری پره‌ها

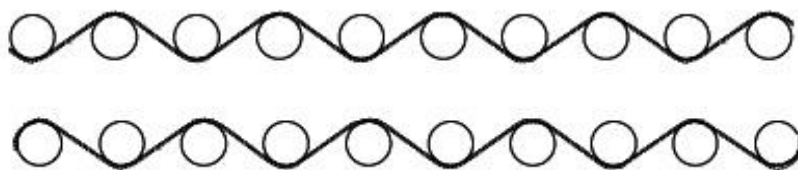


شکل ۶-۱ شماتیک دستگاه آزمایش تاناکا

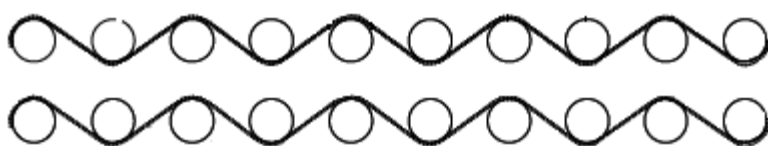
در داخل لوله‌ها دارای قطر داخلی ۷/۵ میلی‌متر و قطر خارجی ۱۰/۵ میلی‌متر می‌باشند. آن‌ها به این نتیجه دست‌یافتند که با بالا رفتن عدد رینولدز نرخ انتقال حرارت جابجایی افزایش پیدا می‌کند. همچنین فهمیدند که نوع پره و نحوه اتصال آن تأثیر به‌سزایی در عملکرد آن دارد. آن‌ها به این نتیجه پی بردند که استفاده از فلزی با هدایت حرارتی بسیار پایین انتقال حرارت را کاهش می‌دهد. آن‌ها پیشنهاد دادند که کاری انجام شود که تشعشع نیز شامل آن شود و تأثیرش بر عملکرد سیستم موردبررسی قرار گیرد. ناکاسو و همکاران [۹۶] در سال ۲۰۱۴ به بررسی عددی تعدادی از کارهای تاناکا و همکارانش را به‌طور عددی موردبررسی قراردادند و فقط پره به‌صورت متناوب و آرایش مربعی ۹۰ درجه را موردبررسی قراردادند. همچنین به بررسی تأثیر گام لوله در راستای عرضی و طولی در رینولدزهایی بین ۵۰۰ تا ۱۵۰۰۰ بر عملکرد آن پرداختند. در کار آن‌ها با نادیده گرفتن مقاومت دمایی بین پره و لوله به نتیجه‌ی مشابه با کار آزمایشگاهی رسیدند که افزایش سطح انتقال حرارت بر بهبود انتقال حرارت نقش مفیدی دارد. همچنین می‌بایست قدرت فن دمنده ۱۵ تا ۲۰ درصد افزایش یابد. همچنین تأثیر گام طولی نیز تقریباً مهم می‌باشد زیرا باعث افزایش سطح انتقال حرارت می‌باشد. در کار انجام‌شده در این پروژه همان‌طور که در (شکل ۷-۱)، (شکل ۸-۱) و (شکل ۹-۱) پس از طراحی ابتدایی پیش‌گرم‌کن هوا به بررسی تأثیر سه مدل هندسی بدون پره، پره چیده شده به‌صورت متناوب و پره چیده شده به‌صورت متقارن بر روی افت فشار و تغییرات در دمای خروجی پرداخته‌شده است که پره‌ها به‌صورت متقارن تا به امروز موردبررسی قرار نگرفته‌اند.



شکل ۷-۱ آرایش مربعی لوله‌ها بدون پره



شکل ۸-۱ شماتیکی از آرایش پره‌ها در حالت متقارن



شکل ۹-۱ شماتیکی از آرایش پره‌ها در حالت متناوب

۴-۱- مروری بر فصل‌ها

در فصل دوم این پایان‌نامه در ابتدا لزوم بالا بردن بازده دیگ بخار گفته شده است. مقدمه‌ای در زمینه‌ی موضوع مورد مطالعه و روش‌های افزایش بازده دیگ‌های بخار صنعتی معرفی اجمالی انواع مبادله‌گرها آورده شده است. روش‌های بالا بردن بازده دیگ‌های بخار اشاره می‌شود. مبادله‌گرهای گرمایی، انواع و کاربرد آن‌ها اشاره می‌شود. همچنین نمونه‌هایی از کارهایی که در صنایع دیگر از هر کدام از روش‌ها استفاده شده است، آورده شده است.

در فصل سوم به معادلات حاکم بر طراحی مبادله‌گرهای پوسته و لوله برای طراحی سمت پوسته و لوله و همچنین نحوه انتخاب لوله‌ها، دسته لوله و ... آورده شده است. همچنین روش طراحی مبادله‌گر، داده‌های گرفته شده از کارخانه نیز در این فصل آورده شده است؛ و نمونه اولیه مبادله‌گر طراحی شده آورده شده است.

در فصل چهارم روش تحقیق استفاده شده در طراحی مبادله گر و تحلیل عددی پرداخته شده است. در ابتدای فصل روابط و روش های موجود برای طراحی آورده شده است. در ادامه برای حل عددی معادله های بقای جرم، مومنتوم و انرژی ارائه شده است. در ادامه، مدل سازی جریان های اغتشاشی آورده شده است. سپس مدل فیزیکی و هندسی استفاده شده، معرفی شده است و به دنبال آن شرایط مرزی و فرضیات مسئله و رفتار نزدیک دیواره اشاره شده است. همچنین نحوه شبکه بندی و نتایج استقلال از شبکه مدل در این فصل ارائه شده است.

در فصل پنجم نیز جمع بندی و نتیجه گیری از کل پایان نامه صورت گرفته و پیشنهادهایی در جهت کارهای آتی ذکر شده است.

فصل دوم: روش‌های
افزایش بازده دیگ
بخار و مروری بر
مبادله‌گرها

در این فصل روش‌هایی مهم که تأثیر بسزایی بر عملکرد دیگ‌های بخار دارا می‌باشند آورده شده است و در نهایت مروری اجمالی بر مبادله‌گرهای مهم آورده شده است.

۲-۲- بازیابی انرژی هدر رفت

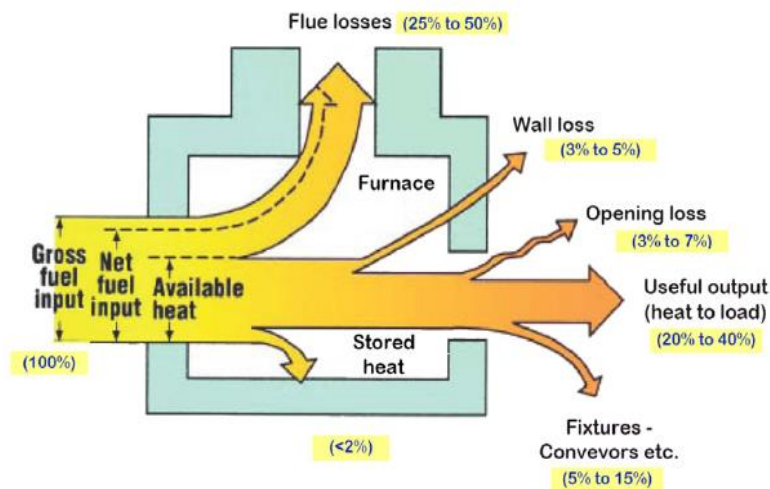
نیاز به دیگ‌های بخار با بازده بالا امروزه مورد توجه بسیاری از صنایع می‌باشد. بهبود مصرف انرژی و صرفه‌جویی مالی زمانی که ما بدانیم اکثر دیگ‌های بخار صنعتی با بازدهی کمتر از ۸۱ درصد عمل می‌کنند، قابل توجه می‌شود.

فرآیندهای احتراق معمولاً منجر به تولید آلودگی‌های بسیاری در محیط می‌شود. در بهینه‌سازی این فرایند نه تنها می‌بایست به بالا بردن بازده دیگ بخار و کاهش سوخت توجه کرد بلکه می‌بایست کاهش آلاینده‌های دیگ بخار نیز مدنظر باشد. برای دستیابی به این مهم تحقیق‌های بسیاری برای کنترل این آلودگی و بالا بردن بازده دیگ‌بخارها انجام شده است. مقدار زیادی از این آلودگی ناشی از سوختن سوخت‌های مایع می‌باشد. سوخت‌های مایع به‌طور عمده در دیگ‌های بخار، کوره‌های صنعتی و توربین‌های تولید برق استفاده می‌شود.

بازیابی انرژی هدر رفت دارای منفعت‌های غیرمستقیمی (کاهش آلودگی و اندازه اجزا) نیز می‌باشد. همچنین ضایعات سمی قابل احتراق متنوعی (گازهای ترش^۱، لجن نفت^۲ و...) که به جو زمین انتقال داده می‌شوند را کاهش می‌دهد. از این حیث بازیابی انرژی هدر رفت سطوح آلودگی را نیز کاهش می‌دهد [۹۷-۹۹]. در ادامه به‌طور اجمالی به چند روش برای رسیدن به این هدف در دیگ‌های بخار آورده شده است.

^۱Sour Gas

^۲Oil Sludge



شکل ۱-۲ روند هدر رفت انرژی در فرآیند گرمایشی صنایع [۱۰۰ و ۱۰۱]

۱-۲-۲- کنترل هوای اضافی

از جمله عوامل تأثیرگذار و مهم روی بازده دیگ بخار و انتشار گازهای خطرناک در سیستم دیگ بخار، میزان هوای اضافی ترکیب‌شونده با سوخت است. مقدار هوای اضافه به عوامل مختلفی از جمله مشخصات سوخت، مشخصات مشعل و نوع دیگ بخار بستگی دارد [۱۰۲]. از آنجاکه افت حرارتی در اثر احتراق ناقص ۶ برابر بیش‌تر از افت ناشی از هوای اضافه است ترجیح بر این است که دیگ بخار نزدیک به این نقطه کار کند و به‌هیچ‌وجه به زیر این نقطه نرسد. فلسفه‌ی اصلی کنترل هوای اضافه رسیدن به نقطه‌ای است که در آن افت‌های ناشی از هیدروکربن‌های نسوخته و افت‌های حرارتی دودکش به حداقل برسد. مقدار هوای اضافی به معنای میزان هوایی است که بیش‌ازحد تئوری و برای احتراق کامل سوخت نیاز است. در صورتی که هوای اضافی موردنیاز بیش‌ازحد موردنظر باشد گرمای جذب‌شده به‌وسیله این هوای اضافی به جای ایجاد انتقال حرارت مفید در سیستم، باعث ایجاد تلفات می‌شود و بازده دیگ بخار را از طریق افزایش دما و دبی دود خروجی کاهش می‌دهد. هنگامی که میزان هوای اضافی کمتر از حد موردنیاز باشد احتراق به‌صورت

ناقص انجام‌گرفته و بخشی از کربن موجود در ترکیب هیدروکربنی سوخت به جای تبدیل به دی‌اکسید کربن به مونواکسید کربن تبدیل خواهد شد.

عموماً با هر ۱۵ درصد کاهش هوای اضافی بازده دیگ بخار ۱ درصد افزایش می‌یابد. برای رسیدن به این مهم یک سیستم کنترلی دقیق می‌تواند آن را انجام دهد [۱۰۳].

با تنظیم نسبت سوخت و هوا در کارخانه روژین تاک کرمانشاه در یک دوره‌ی ۹۰ روزه حدود ۱۵ میلیون تومان صرفه‌جویی صورت گرفت که این روند می‌تواند به راحتی در سایر صنایع نیز انجام شود [۱۰۴].

۲-۲-۲- تغییرات در نازل سوخت

نازل^۱ مشعل‌های سوخت دیگ بخار از جمله تجهیزاتی است که در صورت کارکرد نامناسب افزون بر افزایش مصرف سوخت، موجب افزایش رسوب بر روی لوله‌های دیگ بخار و کاهش عمر آن‌ها خواهد شد.

سوخت‌های مایع به دودسته سوخت‌های سنگین و سبک تقسیم می‌شوند این تقسیم‌بندی بر مبنای میزان کربن موجود در آن‌ها می‌باشد. دیگ‌های بخار با سوخت مایع معمولاً از نوع پیش‌مخلوط‌کن نیستند و سوخت و اکسیدکننده در محفظه‌ی احتراق باهم مخلوط می‌شوند. احتراق سوخت‌های مایع توسط پارامترهای مشخصی کنترل می‌شود. سرعت، زاویه و الگوی پاشش سوخت توسط نازل کنترل می‌شود. تحقیق‌های وسیعی برای تأثیر طراحی نازل انجام شده است. شرایط کارکرد و خواص سوخت و پاشش سوخت‌های هیدروکربنی انجام شده است [۱۰۵-۱۰۷]. بیشتر تحقیق‌ها بر روی نازل‌هایی که توربین گازها و دیگ‌های بخار استفاده می‌شود متمرکز شده‌اند. در توربین‌های گازی و دیگ‌های بخار دستیابی به عملکرد بالاتر ترمودینامیکی و تولید کمتر آلاینده‌ها بسیار مهم می‌باشد.

بهبود عملکرد آتش‌بارها^۲ نیازمند بررسی مشخصات نازل می‌باشد. اخیراً، بیشتر تحقیق‌ها بر روی مشخصات نازل آتش‌بار مانند طول جدایش، زاویه پاشش، اندازه قطره متمرکز شده است [۱۰۸ و ۱۰۹].

اخیراً نیز با بهینه‌سازی نازل مشعل‌های سوخت مایع از جانب کارکنان متخصص نیروگاه رامین اهواز ضمن کاهش آلودگی زیست‌محیطی، حدود ۲۰۶ هزار دلار صرفه‌جویی ارزی به همراه داشته است. لذا پس از بررسی و پژوهش‌های علمی و تخصصی با اصلاح زاویه پاشش و دبی سوخت، به بهینه‌سازی نازل‌های مذکور

^۱Nozzle

^۲Burner

اقدام کرده و ضمن کاهش هزینه‌های تعمیر و نگهداری موجب افزایش بازده مشعل‌ها و به دنبال آن افزایش عمر کاری لوله‌های دیگ بخار و درنهایت پایداری واحدهای تولیدی شده‌اند [۱۱۰].

۲-۲-۳- سوخت

مشخصات سوخت مورد استفاده عامل اصلی آلودگی دیگ‌های بخار می‌باشد. بازده دیگ بخار و شرایط محیط‌زیستی آن زمانی که سوخت با LHV بالاتر مورد استفاده قرار می‌گیرد، بهبود شایانی می‌کند [۱۱۱].

از جمله مشکلات استفاده از سوخت‌های مایع سنگین عدم اتمیزاسیون مناسب قطرات سوخت می‌باشد که منجر به کاهش بازده احتراق می‌شود. یکی از روش‌های مورد استفاده جهت بهبود اتمیزه کردن سوخت مایع سنگین، بهره‌گیری از امولسیون آب-سوخت می‌باشد. امولسیون‌های آب-سوخت برای سوخت‌های سنگین دارای ۵ تا ۱۰ درصد آب با اندازه ذرات در حدود ۵ تا ۲۰ میکرون می‌باشند که به صورت یکنواخت در تمام فاز پیوسته سوخت پخش می‌شوند [۱۱۲].

به علت افزایش بازده احتراق با استفاده از سوخت‌های امولسیونی، مقدار هوای اضافی سرد مورد نیاز که برای احتراق کامل سوخت به کوره‌ها دمیده می‌شود، کاهش می‌یابد؛ بنابراین زمان ماند گازهای احتراق گرم در کوره‌ها افزایش پیدا می‌کند و از اتلاف حرارت از کوره‌ها و دیگ‌های بخار کاسته می‌شود. در نتیجه میزان مصرف سوخت کاهش می‌یابد.

از آنجاکه استفاده از امولسیون آب-سوخت نیازمند تغییرات خاصی در طراحی کوره و مشعل‌ها نمی‌باشد، بنابراین می‌توان با بهره‌گیری از ماده پایدارکننده و اختلاط مناسب آب و سوخت، از لحاظ اقتصادی به نتایج مطلوبی دست یافت.

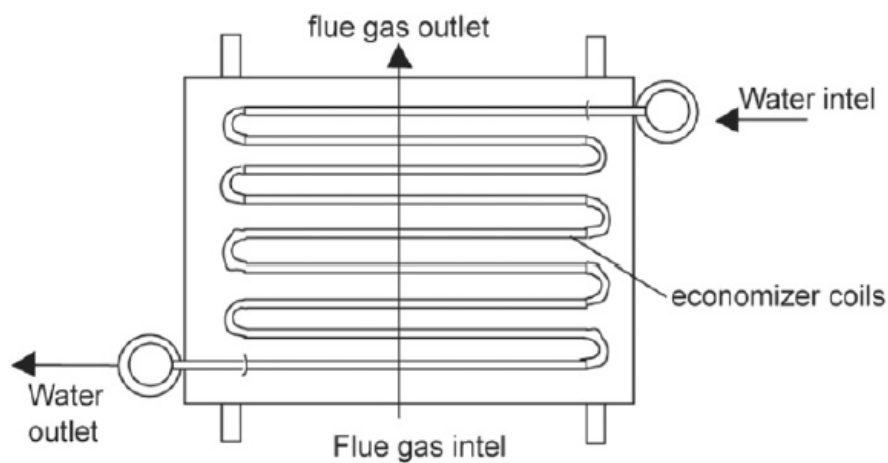
یکی دیگر از کارهای مهم پیش گرم کردن سوخت قبل از سوختن می‌باشد. افزایش دمای سوخت باعث کاهش چگالی سوخت شده که این امر منجر می‌شود سوخت با سرعت بیشتری از نازل خارج شده که باعث رسیدن زودتر به نقطه سوختن می‌رسد. از این جهت با دمای بالاتر سوخت از هدر رفت انرژی جلوگیری به عمل می‌آید. نتایج برداشت شده از یک کوره نشان می‌دهد با افزایش دمای سوخت از ۹۵ درجه‌ی سانتی‌گراد به ۱۳۰ درجه‌ی سانتی‌گراد $10^5 \times 7/5$ مترمکعب صرفه جویی می‌شود و همچنین ۸۵۸ تن گاز آلوده کننده کربن دی‌اکسید کاهش پیدا می‌کند [۱۱۳].

۲-۲-۴- پیش گرم کردن آب تغذیه

بررسی ترمودینامیکی سیکل بخار نشان می‌دهد که گرم کردن آب تغذیه پیش از ورود به دیگ بخار منجر به افزایش بازده این سیکل می‌گردد. این گرمایش با استخراج مقدار کوچکی از بخار گذرنده از توربین در مبادله گرهای حرارتی به نام گرم‌کن آب تغذیه انجام می‌شود. بالا بردن دمای آب ورودی به دیگ بخار موجب کاهش انرژی حرارتی موردنیاز برای تولید بخار در دیگ بخار و همچنین کاهش میزان بازگشت‌ناپذیری در این فرآیند می‌شود. از سوی دیگر به دلیل حجم مخصوص بالای بخار در انتهای توربین استخراج بخشی از این بخار به جلوگیری از افزایش رطوبت در قسمت‌های کم‌فشار توربین و بهبود کارایی آن کمک خواهد کرد [۱۱۴]. بدین ترتیب می‌توان نتیجه گرفت که در یک سیکل دارای بازیاب با گرم‌کن^۱، بخشی از حرارت در سیکل بازیابی شده و میزان حرارت دفع شده به محیط از طریق کندانسور کاهش و در نتیجه بازده آن افزایش می‌یابد. وجود گرم‌کن و عملکرد مناسب آن در افزایش دمای آب ورودی به دیگ بخار و کاهش میزان سوخت مصرفی در دیگ بخار و کاهش حجم هوای درخواستی و در نتیجه کاهش سرعت محصولات احتراق در کوره را باعث شده و آسیب‌های وارده به کوره کمتر خواهد شد. (شکل ۲-۲) نمونه‌ای ساده از این دستگاه را نمایش می‌دهد.

در نیروگاه شهید رجایی با توجه به دبی ۸۰۰ تن بر ساعت آب تغذیه در دیگ بخار نیروگاه شهید رجایی هر یک درجه کاهش دمای آن معادل یک میلیون کیلوکالری بر ساعت اتلاف انرژی خواهد داشت؛ که این مقدار انرژی می‌بایست با مصرف اضافه تقریباً صد کیلوگرم بر ساعت مازوت در دیگ بخار جبران شود. با نرخ مازوت لیتری ۲۵۰۰ ریال مبلغ این مقدار سوخت تقریباً ۶ میلیون ریال در شبانه‌روز می‌باشد [۱۱۵].

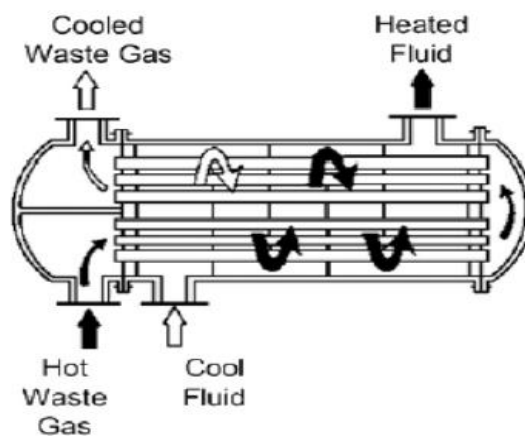
^۱ Heater



شکل ۲-۲ جریان سیال در پیشگرم کن آب تغذیه [۱۱۶]

۲-۲-۵- پیش گرم کردن هوای ورودی به دیگ بخار

پیش گرم کن هوا برای بازیابی انرژی هدر رفت از دود خروجی از دیگ های بخار و مشعل ها به کار می رود (شکل ۲-۳) یک نوع از این پیش گرم کن ها را نمایش می دهد. حرارت بین دود و هوا ورودی به این دو مبادله می شود.



شکل ۲-۳ جریان سیال در پوسته پیش گرم کن هوا [۱۱۷]

انیشتن و همکاران [۱۱۸] در کار خود عنوان کرده‌اند که به ازای هر ۲۵ درجه کاهش دمای دود خروجی ۱ درصد سوخت صرفه‌جویی می‌شود. همچنین در منبعی دیگر ذکر شده است که با افزایش تقریبی دمای ورودی به دیگ بخار به ازای هر ۲۲ درجه سانتی‌گراد بازده آن تقریباً ۱ درصد افزایش می‌یابد [۱۱۹]. پیش‌گرمایش هوا به سه صورت اصلی، استفاده از گرم‌کن‌های خورشیدی، لوله‌های گرمایی و مبادله‌گرهای حرارتی انجام می‌گیرد که رایج‌ترین شیوه برای پیش‌گرمایش هوا استفاده از مبادله‌گرهای حرارتی می‌باشد.

در شرکت فولاد مهر سهند با پیش‌گرم هوای احتراقی از ۲۵ درجه سانتی‌گراد به ۱۱۰۰ درجه سانتی‌گراد، مصرف گازوییل از ۲۹۳ کیلوگرم بر ساعت به ۱۳۶ کیلوگرم بر ساعت رسید و مصرف متان از ۲۸۰ کیلوگرم بر ساعت به ۱۳۰ کیلوگرم بر ساعت رسید که ۵۳٫۵ درصد در مصرف سوخت صرفه‌جویی شد [۱۲۰]. محمدی در سال ۱۳۹۱ با بررسی استفاده از سیستم پیش‌گرمایش هوای احتراق بر عملکرد کوره‌ی ۱۰۱ پالایشگاه اصفهان که بزرگ‌ترین کوره فرآیند در این پالایشگاه به شمار می‌رود از بین راهکارهای کاهش اتلاف انرژی نظیر کاهش افت از بدنه، کاهش درصد هوای اضافی، پیش‌گرم‌کن سیال مورد استفاده فرایندهای صنعتی، سیستم تولید بخار و... انتخاب‌شده و پس از تحلیل و بررسی این راهکار برای کوره نتایج روبه‌رو از

آن استخراج شد. راندمان کوره از ۷۰ درصد به ۸۵ درصد افزایش یافت و همچنین با استفاده از این سیستم تلفات حرارتی دودکش حدود ۱۵ درصد کاهش یافت [۱۲۱]. باهوش و همکاران [۱۲۲] با بررسی استفاده از این شیوه در شرکت پالایش گاز فجر جم برای استفاده از حرارت گازهای خروجی به‌منظور پیش‌گرم کردن هوای ورودی برای رسیدن به استانداردهای موردنظر به این نتیجه رسیدند که در طول یک سال میزان گاز طبیعی‌ای که مورد صرفه‌جویی قرار می‌گیرد ۶۳۶۱۶۹ مترمکعب می‌باشد. رودین و میهلیک-بوگدانیک [۱۲۳] با بازیابی گرما در تولید ترموپلاستیک‌ها به شیوه استفاده از پیش‌گرم‌کن هوا با کاهش دمای هوا دودکش از ۲۳۲ درجه سانتی‌گراد به ۶۲ درجه سانتی‌گراد کاهش یافت به میزان ۷/۸۷ درصد سوخت صرفه‌جویی شد. همچنین آن‌ها خاطرنشان کرده‌اند که با این کاهش دمای دود خروجی میزان آلودگی محیط‌زیست نیز کاهش می‌یابد. طهماسبی و همکاران [۱۲۴] با بررسی و تحلیل پیش‌گرم‌کن موجود در یکی از بخش‌های پالایشگاه شیراز با افزایش دمای ورودی از ۱۵ به ۱۹۰ درجه سانتی‌گراد متوجه شدند که در حدود ۵-۶ درصد در مصرف سوخت صرفه‌جویی به

عمل می‌آید. آن‌ها همچنین با بررسی این پیش‌گرم‌کن به این نتیجه رسیدند که در فصول گرم بازده حدود ۴-۵ درصد و در فصول سرد بازده در حدود ۶-۷ درصد افزایش می‌یابد. هسنو زمان و همکاران [۱۲۵] در طی کار خود بر روی یک کوره بازپخت در مالزی و گرفتن اطلاعات مربوطه در نهایت به این نتیجه رسیدند که نرخ حرارت بازیاب شده از گاز خروجی از دودکش در حدود ۱۱۳/۸ مگاژول بر ساعت است که حدود ۳/۱ لیتر بر ساعت صرفه‌جویی در سوخت می‌شود. در پژوهش آن‌ها دمای دود در حدود ۳۹۰ درجه سانتی‌گراد بود که می‌توانستند دما را تا حدود ۲۷۰ درجه سانتی‌گراد خنک کنند.

کارخانه نیاگارا که تولید مواد شیمیایی مانند کلر و هیدرو کلرید اسید را انجام می‌دهد دارای دو دیگ بخار می‌باشد که وظیفه تولید ۷۵۰۰۰۰ پوند بر ساعت بخار را دارد. سیستم بازیاب حرارتی در این مجموعه به منظور افزایش بازده دیگ بخار نصب شد که به نوبه خود هزینه تولید را کاهش می‌دهد. این کاهش هزینه در تولید از کاهش هزینه گاز مصرفی برای تولید بخار حاصل می‌آید. مصرف سوخت تا حدود ۲۵ درصد با استفاده از هوای پیش گرم شده تا حدود دمای ۱۳۲۷ درجه سانتی‌گراد قابل کم شدن می‌باشد که صرفه‌جویی انرژی در این پروژه انتظار می‌رود که در حدود ۵۲۰۰۰۰ دلار در سال در طول ده سال اول بعد از اجرا می‌باشد [۱۲۶].

در این پروژه نیز برای کاهش مصرف سوخت از این شیوه برای کاهش مصرف سوخت و به دنبال آن کاهش آلودگی دیگ بخار کارخانه قند ارومیه بهره برده شده است.

۲-۳- مبادله گر حرارتی

در مقدمه توضیحی کلی از انواع مبادله گرها و نوع انتقال حرارت در آن‌ها آمده است.

مبادله گرهای گرمایی وسیله‌هایی هستند که انرژی حرارتی را از سیالی به یک سیال دیگر که دارای درجه حرارت‌های متفاوتی هستند، منتقل می‌کند. این تعریف به طور ضمنی بیان می‌کند که در یک مبادله گر گرمایی حداقل دو سیال وجود دارد که انرژی حرارتی بین آن دو منتقل می‌شود. مبادله گرهای گرمایی در تمام زمینه‌های صنعتی تجاری و زندگی روزمره که به نحوی با تبادل حرارت سروکار دارند مورد استفاده قرار می‌گیرند. امروزه با توجه به پیشرفت‌های فناوری از جمله در فرایندهای صنعتی نیاز به مبادله گرهایی با بازده و کارایی بالا، بیشتر احساس می‌شود.

در بخش‌های پیشرو در این فصل دسته‌بندی‌های مختلف مبادله‌گرهای گرما از دیدگاه‌های مختلف با تأکید بیشتر بر دیدگاه شکل و ساختار، بیان شده است.

۲-۳-۱- دسته‌بندی مبادله‌گرها از نقطه‌نظرهای مختلف

بر طبق فرایندهای انتقال، مبادله‌گرهای گرما، به نوع تماس مستقیم^۱ و نوع تماس غیرمستقیم^۲ (انتقال گرما از طریق دیواره) تقسیم می‌شوند.

در مبادله‌گرهای گرمای نوع تماس مستقیم، گرما بین سیال‌های سرد و گرم از طریق سطح تماس این دو سیال انتقال می‌یابد. هیچ دیواره‌ای بین جریان‌های سرد و گرم وجود ندارد و انتقال گرما از طریق سطح تماس دو جریان، اتفاق می‌افتد.

۲-۳-۲- مکانیزم‌های انتقال گرما

مبادله‌گرهای گرما بر طبق مکانیزم‌های انتقال گرما نیز، می‌توانند به صورت زیر دسته‌بندی شوند:

۱- جابه‌جایی تک فاز در هر دو سمت (بدون تغییر فاز)

۲- جابه‌جایی تک فاز در یک سمت، جابه‌جایی دو فاز در سمت دیگر

۳- جابه‌جایی دو فاز در هر دو سمت

۲-۳-۳- آرایش جریان‌های گرم و سرد

مبادله‌گرهای گرما می‌توانند بر مبنای شکل مسیر جریان سیال از میان مبادله‌گرهای گرما دسته‌بندی شوند. سه شکل‌بندی پایه جریان‌ها عبارت‌اند از:

۱- جریان هم‌جهت^۳

۲- جریان مخالف جهت^۴

۳- جریان متقاطع

^۱Direct contact

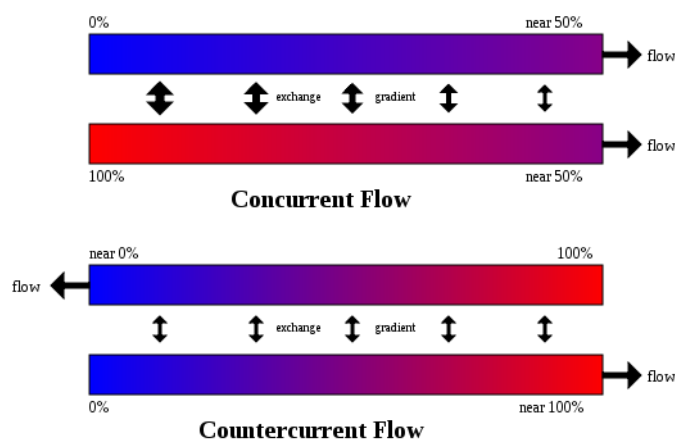
^۲Indirect contact

^۳Parallel flow (concurrent)

^۴Counter flow (concurrent)

در مبادله گرهای گرما با جریان هم جهت، دو جریان سیال، در یک انتها، به مبادله گر وارد می شوند، هر دو در یک جهت جریان می یابند و از انتهای دیگر، خارج می شوند.

در مبادله گرهای گرما با جریان مخالف جهت، دو جریان سیال، در جهت های مخالف جریان می یابند.



شکل ۲-۴ جریان هم جهت و مخالف جهت

در مبادله گرهای گرما با جریان متقاطع منفرد، جریان یک سیال عمود بر جهت جریان سیال دیگر، از مبادله گر عبور می کند. آرایش های جریان متقاطع با هر دو سیال مخلوط نشده^۱ و یک سیال مخلوط می شود و دیگری مخلوط نمی شود موجود می باشد.

۲-۳-۴- کاربرد

رایج ترین مبادله گرهای گرما، مبادله گرهای گرمای دو سیالی هستند. مبادله گرهای گرما سه سیالی، به صورت گسترده در مصارف تبرید در دمای بسیار کم، استفاده می شوند. آن ها همچنین در مبادله گرهای گرما در صنایع شیمیایی و فرایندی از قبیل سامانه های جداسازی هوا^۱، خالص سازی^۲ و مایع سازی هیدروژن و تولید گاز آمونیاک، به کار می روند طراحی مبادله گرهای گرمای سه و چند مؤلفه ای^۳، بسیار پیچیده است. این مبادله گر ها همچنین می توانند شامل حالت جابه جایی دو فاز مخلوط بخارهای مختلف نظیر چگالش هیدروکربن ها باشند. مبادله گرهای گرما، در کاربردهای متعدد و گسترده ای مثل صنایع

^۱ Air separation systems

^۲ Purification

^۳ Multicomponent

فرایندی، تولید برق، تهویه مطبوع، تبرید و تبرید در دماهای بسیار کم، بازیابی گرمایی و صنایع ساخت و تولید، استفاده می‌گردند. این مبادله‌گرها در صنعت برق، انواع متعددی از دیگ‌های بخار با سوخت‌های فسیلی، مولدهای بخار با سوخت هسته‌ای، چگالنده‌های بخار، بازیاب‌ها و برج‌های خنک‌کن کاربرد دارند. در صنایع فرایندی، مبادله‌گرهای گرما با جریان دو فاز، برای تبخیر، چگالش و انجماد در کریستالیزاسیون^۱ و بسترهای سیال و واکنش واسطه‌ای^۲ استفاده می‌کردند. صنایع تهویه مطبوع و تبرید نیز نیاز به چگالنده و تبخیرکننده دارند. انرژی می‌تواند با چگالش بخار در تماس مستقیم با سیال سرد، ذخیره شود. با چگالش بخار در تماس مستقیم با مایعی از همان ماده و در فشار زیاد، انرژی گرمایی می‌تواند در مخزنی ذخیره گردد. هنگامی که انرژی ذخیره شده مجدداً مورد نیاز باشد، فشار بر مایع کاهش داده می‌شود تا در نتیجه، مایع تبخیر شده و بخار تولید گردد، این بخار می‌تواند برای گرمایش یا به‌عنوان سیال عامل در یک موتور استفاده شود.

۲-۳-۵- شکل و ساختار

مبادله‌گرهای گرما از نوع تماس غیرمستقیم (مبادله‌گرهای گرما با انتقال گرما از طریق دیواره) اغلب برحسب مشخصات ساختاریشان توصیف می‌شوند. انواع عمده‌ی دسته‌بندی شکل و ساختار مبادله‌گرهای گرما، شامل لوله‌ای، صفحه‌ای و سطح پرده‌دار است.

۲-۳-۶- مبادله‌گرهای گرمای لوله‌ای

این مبادله‌گرها از لوله‌هایی با مقطع دایره‌ای ساخته شده‌اند. یک سیال در داخل لوله‌ها و سیال دیگر در خارج لوله‌ها جریان دارد. قطر، تعداد، طول، گام و آرایش لوله‌ها می‌تواند تغییر کند؛ بنابراین، انعطاف‌پذیری فراوانی در طراحی آن‌ها وجود دارد. مبادله‌گرهای گرما لوله‌ای می‌توانند به‌صورت زیر دسته‌بندی شوند:

۱- دو لوله‌ای^۳

۲- پوسته و لوله^۴

۳- نوع لوله‌ای حلزونی^۵

^۱Crystallization

^۲Catalytic reaction

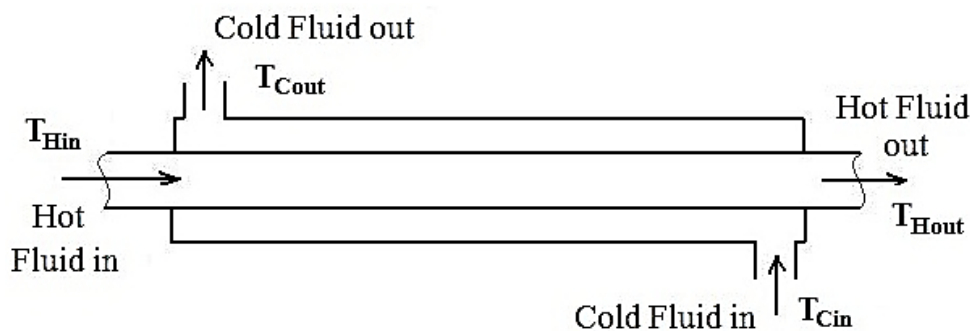
^۳Double pipe

^۴Shell and tube

^۵Spiral tube

۷-۳-۲- مبادله گرهای گرمای دو لوله‌ای

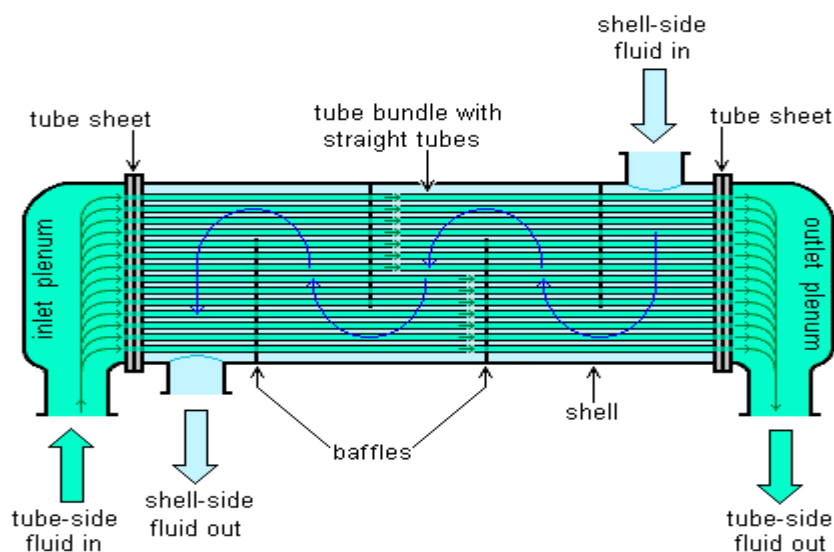
مبادله گر گرما دو لوله‌ای معمولی شامل یک لوله است که با اتصالات مناسب به صورت هم‌مرکز، در داخل لوله‌ای دیگر با قطر بزرگ‌تر قرار می‌گیرد تا جریان را به صورتی از مقطعی به مقطع دیگر هدایت کند. مبادله گرهای گرمای دو لوله‌ای، می‌توانند با آرایش‌های گوناگون سری و موازی مرتب شوند تا افت فشار و متوسط اختلاف دمای موردنظر را، برآورده سازند. (شکل ۵-۲)



شکل ۵-۲ ساده از مبادله گر گرمای دو لوله‌ای

۸-۳-۲- مبادله گرهای گرمای پوسته و لوله

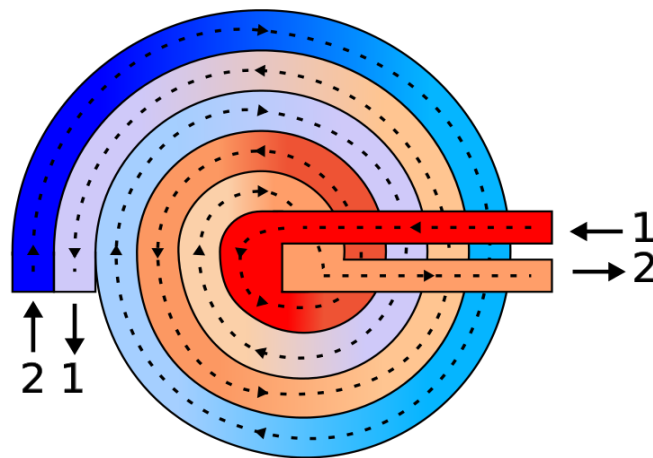
مبادله گرهای گرمای پوسته‌ای و لوله‌ای (شکل ۶-۲)، از لوله‌های با مقطع دایره‌ای که در پوسته‌های استوانه‌ای بزرگ نصب شده‌اند، ساخته می‌شوند. به طوری که محور لوله‌ها موازی با محور پوسته است.



شکل ۶-۲ مبادله گر گرمای پوسته‌ای و لوله‌ای

۲-۳-۹- مبادله گرهای گرمای لوله‌ای و حلزونی

این مبادله گرها شامل کوپل‌هایی هستند که به صورت حلزونی پیچانده شده و در یک پوسته قرار گرفته‌اند (شکل ۲-۷) و یا به صورت چگالنده‌های هم‌مرکز^۱ و تبخیرکننده‌های هم‌مرکز هستند که در سامانه‌های تبرید استفاده می‌شوند.

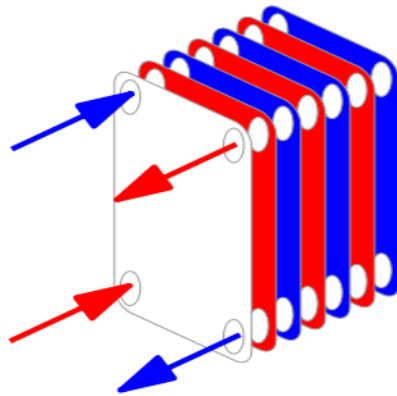


شکل ۲-۷ مبادله گر گرمای لوله‌ای و حلزون

۲-۳-۱۰- مبادله گرهای گرمای صفحه‌ای

مبادله گرهای گرمای صفحه‌ای، از صفحات نازک که کانال‌های جریان را تشکیل می‌دهد ساخته می‌شوند. جریان‌های سیال، توسط صفحات مسطح که یا به صورت صاف یا موج‌دار هستند، از هم جدا می‌شوند. این مبادله گرهای برای انتقال گرما بین گاز، مایع یا جریان‌های دو فاز، استفاده می‌شوند.

^۱Coaxial



شکل ۸-۲ یک نمونه از آرایش جریان مبادله گر گرمای صفحه‌ای

این مبادله گرهای گرما می‌توانند، به صورت زیر دسته‌بندی شوند:

۱- صفحه‌ای واشر دار^۱

۲- صفحه‌ای حلزونی^۲

۳- لاملا^۳

۲-۳-۱۱- مبادله گرهای گرما با سطوح پره دار (توسعه یافته)

مبادله گرهای گرما با سطوح پره دار، دارای پرها و یا ضمایمی در سطح اصلی (لوله‌ای یا صفحه‌ای) انتقال گرما به منظور افزایش این سطح می‌باشند. از آنجاکه ضریب انتقال گرما در سمت گاز، بسیار کوچک‌تر از سمت مایع است، سطوح انتقال گرمای پره دار، برای افزایش سطح انتقال گرما، در سمت گاز استفاده می‌شوند. پرها به صورت وسیع در مبادله گرهای گرمای گاز - گاز یا گاز - مایع، درجایی که ضریب انتقال گرما، در یک یا هر دو سمت، کوچک باشد و به مبادله گر فشرده گرما نیاز باشد، استفاده می‌گردند.

دو نوع از رایج‌ترین مبادله گرهای گرمای دارای صفحات پره دار عبارت‌اند از:

۱- مبادله گرهای صفحه‌ای پره دار

۲- مبادله گرهای لوله‌ای پره دار^۴

^۱Gasketed plate

^۲ Spiral tube

^۳ Lamella

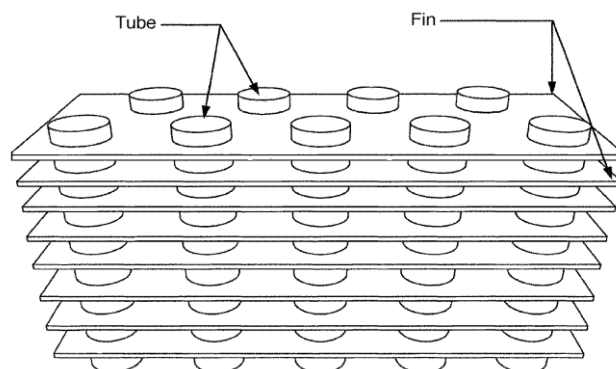
^۴Tube fin heat exchangers

۱۲-۳-۲- مبادله گرهای گرمای صفحه‌ای پره دار

مبادله گرهای گرمای صفحه‌ای پره دار با صفحات تختی که بین آن‌ها پره‌های موج‌دار قرار داده شده، جریان‌های سیال را از هم جدا می‌کند. آن‌ها می‌توانند با توجه به جریان‌های سیال با شکل‌بندی‌های متفاوت، آرایش داده شوند.

۱۳-۳-۲- مبادله گرهای گرمای لوله‌ای پره دار

این مبادله گرهای گرما، به صورت مبادله گرهای گرمای گاز - مایع استفاده می‌شوند. ضرایب انتقال گرما در سمت گاز، عموماً بسیار کوچک‌تر از سمت مایع هستند و بدین دلیل در سمت گاز، به پره نیاز است. مبادله گر گرمایی لوله‌ای پره دار، شامل آرایه‌ای از لوله‌ها با پره‌هایی که در سمت بیرونی ثابت شده‌اند، می‌باشد. پره‌های سمت خارجی لوله‌ها، ممکن است عمود بر محور لوله‌ها، اریب یا مارپیچ نسبت به محور لوله‌ها و طولی یا محوری، باشند (شکل ۹-۲).



شکل ۹-۲ مبادله گر گرمای لوله‌ای پره دار

فصل سوم: معادلات
حاکم بر طراحی
مبادله گر پوسته و لوله

در این فصل توضیحی از چگونگی طراحی مبادله گر پوسته و لوله آورده شده است و نحوه انتخاب اجزا به طور کلی و داده های طراحی مطرح شده اند. در این بخش با حضور در کارخانه مدنظر و کمک گرفتن از مهندس بخش دیگ های بخار اطلاعات موردنظر جمع آوری شده است و متناسب با این داده ها و محدودیت های موردنظر در انتها در جدولی طراحی کلی از مبادله گر طراحی شده آورده شده است.

۲-۳ طراحی مبادله گر

۱-۲-۳ اجزای اصلی

مبادله گرهای گرمای پوسته و لوله ای از لوله های دایره ای قرار گرفته در یک پوسته ساخته می شوند که لوله ها موازی با پوسته می باشند. یک سیال در داخل لوله ها جریان دارد و سیال دیگر از روی دسته لوله ها^۱ در عرض و در طول محور مبادله گر جریان می یابد. اجزای اصلی این مبادله گر، دسته لوله، پوسته، سر انتهای جلویی^۲، سر انتهای عقبی^۳، دیوارک ها و صفحه لوله ها هستند.

۲-۲-۳ انتخاب پوسته

انواع متعدد پوسته و انواع متعدد سرهای جلویی و عقبی توسط انجمن سازندگان مبادله گرهای لوله ای (TEMA) استاندارد شده اند [۱۲۷].

پوسته نوع E به دلیل ارزانی و سادگی، رایج ترین پوسته است. سیال در این پوسته از یک انتهای پوسته وارد می شود و از انتهای دیگر، خارج می گردد؛ یعنی در سمت پوسته یک گذر جریان وجود دارد. لوله ها می توانند یک یا چند گذر داشته باشند و توسط دیوارک های عرضی عمود بر لوله ها، نگه داشته می شوند. این پوسته ها رایج ترین نوع، برای استفاده با سیال تک فاز در پوسته می باشند. با یک گذر لوله جریان مخالف می تواند حاصل شود. به این دلایل این نوع پوسته مورد انتخاب واقع شده است.

^۱ Tube bundle

^۲ Front-end head

^۳ Rear end head

۳-۲-۳ انتخاب دسته لوله

مهم‌ترین اهداف طراحی در دسته لوله‌ها در نظر گرفتن انبساط گرمایی، تمیزکاری آسان و یا در صورتی که سایر جنبه‌ها مهم نباشند، ایجاد کمترین هزینه ساخت می‌باشد. نوعی از طراحی که انبساط مستقل لوله‌ها و پوسته را فراهم می‌آورد، لوله U شکل می‌باشد. شکل‌بندی مبادله‌گر با صفحه لوله ثابت در (شکل ۱-۳) نشان داده شده است. پوسته، به صفحه‌های لوله جوش شده است و به سمت بیرونی دسته لوله برای تمیزکاری، دسترسی وجود ندارد. در این انتخاب کم‌هزینه، فقط انبساط گرمایی نمی‌تواند وجود داشته باشد که می‌توان با استفاده از فانوسی‌ها^۱ انبساط گرمایی را فراهم نمود. در این طراحی لوله‌ها تکی قابل تعویض هستند و تمیزکاری لوله به صورت مکانیکی آسان می‌باشد.



شکل ۱-۳ دسته لوله U شکل

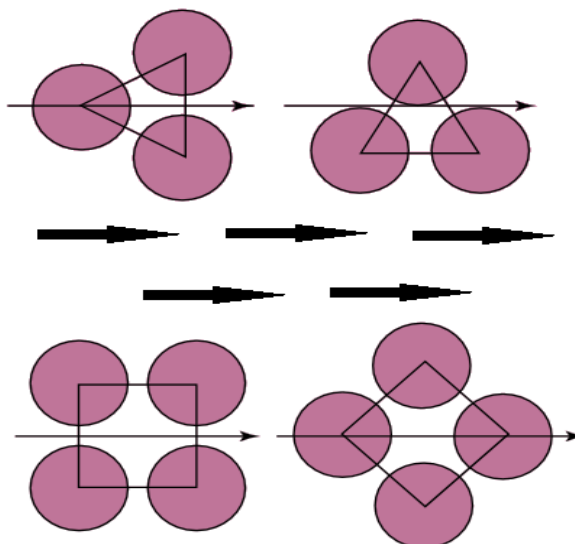
طرح‌های متعددی فراهم آمده‌اند تا به صفحه لوله امکان دهند تا شناور باشد، یعنی بتواند با انبساط گرمایی حرکت کند نوعی کلاسیک از طراحی سر شناور با قابلیت بیرون کشیدن سر و دسته لوله‌ها وجود دارد که. دسته لوله می‌تواند با حداقل نیاز برای باز کردن قطعات، خارج شود که برای واحدهای با تشکیل رسوب سنگین مهم است. همچنین برای تمیزکاری داخل لوله‌ها قطر نباید از ۲۰ میلی‌متر کمتر شود. طول لوله بر هزینه و کارکرد مبادله‌گرهای گرما اثر می‌گذارد. اساساً، هر چه لوله بلندتر باشد،

^۱ Bellows

تعداد لوله‌های کمتری نیاز است و سوراخ‌های کمتری در دیوارک‌ها و صفحه لوله ایجاد می‌شود، همچنین قطر پوسته کاهش می‌یابد که منجر به هزینه کمتری می‌گردد.

۴-۲-۳ جانمایی لوله

جانمایی لوله به وسیله زاویه بین لوله‌ها مطابق آنچه در (شکل ۲-۳) نشان داده شده است، مشخص می‌گردد. جانمایی 30° بیشترین تراکم لوله را حاصل می‌کند و جانمایی 45° و 90° هنگامی که برای تمیزکاری لوله‌ها نیاز است استفاده می‌شود. گام لوله^۱ (فاصله مرکز دو لوله مجاور در راستای عمود بر جریان)، معمولاً به نحوی انتخاب می‌شود که نسبت گام^۲ $\frac{Pt}{do}$ بین $1/5$ و $1/25$ باشد. هنگامی که لوله‌ها خیلی نزدیک باشند، صفحه لوله به لحاظ سازه، ضعیف می‌شود.



شکل ۲-۳ آرایش لوله‌ها

^۱ Pitch

^۲ pitch ratio

۵-۲-۳ تعیین سمت پوسته و یا لوله برای جریان سرد و گرم

باید تصمیم گرفته شود که کدام سیال در لوله‌ها و کدام یک در پوسته جریان خواهد یافت. عموماً دیدگاه‌های زیر به کار می‌روند:

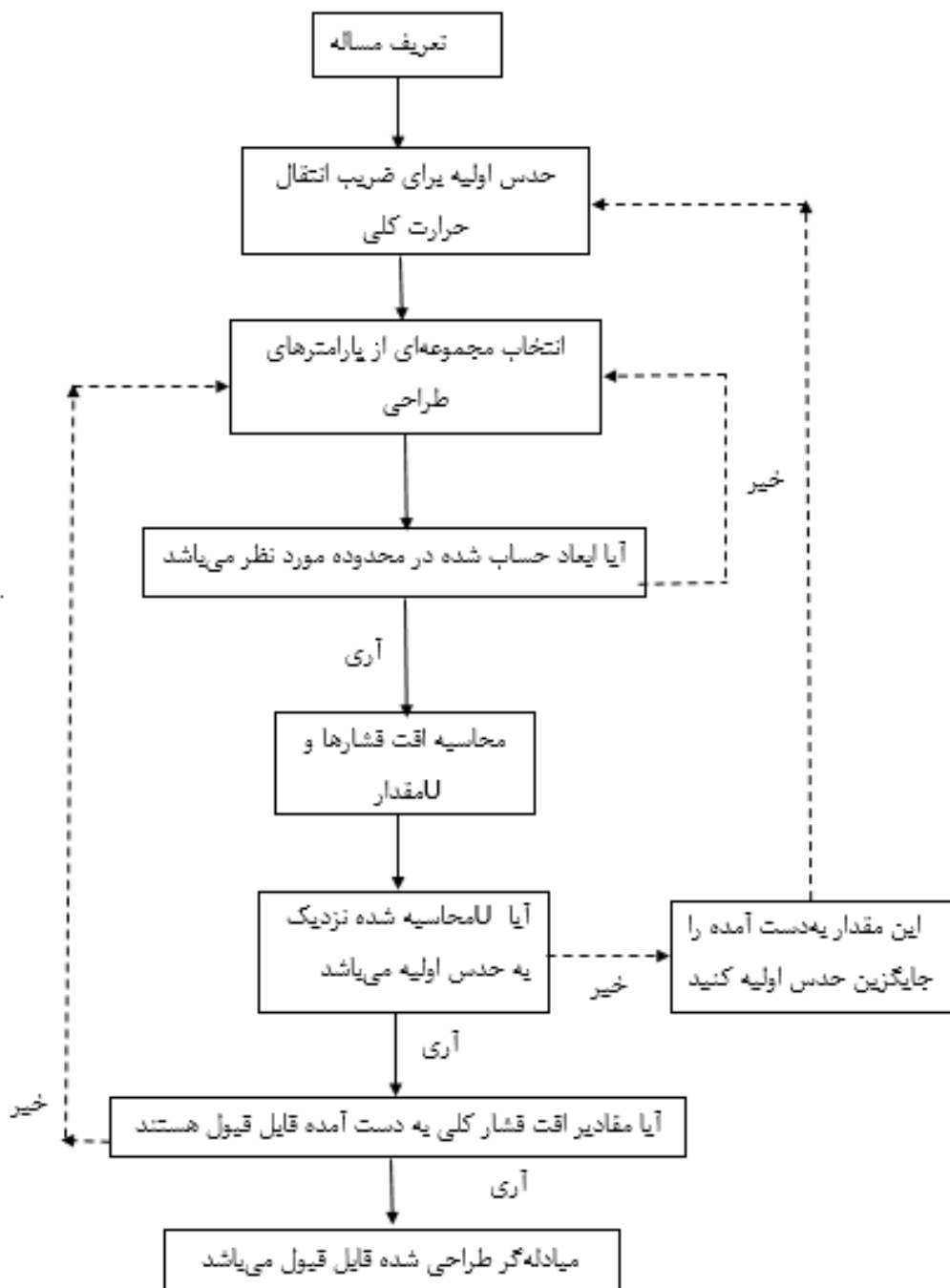
- سیال با رسوب بیشتر در لوله جریان می‌یابد، زیرا تمیز کردن داخل لوله آسان‌تر است، به‌ویژه اگر تمیزکاری مکانیکی نیاز باشد.
 - سیال با فشار زیاد در لوله‌ها جریان می‌یابد. به دلیل قطر کوچکتان لوله‌های با ضخامت معمول وجود دارند که می‌توانند فشارهای بیشتر را تحمل کنند و فقط نیاز است کانال‌های سمت لوله و سایر اتصالات برای تحمل فشار زیاد طراحی شوند.
 - سیال خورنده باید در لوله‌ها جریان یابد، در غیر این صورت هم لوله و هم پوسته خورده خواهند شد. آلیاژهای خاصی برای مقاومت در برابر خوردگی استفاده شوند و بسیار کم‌هزینه‌تر است که لوله‌هایی با آلیاژ خاص تهیه گردد تا اینکه هم لوله و هم پوسته با آلیاژ خاص به کار روند.
 - جریان دارای ضریب انتقال گرمای کوچکت‌تر در سمت پوسته جریان می‌یابد، زیرا طراحی لوله‌های دارای پره بر روی سمت بیرونی آسان‌تر است. عموماً بهتر است که جریان با نرخ جرمی کوچکت‌تر در سمت پوسته قرار داده شود. در سمت پوسته، جریان آشفته در اعداد رینولدز کوچکت‌تر حاصل می‌شود.
- هنگامی که نیازهای ذکر شده در تضاد با یکدیگر باشند، در این حال طراح باید با تخمین موارد افزایش یا کاهش هزینه، اقتصادی‌ترین گزینه‌ها را بیابد.

۶-۲-۳ محدودیت‌ها و داده‌های موجود برای طراحی

مبادله گر گرمایی انتخاب شده باید نیازهای فرآیند را با توجه به افت فشارهای مجاز، ابعاد و نحوه تمیزکاری را در نظر بگیرد. در (شکل ۳-۳) فلوچارتی از روند طراحی آورده شده است. در طراحی این پیش گرم کن هوا محدودیت‌هایی لحاظ شده است که شامل:

- می‌بایست در فضایی به ابعاد $2/7 \times 1/7 \times 1/7$ مترمکعب جاگذاری گردد. این فضای فضایی خالی می‌باشد که قبل از ورودی به دیگ بخار موجود می‌باشد.

- افت فشار مجاز در حدود ۳۳۳۰ پاسکال می‌باشد. این مقدار از روی کاتالوگ فن هوایی که در خط تولید تعبیه شده است استخراج شده است. البته دودکش نیز فشار مثبتی را ایجاد می‌کند که کارخانه اطلاعات آن را در دست نداشتند.
- چون سیال گرم ما دود است که سیالی کثیف به حساب می‌آید و به دلیل شرایط ذکر شده در قسمت ۳-۲-۵ می‌بایست در لوله قرار گیرد تا تمیزکاری راحت‌تر باشد.
- سیال گرم را تا حدود ۲۷۰ درجه سانتی‌گراد فقط می‌توان سرد نمود زیرا اگر کمتر شود به نقطه شبنم خود رسیده و تولید اسید کرده که باعث خوردگی لوله‌ها می‌شود.
- دمای ورودی سیال گرم در حدود ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد و دمای ورودی هوا در حدود ۲۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد که دمای هوای ورودی ده درجه بالاتر از میانگین دمای ده‌ساله در فصل پاییز می‌باشد که از ایستگاه هواشناسی شهر ارومیه که در نزدیکی کارخانه مدنظر نیز بوده است گرفته شده است.
- دبی ورودی هوا ۶۰۰۰۰ مترمکعب بر ساعت و دبی ورودی دود ۶۴۰۰۰ مترمکعب بر ساعت می‌باشد.



شکل ۳-۳ فلوچارت طراحی

مقدار U برای حدس اولیه از (شکل ۳-۴) انتخاب می‌شود.

Type of Heat Exchanger	U (W/(m ² °C))
Water-to-water	850–1700
Water-to-oil	100–350
Water-to-gasoline or kerosene	300–1000
Feedwater heater	1000–8500
Steam-to-light fuel oil	200–400
Steam-to-heavy fuel oil	50–200
Steam condenser	1000–6000
Freon condenser (water cooled)	300–1000
Ammonia condenser (water cooled)	800–1400
Alcohol condenser (water cooled)	250–700
Gas-to-gas	10–40
Water-to-air in finned tubes (water in tubes)	30–60 (air); 400–850 (water)
Steam-to-air in finned tubes (steam in tubes)	30–300 (air); 400–4000 (water)

شکل ۳-۴ مقادیر تجربی U برای حدس اولیه [۱۲۸]

با داشتن مقادیر ورودی و خروجی دمای دود و دبی دود می‌توان با استفاده از (معادله ۱-۳) مقدار Q قابل انتقال به سیال سرد را محاسبه کرد.

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T \quad (۱-۳)$$

و با استفاده از (معادله ۱-۳) Q محاسبه شده در گام قبلی را برای سیال سرد به کار می‌بریم تا دمای خروجی سیال سرد مشخص شود. در ادامه باید ΔT_{lm} حساب شود و چون از آرایش خلاف جهت استفاده شده است مقدار آن از (معادله ۲-۳) محاسبه می‌شود.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{(T_{h1} - T_{c2})}{(T_{h2} - T_{c1})}\right)} \quad (۲-۳)$$

در ادامه با داشتن مقادیر Q ، U و ΔT_{lm} با استفاده از (معادله ۳-۳) می‌توان میزان سطح انتقال حرارت مورد نیاز را حساب کرد. در صورتی که از بیش از یک گذر جریان لوله استفاده شود یک ضریب تصحیح F نیز در ΔT_{lm} ضرب خواهد شد. در اینجا چون یک گذر لوله استفاده شده است مقدار این ضریب ۱ می‌باشد.

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (۳-۳)$$

حال برای محاسبه تعداد لوله موردنیاز از (معادله ۳-۴) استفاده می‌شود.

$$N_t = \frac{A}{\pi d_o L} \quad (۴-۳)$$

برای محاسبه قطر پوسته باید از (معادله ۳-۵) استفاده کرد که چون آرایش مربعی در نظر گرفته شده است $CL=1$ و چون یک گذر لوله است $CTP=0.93$ می‌باشد [۱۲۹].

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A(PR)^2 d_o}{L} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (۵-۳)$$

۷-۲-۳ روش کرن

همان‌طور که در قبلاً ذکر شد این روش روشی مناسب برای ایجاد یک حدس اولیه خوب می‌باشد؛ که بر پایه تجربیات آزمایشگاهی روی مبادله‌گرهای تجاری با تلورانس‌های استاندارد ارائه شده است و ضریب انتقال حرارت را تا حد قابل قبولی پیش‌بینی می‌کند. پیش‌بینی افت فشار از دقت کمتری برخوردار است زیرا افت فشار بیشتر از ضریب انتقال حرارت از نشتی‌ها و جریان‌های کنارگذر تأثیر می‌گیرد. در ادامه گام‌های طراحی به ترتیب آورده می‌شود. معادله‌های روش کرن از [۱۳۰] آورده شده است.

- محاسبه سطح مقطع عرضی عبور جریان

$$A_s = \frac{(P_t - d_o) D_s l_B}{P_t} \quad (۶-۳)$$

- محاسبه سرعت جرمی در سمت پوسته G_s و سرعت خطی u_s :

$$G_s = \frac{W_s}{A_s} \quad (۷-۳)$$

$$u_s = \frac{G_s}{\rho_s} \quad (۸-۳)$$

- محاسبه قطر معادل d_e

○ برای آرایش مربعی

$$d_e = \frac{1.27}{d_o} (P_t^2 - 0.785 d_o^2) \quad (9-3)$$

○ برای آرایش مثلثی

$$d_e = \frac{1.1}{d_o} (P_t^2 - 0.917 d_o^2) \quad (10-3)$$

● محاسبه عدد رینولدز

$$\text{Re}_s = \frac{G_s d_e}{\mu_s} = \frac{u_s d_e \rho_s}{\mu_s} \quad (11-3)$$

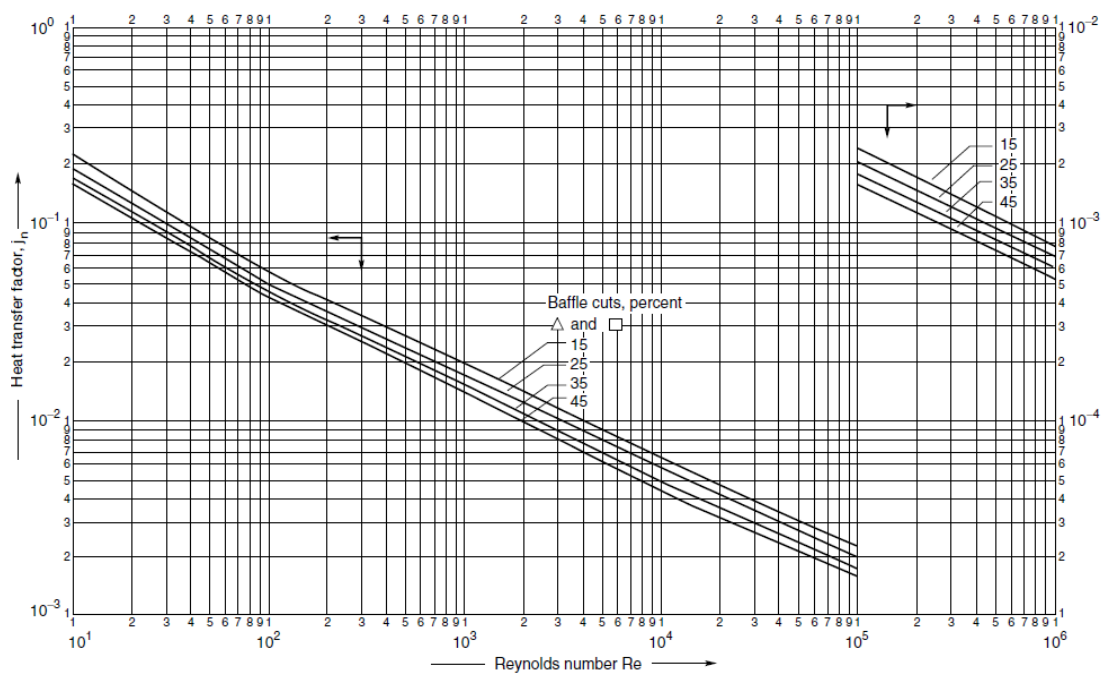
برای اعداد رینولدز محاسبه شده، مقدار j_h را با توجه به نوع برش دیوارک و آرایش لوله ها می توان از (نمودار ۱-۳) به دست آورد، همچنین ضریب انتقال حرارت سمت پوسته از (معادله ۳-۱۲) محاسبه می شود.

$$h_s = \frac{k_{f,s}}{d_e} \text{Re}_s \text{Pr}_s^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (12-3)$$

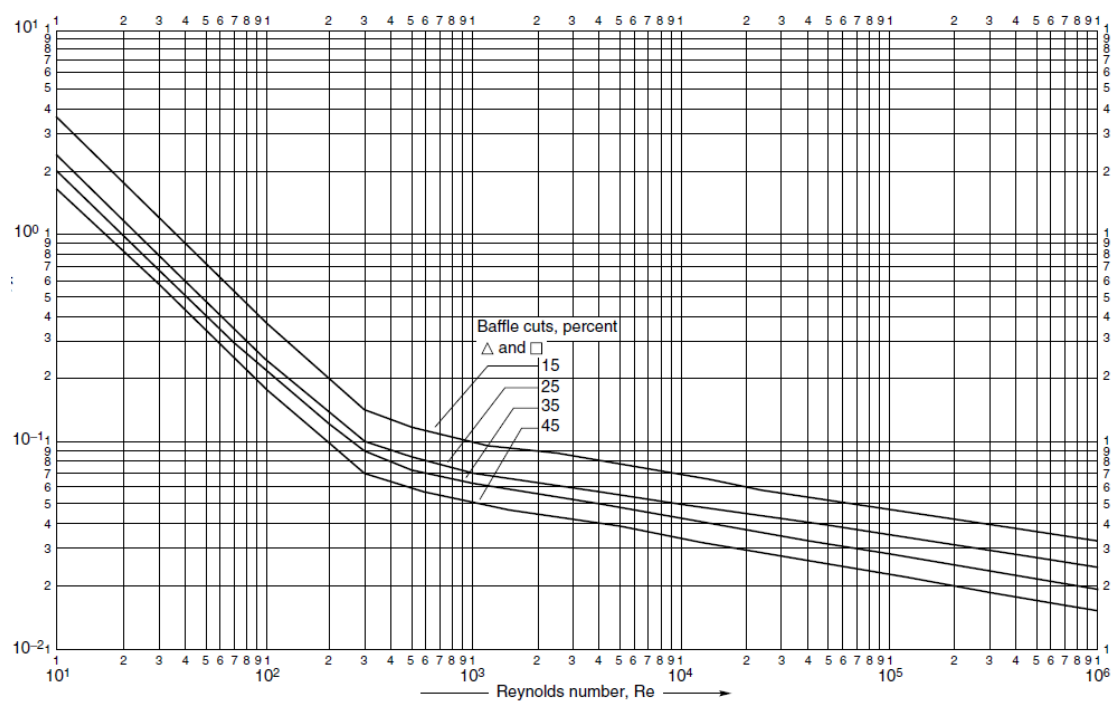
مقدار $\left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{-0.14}$ برای سیالات با ویسکوزیته کم مانند گازها تأثیری ندارد و قابل حذف کردن می باشد؛ و چون در این پروژه سیال دود از فاز گاز می باشد از این بخش صرف نظر شده است.

مقدار ضریب اصطکاک را می توان با استفاده از (نمودار ۳-۲) و عدد محاسبه شده تعیین نمود. افت فشار در سمت پوسته نیز با استفاده از (معادله ۳-۱۳) قابل استفاده خواهد بود.

$$\Delta P_s = 8 j_f \left(\frac{D_s}{d_e} \right) \left(\frac{L}{l_B} \right) \frac{\rho u_s^2}{2} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (13-3)$$



شکل ۳-۵ نمودار j_h بر حسب Re [۱۳۱]



شکل ۳-۶ نمودار j_f بر حسب Re [۱۳۱]

۳-۲-۸ روش بل-دلاور

برای مبادله گر گرمای نوع پیوسته‌ای و لوله‌ای با جریان‌های کنارگذر و نشتی، افت فشار کلی از نازل ورودی تا نازل خروجی به صورت مجموعه سه مؤلفه حساب می‌شود. این روش از [۱۲۹] است.

۱- با در نظر گرفتن افت فشار جریان متقاطع (در فاصله دو دیوارک مجاور میانی) این افت فشار در تمامی طول پیوسته (به جز دو انتها) برابر است با [۱۳۰-۱۳۲]:

$$\Delta P_c = \Delta P_{b,id} (N_b - 1) R_b R_t \quad (۱۴-۳)$$

که در آن $\Delta P_{b,id}$ افت فشار دسته لوله ایده‌آل معادل، در فاصله بین دو دیوارک داخلی (به جز دو انتهای مبادله گر) می‌باشد

R_t فاکتور تصحیح برای اثرات نشتی دیوارک است و معمولاً در محدوده $0.4 - 0.5$ قرار دارد (هرچند مقادیر کوچک‌تری نیز، در شرایط فواصل دیوارک‌های مجاور کوچک حاصل می‌گردد).

R_b فاکتور تصحیح برای جریان‌های کنارگذر می‌باشد و عموماً $0.8 - 0.5$ است و این پارامتر بستگی به ساختار مبادله گر و تعداد باریکه‌های آب‌بندی دارد.

۲- افت فشار در پنجره متأثر از جریان نشتی است ولی متأثر از جریان کنارگذر نمی‌باشد

.کل افت فشار عبور جریان از تمام پنجره‌ها از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta P_w = N_b \Delta P_{w,id} \cdot R_l \quad (۱۵-۳)$$

که در آن $\Delta P_{w,id}$ ، افت فشار عبور جریان از روی دسته لوله ایده‌آل معادل، در مقطع پنجره می‌باشد.

۳- افت فشار جریان در نواحی ورودی و خروجی پیوسته متأثر از جریان کنارگذر است، و متأثر از جریان نشتی نیست. بعلاوه این افت فشار، متأثر از فاصله متغیر دیوارک نیز می‌باشد. افت فشار برای نواحی ورودی و خروجی با (معادله ۳-۱۵)، ارائه می‌شود:

$$\Delta P_{b,id} = \frac{N_{r,cc} + N_{r,cw}}{N_{r,cc}} R_b R_s \quad (۱۶-۳)$$

که در آن $N_{r,cc}$ ، تعداد ردیف‌های لوله‌های قطع شده در دسته لوله توسط جریان متقاطع (تعداد ردیف لوله‌های قطع شده توسط هر دو دیوارک مجاور) و $N_{r,cw}$ تعداد ردیف‌های لوله‌های قطع شده توسط جریان متقاطع، در هر پنجره دیوارک است. R_s فاکتور تصحیح برای نواحی ورودی و خروجی است که به دلیل وجود نازل‌های ورودی و خروجی، این قسمت‌ها دارای فاصله دیوارک‌های متفاوت با فواصل دیوارک‌های میانی هستند (محدوده تغییر مقادیر R_s ، ۰/۵ - ۲ می‌باشد).

افت فشار کل در مبادله گر گرما برابر است با:

$$\Delta P_T = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (۱۷-۳)$$

$$\Delta P_T = [(N_b - 1)\Delta P_{b,id}R_b + N_b\Delta p_{w,id}]R_l + 2\Delta P_{b,id}\left(1 + \frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}}\right)R_bR_s \quad (۱۸-۳)$$

افت فشار در نازل‌ها باید جداگانه محاسبه شود و به کل افت فشار، اضافه گردد.

در (معادله ۱۷-۳)، $\Delta P_{b,id}$ از (معادله ۱۸-۳) محاسبه می‌شود:

$$\Delta P_{b,id} = 4f_{id}\frac{G_s^2}{2\rho_s}\left(\frac{\mu_{s,w}}{\mu_s}\right)^{0.14} \cdot N_{r,cc} \quad (۱۹-۳)$$

$$f_{id} = b_b \left(\frac{1.33}{\frac{P_t}{d_o}} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (۲۰-۳)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14(Re_s)^{b_4}} \quad (۲۱-۳)$$

برای مقطع پنجره دیوارک ایده‌آل، $\Delta p_{w,id}$ از (معادله ۱۹-۳) محاسبه می‌گردد:

$$\Delta p_{w,id} = \frac{\dot{m}_s^2(2 + 0.6N_{r,cw})}{2\rho_s A_{o,cr}A_{o,w}} = (2 + 0.6N_{r,cw})\frac{G_w^2}{2\rho_s} \quad (۲۲-۳)$$

اگر $Re \geq 100$ باشد، و

$$\Delta p_{w,id} = 26 \frac{\dot{m}_s \mu_s}{\sqrt{\rho_s A_{o,cr} A_{o,w}}} \left(\frac{N_{r,cw}}{p_t - d_o} + \frac{B}{D_{h,w}^2} \right) + \frac{\dot{m}_s^2}{\rho_s A_{o,cr} A_{o,w}} =$$

$$26 \frac{\mu_s G_w}{\rho_s} \left(\frac{N_{r,cw}}{p_t - d_o} - \frac{L_b}{D_{h,w}^2} \right) + \frac{G_w^2}{2\rho_s} \quad (23-3)$$

اگر $Re < 100$ باشد.

که سرعت جرمی جریان در پنجره G_w عبارت است:

$$G_w = [(\rho_s \cdot u_s) \cdot (\rho_s \cdot u_w)]^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{\rho_s \cdot \dot{m}_s}{\rho_s \cdot A_{o,cr}} \cdot \frac{\rho_s \cdot \dot{m}_s}{\rho_s \cdot A_{o,w}} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{\dot{m}_s}{(A_{o,cr} A_{o,w})^{\frac{1}{2}}} \quad (24-3)$$

$A_{o,cr}$ ، همان A_s می باشد که می تواند از (معادله ۲۴-۳) که در آن C لقی بین لوله های مجاور و B فاصله دیوارک است، به دست آید.

$$A_s = \frac{D_s}{P_t} (C) B \quad (25-3)$$

و ρ_s ، u_s ، $A_{o,cr}$ و به ترتیب متوسط چگالی و لزجت سیال، و سطح مقطع جریان در قطر پیوسته می باشند. محاسبه قطر معادل پنجره، $D_{h,w}$ ، مساحت سطح جریان عبوری از پنجره، $A_{o,w}$ ، و فاکتورهای تصحیح مربوطه، در [۱۳۲-۱۳۴] ارائه شده اند. u_w و u_c ، به ترتیب سرعت متوسط جریان های ایده آل متقاطع با دسته لوله و سرعت عبور جریان از پنجره می باشد.

$N_{r,cc}$ ، تعداد ردیف های لوله، قطع شده در دسته لوله توسط جریان متقاطع (تعداد ردیف لوله های قطع شده توسط هر دو دیوارک مجاور)، می تواند از (معادله ۲۵-۳) تخمین زده شود:

$$N_{r,cc} = \frac{D_s(1 - 2\frac{l_c}{D_s})}{X_l} = \frac{D_s - 2l_c}{X_l} \quad (26-3)$$

$N_{r,cw}$ ، تعداد مؤثر ردیف های لوله در جریان متقاطع در هر پنجره، می تواند از (معادله ۲۶-۳) تخمین زده شود:

$$N_{r,cw} \approx \frac{0.8l_c}{X_l} \quad (27-3)$$

$$N_b = \frac{L - L_{b,i} - L_{b,o}}{L_{b,c}} + 1 \quad (28-3)$$

کل افت فشار سمت پیوسته مبادله گر پوسته‌ای و لوله‌ای معمول، حدود ۲۰ تا ۳۰٪ افت فشاری است که بدون در نظر گرفتن اثرات جریان نشتی‌های دیوارک و جریان میان‌گذر دسته لوله‌ها و به صورت ایده‌آل محاسبه می‌شود [۱۳۲].

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت از این روش از (معادله ۲۸-۳) استفاده می‌شود.

$$h_s = h_{id} j_c j_l j_b j_s j_r \quad (29-3)$$

که h_{id} مقدار ایده‌آل ضریب انتقال گرما برای جریان کاملاً متقاطع با دسته لوله ایده‌آل می‌باشد و از (معادله ۲۹-۳) محاسبه می‌شود.

$$h_{id} = j_{id} C_{ps} \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s} \right) \left(\frac{k_s}{C_{ps} \mu_s} \right) \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{0.14} \quad (30-3)$$

که مقدار j_{id} از (معادله ۳۱-۳) به دست می‌آید.

$$j_{id} = a_1 \left(\frac{1.33}{\frac{P_t}{d_o}} \right)^a (\text{Re}_s^2) \quad (31-3)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(\text{Re}_s^{a_4})} \quad (32-3)$$

جدول ۱-۳ ضرایب روابط تجربی برای f_{id} و j_{id} [۱۳۰]

b_4	b_3	b_2	b_1	a_4	a_3	a_2	a_1	Re	
0.5	7	-	0.372	0.519	1.45	-0.388	0.321	$10^5 - 10^4$	30°
		0.123							
		-	0.486			-0.388	0.321	$10^4 - 10^3$	
		0.152							
		-	4.57			-0.477	0.593	$10^3 - 10^2$	
		0.476							
		-	45.1			-0.657	1.36	$10^2 - 10^1$	
		0.973							
		- 1	48			-0.667	1.4	< 10	
0.52	6.59	-	0.303	0.5	1.93	-0.396	0.37	$10^5 - 10^4$	45°
		0.126							
		-	0.333			-0.396	0.37	$10^4 - 10^3$	
		0.136							
		-	3.5			-0.5	0.73	$10^3 - 10^2$	
		0.476							
		-	26.2			-0.656	0.498	$10^2 - 10^1$	
		0.973							
		- 1	32			-0.667	1.55	< 10	
0.378	6.3	-	0.391	0.37	1.187	-0.395	0.37	$10^5 - 10^4$	90°
		0.148							
		-	0.0815			-0.266	0.107	$10^4 - 10^3$	
		0.022							
		-	6.09			-0.46	0.408	$10^3 - 10^2$	
		0.602							
		-	32.1			-0.631	0.9	$10^2 - 10^1$	
		0.963							
		-1	35			0.667	0.97	< 10	

۳-۳ محاسبه‌های سمت لوله

ضریب انتقال حرارت در سمت لوله طبق (معادله ۳-۳۲) محاسبه می‌شود.

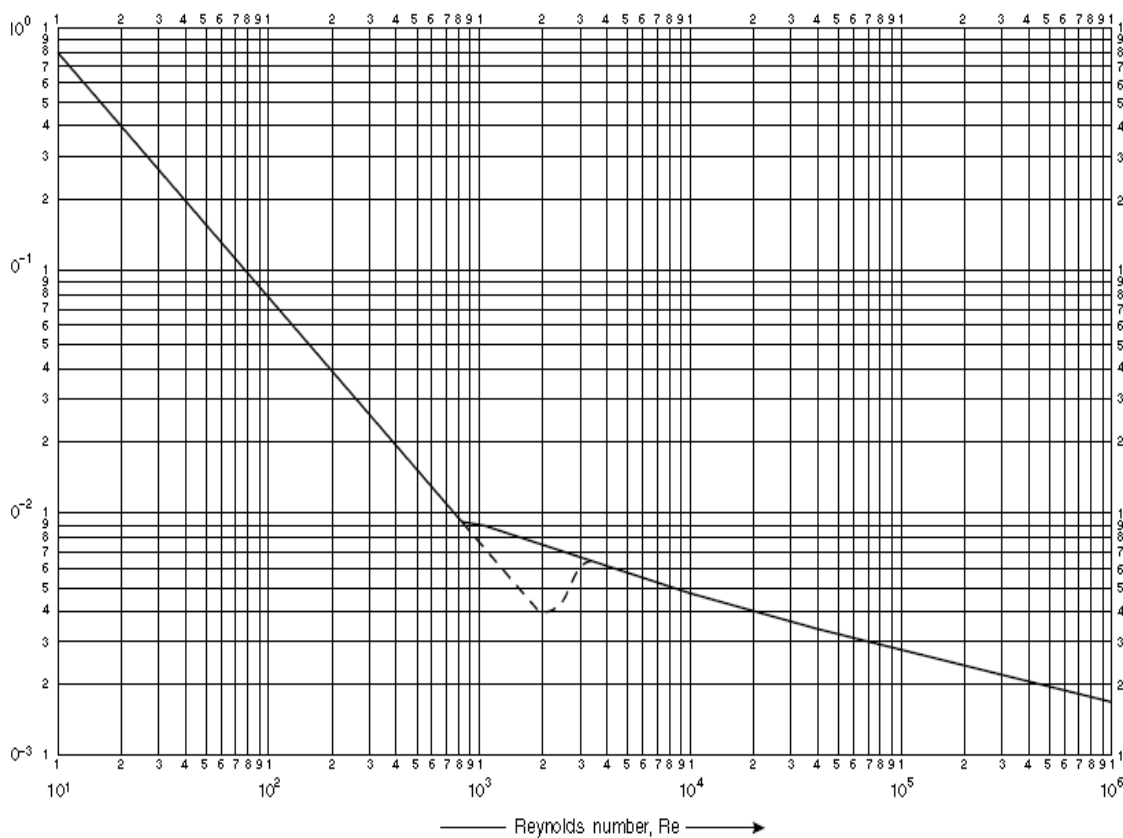
$$h_i = \frac{k_f}{d_i} j_{id} \text{RePr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3-33)$$

مقدار افت فشار سمت لوله نیز طبق (معادله ۳-۳۳) محاسبه خواهد شد.

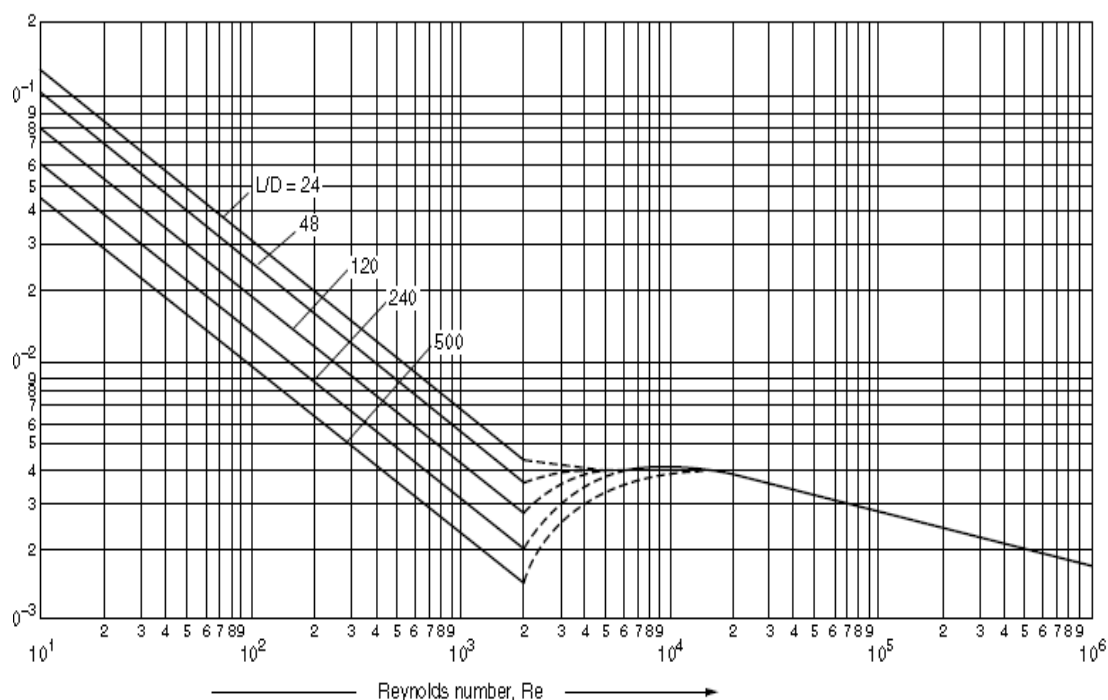
$$\Delta P = N_p \left[8j_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2.5 \right] \frac{\rho u_t^2}{2} \quad (3-34)$$

که برای Re کمتر از ۲۱۰۰ مقدار m برابر ۰/۲۵ و برای Re بیشتر از ۲۱۰۰ مقدار m برابر با ۰/۱۴ می‌باشد. مقادیر j_f و j_{id} نیز از (نمودار ۳-۳) و (نمودار ۳-۴) می‌توان مشخص نمود. نحوه محاسبه U نیز از معادله (۳-۳۵) می‌باشد.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{oi}} \quad (3-35)$$



شکل ۳-۷ نمودار فاکتور افت فشار سمت لوله



شکل ۳-۸ نمودار فاکتور انتقال حرارت سمت لوله

۴-۳ نتایج طراحی

در این قسمت به طور مختصر به توضیح دلایل انتخاب اجزا اشاره می‌شود و در نهایت در جدولی مشخصات مبادله‌گر آورده شده است.

۱- برای طراحی این مبادله‌گر از یک گذر پوسته انتخاب شده است. همچنین از بین گذرهای لوله نیز به دلیل اینکه فن‌های هوا قادر به پوشش افت فشار زیادی نمی‌باشند از یک گذر لوله استفاده شده است.

۲- برای انتخاب لوله‌ها از نوع لوله‌های بدون پره از جنس استیل استفاده شده است دلیل استفاده از استیل تحمل بالای دمای زیاد می‌باشد یا به عبارتی دیگر می‌بایست از لوله‌های آتش‌بار استفاده می‌شد که این نوع لوله مورد انتخاب واقع شده است.

۳- دود خروجی از دیگ بخار را از سمت لوله عبور داده شده است زیرا در درجه اول امکان خوردگی وجود دارد که در این صورت تغییر یک لوله راحت تر از تغییر کلی لوله ها و پوسته می باشد و دلیل دوم این است که سیال کثیفی محسوب می شود و برای تمیز کاری هم از طریق شیمیایی و هم از طریق به خصوص فیزیکی راحت تر است.

۴- همچنین برای جلوگیری از لرزش لوله ها در اثر سرعت سیال داخل لوله میزان این سرعت نیز در بازه ی مورد نظر می باشد.

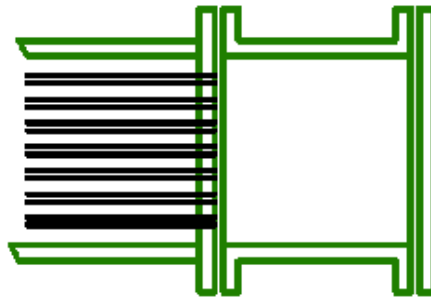
۵- گام لوله ها برای اینکه از حد گفته شده در بخش های قبلی تجاوز نکند $1/36$ در نظر گرفته شده است تا باعث تضعیف صفحه لوله ها نشود.

۶- به دلیل پیچیده بودن ساخت دیوارک های غیر تکه ای مانند دیوارک های مارپیچی، از نوع دیوارک ها تکه ای با ۲۵ درصد برش استفاده شده است.

۷- چون سیال سمت پوسته هوا می باشد و نیاز به تمیزکاری ندارد صفحه لوله ها از نوع ثابت هستند که به پوسته جوش داده می شوند.

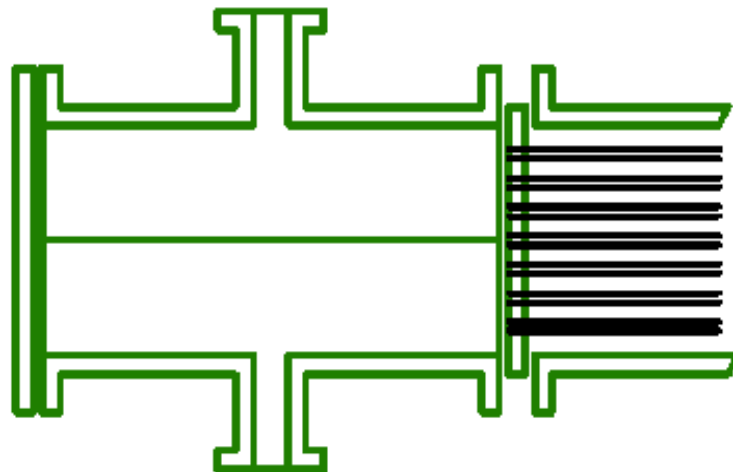
۸- چون این کارخانه در زمانی که هوا سرد شده و مصرف گاز طبیعی توسط شهرها بالا می رود به دستور شرکت گاز، از سوخت مازوت استفاده می کنند و چون مازوت در دمای بالاتری به نقطه شبنم خود می رسد طراحی بر پایه مازوت انجام شده است.

۹- برای انتخاب کلگی عقبی از بین هشت مدل موجود مدل نوع L و یا *Fixed Tube Sheet* استفاده شده است. اتصالات این نوع کلگی به صورت فلنج بوده و برای سیالات رسوبزا به کار می رود. امکان باز کردن و دسترسی به لوله ها راحت تر است به همین دلایل این نوع مورد انتخاب واقع شده است. تصویر این نوع کلگی در (شکل ۳-۵) آمده است



شکل ۳-۵ کلگی عقبی نوع L

۱۰- کلگی جلویی از نوع A و یا *Removable Chaneel and cover* استفاده شده است. همانطور که در (شکل ۳-۶) نشان داده شده است دلیل این انتخاب این است که در این نوع کلگی تمام اتصالات به صورت فلنچی می باشد و امکان باز کردن و دسترسی به لوله ها آسان تر است. از این کلگی زمانی استفاده می شود که سیال رسوبزا باشد. برای تمیزکاری نیاز به باز کردن کلگی نیست و این کار تنها با باز کردن درپوش امکان پذیر است



شکل ۳-۶ کلگی جلویی نوع A

۱۱- برای انتخاب نوع پوسته نیز از نوع E و یا *One Pass Shell* استفاده شده است و دلیل این امر نیز این می باشد که این نوع پوسته رایج ترین نوع پوسته می باشد و به دلیل سادگی

و ارزانی انواع دیگر را با این نوع می‌سنجند. پوسته نوع E انتقال حرارت خوبی را فراهم می‌کند. زمانی که به جریان کاملاً ناهمسو باشد و جریان‌های تک فازی کاربرد دارد.



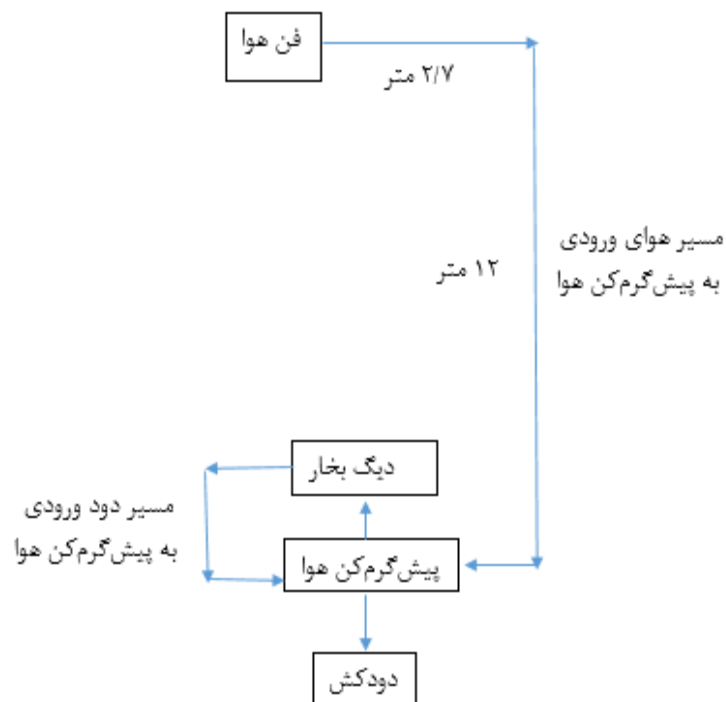
One-Pass Shell

E - Type

شکل ۷-۳ پوسته نوع E

جدول ۳-۳ مشخصات مبادله گر

طول لوله (m)	۲/۸	دمای خروجی دود (K)	۱۷۰
دمای خروجی هوا (K)	۴۳	قطر خارجی لوله (m)	۰/۰۶۳۵
قطر داخلی لوله (m)	۰/۰۵۶	تعداد لوله	۳۰۴
قطر پوسته (m)	۱/۶۷	تعداد دیوارک	۳
فاصله دیوارک ها (m)	۰/۸	افت فشار سمت لوله (Pa)	۷۷۸
افت فشار سمت پوسته (Pa)	۲۴۲۱	تعداد گذر لوله	۱
تعداد گذر پوسته	۱	نوع چینش لوله ها	نود درجه



شکل ۳-۱۲ چرخه هوا و دود در کارخانه

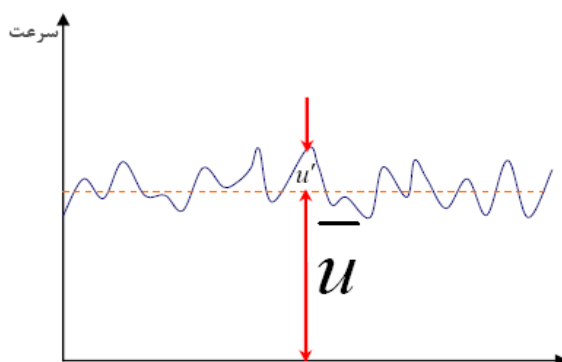
فصل چهار: بررسی حل عددی

۱-۴- مقدمه

این بخش به روش تحقیق استفاده شده در این تحلیل عددی پرداخته است. در ابتدای بخش، معادله‌های آشفتگی به کار رفته در این مدل‌سازی و معرفی ضریب اصطکاک و انتقال حرارت ذکر شده است. در ادامه، معرفی مدل فیزیکی و هندسی استفاده شده، ارائه شده است و سپس به شرایط مرزی و فرضیات مسئله و نیز نحوه گسسته‌سازی و معیارهای همگرایی و همچنین به شبکه‌بندی و استقلال از شبکه مدل اشاره شده است.

۲-۴- روش آماری برای بررسی جریانات آشفته

چنانچه یک نقطه خاص از میدان جریان درون یک لوله را در نظر گرفته و سرعت آن را بر حسب زمان رسم کنیم، منحنی شبیه (شکل ۱-۴) به دست می‌آید.



شکل ۱-۴ نمودار تغییرات سرعت بر حسب زمان در یک نقطه از جریان آشفته [۱۳۴]

۳-۴- معادله پیوستگی و مومنتوم برای جریان آشفته

فرم دیفرانسیلی معادله پیوستگی به صورت زیر است :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (۱-۴)$$

در حالت کلی معادله‌های بقاء حاکم بر جریان سیالات آشفته را می‌توان به صورت زیر نوشت.

بقای مومنتوم

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j u_i) \\ = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u'_i u'_j) \end{aligned} \quad (2-4)$$

بقای انرژی

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u_j T_j \right] = (\lambda T_j - \rho C_p u'_j T')_j + H \quad (3-4)$$

پارامتر λ در (معادله ۳-۴) بیان کننده هدایت حرارتی^۱ است. معادله‌های ذکر شده را اصطلاحاً معادله‌های *RANS* می‌گویند. این معادله‌ها صریح هستند و هیچ فرضی در به دست آمدن و احیاناً ساده‌سازی آن‌ها نشده است. تانسور تنش با (معادله ۴-۴) تعریف می‌شود و عبارت $-\rho u'_i u'_j$ به عنوان مؤلفه‌های تنش رینولدز شناخته می‌شود.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} = \tau_{ij, lam} + \tau_{ij, Turb} \quad (4-4)$$

$$\tau_{ij, lam} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (5-4)$$

$$\tau_{ij, Turb} = -\overline{\rho u'_i u'_j} \quad (6-4)$$

۴-۳-۱- مدل‌سازی جریانات اغتشاشی و مدل‌های اغتشاشی

تاکنون صدها مدل آشفتگی ارائه شده‌اند که هر یک برای رژیم‌های خاص جریانی و حتی در ناحیه‌ای خاص از میدان جریان معتبر و دقیق می‌باشند. هدف نهایی تمام مدل‌های اغتشاشی، محاسبه اندازه تنش رینولدز $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ در نقاط مختلف جریان است.

مدل‌های آشفتگی موجود را می‌توان از دو منظر نگریست:

الف) روابط حاکم بر Eddy - Viscosity

^۱ Thermal Conductivity

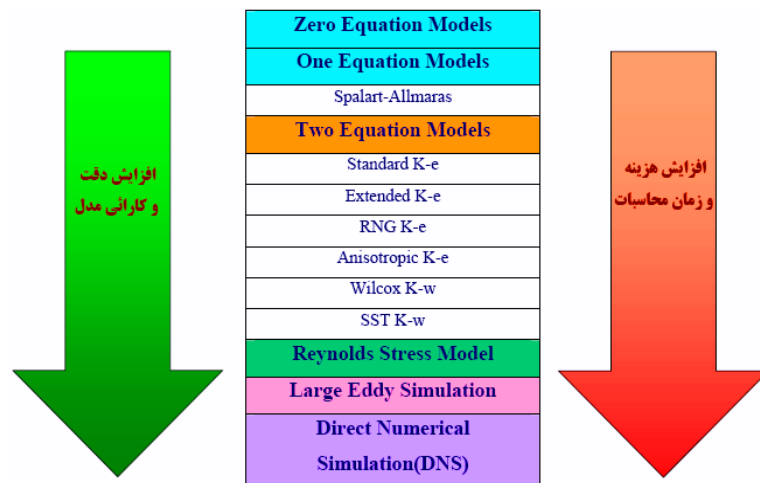
ب) مدل‌های Eddy - Viscosity

روابط اساسی حاکم بر Eddy - viscosity از یک پارامتر منفرد که اصطلاحاً ویسکوزیته آشفته μ_t نامیده می‌شود، برای بیان رابطه بین تنش‌های رینولدز موجود در معادله‌های RANS و پروفیل‌های موجود در میدان جریان متوسط استفاده می‌کنند. از سویی دیگر مدل‌های Eddy - viscosity نیز برای محاسبه μ_t معرفی شده در روابط اساسی Eddy - viscosity استفاده می‌شود.

جدول ۴-۱ مدل‌های آشفتگی مختلف جهت حل جریان [۱۳۵]

روابط اساسی	RANS Based Models				RSM	LES
	Eddy_viscosity Models					
	مدل‌های صفر معادله‌ای	مدل‌های یک معادله‌ای	مدل‌های دو معادله‌ای			
- Boussinesq - Speziale - Launder	- Automatic Mixing Length - User-specified Mixing Length	Spalart-Allmaras	- Standard $k - \varepsilon$ - Extended $k - \varepsilon$ - RNG $k - \varepsilon$ - Anisotropic $k - \varepsilon$ - Wilcox $k - \omega$ - SST $k - \omega$	Reynolds Stress Models		Large Eddy Simulation

می‌توان هر یک از سه رابطه اساسی را با هر یک از ۶ مدل دو معادله‌ای ترکیب نمود تا به ترکیب جامعی برای مدل‌سازی جریان آشفته دست یافت. با توجه به (شکل ۴-۳) می‌توان دید بهتری در مورد کارایی هر یک از مدل‌ها پیدا کرد.



شکل ۴-۲ مقایسه بین مدل‌های آشفتگی مختلف [۱۳۶]

همان‌طور که گفته شد، روابط اساسی حاکم بر Eddy-viscosity از یک پارامتر منفرد که اصطلاحاً ویسکوزیته اغتشاشی μ_t نامیده می‌شود، برای بیان رابطه بین تنش‌های رینولدز موجود در معادله‌های RANS و پروفیل‌های موجود در میدان جریان متوسط استفاده می‌کنند. سه گروه از این روابط در ادامه توضیح داده شده است.

۴-۳-۲- رابطه اساسی Eddy viscosity Boussinesq

رابطه بوزینسک بر پایه این اصل بنا نهاده شده است که مؤلفه‌های تنش رینولدز متناسب با گرادیان‌های سرعت متوسط می‌باشند؛ یعنی

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (۷-۴)$$

که در آن، S_{ij} تانسور نرخ کرنش متوسط بوده و به‌وسیله رابطه $S_{ij} = \left(\frac{u_{i,j} + u_{j,i}}{2} \right)$ تعریف می‌شود. لازم

به یادآوری است که در بیان تانسوری $\frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ می‌باشد. مقادیر متوسط جریان و مشتقات مربوط به

آن، از حل معادله‌های متوسط ناویر استوکس در داخل میدان جریان به دست می‌آید [۱۳۷].

برای تخمین μ_t در معادله بالا از مدل‌های اغتشاشی استفاده می‌شود که در ادامه به هر یک از آن‌ها خواهیم پرداخت.

۳-۳-۴ مدل‌های اغتشاشی Eddy - Viscosity

هدف هر مدل Eddy - Viscosity، توصیف رابطه بین μ_t و کمیت‌های قابل‌اندازه‌گیری جریان و یا کمیت‌های محاسبه‌شده میدان جریان است. به‌طور کلی این معادله‌ها را می‌توان به سه دسته تقسیم نمود.

۱. مدل‌های صفر معادله‌ای^۱

۲. مدل‌های یک معادله‌ای^۲

۳. مدل‌های دو معادله‌ای^۳

مدل‌های صفر معادله‌ای، تنها از روابط و معادله‌های جبری جهت توصیف رابطه بین μ_t و خواص محاسبه شده و یا قابل‌اندازه‌گیری استفاده می‌کنند. مدل‌های یک معادله‌ای از یک معادله انتقال PDE اضافی نیز در این بین استفاده می‌کنند. مدل‌های دو معادله‌ای شامل دو معادله PDE اضافی هستند. واضح است که هیچ مدل آشفتگی وجود ندارد که برای تمامی مسائل مهندسی جوابگو باشد. انتخاب مدل از بین مدل‌های موجود، به فیزیک جریان مورد مطالعه، وجود یا عدم وجود رژیم‌های مختلف جریان، میزان دقت مورد نیاز، امکانات محاسباتی سخت‌افزاری و نرم‌افزاری، زمان مورد نیاز برای رسیدن به جواب معقول و ... بستگی دارد.

۱- مدل‌های صفر معادله‌ای

از لحاظ محاسبات و خواص همگرایی می‌توان انتظار داشت که در استفاده از مدل‌های صفر معادله‌ای، رفتاری شبیه به رفتار جریان آرام را شاهد باشیم. حل عددی با استفاده از این مدل‌ها با سرعت بیشتری همگرا می‌شود و در تکرارهای کمتری به جواب می‌رسیم.

۲- مدل‌های یک معادله‌ای Spalart - Allmaras

^۱ Zero Equation Model

^۲ One Equation Model

^۳ Two Equation Model

در این مدل‌ها یکی از دو مقیاس مهم در جریان آشفته، از میان زمان مقیاس جریان آشفته و طول مقیاس جریان آشفته و یا ترکیبی از این دو با استفاده از یک معادله انتقالی به دست می‌آید. معمولاً برای انرژی جنبشی آشفته k ، از یک معادله انتقالی استفاده می‌شود.

مدل Spalart-Allmaras یک مدل تک معادله‌ای ساده است که یک معادله مدل شده انتقال را برای بدست‌آوردن μ_t حل می‌کند. این مدل در مسائلی که نمی‌توان از شبکه بسیار ریز استفاده کرد و همچنین در نزدیکی دیوارهایی که گرادیان فشار معکوس دارند، نتایج خوبی ارائه می‌دهد. این مدل در ابتدا برای جریان‌هایی با اعداد رینولدز پایین ارائه شد، یعنی استفاده مؤثر از این مدل تنها محدود به نواحی متأثر از لزجت در داخل لایه مرزی و نواحی مشابه است [۱۳۸].

۳- مدل‌های دو معادله‌ای

مدل‌های دو معادله‌ای به‌عنوان زیربنای بسیاری از تحقیق‌ها مربوط به مدل‌سازی جریان آشفته، مخصوصاً در سال‌های اخیر مورد توجه قرار گرفته‌اند. ساده‌ترین مدل‌های کامل آشفتگی، مدل‌های دو معادله‌ای هستند که در آن‌ها حل دو معادله انتقال جداگانه باعث تعیین مقیاس سرعت آشفتگی^۱ و مقیاس طول آشفتگی^۲ به‌صورت مستقل می‌شود. نقطه آغاز تمام مدل‌های دو معادله‌ای Eddy - Viscosity، استفاده از تقریب بوزینسک و معادله انتقال برای انرژی جنبشی آشفتگی k می‌باشد. انتخاب متغیر دوم دلخواه بوده و تاکنون پیشنهادهای بسیاری برای این متغیر ارائه شده است.

۴-۳-۴ مدل Realizable k-ε

معادله‌های انتقال در مدل Realizable k-ε به وسیله شیه^۳ و همکاران [۱۳۸] ارائه شد که به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \varepsilon \quad (۸-۴)$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} S \varepsilon - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (۹-۴)$$

^۱ Turbulent Viscosity Scale

^۲ Turbulent Length Scale

^۳ Shih

که ضرایب (معادله ۴-۸) و (معادله ۴-۹) به صورت زیر هستند.

$$C_{\varepsilon 1} = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

$$\mu_t = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon}, C_{\varepsilon 2} = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_{\varepsilon} = 1.2$$

جدول ۴-۲ ضرایب موجود در مدل Realizable k-ε [۱۳۹]

$C_{\varepsilon 1}$	C_{μ}	A_s	η
$\max \left(0.43, \left(\frac{\eta}{\eta + 5} \right) \right)$	$\frac{1}{A_b + A_s \left(\frac{kU^*}{\varepsilon} \right)}$	$\sqrt{6} \cos \phi$	$S \frac{k}{\varepsilon}$
ϕ	S	$\bar{S}$	W
$\frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W)$	$\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$	$\sqrt{S_{ij}S_{ij}}$	$\left(\frac{S_{ij}S_{ij}S_{ij}}{\bar{S}^3} \right)$
U^*	$\bar{\Omega}_{ij}$	σ_k	σ_{ε}
$\sqrt{S_{ij}S_{ij} + \bar{\Omega}_{ij}\bar{\Omega}_{ij}}$	$\Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k$	1	1.2
A_b	$C_{\varepsilon 2}$		
4.0	1.9		

در این مدل C_{μ} به صورت متغیر ایجاد شده است، که باعث حساس شدن این مدل به جریان متوسط و آشفتگی گردیده است، که باعث می شود تا تنش های نرمال $\overline{u'^2}$ مثبت باشند و نامساوی شوارز به صورت (نامعادله ۴-۱۰) برای تنش های برشی ارضا گردد:

$$\overline{u'_i u'_j}^2 \leq \overline{u'^2_i} + \overline{u'^2_j} \quad (۴-۱۰)$$

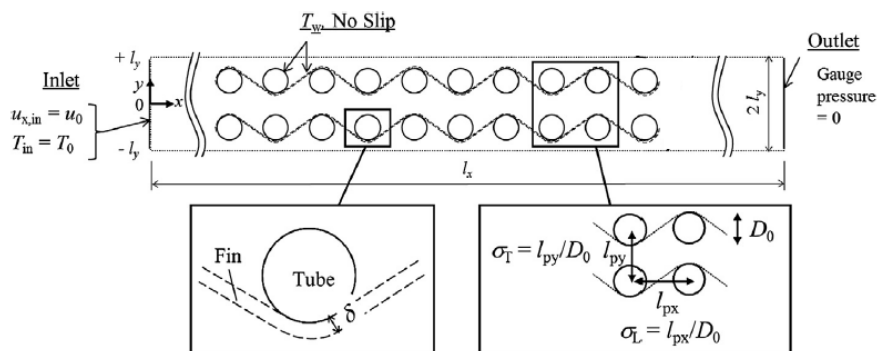
باقی ضرایب در معادله مانند معادله k - ε Standard می باشد.

۴-۳-۵- شرایط مرزی و فرضیات

نرم افزار گمبیت برای مدل سازی هندسی و برای تولید شبکه مورد استفاده قرار گرفته است. شرایط مرزی مدل مورد استفاده در محاسبات به اختصار در (شکل ۴-۴) نشان داده شده است. در این مدل سیال در جهت x در جریان است و صفحه های بالایی و پایینی در یک حالت دارای شرط متناوب و برای حالت

دیگر y دارای شرط تقارن هستند. ناحیه پره‌ها به‌عنوان جامد و ناحیه سیال به‌عنوان سیال انتخاب شده‌اند. برای قسمت‌هایی از دیواره پره و لوله که در تماس با سیال هستند شرط عدم لغزش انتخاب شده‌است. جنس سیال عبوری از روی لوله‌ها هوا می‌باشد و جریان تراکم ناپذیر فرض شده است. در داخل پره نیز معادله انتقال حرارت رسانش برقرار است. ضخامت پره 0.5 میلی‌متر و جنس آن مانند جنس لوله آلومینیوم در نظر گرفته شده‌است. مقاومت دمایی بین لوله و پره صفر فرض شده‌است. همچنین برای اصلاح مقادیر فشار از روش SIMPLE استفاده شده‌است.

قطر لوله‌ها 10.5 میلی‌متر و به فاصله 19.95 میلی‌متر در راستای x و y به‌صورت آرایش مربعی چیده شده‌اند.



شکل ۳-۴ نمایش شرایط مرزی

با محاسبه افت فشار می‌توان مقایسه‌ای بین سه مدل در نظر گرفت. همچنین با استفاده از (معادله ۴-۱۲) و با داشتن دماهای ورودی و خروجی می‌توان مقدار UA را محاسبه کرد.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_t - T_i) - (T_t - T_o)}{\ln \left[\frac{T - T_i}{T - T_o} \right]} \quad (4-11)$$

$$UA = \frac{Q}{\Delta T_{lm}} \quad (4-12)$$

در شبیه‌سازی‌ها خصوصیات فیزیکی سیال مانند چگالی، ویسکوزیته، گرمای ویژه و غیره ثابت در نظر گرفته شده‌اند و جریان سیال به صورت توسعه‌یافته و پایا است. شرایط زیر در مسئله اعمال شده‌است:

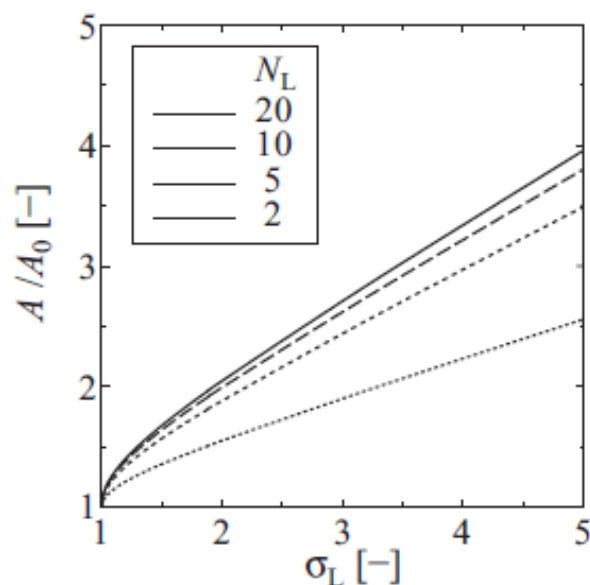
- دمای لوله‌ها در دمای ۳۳۳ درجه کلوین تنظیم‌شده و ثابت هستند.

- دمای هوای ورودی ۲۹۳ درجه کلوین تنظیم‌شده است.

میزان سطح انتقال حرارت افزایش یافته بعد از نصب این پره‌ها از (معادله ۳-۳۷) حساب می‌شود.

$$\frac{A}{A_0} = 1 + 2 \frac{N_L - 1}{\pi N_L} \sqrt{\sigma_L^2 - 1} \quad (3-36)$$

بخش دوم (معادله ۴-۱۳) سهم سطح انتقال حرارتی پره را نمایش می‌دهد. همچنین طبق (نمودار ۴-۱) می‌توان فهمید برای ردیف لوله بیشتر از ۱۰ تعداد لوله‌ها تاثیر چندانی ندارند به همین دلیل در شبکه حل نیز تعداد ده لوله در نظر گرفته شده است.



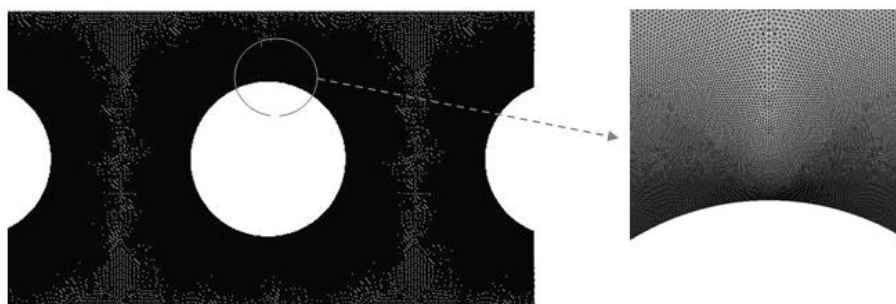
شکل ۴-۴ نمودار بهبود سطح انتقال حرارت با پره

۴-۳-۶- گسسته سازی و معیار همگرایی

در این کار معادله‌های بقای جرم، مومنتوم و پیوستگی با استفاده از روش حجم محدود حل می‌شوند. برای تقریب عبارت‌های جابجایی از الگو دیفرانسیلی مرتبه دوم پیشرو استفاده شده‌است. برای حل سریع‌تر معادله‌ها، حل در دو بخش حل معادله‌های جریان و معادله‌های انرژی صورت پذیرفت. در نتیجه معیار همگرایی نیز در دو بخش جریان و انرژی برای حل تعریف شده‌است و در هر بخش دو شرط همگرایی همزمان در نظر گرفته شده‌است. در بخش جریان معیار خطای مطلق کم‌تر از 10^{-6} و معادله پیوستگی تعیین شده‌است و همچنین برای بخش انرژی خطای مطلق کم‌تر از 10^{-7} معادله انرژی و گذاشته شده‌است.

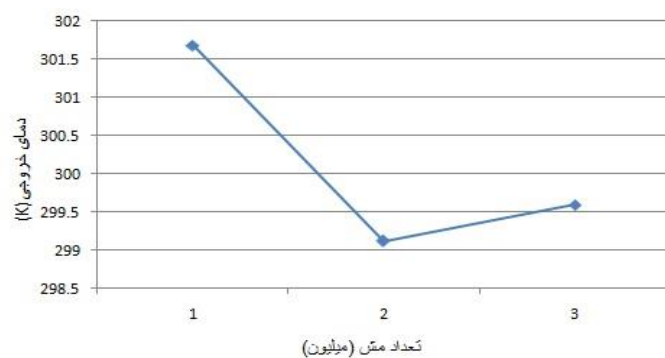
۴-۳-۷- شبکه‌بندی و اعتبار سنجی شبکه

برای کاهش تاثیر توزیع سرعت و دما در ورود و خروج ناحیه لوله‌ها ۱۲۰۰ میلی‌متر در بالادست و ۴۰۰ میلی‌متر در پایین دست ناحیه لوله‌ها شبکه بندی شده‌است. در شبکه‌بندی نمونه معیار، از شبکه بی‌سازمان استفاده شده‌است. همان‌طور که در (شکل ۴-۵) و (شکل ۴-۶) مبادله‌گر با پره و بدون پره نشان داده شده‌است، در نواحی که گرادیان سرعت و دما دارای شیب تند بوده، بر چگالی سلول‌ها اضافه شده‌است و در نواحی نزدیک به دیواره‌ها، تراکم سلول‌ها بالا می‌باشد.

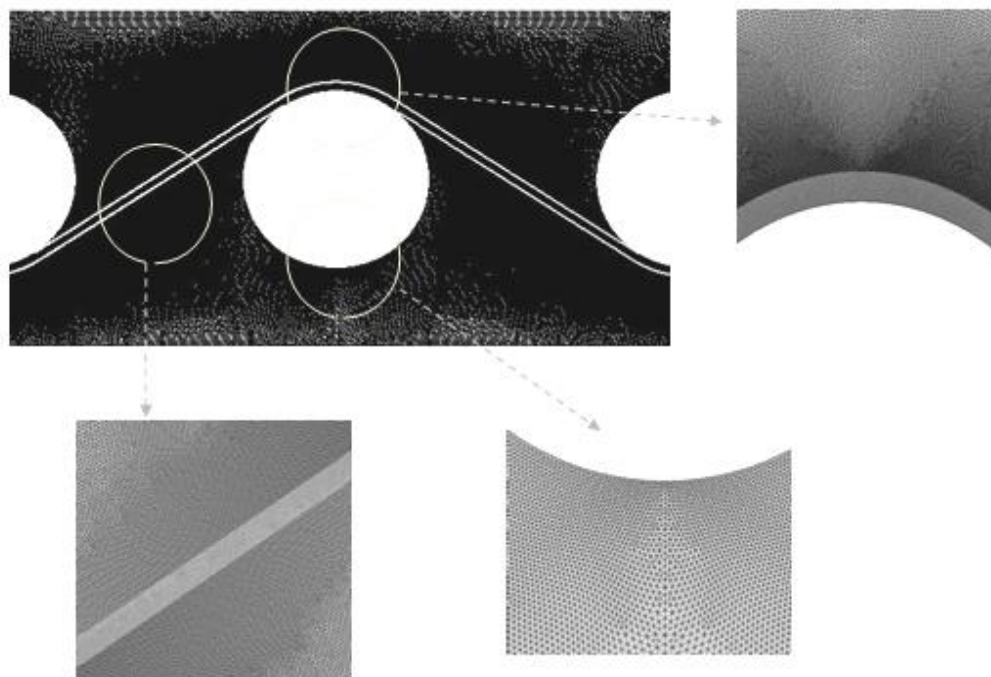


شکل ۴-۵- شبکه بندی لوله‌های بدون پره و نمایش تراکم در نواحی دیواره‌ها

مبادله گر با ۳ تعداد متفاوت سلول به منظور تعیین بهترین شبکه بندی و برای معادله های جریان و انرژی حل شدند. تغییرات اختلاف فشار در هر متر بر حسب تعداد شبکه و همچنین اختلاف دمای میانگین ورودی و خروجی شبکه مورد بررسی قرار گرفت. برای نمونه با سرعت ورودی ۶ متر بر ثانیه در (نمودار ۲-۴) نشان داده شده است. مشاهده می شود که بعد از تعداد سلول ۲/۹ میلیون تغییر زیادی در نتایج خروجی های حل مشاهده نمی شود. در نهایت با استفاده از نتایج استقلال از شبکه، دامنه محاسباتی برای نمونه ۲/۹ میلیون سلول محاسباتی گسسته سازی شده است



شکل ۴-۶ نمودار تاثیر تعداد مش بر دمای خروجی



شکل ۴-۷ شبکه بندی لوله‌ها با پره

۴-۳-۸- رفتار نزدیک دیواره

از آنجا که دیواره‌ها به عنوان منبع اصلی تشکیل ورتیسیت و توربولانس می‌باشند و در نزدیکی دیواره‌ها کمیت‌هایی چون سرعت دارای گرادیان شدیدی هستند، مدل کردن صحیح جریان در نزدیکی دیواره اثر بسیار مهمی بر موفقیت آمیز بودن حل ما دارد.

به طور کلی دو نوع راه حل برای مدل کردن ناحیه نزدیک دیواره وجود دارد. در روش اول ناحیه داخلی که تحت تأثیر ویسکوزیته است، مستقیماً حل نمی‌شود. بلکه توسط یک سری فرمول نیمه تجربی و تحلیلی به نام تابع دیواره حل می‌شود؛ یعنی ناحیه‌ای که تحت تأثیر ویسکوزیته است توسط تابع دیواره به ناحیه کاملاً مغشوش مرتبط می‌گردد. توابع دیواره مجموعه‌ای از پروفیل‌های نیمه تجربی می‌باشند و در اصل پلی هستند که مقادیر متغیرهای فیزیکی المان‌های عددی نزدیک دیواره را به مقادیر نظیر بر روی دیواره مرتبط می‌سازند. در روش دوم این مدل‌های آشفتگی هستند که تصحیح می‌شوند تا قادر به حل ناحیه تأثیر ویسکوزیته باشند. در این روش کل ناحیه مش زده می‌شود که شامل زیر لایه لزج

نیز می‌باشد. در جریان‌های رینولدز بالا توابع دیواره به‌طور قابل توجهی در زمان و هزینه محاسبات صرفه‌جویی می‌کنند چراکه ناحیه تأثیر ویسکوزیته که در آن متغیرهای حل دارای تغییرات سریع می‌باشند، دیگر حل نمی‌شوند.

علی‌رغم این‌که تابع دیواره هزینه کمتری نسبت به رفتار بهبودیافته دیواره دارد ولی با توجه به این‌که تابع دیواره در داخل کانال خطای زیادی دارد در این پایان‌نامه از رفتار بهبودیافته دیواره برای مدل کردن رفتار نزدیک دیواره استفاده شده است.

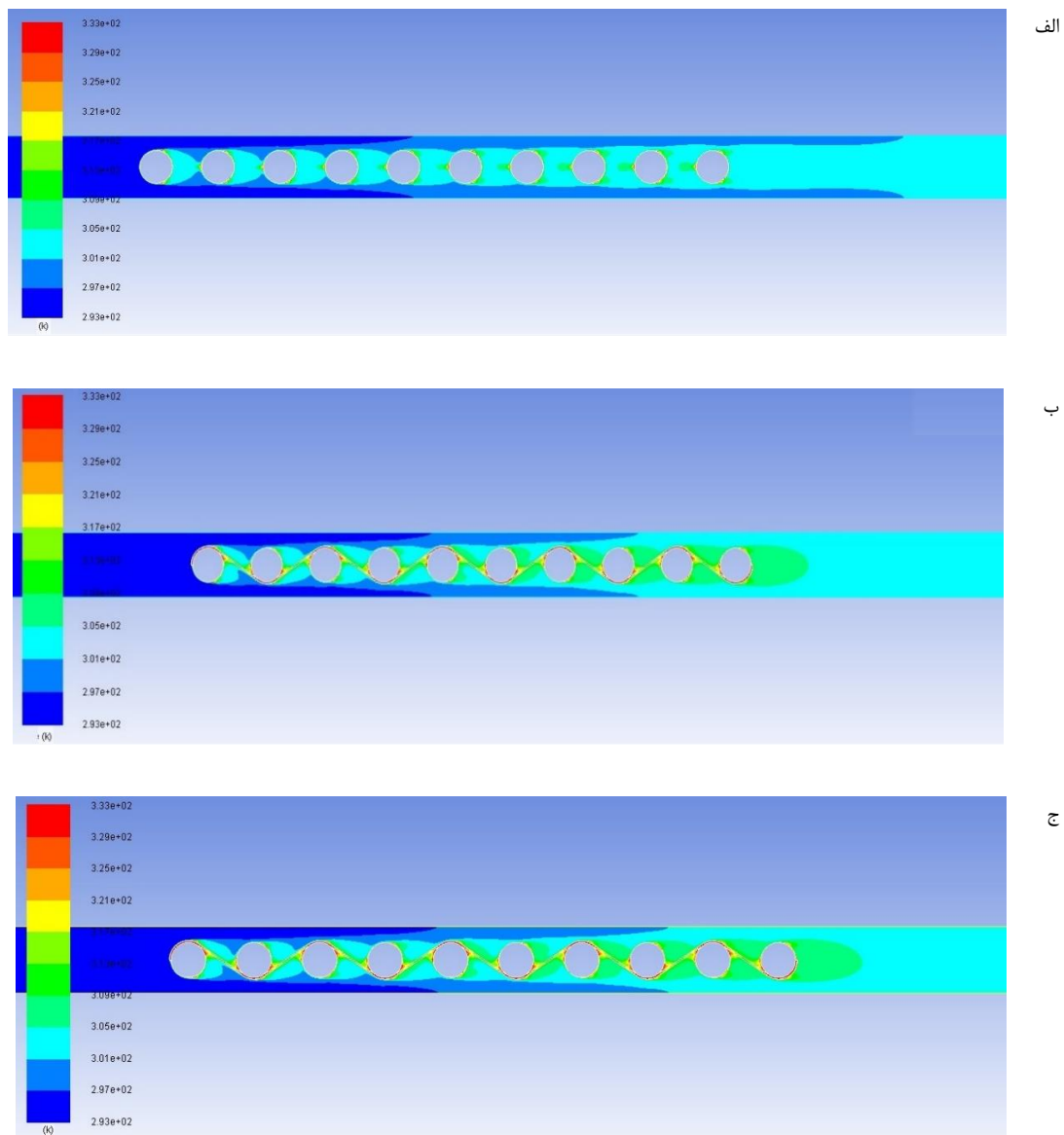
۳-۴ نتایج

در این بخش نتایج حاصل از حل عددی برای چهار سرعت ورودی آورده شده است. در ابتدا به ترتیب کانتورهای دما، فشار، سرعت کلی، سرعت در جهت x و سرعت در جهت y برای چهار سرعت در کنار هم آورده شده اند تا مورد مقایسه قرار گیرند. بعد از کانتورها خطوط جریان برای سه حالت بدون پره، با پره متناوب و با پره متقارن آورده شده است که هر کدام در سه ناحیه ورودی میانی و خروجی نمایش داده شده اند. سپس نمودارهایی برای بررسی بهتر تفاوت های این سه مدل نشان داده شده است و در انتها بر روی هندسه مورد نظر حل عددی صورت پذیرفته است.

جدول ۳-۴ اعتبار سنجی حل عددی

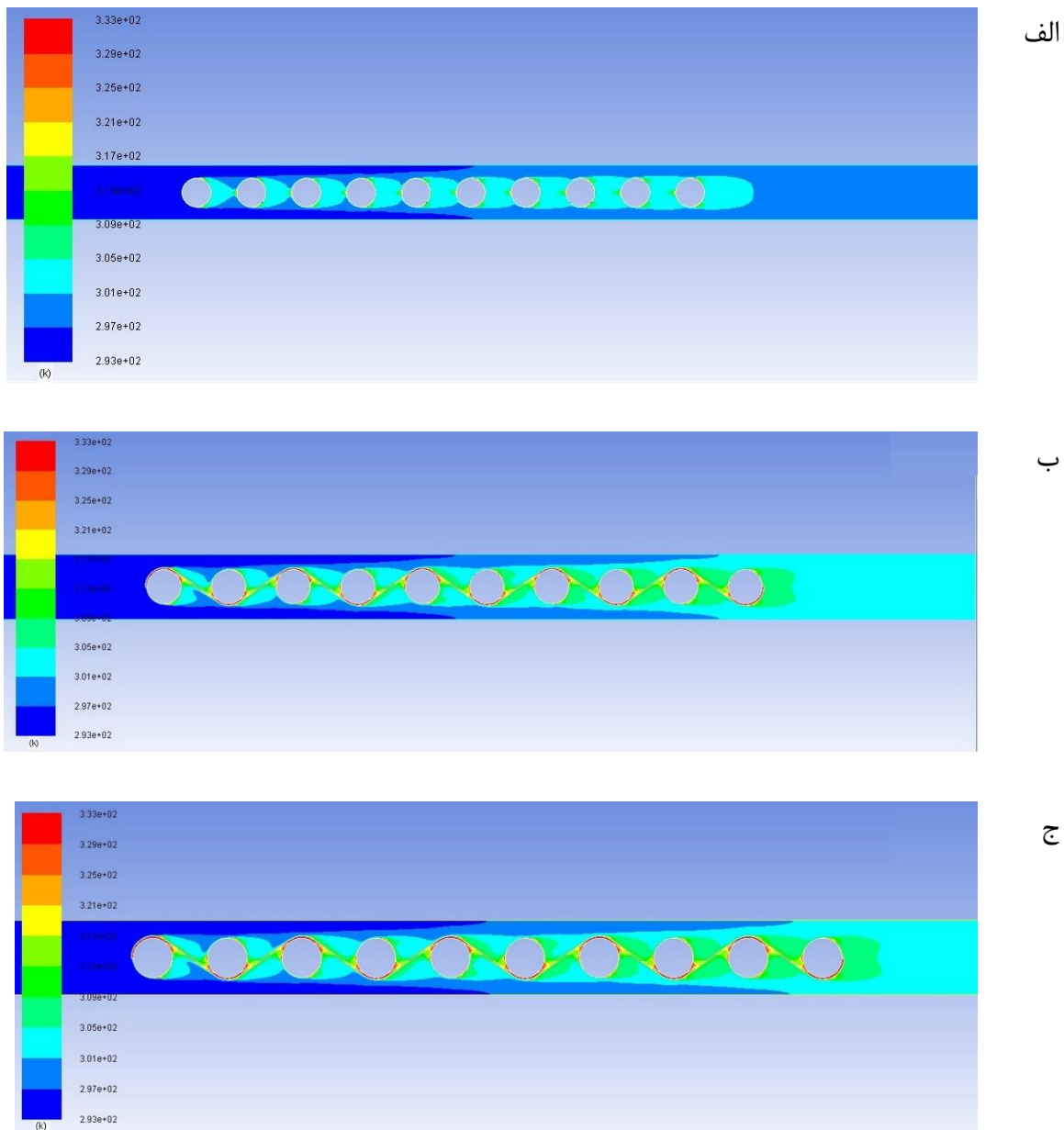
	خطای نسبی	کار حاضر	ناکاتا	
	۱۲٪	۷۸,۳	۸۹	افت فشار
	۱٪	۳۰۰,۱۱	۳۰۳	دمای خروجی
	۱۴,۸٪	۹,۶۶	۸,۴۴	بیشترین سرعت

در (شکل ۴-۸) کانتورهای دما برای سرعت سه متر بر ثانیه برای سه حالت ترسیم شده است. حالت الف لوله‌ها بدون پره، در حالت ب لوله‌ها با پره متناوب و حالت ج لوله‌ها با پره متقارن است. همانطور که از روی کانتورهای دما مشهود است وجود پره و به دنبال آن افزایش سطح انتقال حرارت باعث می‌شود که رسانش گرما بیشتر شده و جریان با دمای بیشتری از محدوده بین لوله‌ها خارج شود و نفوذ جریان گرم بیشتر نفوذ بیشتری تا انتهای ناحیه بین لوله‌ها داشته باشد، همچنین می‌توان مشاهده کرد که تغییر چندانی بین پره متناوب و پره متقارن وجود ندارد و اغتشاشی که پره متقارن ایجاد می‌کند تاثیری چندانی بر روی دمای خروجی ندارد.



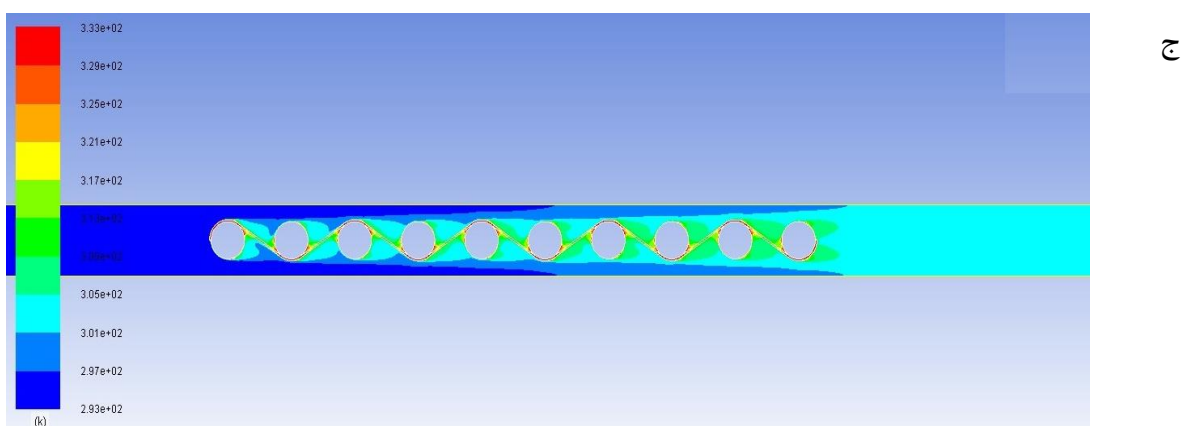
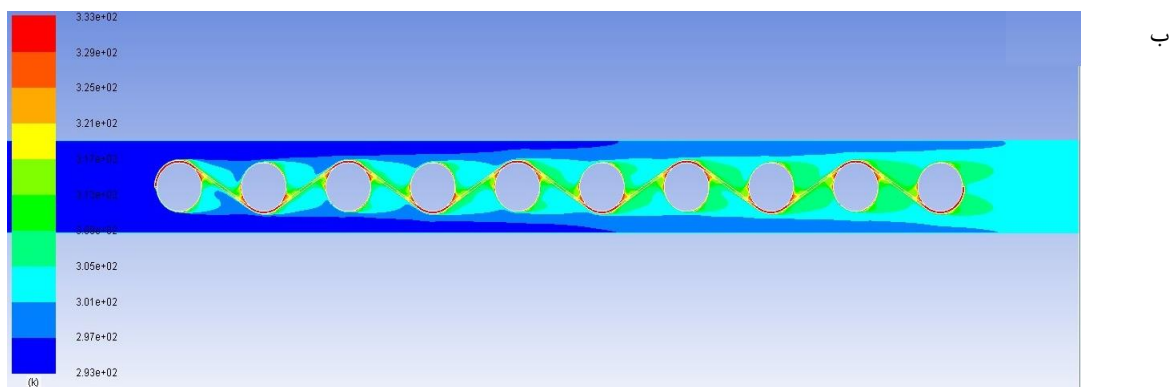
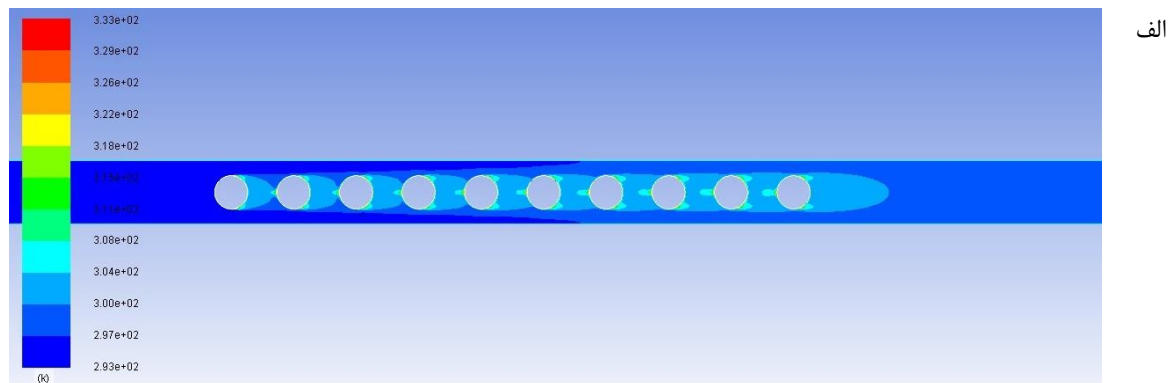
شکل ۴-۸ کانتور دما برای سرعت ۳ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در (شکل ۴-۹) کانتورهای دما برای سرعت چهار متر بر ثانیه برای سه حالت ترسیم شده است. حالت الف لوله‌ها بدون پره، در حالت ب لوله‌ها با پره و حالت ج لوله‌ها با پره متقارن است. همانطور که دیده می‌شود افزایش سرعت باعث کاهش دمای خروجی می‌شود و دلیل این امر داشتن زمان کمتر برای ایجاد تبادل حرارتی می‌باشد. در این حالت نیز تاثیر وجود پره‌ها چشم گیر است و رسانش بین سطح پره و هوا انتقال حرارت را زیاد می‌کند.



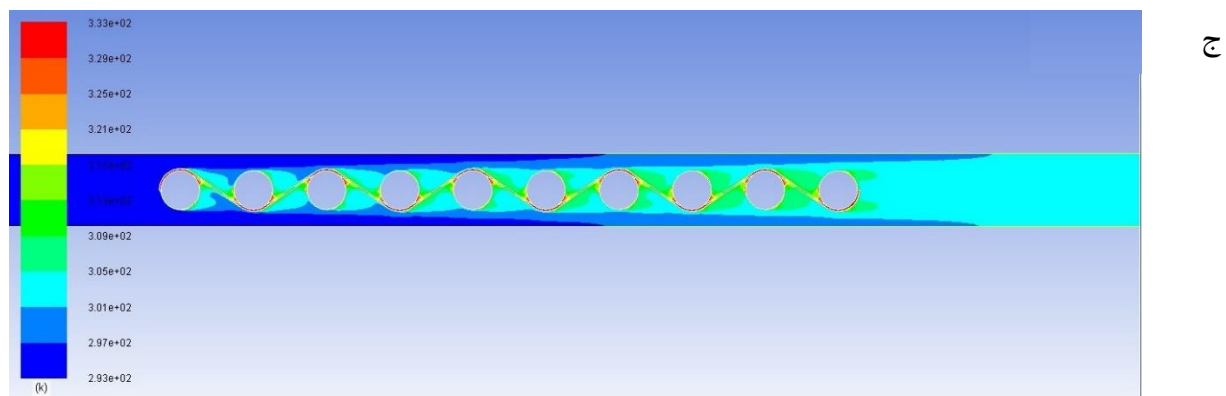
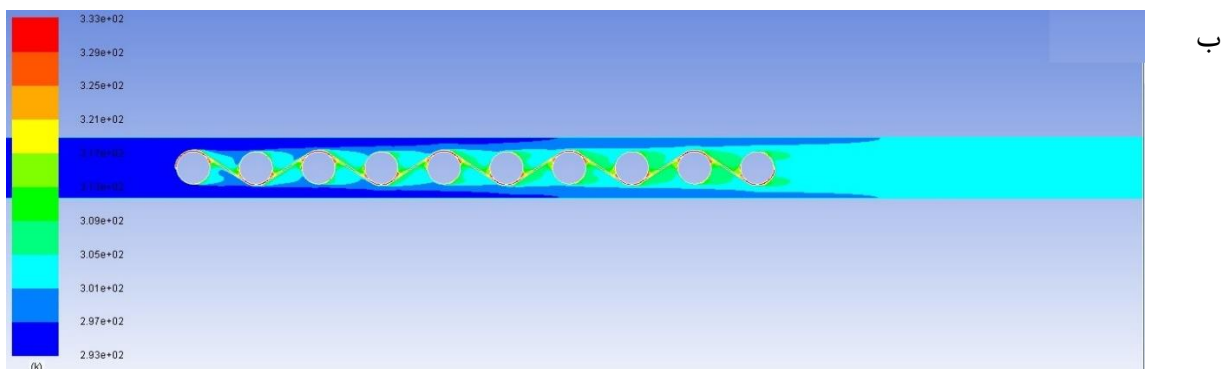
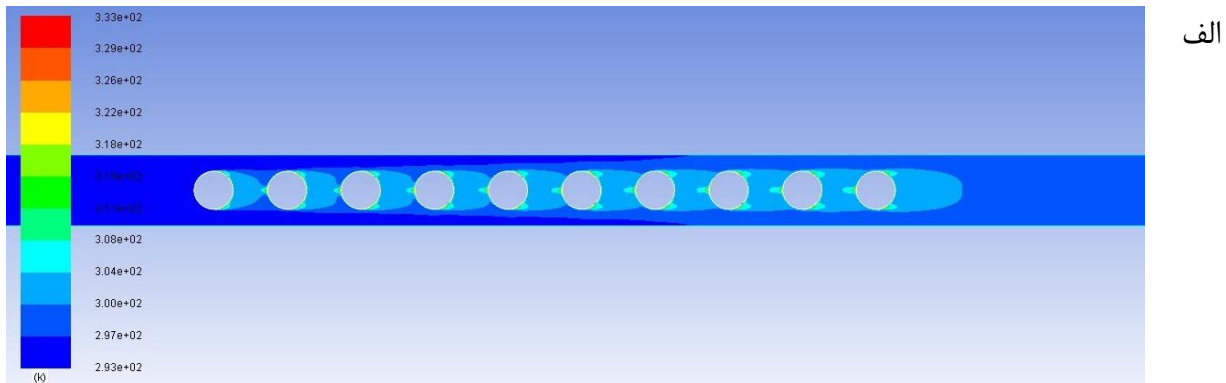
شکل ۴-۹ کانتور دما برای سرعت ۴ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در (شکل ۴-۱۰) کانتورهای دما برای سرعت پنج متر بر ثانیه برای سه حالت الف) بدون پره ب) با پره متناوب و ج) با پره متقارن ترسیم شده است. از روی کانتورهای دما می‌توان دید که با افزایش بیشتر سرعت زمان کافی برای انتقال حرارت بین سیال خنک و دیواره و پره گرم کمتر می‌باشد که به دنبال آن دمای خروجی کمتر می‌شود و مشاهده می‌گردد که در گوشه‌های مماس پره با لوله دمای سیال بالاتر از نقاط دیگر می‌باشد و هر چه داخل سیال سرد می‌شود دم کمتر می‌شود



شکل ۴-۱۰ کانتور دما برای سرعت ۵ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

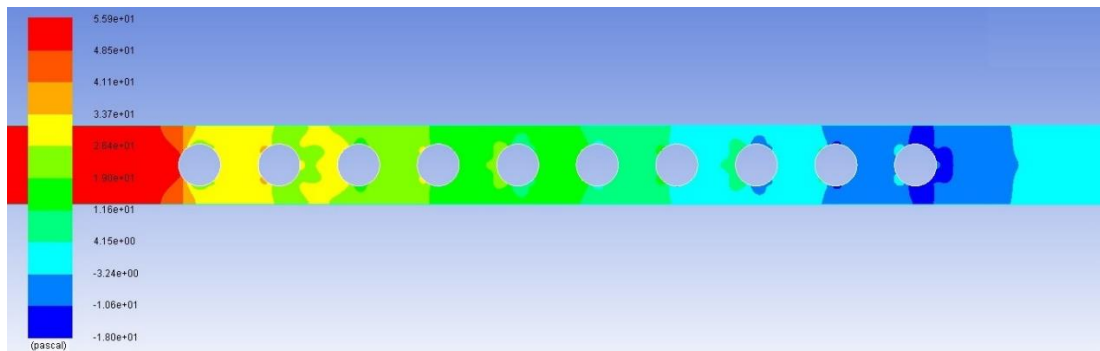
در (شکل ۴-۱۱) کانتورهای دما برای آخرین حالت و سرعت شش متر بر ثانیه برای سه حالت ترسیم شده است. حالت الف لوله‌ها بدون پره، در حالت ب لوله‌ها با پره و حالت ج لوله‌ها با پره متقارن است. در (شکل ۴-۱۱) می‌بینیم که به نسبت سرعت سه متر بر ثانیه دمای خروجی کمتر می‌باشد و سیال خنک به دلیل گذر سریع‌تر از روی سطوح گرم زمان کمتری را دارا می‌باشد.



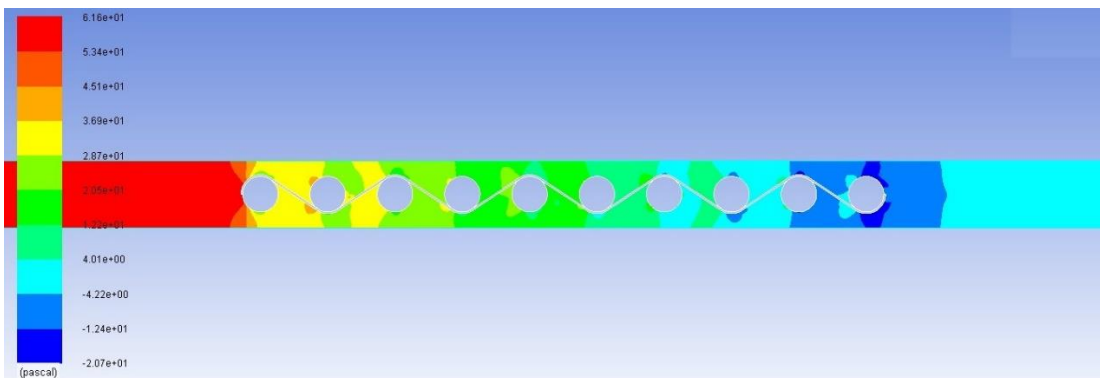
شکل ۴-۱۱ کانتور دما برای سرعت ۶ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در (شکل ۴-۱۲) کانتورهای فشار برای اولین سرعت یعنی سه متر بر ثانیه برای سه حالت ترسیم شده است. حالت الف لوله‌ها بدون پره، در حالت ب لوله‌ها با پره و حالت ج لوله‌ها با پره متقارن است. همانطور که از روی کانتورهای فشار دیده می‌شود سیال با برخورد با ردیف لوله‌ها اختلاف فشاری بین وردی و خروجی ایجاد می‌کند که در دو حالت با پره متناوب و پره متقارن این مقدار به دلیل وجود مانعی دیگر (پره) بیشتر است. در حالت پره متقارن به دلیل اینکه جریان به مانند اینکه تقریباً در کانالی همگرا و اگر شونده جریان دارد افت فشار بیشتری را شاهد هستیم اگرچه مقدار این اختلاف برخلاف پیش بینی‌ها بسیار زیاد نیست.

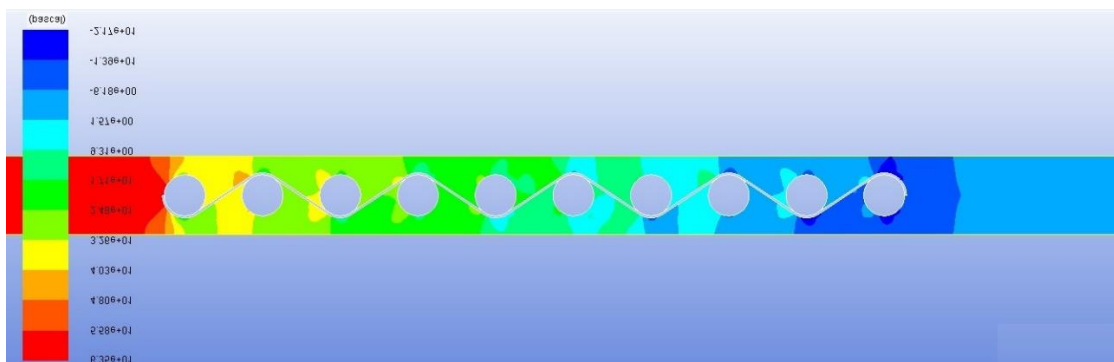
الف



ب.

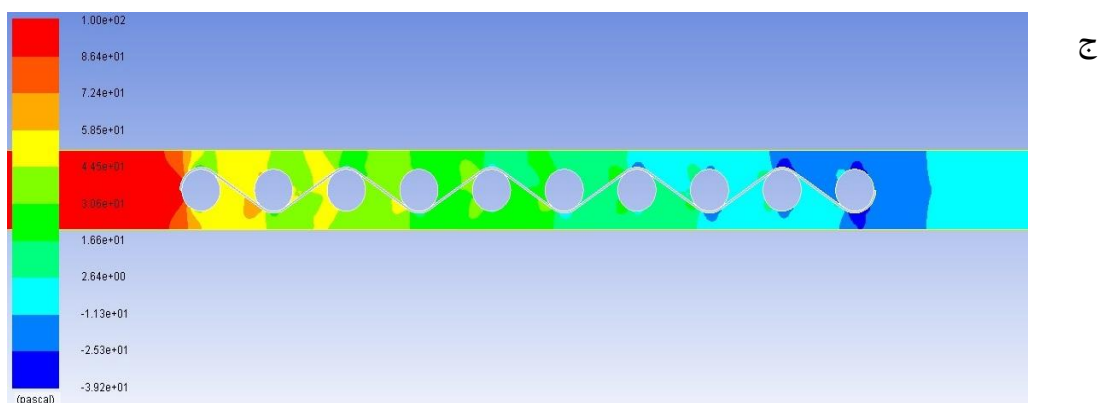
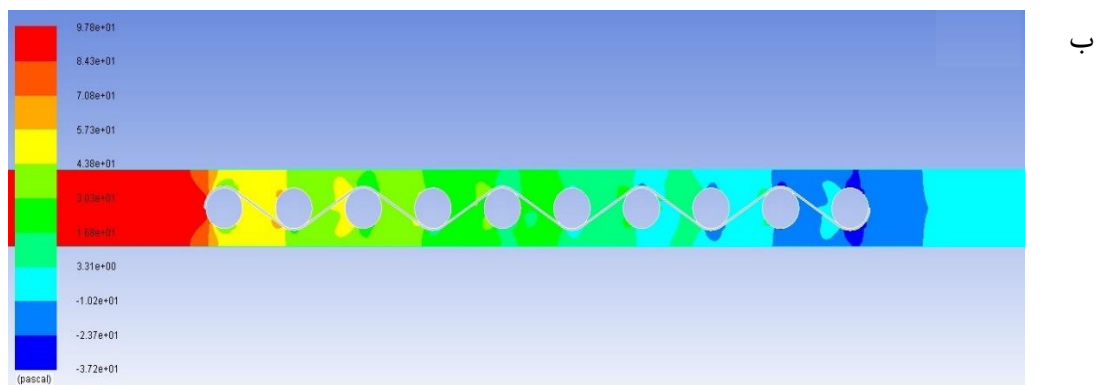
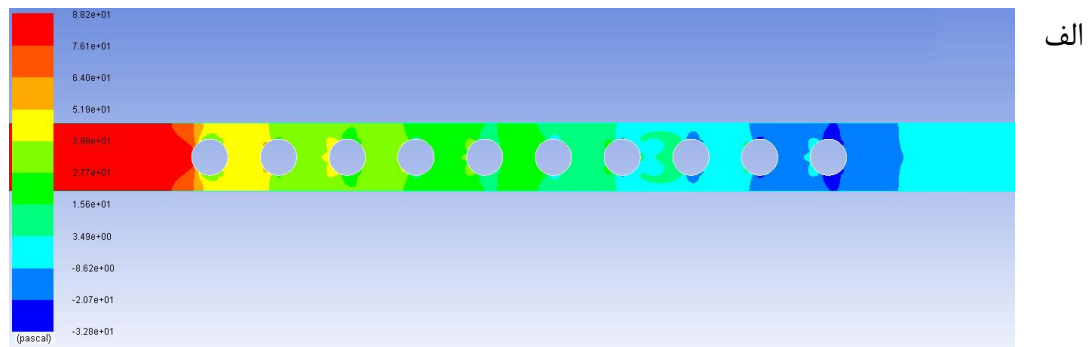


ج



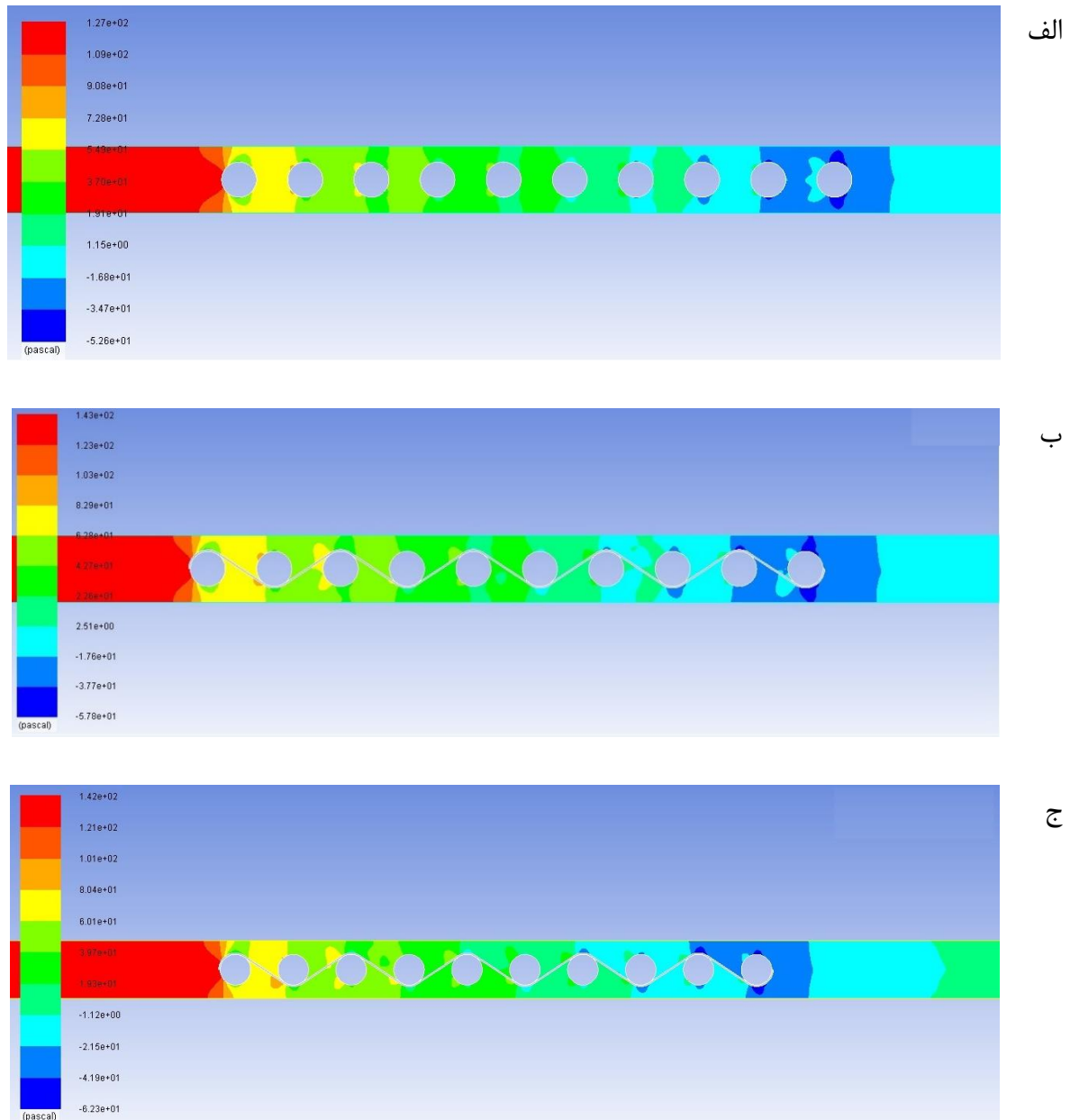
شکل ۴-۱۲ کانتور فشار برای سرعت ۳ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در (شکل ۴-۱۳) کانتور فشار برای سرعت چهار متر بر ثانیه ترسیم شده است. حالت الف لوله‌ها بدون پره، در حالت ب لوله‌ها با پره و حالت ج لوله‌ها با پره متقارن است. می‌توان دید که افزایش سرعت باعث می‌شود که اختلاف فشارها نیز بیشتر شود. سیال با برخورد با موانع موجود در مسیر خود و ایجاد شدن‌های سرعت‌های عرضی افت فشار را ایجاد می‌کنند با افزایش سرعت این سرعت عرضی نیز افزایش می‌یابد که به دنبالش افت فشار زیادتر می‌شود.



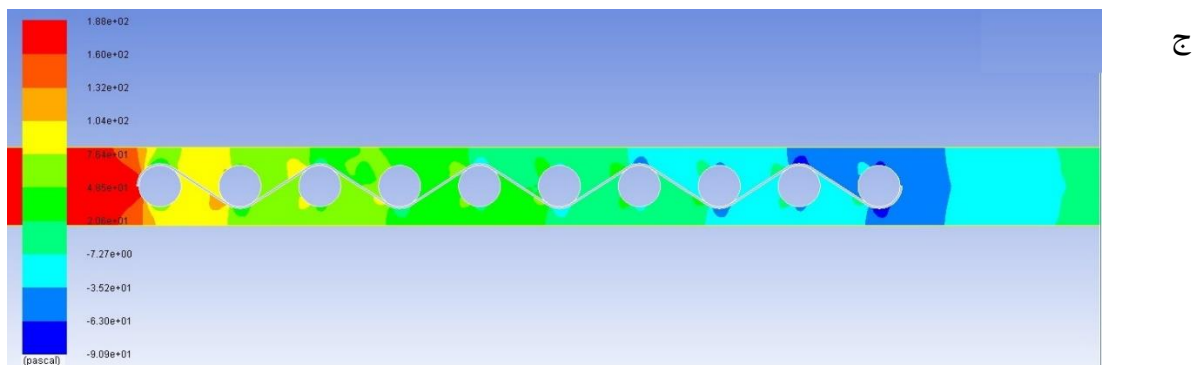
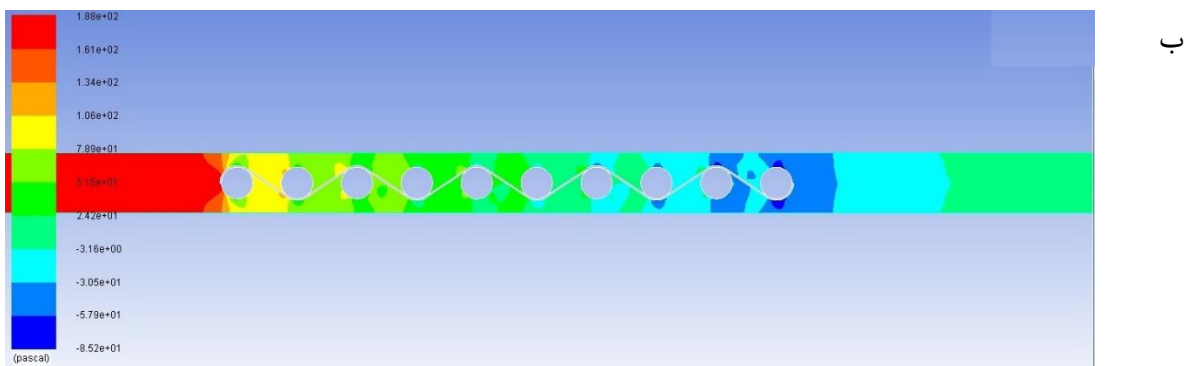
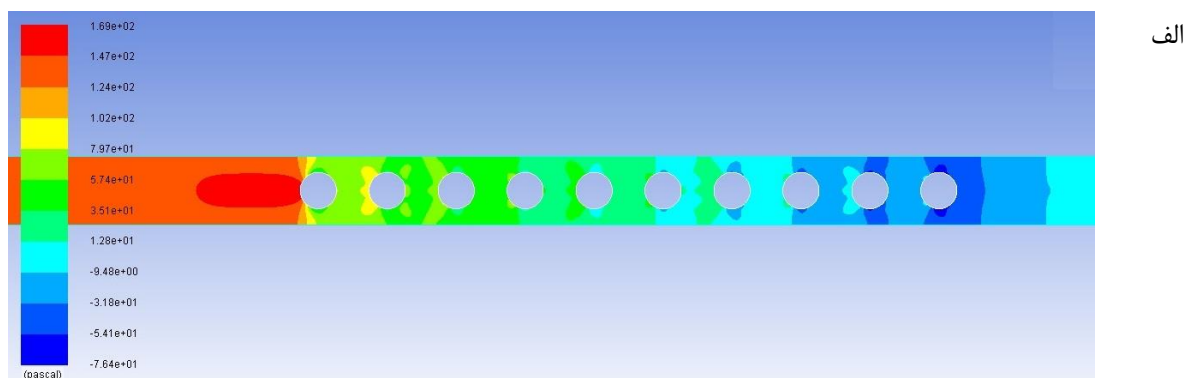
شکل ۴-۱۳ کانتور فشار برای سرعت ۴ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در (شکل ۴-۱۴) کانتورهای فشار برای سرعت پنج متر بر ثانیه برای حالت‌های، الف، لوله‌ها بدون پره، در حالت ب لوله‌ها با پره و حالت ج لوله‌ها با پره متقارن است.



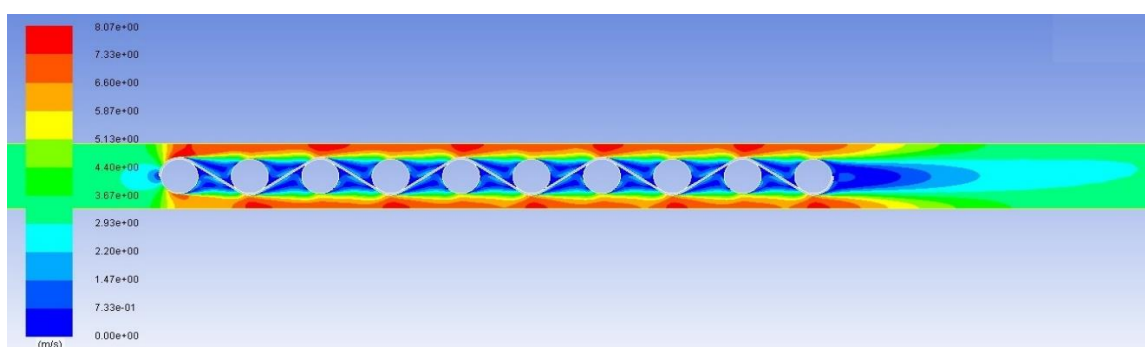
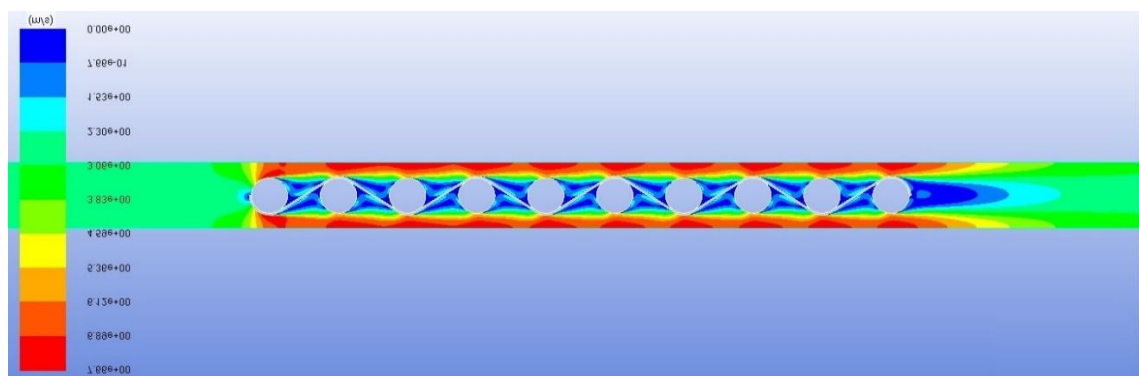
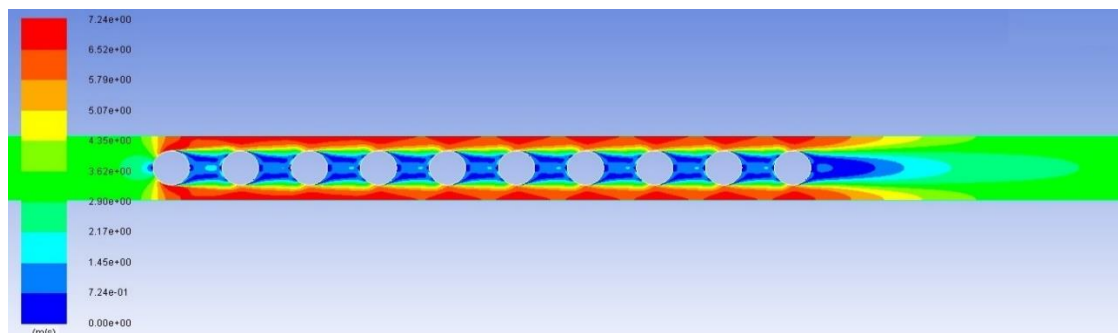
شکل ۴-۱۴ کانتور فشار برای سرعت ۵ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در (شکل ۴-۱۵) کانتورهای فشار برای بیشترین سرعت یعنی شش متر بر ثانیه برای سه حالت ترسیم شده است. الف) لوله‌ها بدون پره، ب) لوله‌ها با پره و حالت ج) لوله‌ها با پره متقارن را نمایش می‌دهد. مشاهده می‌شود که نسبت به حالت سرعت سه متر بر ثانیه اختلاف فشار بیشتر از حالت‌های قبل گردیده است. پره‌ها در این حالت نیز مانعی بر جریان به حساب آمده و افتی را ایجاد کرده اند که دلیل بیشتر بودن افت فشار در دو حالت پره‌دار نسبت به حالت بدون پره است. در حالت متقارن نیز جریان به دلیل اینکه حالتی همگرا و واگرا گونه پیدا می‌کند مقدار افت فشار بیشتری را شاهد هستیم.



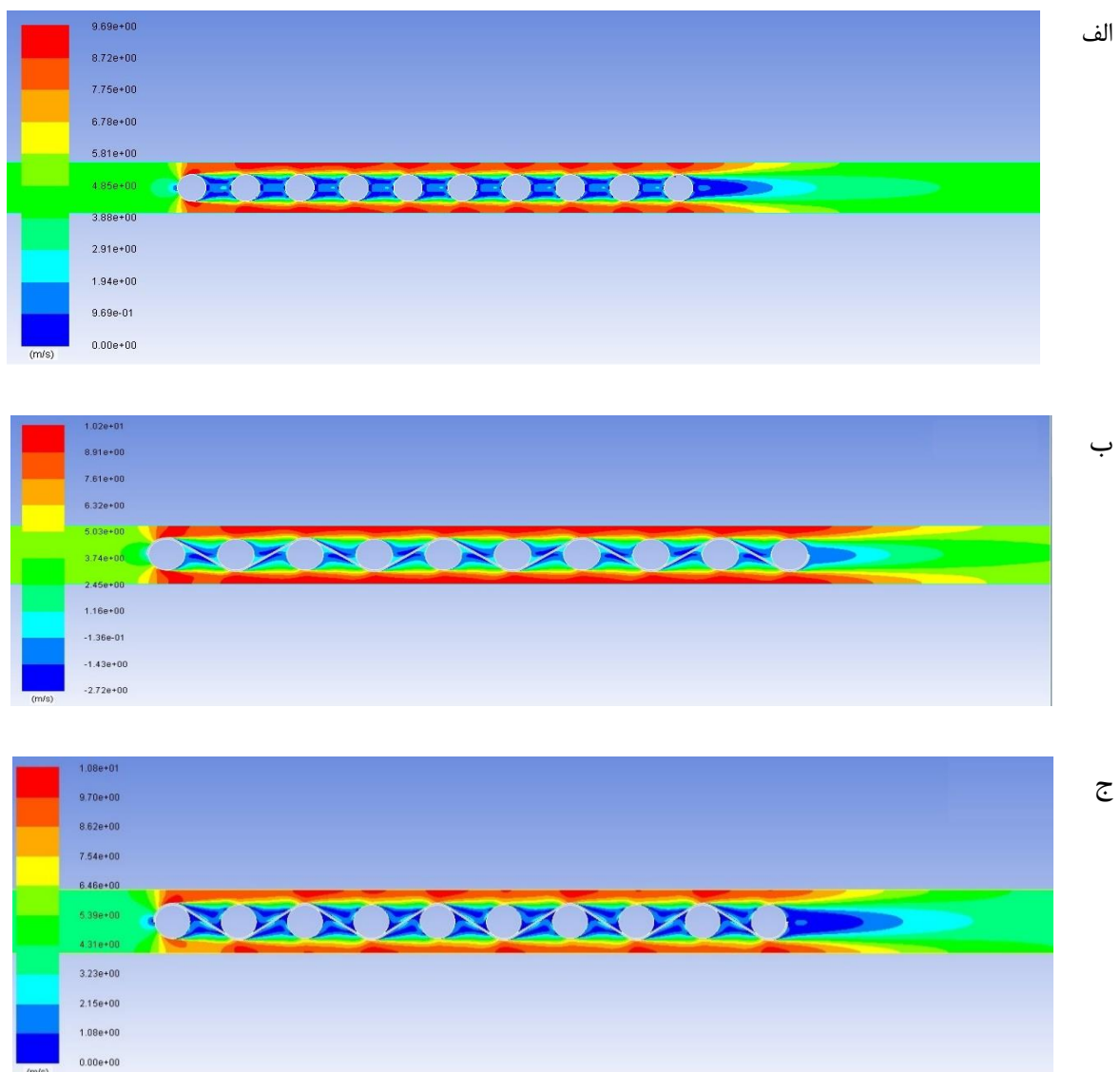
شکل ۴-۱۵ کانتور فشار برای سرعت ۶ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در این بخش کانتورهای مربوط به سرعت کلی برای هر سه حالت بدون پره، با پره متناوب و با پره متقارن برای چهار سرعت به ترتیب افزایش سرعت آورده شده است. اولین حالت سرعت سه متر بر ثانیه می‌باشد. در این حالت سرعت بیشینه برای هر سه حالت مقداری نزدیک است. مقدار بیشینه سرعت در مرکز کانال بین لوله‌ها اتفاق می‌افتد، که در هر سه حالت بیشینه سرعت در مرکز اتفاق افتاده است. در نواحی پشت لوله‌ها به دلیل ایجاد گردابه‌ها سرعت کمتر می‌باشد و در دیواره سطوح جامد به دلیل داشتن شرط عدم لغزش مقدار این سرعت صفر می‌باشد.



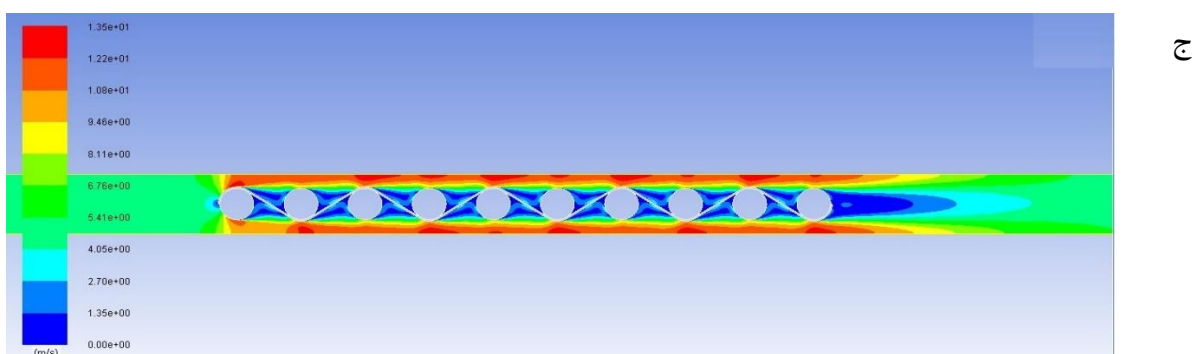
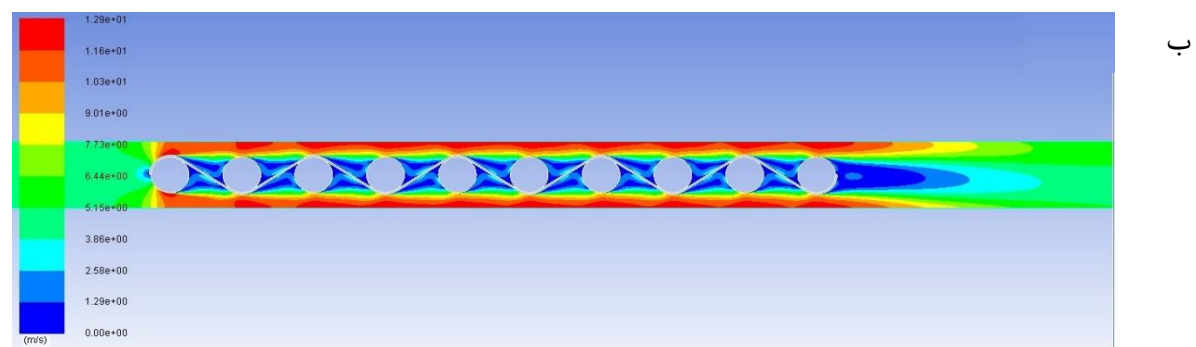
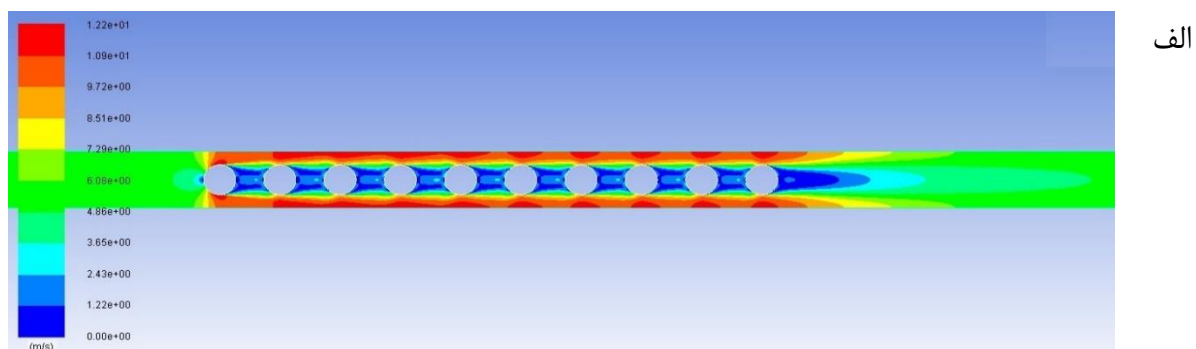
شکل ۴-۱۶ کانتور سرعت کلی برای سرعت ۳ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در شکل (۴-۱۷) کانتور سرعت کلی برای سرعت ورودی چهار متر بر ثانیه آورده شده است. مشاهده می‌شود که در حالت دارای پره سرعت بیشینه بیشتر از حالت بدون پره است که ضخامتی که پره به لوله اضافه کرده است می‌تواند دلیل این امر باشد. در حالت با پره متقارن بیشتری مقدار بیشینه سرعت را داریم که دلیل آن وجود ناحیه همگرایی و وجود دو ضخامت پره در این ناحیه می‌باشد، که باعث کاهش فاصله بین دو لوله مجاور می‌شود. همچنین با بالا رفتن سرعت بیشینه سرعت نیز در هر سه حالت افزایش می‌یابد.



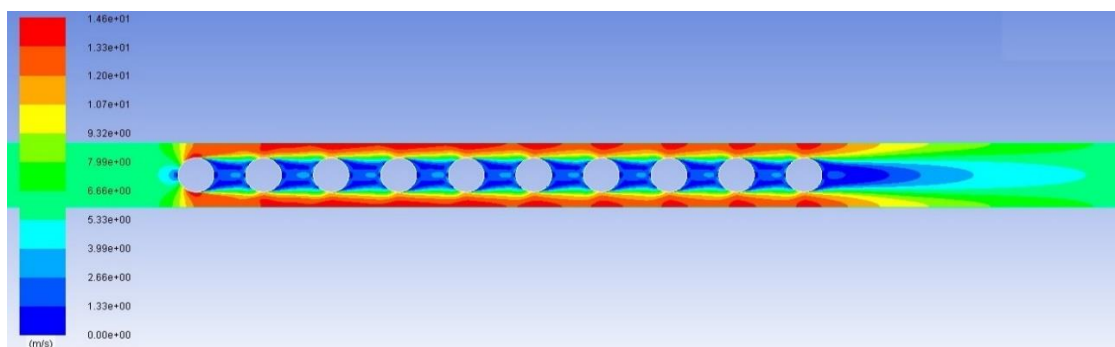
شکل ۴-۱۷ کانتور سرعت کلی برای سرعت ۴ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در شکل (۴-۱۸) کانتور سرعت کلی برای سرعت ورودی پنج متر بر ثانیه نشان داده شده است. در حالت الف بدون پره حالت ب با پره متناوب و حالت ج با پره متقارن نمایش داده شده است. می‌توان به وضوح مشاهده کرد که جریان با سرعت بالا از کانال میانی لوله‌ها عبور می‌کند و کانتوری کاملاً متقارن را دارا است. در قسمت ب که کانتور سرعت به دلیل شکل مارپیچی خود باعث متقارن نشدن کانتور شده است. در قسمت ج نیز کانتورهای مربوط به پره متقارن می‌باشد و به دلیل تفاوت نداشتن چندان نوع خطوی جریان سرعت بیشینه یکسانی را دارا می‌باشد.

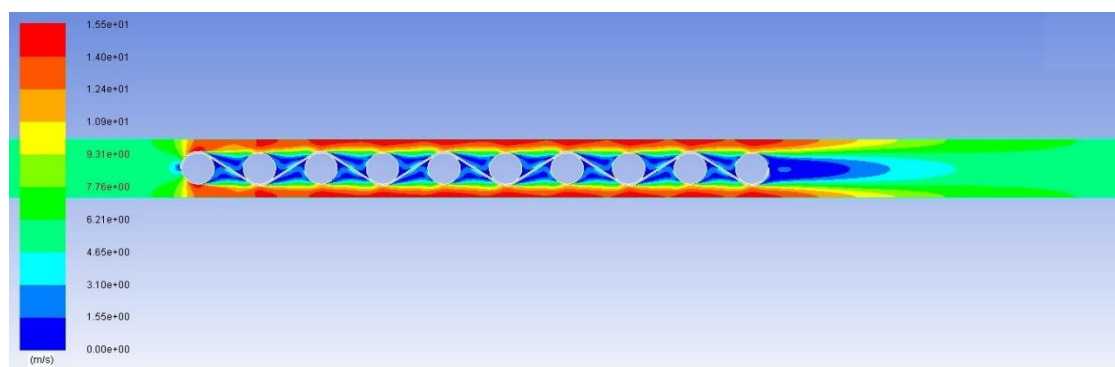


شکل ۴-۱۸ کانتور سرعت کلی برای سرعت ۵ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

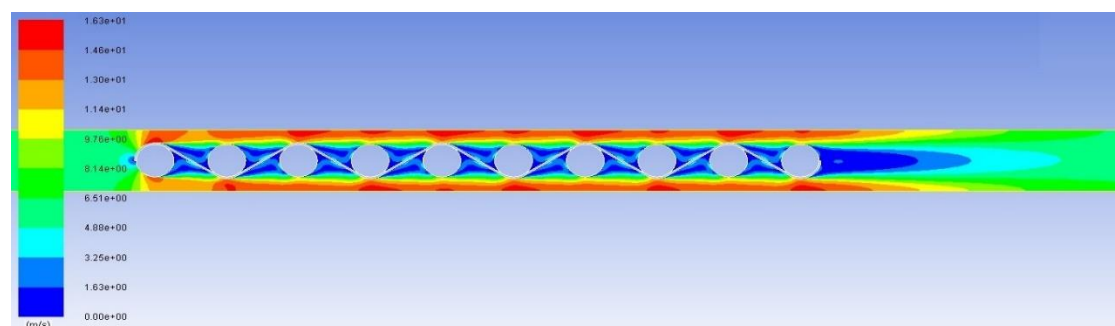
در (شکل ۴-۱۹) شاهد کانتورهای با بالاترین سرعت ورودی می‌باشیم که بالاترین افت را نیز دارد. قسمت الف بدون پره ورقه‌ای است. در قسمت ب کانتور مربوط به حالت متناوب نمایش داده شده است و در قسمت ج کانتور مربوط به پره متقارن نمایش داده شده است. هر سه مدل در این سرعت ورودی نسبت به حالت‌های قبلی خود بیشترین سرعت کلی را دارا می‌باشند. و جریان در مرز سطوح جامد دارای سرعت صفر بوده و نقاطی که در پشت لوله‌ها نیز قرار دارند به دلیل نبودن در جریان اصلی سرعت کمتری را شاهدیم



الف



ب

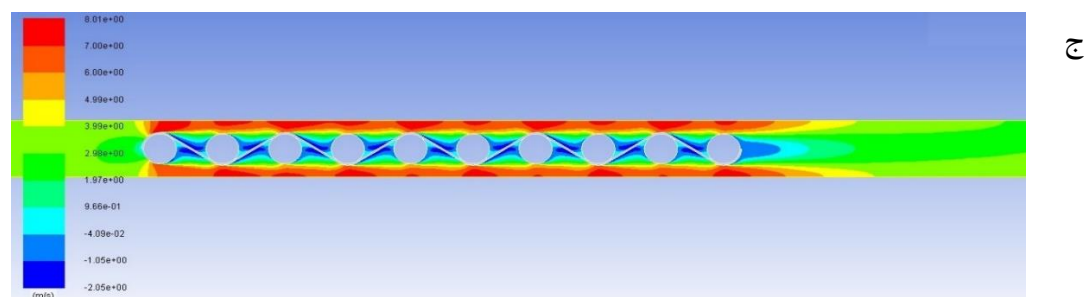
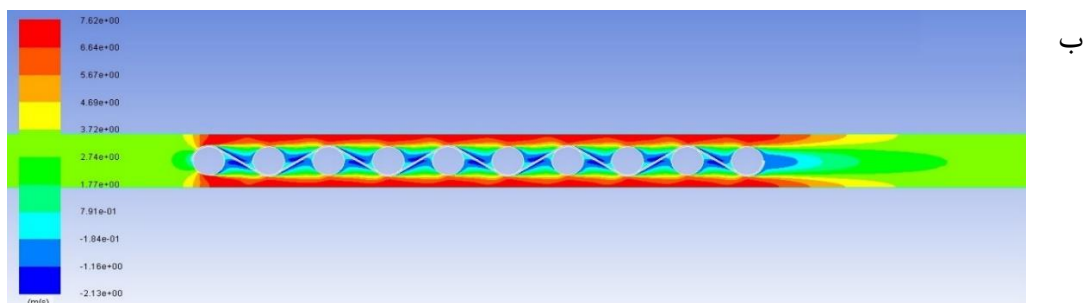
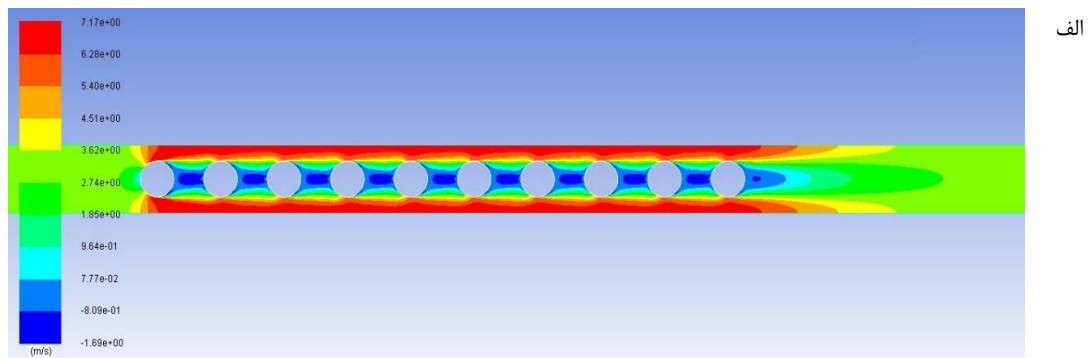


ج

شکل ۴-۱۹ کانتور سرعت کلی برای سرعت ۶ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

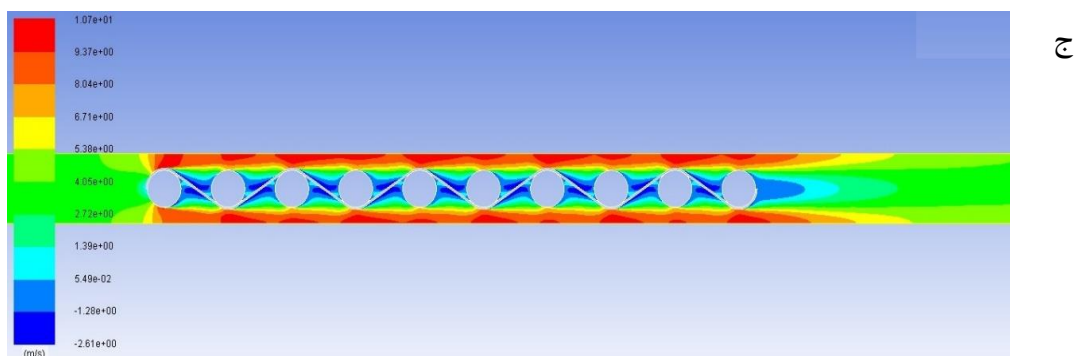
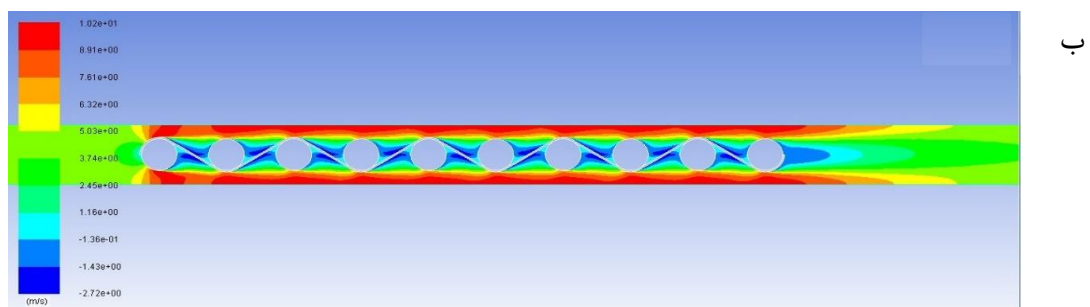
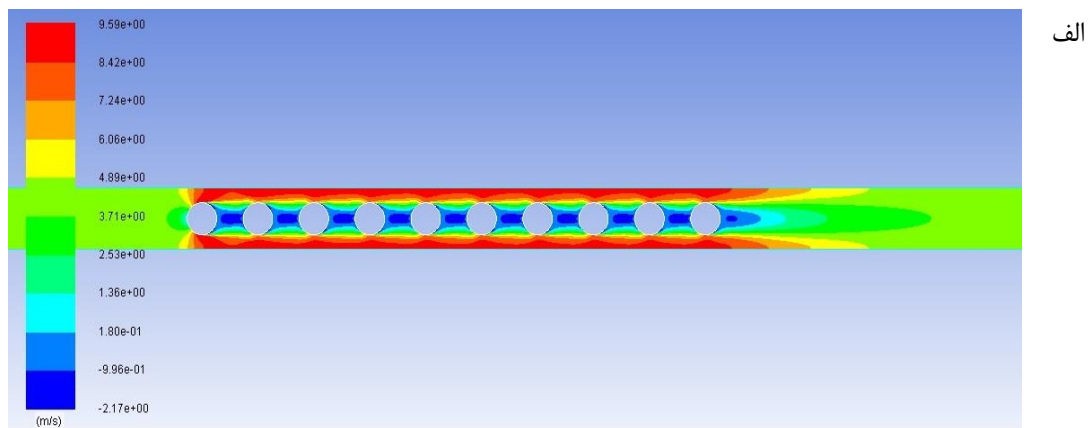
در این بخش کانتورهای مربوط به سرعت در جهت طولی آورده شده است و سرعت‌هایی که در جهت عرضی هستند نمایش داده نمی‌شوند. برای چهار سرعت ورودی و برای هر سرعت در سه حالت نمایش داده شده‌اند.

در این قسمت کانتور سرعت در راستای طولی برای سرعت ورودی سه متر بر ثانیه برای سه حالت الف) بدون پره، ب) با پره متناوب و ج) پره متقارن ترسیم شده است. همانطور که مشاهده می‌گردد پرها تاثیر چندانی در ایجاد سرعت عرضی ندارند و این امر باعث این شده است که بیشینه سرعت طولی بسیار نزدیک به بیشینه سرعت کلی باشد.



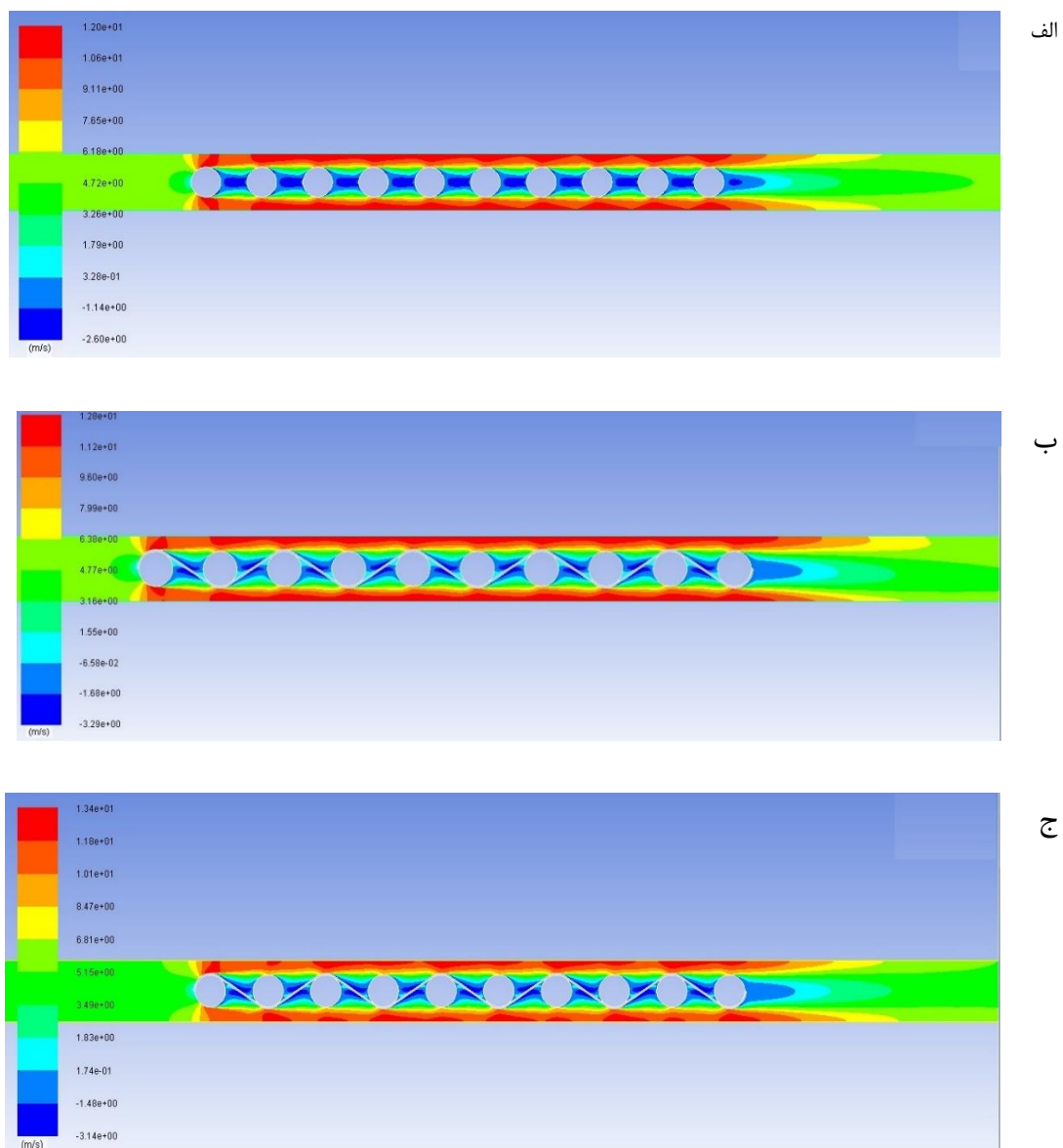
شکل ۴-۲۰ کانتور سرعت در جهت x برای سرعت ۳ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در (شکل ۴-۲۱) کانتورهای سرعت در راستای طولی برای سرعت ورودی چهار متر بر ثانیه برای حالت الف بدون پره، حالت ب با پره متناوب و حالت ج پره متقارن ترسیم شده است مشاهده می‌گردد که در هر سه حالت بیشترین سرعت در مرکز کانالی است که از بین لوله‌ها عبور کرده است و همانطور که در یک کانال بیشینه سرعت در مرکز می‌باشد این اتفاق در اینجا نیز می‌افتد که دلیل این امر شباهت ناحیه میانب به آن می‌باشد.



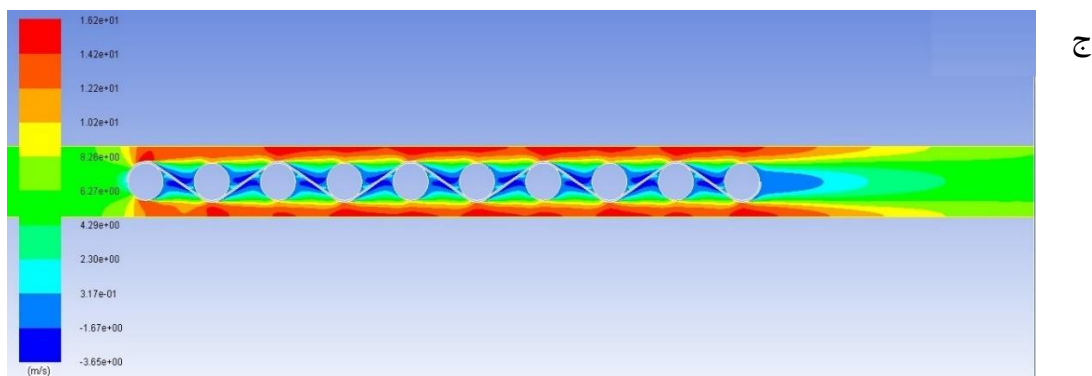
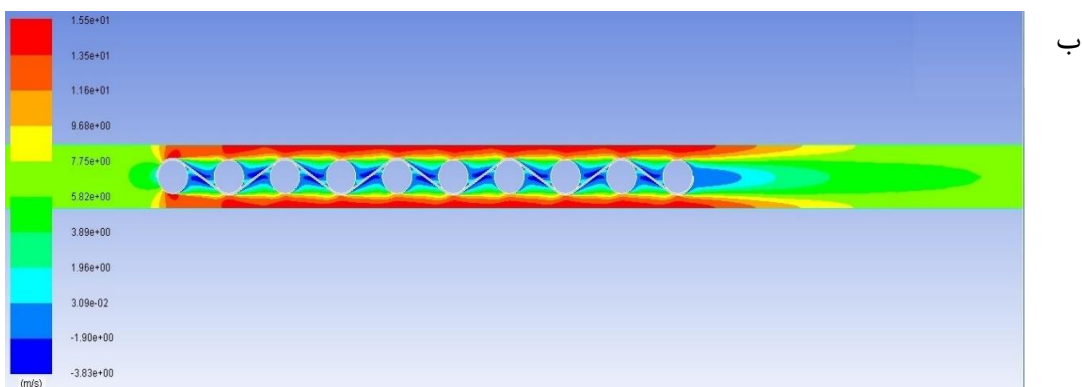
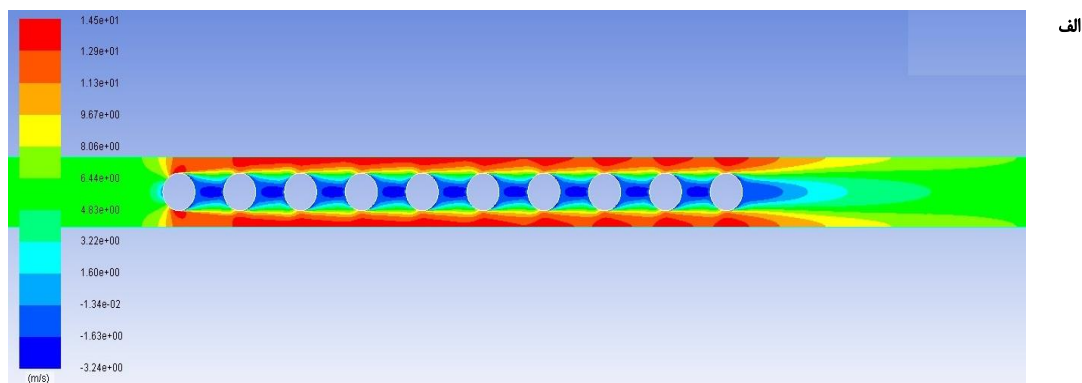
شکل ۴-۲۱ کانتور سرعت در جهت X برای سرعت ۴ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

(شکل ۴-۲۲) نمایان گر سرعت در راستای طولی برای سرعت ورودی پنج متر بر ثانیه می باشد. در هر سه حالت الف) بدون پره، ب) با پره متناوب و ج) پره متقارن شاهد این هستیم که سرعت در راستای طولی با افزایش سرعت ورودی بالا رود. کانتورهای سرعت در راستای طولی تقریباً مشابه با کانتورهای سرعت کلی می باشند و دلیل این امر هم نبود مانعی بر مسیر جریان و ایجاد کردن جریان مخالف جریان اصلی و جریان های عرضی می باشد.



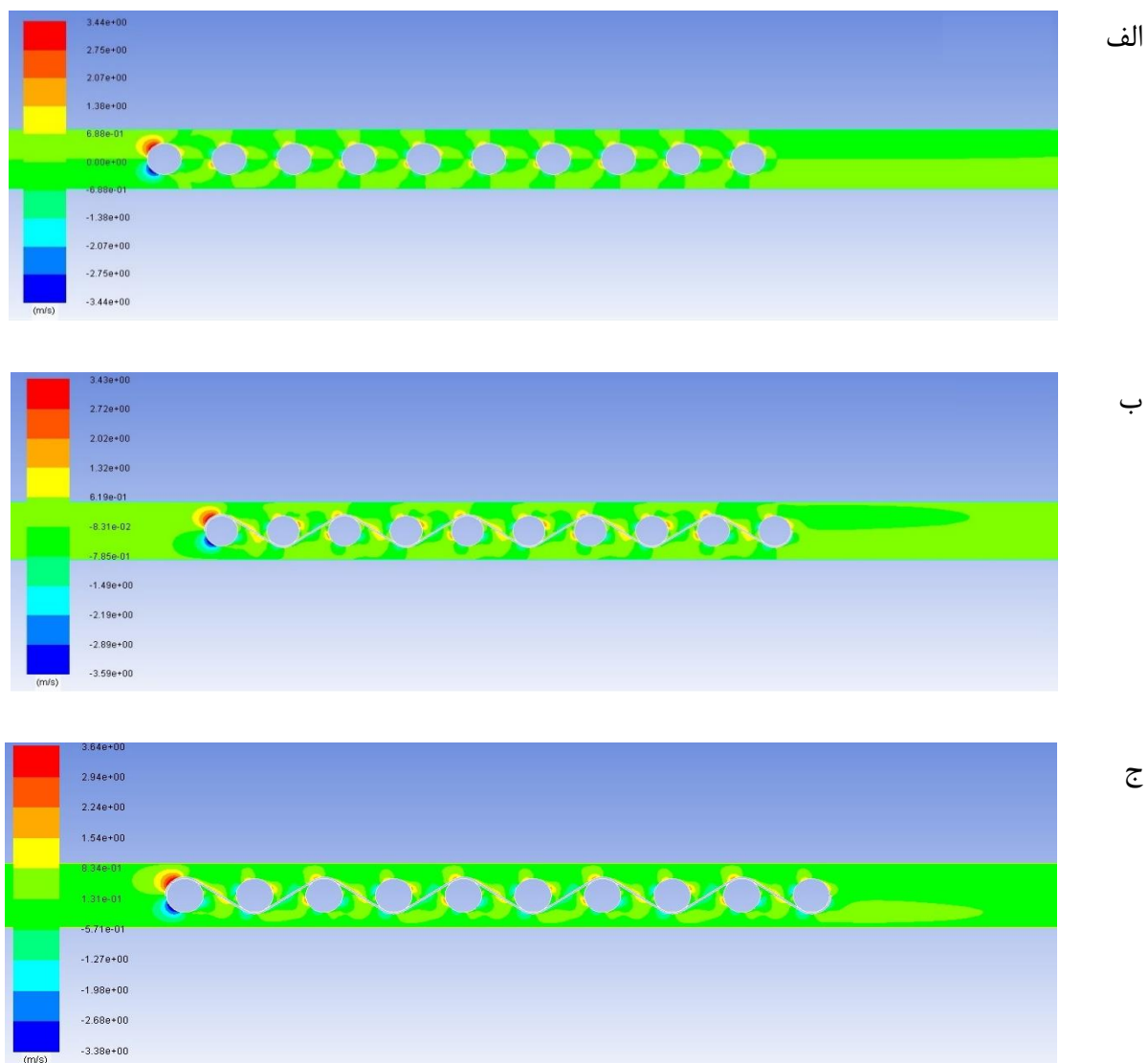
شکل ۴-۲۲ کانتور سرعت در جهت X برای سرعت ۵ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

(شکل ۴-۲۳) آخرین مورد برای سرعت در راستای طولی یعنی با سرعت ورودی شش متر بر ثانیه را نمایش می‌دهد حالت الف بدون پره حالت ب با پره متناوب و حالت ج با پره متقارن می‌باشد. بیشترین سرعت طولی را نیز در اینجا دارا می‌باشیم.



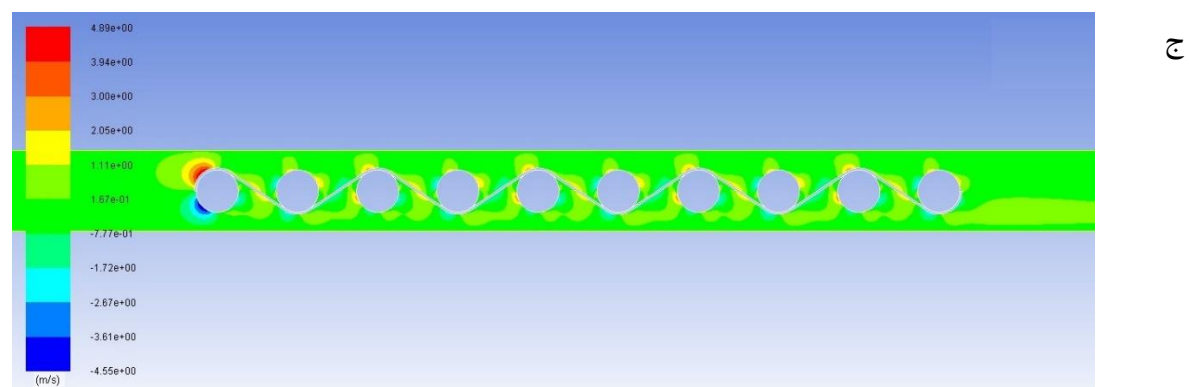
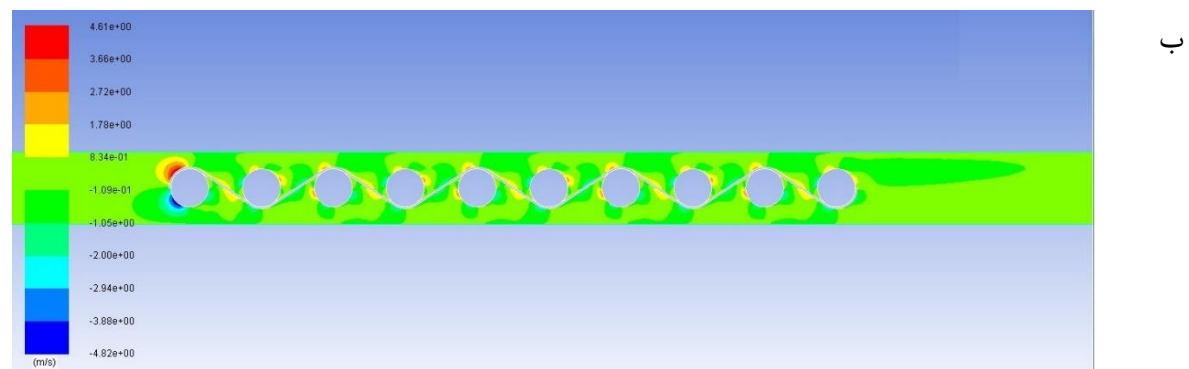
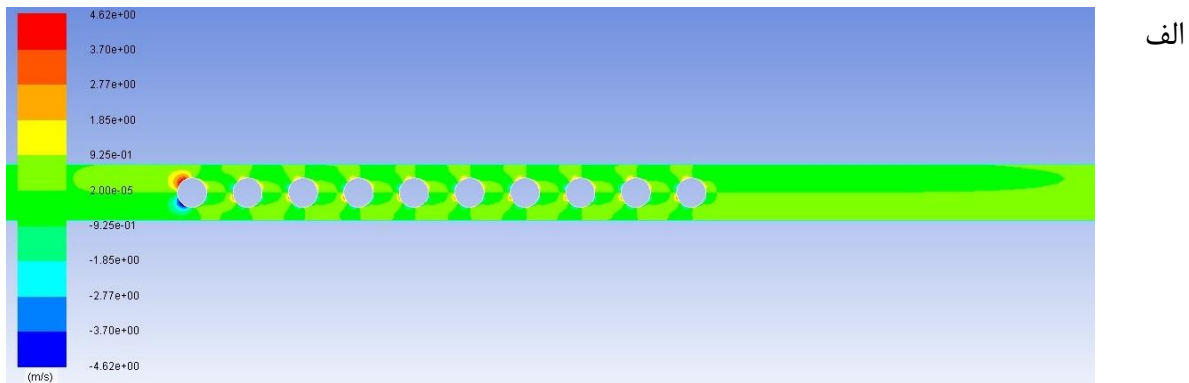
شکل ۴-۲۳ کانتور سرعت در جهت X برای سرعت ۶ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در این بخش کانتورهای سرعت در جهت عرضی که باعث ایجاد افت فشار می شود برای چهار سرعت ورودی سه، چهار، پنج و شش متر بر ثانیه برای سه حالت بدون پره، با پره متناوب و با پره متقارن نمایش داده شده است. در حالت الف پره وجود ندارد در حالت ب پره متناوب دارا می باشد و حالت ج پره متقارن دارا است. جریان با برخورد با پره ها به دلیل زاویه دار بودن باعث ایجاد جریان های عرضی می شود که افت فشار را شامل می شود.



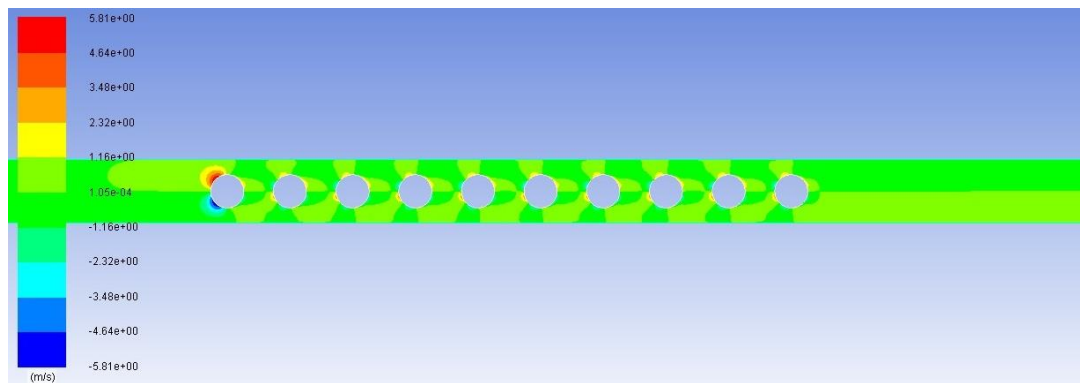
شکل ۴-۲۴ کانتور سرعت در جهت y برای سرعت ۳ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در این بخش کانتورهای سرعت در جهت عرضی برای چهار سرعت ورودی سه، چهار، پنج و شش متر بر ثانیه برای سه حالت برای الف بدون پره، ب با پره متناوب و ج با پره متقارن نمایش داده شده است. با افزایش سرعت ورودی سرعت عرضی نیز افزایش می‌یابد.

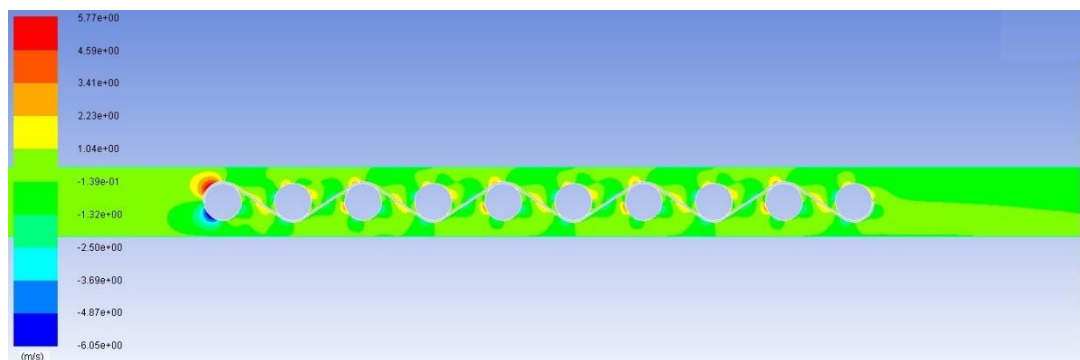


شکل ۴-۲۵ کانتور سرعت در جهت y برای سرعت ۴ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

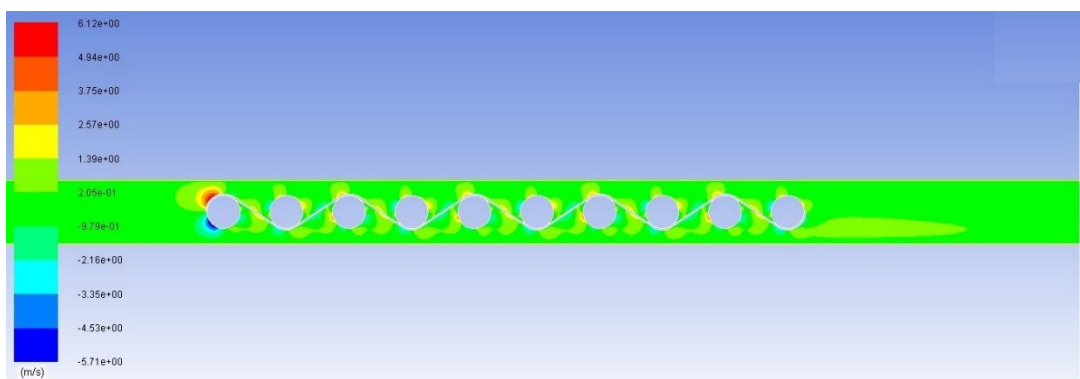
در این قسمت کانتورهای سرعت در جهت عرضی برای چهار سرعت ورودی سه، چهار، پنج و شش متر بر ثانیه برای سه حالت بدون پره، با پره متناوب و با پره متقارن نمایش داده شده است. با افزایش سرعت ورودی با برخورد به پره‌ها و لوله سرعت عرضی بیشتری را ایجاد می‌کند.



الف



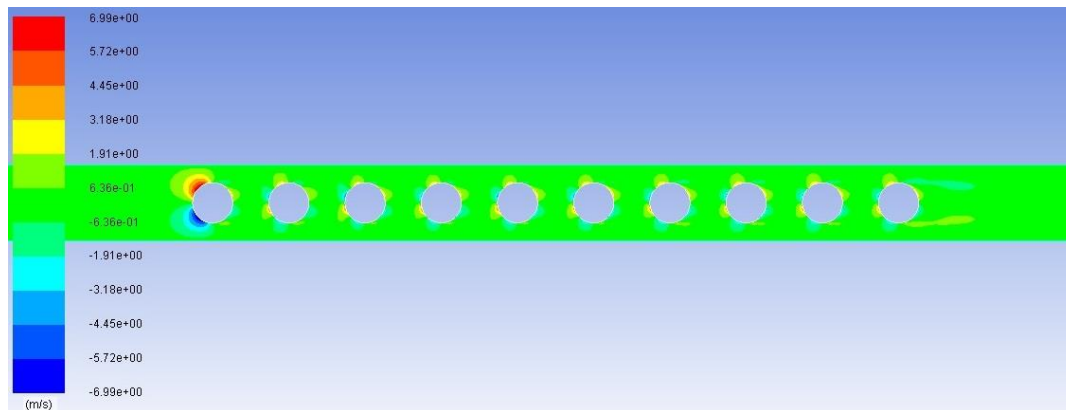
ب



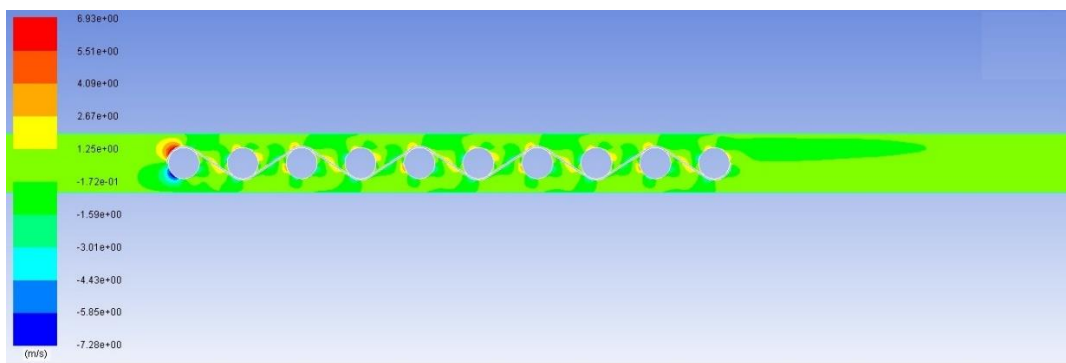
ج

شکل ۴-۲۶ کانتور سرعت در جهت y برای سرعت ۵ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

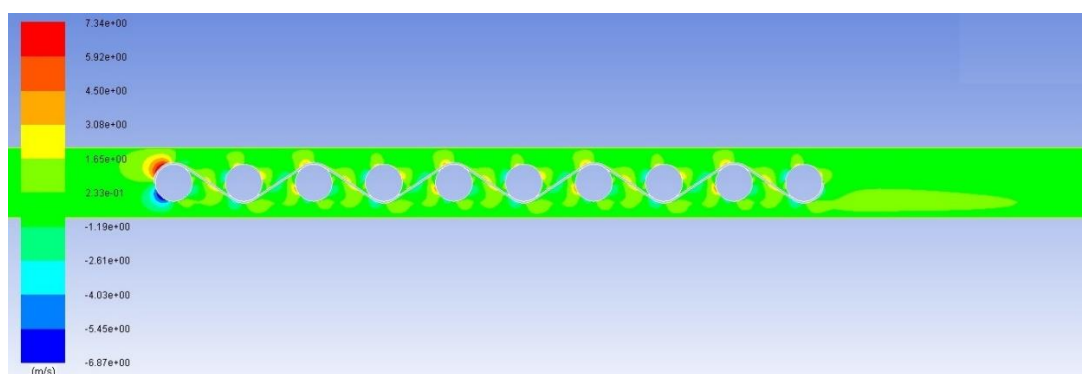
در این بخش کانتورهای سرعت در جهت عرضی که باعث ایجاد افت فشار می‌شود برای چهار سرعت ورودی سه، چهار، پنج و شش متر بر ثانیه برای سه حالت بدون پره، با پره متناوب و با پره متقارن نمایش داده شده است.



الف



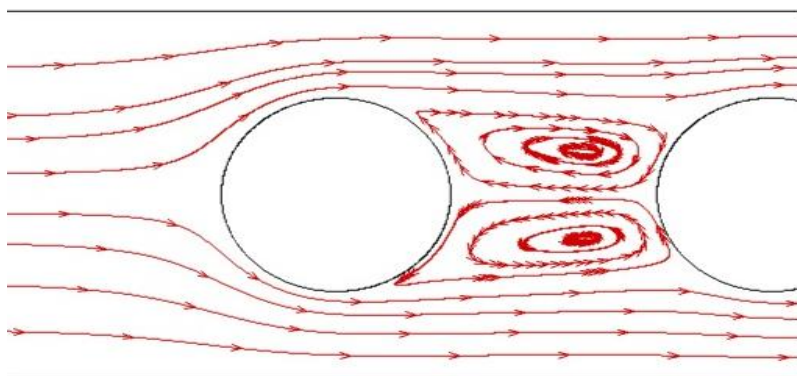
ب



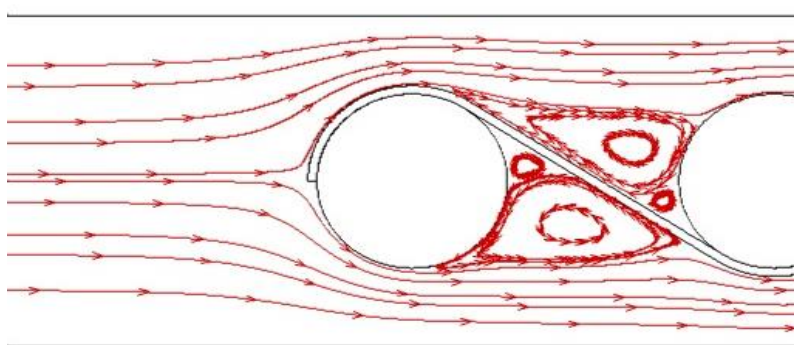
ج

شکل ۴-۲۷ کانتور سرعت در جهت y برای سرعت ۶ متر بر ثانیه الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

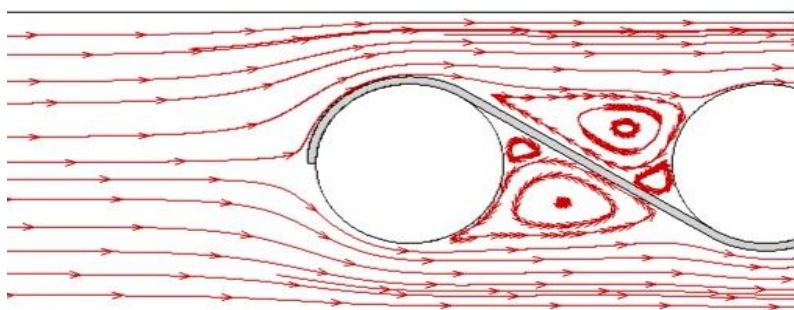
الف



ب.

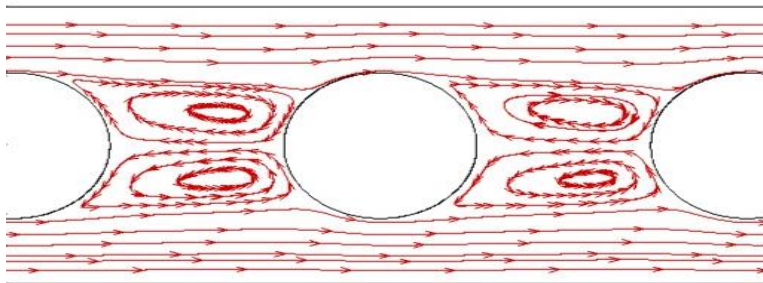


ج

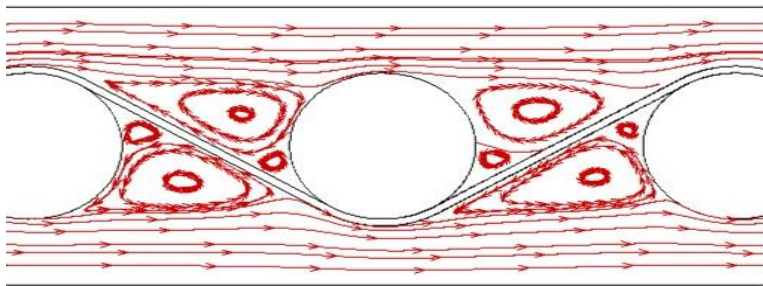


شکل ۴-۲۸ خطوط جریان در ناجیه ورودی الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

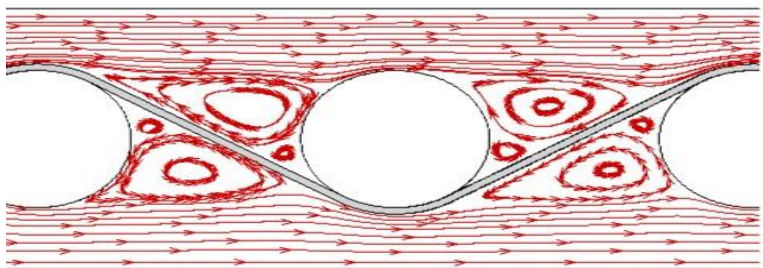
الف



ب.

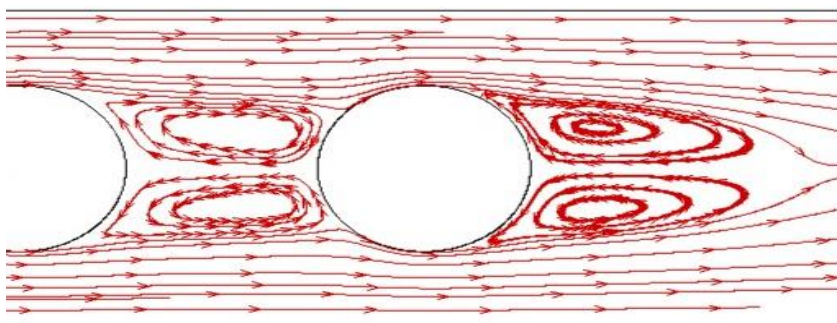


ج

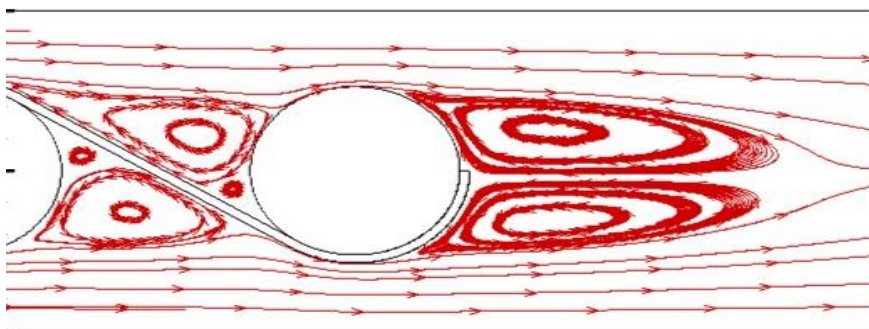


شکل ۴-۲۹ خطوط جریان در ناحیه میانی الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

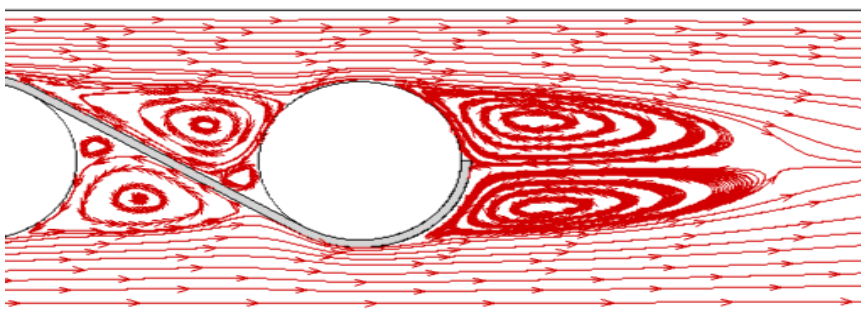
الف



ب

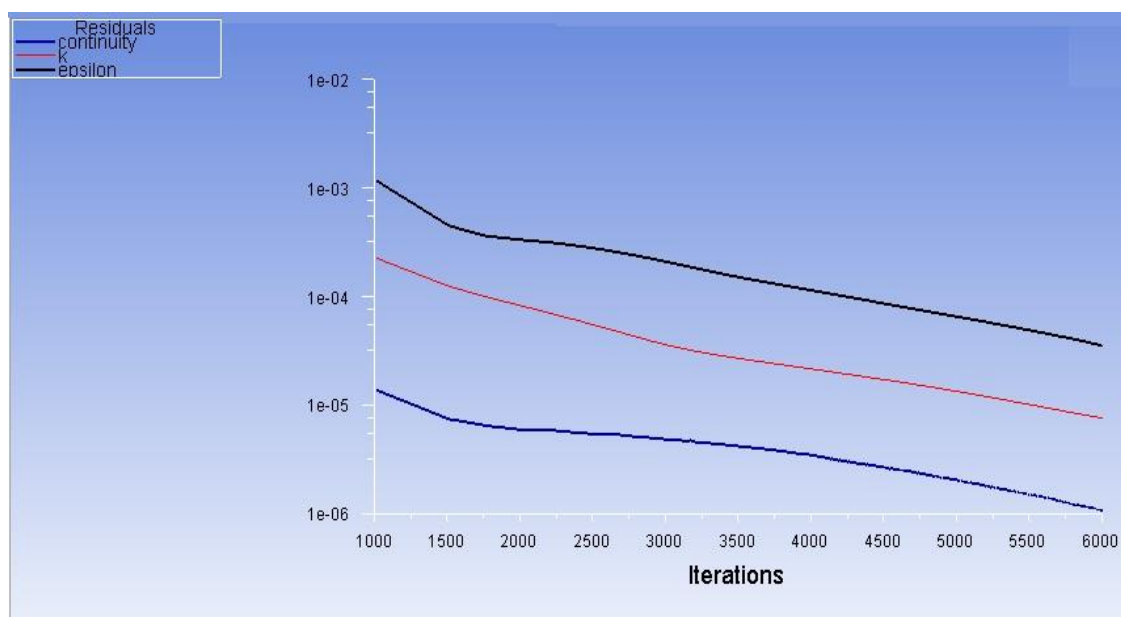


ج

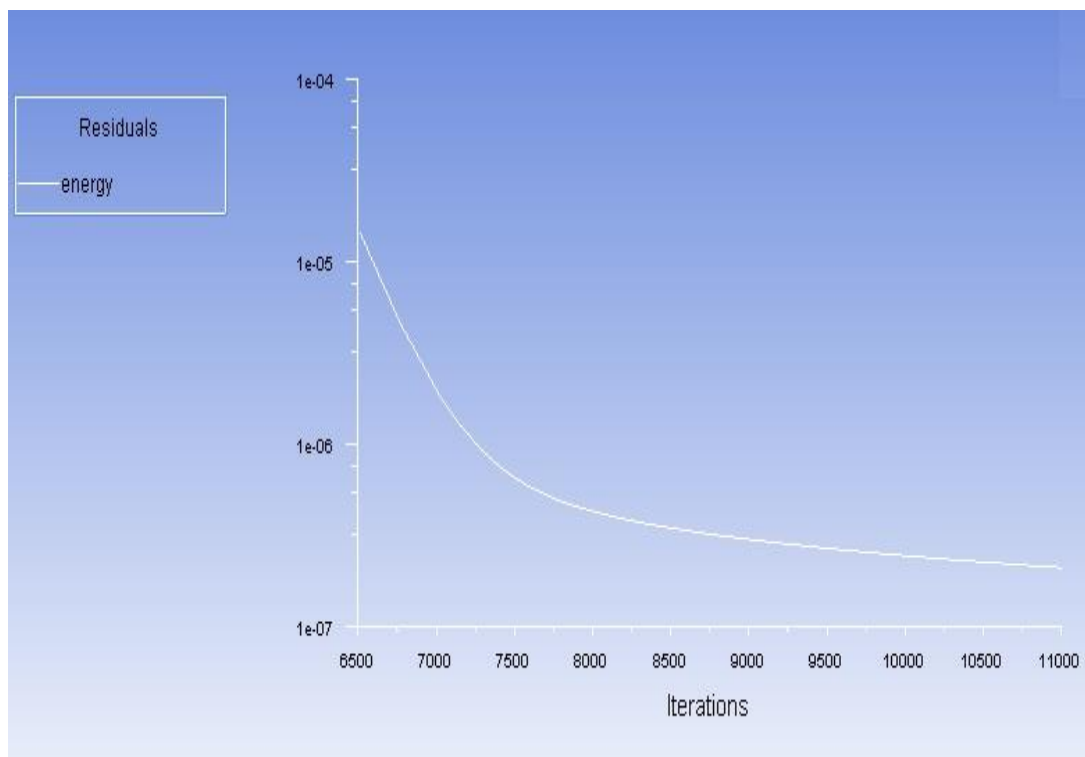


شکل ۴-۳۰ خطوط جریان در ناحیه خروجی الف- بدون پره ب- با پره متناوب ج- با پره متقارن

در (شکل ۴-۳۱) و (شکل ۴-۳۲) روند کاهشی باقیمانده‌ها را مشاهده می‌کنیم.

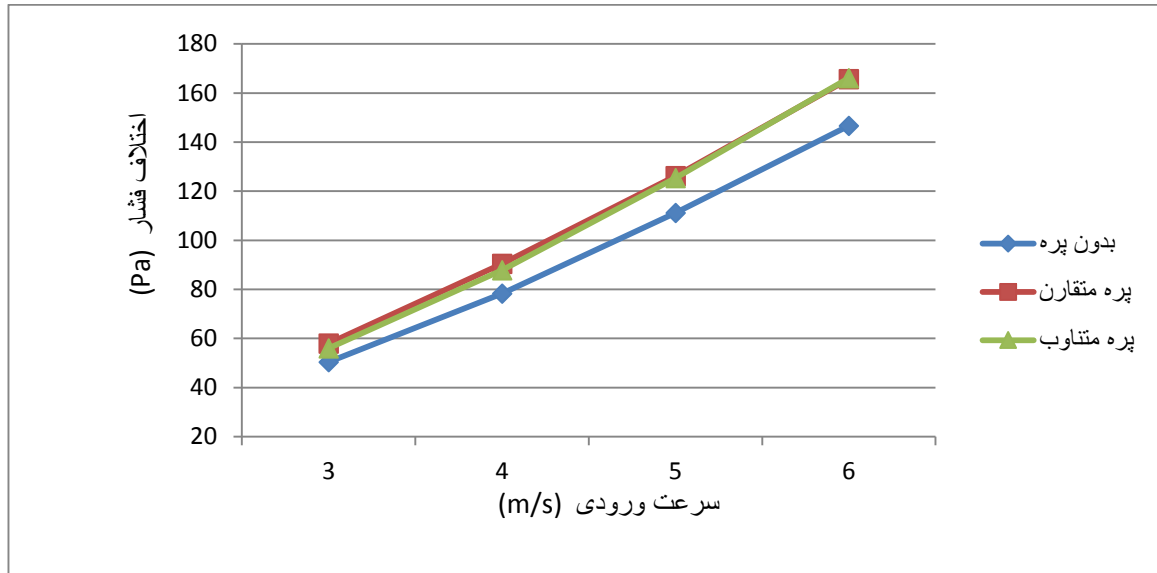


شکل ۴-۳۱ روند کاهش مقادیر باقیمانده برای معادله پیوستگی و k و ϵ



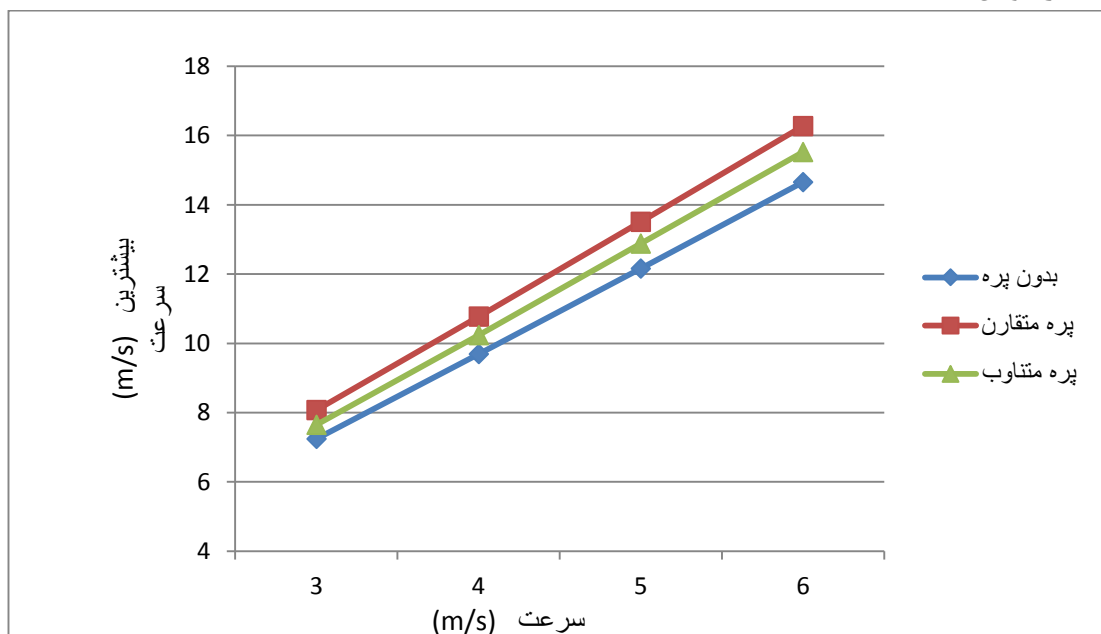
شکل ۴-۳۲ روند کاهش مقادیر باقیمانده برای معادله انرژی

همانطور که از کانتورها نیز مشاهده می‌شد اختلاف فشار با بالا رفتن سرعت بالا می‌رود اما اختلاف فشار ایجاد شده بین دو حالت متقارن و متناوب زیاد نمی‌باشد و با مشاهده نمودارها می‌توان دید که بر خلاف تصور افت فشار بسیار محسوسی با حالت متناوب را دارا نمی‌باشد.



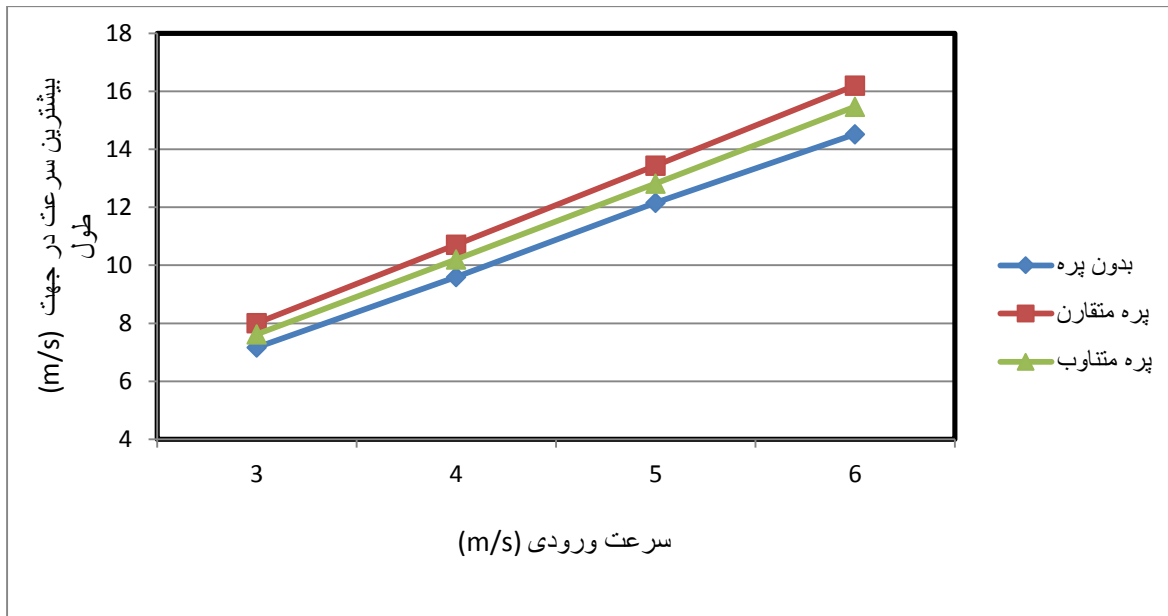
شکل ۴-۳۳ نمودار تغییرات اختلاف فشار بر حسب سرعت

با افزایش سرعت سرعت بیشینه نیز به دنبال آن بالا می‌رود که امری طبیعی می‌باشد همچنین می‌توان دید که سرعت بیشینه بین حالت متقارن و متناوب تغییر نسبتاً کمی دارد که این نشأت گرفته از ناحیه همگرا بودن است.



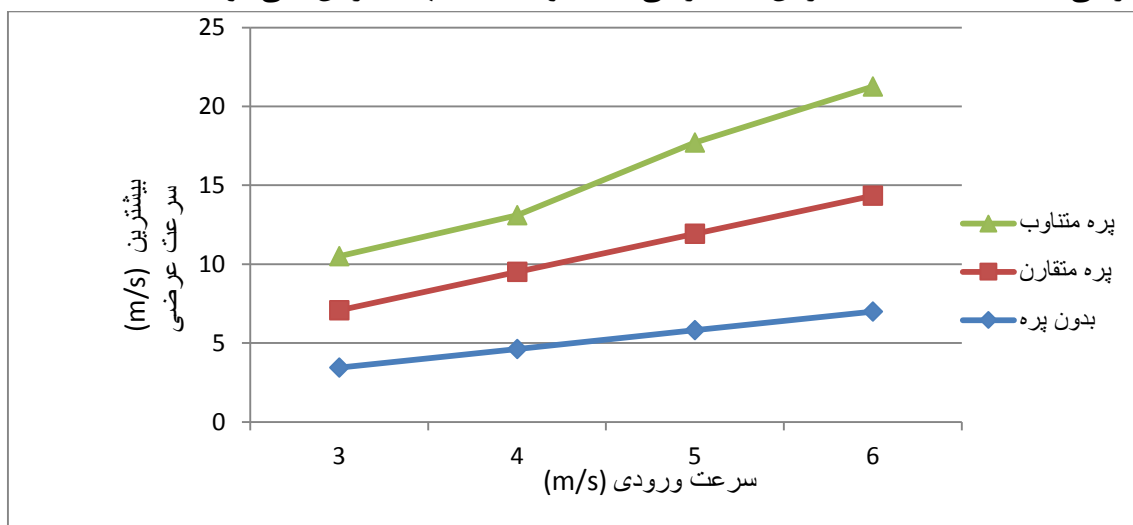
شکل ۴-۳۴ نمودار تغییرات سرعت بیشینه کلی بر حسب سرعت ورودی

در (شکل ۴-۳۵) رابطه بین بیشینه سرعت در جهت طولی با سرعت ورودی ترسیم شده است. همانطور که می‌بینیم و قابل پیش‌بینی نیز بود با افزایش سرعت ورودی این مقدار زیاد می‌شود. (نمودار) نمایان‌گر این مطلب است که سرعت بیشینه در راستای طولی در هر سه حالت بدون پره، با پره متقارن و با پره متناوب با مقادیر کمی نزدیک به سرعت بیشینه کلی هستند.



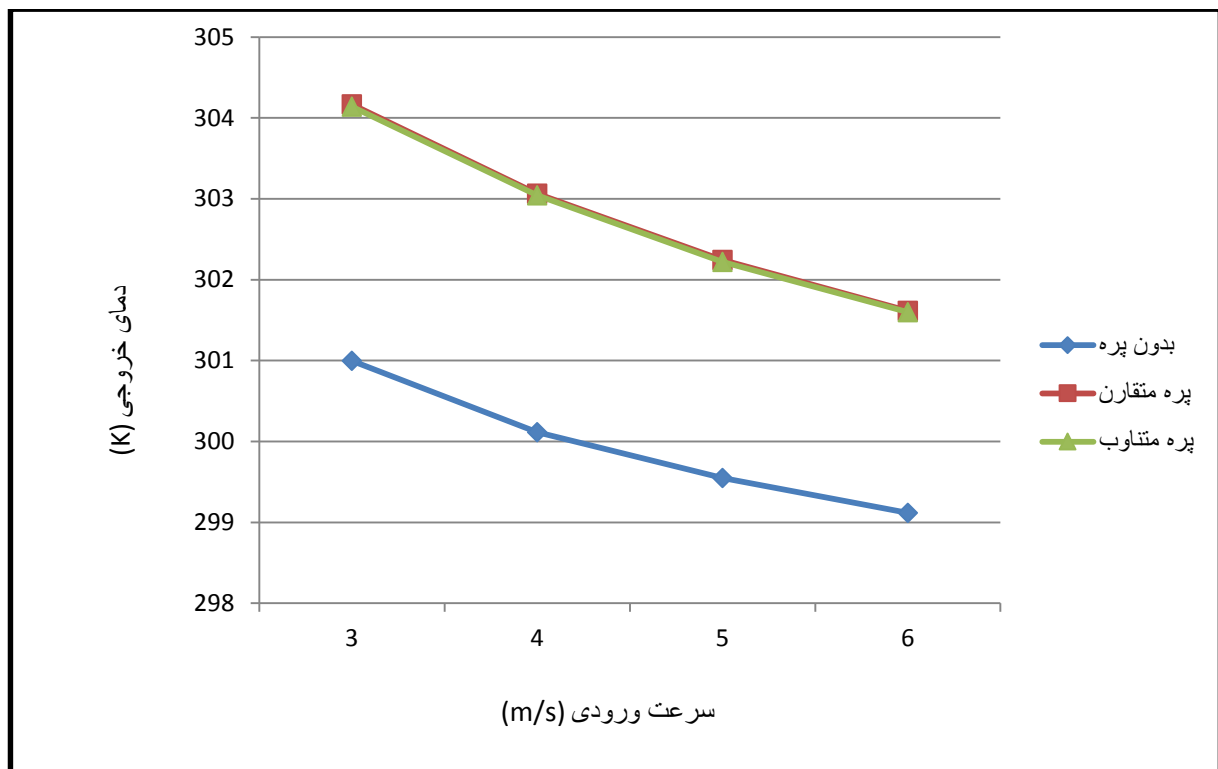
شکل ۴-۳۵ نمودار تغییرات بیشینه سرعت در راستای طولی بر حسب سرعت ورودی

(شکل ۴-۳۶) نشان‌دهنده رابطه بین بیشینه سرعت عرضی با سرعت ورودی می‌باشد. مقایسه و بررسی (شکل ۴-۳۶) و (شکل ۴-۳۵) می‌توان مشاهده کرد که مقادیر سرعت عرضی در قیاس با سرعت طولی بسیار کم است. می‌توان این برداشت را داشت که یکی از دلایل ناچیز بودن افت فشار با این پرها همین امر می‌باشد که باعث ایجاد جریان‌های عرضی شدید و مخالف جهت جریان نمی‌شوند.



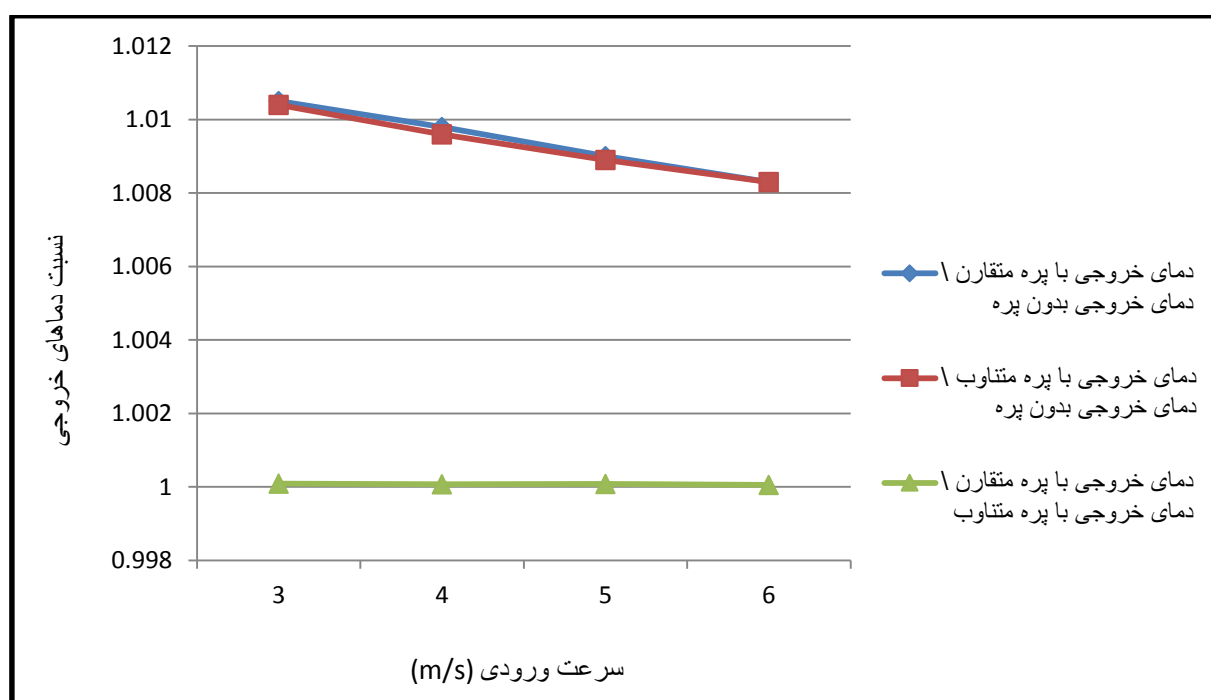
شکل ۴-۳۶ نمودار تغییرات بیشینه سرعت عرضی در رابطه با سرعت ورودی

در (شکل ۴-۳۷) می‌توان تغییرات دمای خروجی هوا را که یک پارامتر مهم می‌باشد با تغییر در سرعت ورودی بر یا سه حالت بدون پره، با پره متقارن و با پره متناوب مورد مشاهده قرار داد. می‌بینیم که بین دو حالت پره‌دار تفاوت چشم‌گیری را نمی‌توان مشاهده کرد و در نتیجه حالت همگرا و واگرایی پره متقارن تاثیر به‌سزایی بر تاثیر آن بر دمای خروجی هوا دارا نمی‌باشد. از طرفی برای هر دو حالت پره‌دار می‌توان کاملاً تاثیر این پره‌ها بر دمای خروجی هوا را مشاهده کرد



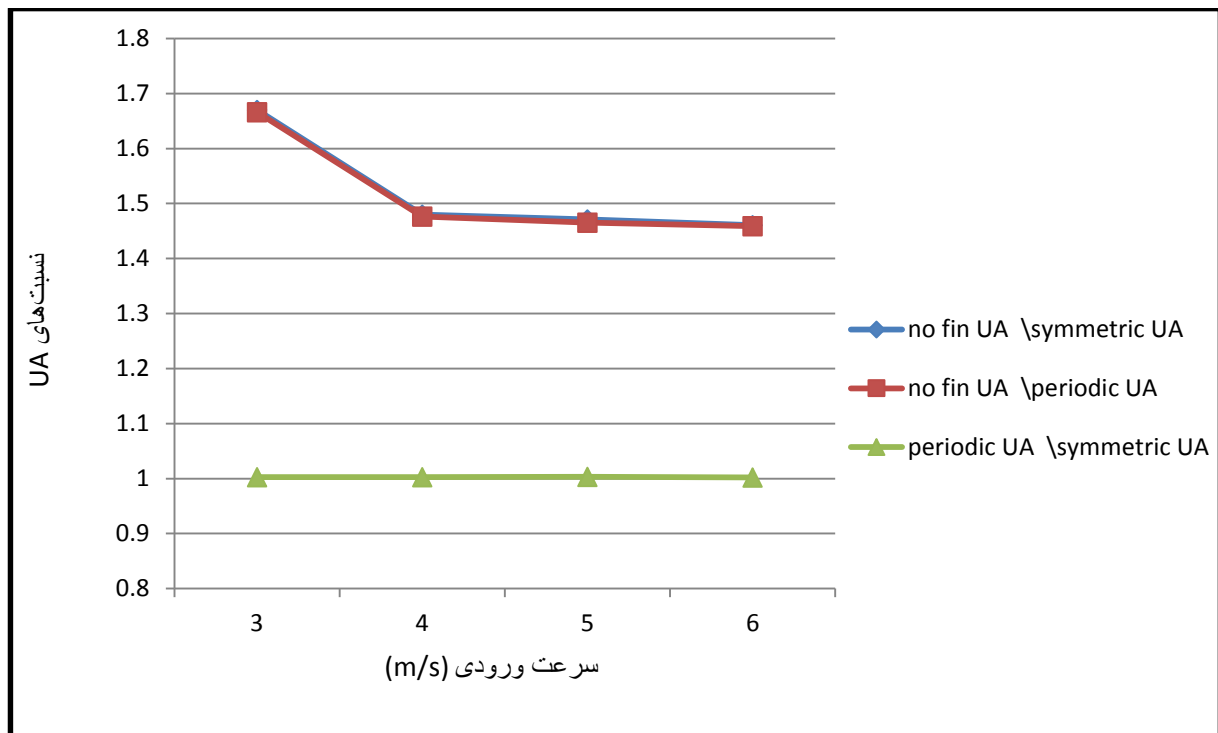
شکل ۴-۳۷ نمودار تغییرات دمای خروجی بر حسب سرعت ورودی

در (شکل ۴-۳۸) ابتدا نسبت اختلاف دماهای خروجی برای هر سه حالت مورد بررسی قرار گرفته است و سپس نسبت به سرعت ورودی ترسیم شده است. طبق (نمودار) که دقیق نشان می‌دهد بین دو حالت متناوب و متقارن فرقی نیست و نسبت دمایی آن‌ها در حدود یک می‌باشد. همچنین می‌بینیم که نمودار برای دو حالت نسبت پره متقارن به بدون پره و پره متناوب به بدون پره تقریباً بر روی هم افتاده‌اند که باز نمایان‌گر این مطلب است که فرق چشم‌گیری در دمای خروجی با تغییر در آرایش پره‌ها نمی‌توان دید.



شکل ۴-۳۸ نمودار تغییرات نسبت‌های دماهای خروجی با سرعت ورودی

در (شکل ۴-۳۹) سه حالت مقایسه شده اند که نمایش دهنده بهبود انتقال حرارت کلی می باشند. همانطور که قبلا نیز مشاهده شد بین دو حالت پره متقارن و پره متناوب تغییر چندانی شاهد نبودیم در این حالت نیز برای UA همین اتفاق افتاده است و نسبتی تقریبا برابر با یک دارند. برای حالت نسبت با پره متقارن به بدون پره در مقایسه با حالت با پره متناوب به بدون پره می بینیم که تقریبا کاملا بر روی هم قرار گرفته اند.



شکل ۴-۳۹ نمودار تغییرات نسبت های UA با سرعت ورودی

فصل پنجم:

نتیجه‌گیری و پیشنهادها

۵-۱- نتیجه گیری

در این تحقیق، روش‌های افزایش بازده دیگ‌های بخار آورده شد و همچنین در ادامه آن شیوه‌های بهبود عملکرد مبادل گرهای پوسته و لوله معرفی شدند. از بین روش‌های موجود برای بالا بردن بازده دیگ بخار روش پیش گرم کردن هوای ورودی به دیگ بخار انتخاب شد. بعد از جمع آوری میدانی و حضور در مجتمع صنعتی مورد نظر و گرفتن داده‌ها مورد نیاز برای طراحی و با طی روند طراحی، طرحی کلی از دستگاه داده شد. در ادامه برای بهبود عملکرد مبادل گر به بررسی تاثیر وجود نوعی پره جدید که به نام پره ورقه‌ای معرفی شده است پرداخته شد. همچنین در این تحقیق نحوه چینش پره‌ها برای اولین بار به صورت متقارن قرار گرفتند. حل عددی صورت گرفته برای چهار سرعت سه متر بر ثانیه، چهار متر بر ثانیه، پنج متر بر ثانیه و شش متر بر ثانیه انجام پذیرفت. همچنین سه مدل برای حل عددی مد نظر بود که شامل حالت آرایش بدون پره، آرایش با پره متناوب و آرایش با پره متقارن بود. در ادامه برای ایجاد شبکه بندی از نرم افزار gambit و برای حل عددی از Fluent استفاده شد. برای درست بودن شبکه بندی استقلال از مش انجام پذیرفت به این صورت که تعدادی مشخص مش زده شده با هم مقیسه شدند و بعد از مشاهده تغییرات کم و در نظر گرفتن زمان برای حل میزان تعداد شبکه کافی انتخاب شد. در این حل عددی از مدل $k - \epsilon$ realizable برای مدل آشفتگی و از روش Simple برای تصحیح فشار استفاده گردید.

بعد از تحلیل‌های عددی برای هر سه مدل در هر چهار سرعت مشخص گردید که با بالا رفتن سرعت ورودی دمای خروجی در هر سه مدل کاهش یافت که می‌توان گفت کم شدن زمان تبادل حرارت بین سطح داغ و سیال خنک دلیل این امر است. همچنین مشاهده گردید که با نصب این پره‌ها دمای خروجی سیال سرد نسبت به حالت بدون پره برای هر چهار سرعت ورودی افزایش داشت اگرچه با افزایش افت فشاری همراه بود. در مقایسه بین حالت پره متناوب و پره متقارن این نتیجه به دست آمد که هم در مورد افت فشار هم در مورد دمای خروجی تفاوت زیادی مشاهده نگردید و بر خلاف انتظار باعث افت فشار زیاد در جریان نشد و فهمیده شد که اغتشاش ناچیزی که پره متقارن ایجاد می‌کند در دمای خروجی و افت فشار تاثیر چندانی ندارد. همچنین این پره‌ها به دلیل اینکه به طور مستقیم در جریان تداخل ندارند افت فشار زیادی را ایجاد نمی‌کنند و همانطور که در کانتورها نیز برای هر چهار سرعت دیده شد به جز اولین ردیف لوله بقیه ردیف‌ها در هر سه مدل دارای سرعت عرضی کمی بودند

و کانتورهای سرعت طولی برای هر چهار سرعت و در هر سه مدل تقریباً مشابه کانتورهای سرعت کلی بود. همچنین افت فشار برای هر سه مدل با افزایش سرعت افزایش یافت که امری طبیعی است. نکته مهم استفاده از این پره‌ها راحتی در ساخت و تعویض راحت در صورت صدمه دیدن است.

۵-۲- پیشنهادها

در پایان نامه حاضر در حل عددی ساده سازی‌هایی مانند نادیده گرفتن مقاومت دمایی بین پره و لوله و در نظر نگرفتن اثر تشعشع بود همچنین حل نیز برای حالت دو بعدی برای هر سه حالت انجام پذیرفت. می‌توان در کارهای آینده حل سه بعدی صورت بگیرد و همچنین تاثیرات تشعشع نیز مد نظر قرار گیرد. در ادامه پیشنهاداتی برای کارهایی دیگر آورده شده است.

۱. می‌توان در آینده نوع موج دار این پره‌ها را هم از نظر آزمایشگاهی و هم از نظر عددی مورد بررسی قرارداد. زیرا موج دار کردن پره باعث افزایش سطح انتقال حرارت می‌گردد.

۲. همانطور که در قسمت ۲ گفته شد می‌توان از پره‌های موج استفاده کرد که دارای و حالت می‌توان در نظر گرفت دارای موج عرضی و دارای موج طولی.

۳. با ایجاد کردن حفره در حالت سه بعدی می‌توان اغتشاش در جریان ایجاد کرد که امکان این می‌باشد که پره عملکرد بهتری داشته باشد.

۴. پره‌های مختلف را می‌توان از نظر افت فشار تاثیر در دمای خروجی سیال سادگی ساخت با این نوع پره از طریق آزمایشگاهی و عددی مورد بررسی قرار داد.

۵. در این پژوهش پره ورقه‌ای به طور یک پارچه بین لوله‌ها تابیده شده بود. می‌توان با تکه تکه کردن این پره به بررسی تغییرات صورت گرفته پرداخته شود.

۶. نوعی لوله در صنایع برای مبادله گرما مورد استفاده است که بیضوی هستند و هنوز کاری در رابطه با تاثیر پره ورقه‌ای بر عملکرد آن‌ها صورت نپذیرفته است کارهای انجام شده بر روی لوله‌های با سطح مقطع دایروی می‌باشند.

۷. همچنین می‌توان پره‌ها را به گونه‌ای ساخت که از حالت کج درآمده و به صورت مستقیم بین دو لوله قرار گیرند که افت فشار کمتری را نیز شاهد خواهیم بود.

۸. در بخش صنعتی نیز کارهای زیادی در کارخانه مورد نظر امکان انجام می‌باشد تا بازده دیگ بخار آن بالا رود مانند تغییرات در نازل و غیره.

مراجع

[١] Carnavos T. C. (1979), “**Heat Transfer Performance of Internally Finned Tubes in Turbulent Flow**”, in Advances in Heat Transfer, ASME, New York, pp. 61-67.

[٢] [http:// www.worldfood.ir](http://www.worldfood.ir).

[٣] Ebierto CE .and Eke G B.(2012), “**Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchangers: A case study** ”, Journal of Emerging trends in engineering and applied sciences(JETEAS), 5, 899-903

[٤] Kern, “**Process Heat Transfer**” , Mc Graw – Hill Company, Newyork.

[٥] Tinker.(1951), “**Shell Side Characteristic of Shell Tube Heat Exchangers, Parts I, II &III, in: Proceedings of General Discussion on Heat transfer**”, Institute of Mechanical Engineers and American Society of Mechanical Engineers, 10, 820-826.

[٦] Chen su .and Do Hyung Choi .(1993), “**Analysis of Heat Transfer performance of Shell and Tube Heat Exchanger**”, International Journal of Heat and Mass transfer, 55, 1496-1504.

[٧] Wills and Johnston. (1990), “**A New and Accurate Hand Calculation Method for Shell-Side Pressure Drop and Flow Distribution**”, in: 22nd National Heat Transfer Conference, 36. 256-262.

[٨] Kakac, Hongtan Liu, Anchasa, “**Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal design**”, third edition.

[٩] Bell, K.J. (1981), “**Preliminary design of shell and tube heat exchangers, in Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design**”, Kakac, S., Bergles, A. E., and Mayinger, F., Eds., Taylor & Francis, Washington, D.C., 1981.

[١٠] Bell, K.J.(1988), “**Delaware method of shell-side design, in Heat Transfer Equipment Design**”, Shah, R.K., Sunnarao, E. C., and Mashelkar, R. A., Eds., Taylor & Francis, Washington, D.C.

[١١] Mukherjee R . (1992) , “ **Use double-segmental baffles in the shell-and-tube heat exchangers**”, Chem. Eng. Prog, 88, 47-52

[١٢] M. Saffar-Avval M . and Damangir E .(1995), “**A general correlation for determining optimum baffle spacing for all types of shell and tube exchangers**”, Int. J. Heat Mass. Transfer, 38, 2501-2506.

[١٣] Li H.D, and Kottke V . (1998), “**Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement**”, Int. J. Heat Mass. Transfer. 41,1303-1311.

[١٤] P. Sthlik .P.and Wadekar V.V (2002) , “**Different strategies to improve industrial heat exchange**”, Heat Transfer Eng. 23, 36-48.

[١٥] Bell K.J. (2004), “ **Heat exchanger design for the process industries**”, ASME J. Heat Transfer. 126, 877-885.

[١٦] Soltan B.K. and Saffar-Avval M . and Damangir E(2004) , “ **Minimization of capital and operating costs of shell and tube condensers using optimum baffle spacing**”, Appl. Therm. Eng. 24, 2801-2810.

[١٧] Wadekar V.V. and Stalik P.(2002), “**Different strategies to improve industrial heat exchanger**”, Heat Transfer Eng. 23, 36–48.

[١٨] X. Xiao, et al. (2013), “**Numerical investigation of helical baffles heat exchanger with different Prandtl number fluids**”, Int. J. Heat Mass Transf. 63, 434–444.

[١٩] H. Li, V. Kottke, (1998) “**Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements**”, Exp. Thermal Fluid Sci. 3, 210–216.

[٢٠] Q. Wang, et al. (2009), “**Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles**”, Int. J. HeatMass Transf. 52 , 1214–1222.

[٢١] M. Reppich, J. Kohoutek, (1994), “**Optimal design of shell-and-tube heat exchangers**”, Comput. Chem. Eng. 18, 295–S299.

[٢٢] D.K. Mohanty, P.M. Singru, (2011), “**Use of C-factor for monitoring of fouling in a shell and tube heat exchanger**”, Energy. 5, 2899–2904.

[٢٣] E. Ozden, I. Tari, (2010), “**Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger**”,Energy Convers. Manag. 5, 1004–1014.

[٢٤] M. Pan, et al. (2013), “**New insights to implement heat transfer intensification for shell and tube heat exchangers**”, Energy. 57, 208–221.

[٢٥] M. Ravagnani, J. Caballero. (2007), “**A MINLP model for the rigorous design of shell and tube heat exchangers using the TEMA standards**”, Chem. Eng. Res. 85, 1423–1435.

[٢٦] Bell K.J(2004),“ **Heat exchanger design for the process industries**”, ASME J. Heat Transfer. 126, 877-885.

[٢٧] Kral D. and Stalik P. and Van Der Ploeg H.J. and Bashir I.M (1996), “**Helical baffles in shell-andtube heat exchangers**”, part one: experimental verification, Heat Transfer Eng. 17, 93-101.

[٢٨] Wang S.L. (2002), “**Hydrodynamic studies on heat exchangers with helical baffles**”, Heat Transfer Eng. 23, 43-49.

- [٣٩] Zhang Z . G . and Xu . T . and Fang X.M.(2004), “**Experimental study on heat transfer enhancement of a helically baffled heat exchanger combined with three-dimensional finned tubes**”, Appl. Therm. Eng. 24, 2293-2300
- [٣٠] Lei Y.G . and He Y .L. and Chu .P. and Li R. (2008), “**Design and optimization of heat exchangers with helical baffles**”, Chem. Eng. Sci. 63, 4386-4395.
- [٣١] J.F. Zhang, B. Li, W.J. Huang, Y.G. Lei, Y.L. He, W.Q. Tao.(2009), “**Experimental performance comparison of shell side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles**”, Chem. Eng. Sci. 64, 1643-1653.
- [٣٢] Zhang Z.G . and Li Q.X . and Xu . T. and Fang X.M . and Gao X. N.(2012), “**Condensation heat transfer characteristics of zeotropic refrigerant mixture R407C on single, three-row petal-shaped finned tubes and helically baffled condenser**”, Appl. Therm.Eng. 39, 63-69.
- [٣٣] Liu . L. and Ling . X . and Peng . H. (2013) , “**Analysis on flow and heat transfer characteristics of EGR helical baffled cooler with spiral corrugated tubes**”, Exp. Therm. Fluid Sci. 44, 275-284.
- [٣٤] Deng . B . (2003), “**Experimental and Numerical Study of Flow and Heat Transfer in the Shell Side of Heat Exchangers. Ph.D. thesis**”, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China,.
- [٣٥] Andrews M.J . and Master B.I (1999), “**3-D modeling of the ABB lummus heat transfer helixchanger using CFD**”, International Conference on Compact Heat Exchangers, Banff, Canada.
- [٣٦] Andrews M.J . and Master B . I . (2005), “**Three-dimensional modeling of a helixchanger_ heat exchanger using CFD**”, Heat Transfer Eng. 26, 22-31.
- [٣٧] Shen R.J . and Feng .X, and Gao X. D .(2004), “**Mathematical model and numerical simulation of helical baffles heat exchanger**”, J. Enhanc. Heat Transfer 11, 461- 466.
- [٣٨] Lei Y.G. and He Y.L. and Li . R. and Gao Y.F.(2008), “ **Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles**”, Chem. Eng. Process. Process Intensifi. 47, 2336-2345.
- [٣٩] M.R. Jafari Nasr M.R . and Shafeghat A.(2008), “**Fluid flow analysis and extension of rapid design algorithm for helical baffle heat exchangers**”, Appl. Therm. Eng. 28, 1324-1332.
- [٤٠] Zhang J.F . and He Y.L. and Tao W.Q.(2009), “**3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and**

continuous baffles-part I: numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles", Int. J. Heat Mass. Transfer 52, 5371-5380.

[٢١] Zhang J.F . and He Y.L. and Tao W.Q.(2009), "**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 noncontinuous helical baffles**", Int. J. Heat Mass. Transfer 52, 5381-5389.

[٢٢] Taher F.N.and Movassag S.Z. and Razmi K. and Azar R . T.(2012), "**Baffle space impact on the performance of helical baffle shell and tube heat exchangers**", Appl. Therm. Eng. 44, 143-149.

[٢٣] Wang Q.W . and Xie G. N. and Zeng .M. and Luo L.Q.(2006), "**Prediction of heat transfer rates for shell-and-tube heat exchangers by artificial neural networks approach**", J. Therm. Sci. 15, 257–262.

[٢٤] Peng .B . and Wang Q.W. and Zhang C . and Xie G.N . and Luo L.Q.and and Chen Q.Y.and Zeng M.(2007), "**An experimental study of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles**", J. Heat Transfer – Trans.129, 1425–1431.

[٢٥] Lei Y.G. and He Y.L. and Rui L. and Gao Y.F.(2008), "**Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles**", Chem. Eng. Process. 47, 2336–2345.

[٢٦] M.J. Andrews, B.I. Master, (2005) , "**Three-dimensional modeling of a Helixchanger® heat exchanger using CFD**", Heat Transfer Eng. 26, 22–31.

[٢٧] Q. Wang, et al. (2010), "**Review of improvements on shell-and-tube heat exchangers with helical baffles**", Heat. Transfer Eng. 31, 836–853.

[٢٨] D. Kral, et al. (1996), "**Helical baffles in shell-and-tube heat exchangers**", Part I: Experimental verification, Heat Transfer Eng. 17, 93–101.

[٢٩] Y.-G. Lei, et al. (2008), "**Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles**", Chem. Eng. Process. Process Intensif. 47, 2336–2345.

[٣٠] D. Kral, et al. (1996), "**Helical baffles in shell-and-tube heat exchangers**", Part I: Experimental verification, Heat Transfer Eng. 17, 93–101.

[٣١] C. Dong, et al. (2012), "**Water to water heat transfer on shell-side of trisection helical baffle heat exchangers**", CIESC J. 63, 721–727.

[٣٢] W. Du, H. Wang, L. Cheng .(2014), "**Effects of shape and quantity of helical baffle on the shell-side heat transfer and flow performance of heat exchangers**", Chin. J. Chem. Eng. 22, 243–251.

[^Δ₃] L. Wang, et al. (2001), “**Effect of inserting block plates on pressure drop and heat transfer in shell-and-tube heat exchangers with helical baffles**”, J. Eng. Thermophys. 22 , 173–176.

[^Δ₄] Wang Q. W. and Xie G.N. (2007) , “**B.T. Peng, L.Q. Luo, Experimental study and geneticalgorithm based correlation on shell-side heat transfer and flow performance of three different types of shell-and-tube heat exchangers**”, ASME J.Heat Transfer. 129, 1277-1285.

[^Δ₅] Peng B.T. and Wang Q.W. and Zhang C .and Xie G.N. and Luo L.Q. and Chen Q.Y. and Zeng M.(2007), “**An experimental study of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles**”, ASME J. Heat Transfer 129, 1425-1431.

[^Δ₆] Wang Q.W.and Chen Q.Y. and Chen G.D.(2009), “**Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles**”, Int. J. Heat Mass. Transfer. 52, 1214-1222.

[^Δ₇] Wang Q.W. and Chen G.D . and Xu J. and Ji Y.P.(2010), “ **Second-law thermodynamic comparison and maximal velocity ratio design of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles**”, ASME J. Heat Transfer 132, 101-108.

[^Δ₈] Wang Q.W.and Chen G.D. and Chen Q.Y. and Zeng M.(2010), “**Review of improvements on shelland tube heat exchangers with helical baffles**”, Heat Transfer Eng. 31 , 836-853.

[^Δ₉] Q.W. Wang, G.D. Chen, M. Zeng, Q.Y. Chen, B.T. Peng, D.J. Zhang, L.Q. Luo.(2010), “**Shell-side heat transfer enhancement for shell-and-tube heat exchangers by helical baffles**”, Chem. Eng. Trans. 21, 217-222.

[^Δ₁₀] G.D. Chen, M. Zeng, Q.W. Wang, S.Z. Qi.(2010), “**Numerical studies on combined parallel multiple shell-pass shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles**”, Chem. Eng. Trans. 21, 229-234.

[^Δ₁₁] G.D. Chen, M. Zeng, Q.W.Wang.(2011), “**Experimental and numerical studies on shellside performance of three different shell-and-tube heat exchangers with helical baffles**”, J. Enhanc. Heat Transfer 18, 449-463.

[^Δ₁₂] Ji S. and Du W.J. and Wang P. and Cheng .L.(2011), “**Numerical investigation on double shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles**”, J. Thermodyn. Article ID 839468, 1e7.

[^Δ₁₃] Li C.L.(2005), “**Design and application of the new type high-efficient screw oblate tube heat exchangers**”, Chem. Eng. Mach. 32, 162–165.

[٢٢] Luai M. and Al-Hadhrami. and Ahmad A . and Al-Qahtani A. (2012), **“Performance analysis of heat exchangers of an existing naphtha hydro treating plant”**, Appl. Therm. Eng. 30, 1029–1033.

[٢٣] <http://www.brownfintube.com>, Dec. 2011.

[٢٤] Asmantas L.A. and Nemira M . A . and Trilikauskas V . V.(1985), **“Coefficients of heat transfer and hydraulic drag of a twisted oval tube”**, Heat Transfer Sov. Res. 17, 103–109.

[٢٥] Q. Si Q. and Xia .Q. and Liang L.H .and Li D . X.(1995), **“Investigation of heat transfer and flow resistance on twisted tube heat exchanger”**, J. Chem. Ind. Eng. (China) 46, 601–608.

[٢٦] Gao X. N .and Zou H.C. and Wang D .Y. and Lu Y. S.(2008), **“Heat transfer and flow resistance properties in twisted oblate tube with large twist ratio”**, J. South China Univ. Technol. (Natural Science Edition) 36, 17–21.

[٢٧] Yang S . and Zhang L . and Xu H (2011) , **“Experimental study on convective heat transfer and flow resistance characteristics of water flow in twisted elliptical tubes”**, Appl. Therm. Eng. 31, 2981–2991.

[٢٨] Asmantas L.A, and Nemira M.A, and Trilikauskas V.V.(1985), **“Coefficients of heat transfer and hydraulic drag of a twisted oval tube”**, Heat Transfer Sov. Res. 17, 103–109.

[٢٩] Lutchaj. and Ljubcic B.(2004), **“Application of twisted tube heat exchanger technology in plants capacity up-rating”**, Int. Chemical Eng. Congress, CHISA, Prague, Czech Republic.

[٣٠] Mokamati S.V, Prasad R. C.(2003), **“Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a concentric tube heat exchanger”** ,CFD conf. France.

[٣١] Jafari nasr M. R, Polley G.T. (2002), **“Should you use enhanced tubes”** Cep magazine, 98, 44-50.

[٣٢] Polley G. T. et al.(1994), **“Determination and Application of the benefits of heat transfer enhancement”** , Tran,IchemE, 72, 616-620.

[٣٣] Jafari nasr M. R.(1997), **“Identification and Determination of Potential Benefits of Heat Transfer enhancement”** , phd thesis. Uni of Man. Ins. Tech. Manchester, U. K.

[٣٤] Iiamsa S. E, Promvong P.(2005), **“Enhancement of a heat transfer with regularly spaced helical type swirl generators”**, solar energy, 78, 483-489.

[٣٥] Flyhan.(1999), Heat transfer enhancement of heat exchanger, Kluwer. Academic publishers.

- [٧٨] Huq M . and Huq A.M.A. and Rahman M.M.(1998), “**Experimental measurements of heat transfer in an internally finned tube**”, International Communications in Heat and Mass Transfer. 25, 619–630.
- [٧٩] Al-Sarkhi A . and Abu-Nada E. (2005) , “**Characteristics of forced convection heat transfer in vertical internally finned tube**”, International Communications in Heat and Mass Transfer. 32, 557–564
- [٨٠] Harper, D. R., and Brown, W. B. (1922). “**Mathematical Equations for Heat Conduction in the Fins of Air Cooled Engines**”, NACA Rep. 158, National Advisory Committee on Aeronautics, Washington, DC.
- [٨١] Carrier, W. H., and Anderson, S. W. (1944). “**The Resistance to Heat Flow Through Finned Tubing**”, Heat. Piping Air Cond., 16(5), 304.
- [٨٢] Murray, W. M. (1938). “**Heat Transfer Through an Annular Disk or Fin of Uniform Thickness**”, Trans. ASME, J. Appl. Mech., 60, A78.
- [٨٣] Lei Y.G. and He Y.L. and Li . R. and Gao Y.F.(2008), “**Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles**”, Chem. Eng. Process. Process Intensifi. 47, 2336-2345.
- [٨٤] Huq M. and Huq A.M.A. and Rahman M.M.(1998), “**Experimental measurements of heat transfer in an internally finned tube**”, International Communications in Heat and Mass Transfer. 25, 619–630.
- [٨٥] Al-Sarkhi A . and Abu-Nada E. (2005), “**Characteristics of forced convection heat transfer in vertical internally finned tube**”, International Communications in Heat and Mass Transfer. 32, 557–564.
- [٨٦] Backhurst J.R . and Coulson J.M . and Harker J.H . and Richardson J.F. (2004), “**Coulson & Richardson’s Chemical Engineering, Butterworth–Heinemann, Oxford**”, International Journal of Thermal Sciences,46, 1311-1317.
- [٨٧] Kern D.Q . (2000), “**Process Heat Transfer**”, McGraw-Hill , New York.
- [٨٨] Harriott P. and McCabe W.L. and Smith J.C.(2001) , “**Unit Operations of Chemical Engineering**”, McGraw-Hill, New York
- [٨٩] Dusan S.P. and Shah R.K.(2003), “**Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley and Sons**”, New York.
- [٩٠] Al-Sarkhi A . and Abu-Nada E. (2005), “**Characteristics of forced convection heat transfer in vertical internally finned tube**”, International Communications in Heat and Mass Transfer 32, 557–564.
- [٩١] Egrican, Onbasioglu.(2001), “**A computational approach to conjugate heat transfer between tow fluids in plate heat exchangers of arbitrary geometry**”, International journal of heat exchangers.

- [۹۲] Braga C. V. M. and Saboya F. EM.(1999), “**turbulent heat transfer pressure drop and fin efficiency in annular regions with rectangular fins**”, Experimental Thermal and Fluid Science. 20, 55-65.
- [۹۳] Qiu Y. and Tian M. and Guo Z. (2013), “**Natural convection and radiation heat transfer of an externally finned tube vertically placed in a chamber**”, Heat. Mass. Transfer. 49, 405–412.
- [۹۴] Esmail M.A. Mokheimer.(2002), “**Performance of annular fins with different profiles subject to variable heat transfer coefficient**”, I. J. Heat. Mass. Tran. 45, 3631–3642.
- [۹۵] Tanaka H, Nakaso K, Furumoto N, Nakagawa T and FUKAI J. (2011), “**Development of Exchangeable Fins for Heat Transfer Enhancement in Existing Shell and Tube Heat Exchangers**”, Journal of Environment and Engineering. 6, 400-411.
- [۹۶] Nakaso K, Mitani H, Fukai J. (2014), “**Convection heat transfer in a shell-and-tube heat exchanger using sheet fins for effective utilization of energy**”, International Journal of Heat and Mass Transfer. 82, 581-587.
- [۹۷] /http://agasti.in/products/waste-heat-recovery-boilers/
- [۹۸] /http://seoscores.com/articles/business/industrial-mechanical/coal-and-coke- and-waste-heat-recovery–types-uses-and-benefits . htmlS
- [۹۹] /http://.em-ea.org/
- [۱۰۰] /http://1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/35876.pdfS
- [۱۰۱] /http://1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/wasteheat recovery _factsheet . pdf S.
- [۱۰۲] payne ,F . William (1996), Efficient Boiler Operations Sourcebook , The Fairmonte Press.
- [۱۰۳] Roudhelehpour A. and ghiasi tabari N. and bahoosh kazerooni R.(2013), “**Survey of performance and loss level of Shiraz steam power station Boilers energy**”, International Research Journal of Applied and Basic Sciences, 6, 1423-1429.
- [۱۰۴] عبدالله ک. و الطافی م. (۱۳۹۲)، “کاهش مصرف سوخت با کاهش هوای اضافه مشعل” پنجمین کنفرانس سوخت و احتراق ایران، تهران، دانشگاه علم و صنعت ایران.
- [۱۰۵] Rhim , J.H., and No, S.Y.(2000), “**Break up Length of Conical Emulsion Sheet Discharged by Pressure-Swirl Atomizer**”, Conference of ILASS, Japan.

[۱۰۶] Tasi, R.F., and Lee, C.f.(2001), “**Spray Unsteadiness in Swirl-Stabilized Flames**”.

Conference of ILASS-Asi, Korea.

[۱۰۷] Leroux B., Lacas F., Recourt P., and Delabory, O.(2001), “**Coupling between Atomization and Combustion in Liquid Fuel-Oxygen Flames**”, International Combustion Symposium, Hawaii.

[۱۰۸] Laryea, G.N. and No, S.Y. (2004), “**Spray Angle and Break up Length of Charged Injected Electrostatic Pressure Swirl Nozzle**”. Journal of Electrostatics. 60, 37-47.

[۱۰۹] Laryea, G.N. and No, S.Y. (2002), “**Spray Characteristics of Electrostatic Pressure-Swirl Nozzle for Burner Application**”. KOSCO Symposium, Korea.

[۱۱۰] [http:// www.raminpower.ir](http://www.raminpower.ir).

[۱۱۱] Tanetsakunvatana. V, and Kuprianov V.I.(2007), “**Experimental study on effects of operating conditions and fuel quality on thermal efficiency and emission performance of a 300-MW boiler unit firing Thai lignite**” , Fuel Processing Technology. 88, 199–206

[۱۱۲] Ishida .H, and Tachibana.K. (2007), “**A Mechanical Emulsification Technology of Petroleum Fuels Without Surface Active Agent**”, Dept. of Electronic Control Engineering, Nagaoka National College of Technology.

[۱۱۳] Lee C.L and Jou C.J (2013), “**Enhancing Furnace Thermal Efficiency by Adjusting Fuel Temperature**”, Energy and Environment Research, 3, 1927-0577.

[۱۱۴] Cengel .Y.(2006) “**Thermodyamics, an Engineering Approach**”, 5th Edition, Wiley, USA.

[۱۱۵] کاتبی آ. و دیناروند ع. (۱۳۹۳)، “**بررسی تاثیر هیتزهای آب تغذیه در راندمان نیروگاه بخار**”، دهمین همایش بین المللی انرژی، تهران .

[۱۱۶] Andrews M.J . and Master B.I .(1999), “**3-D modeling of the ABB lummus heat transfer helixchanger using CFD**”, in: International Conference on Compact Heat Exchangers, Banff, Canada.

[۱۱۷] <http://energyefficiencyasia.org>

[۱۱۸] Dan E. and Ernst W.and Marta K.(2001), “**Steam systems in industry: Energy use and energy efficiency improvement potentials**”, Lawrence Berkeley National Laboratory.

[۱۱۹] Sapkal P.N. and Baviskar P.R. and Sable M.J. “**To optimise air preheater design for better performance**”, NEW ASPECTS of FLUID MECHANICS, HEAT TRANSFER and ENVIRONMENT, 1792-4596.

[۱۲۰] [http:// www.mehrsteel.com](http://www.mehrsteel.com)

[۱۲۱] محمدی ح (۱۳۹۱)، “اثر استفاده از سیستم پیش گرمایش هوای احتراق بر عملکرد کوره پالایشگاه اصفهان H1-101”، دومین همایش مشعل و کوره های صنعتی، تهران، هم‌اندیشان انرژی کیمیا.

[۱۲۲] باهوش م، شهرکی ف، رساقی ک، حیدری ع. (۱۳۹۳)، “امکان سنجی استفاده از حرارت تولید شده در کوره زباله سوز در پیش گرم کردن هوا و کاهش مصرف سوخت و آلودگی محیط: مطالعه موردی”، اولین همایش ملی بهداشت محیط، سلامت و محیط زیست پایدار، همدان، دانشگاه شهید مفتح.

[۱۲۳] Budin R. and Mihelic-Bogdani A. (2002), “**Heat recovery in thermoplastics production**”, Energy Conversion and Management. 43, 1079–1089.

[۱۲۴] Tahmasebi A. and Aminaie H. and Jafari M. (2012), “**Reduction in Burner's Fuel Consumption by Utilization of Air Preheater**”, World Applied Sciences Journal, 19, 168-173.

[۱۲۵] Hasanuzzaman M. and Rahim N.A. and Hosenuzzaman M. and Saidur R. and Mahbubul I.M. and Rashid M. M. (2012), “**Energy savings in the combustion based process heating in industrial sector**”, Renewable and Sustainable Energy Reviews. 16, 4527–4536.

[۱۲۶] Kishimoto S. and Suzukawa Y, “**Environmentally-compatible Regenerative Combustion Heating System**”, Industrial Heating Pittsburgh THEN TROY journal. 67, 111-116.

[۱۲۷] Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA), standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 7th sediton, Tarrytown, NY, 1988.

[۱۲۸] Cengel Y. A. (2007), “**Heat and Mass transfer: A practical Approach**”, 3rd Edition, Mc-Graw-Hill, Inc, NY.

[۱۲۹] صنایع س. (۱۳۹۲)، “مقدمه‌ای بر مبادله‌کن‌های گرما انتخاب، تعیین شرایط عملکرد و طراحی گرمایی”، نشر دانشگاه علم و صنعت.

[۱۳۰] باغمیشه غ، مرادزاده م، درستی ر، هدایت زاده م. (۱۳۸۶)، ”مقدمه‌ای بر مبادله‌کن‌های گرما انتخاب، تعیین شرایط عملکرد و طراحی گرمایی“، نشر اندیشه سرا.

[۱۳۱] SINNOTT R. K.(2005), “**Chemical Engineering Design**” FOURTH EDITION, VOLUME 6.

[۱۳۲] Taborek, J. (1983), “**Shell-and-tube heat exchanger, in Heat Exchanger Design Handbook**”, Schlunder, E. U., Ed., Hemisphere, Washington, D.C. , Section 3.3.

[۱۳۳] Bell, K.J. (1988), “**Delaware method of shell-side design, in Heat Transfer Equipment Design**”, Shah, R.K., Sunnarao, E. C., and Mashelkar, R. A., Eds., Taylor & Francis, Washington, D.C.,.

[۱۳۴] Bell, K. J. (1981), “**Delaware method for shell side design, in Heat Exchangers: Thermal_Hydraulic Fundamentals and Design**”, Kakac, S., Bergles, A. E., and Mayinger, E., Eds., Taylor & Francis, Washington, D.C.

[۱۳۵] Taborek, J. (1991), “**Industrial heat exchanger design practices, in Boiler, Evaporators, and Condensers**”, Kakac, S., Ed., John Wiley & Sons, New York, 143.

[۱۳۶] J. Schetz, Boundary Layer Theory, Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1993.

[۱۳۷] جانی غ. و. (۱۳۹۲)، ”تعیین مدل اغتشاشی بهینه جهت تحلیل افت فشار جریان حبابی در کویل مارپیچ“، پایان‌نامه ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه علم و صنعت ایران.

[۱۳۸] T. B. Gatski, J.-P. Bonnet, Compressibility, turbulence and high speed flow: Academic Press, 2013.

[۱۳۹] P. R. Spalart, S. R. Allmaras, A one-equation turbulence model for aerodynamic flows, 1992.

Abstract

With fuel fetching its real prices, we will face sudden rises in fuel and energy costs, necessitating the energy consumption optimization experts to provide solutions so as to reduce the amount of consumption. The main part of the energy consumption in industries goes to boilers; they not only increase the consumption rates but also cause environmental pollutions. To develop more effective boilers there are different ways. One of these ways is to raise the initial temperature of the boiler. To achieve this goal, with the help of a heat exchanger, the heat of the fumes is taken and transferred to the air coming to the boiler. Of the different types of heat exchangers, the shell and tube heat exchangers are the most widely utilized in industry. To improve these types of heat exchangers one may use different kinds of baffles, like helical ones, or use tubes such as oval and swirl tubes or, finally, use the most important and easiest way that is to use fins. One of the significant results of using the above-mentioned ways is to make the size of the heat exchangers smaller, which have some considerable advantages, including the reduction of the manufacturing costs and they being more easily moved. The present thesis, first designs a tube and shell heat exchanger used in an industrial sugar factory, then, attempts to analyze the impact of the newest types of fins, known as sheet fins, on these heat exchangers. The basic advantage of this type of fins lies in their easy manufacturing and replacement. Regarding the main effects of using these fins in exchange heaters, one can refer to a ten-degree temperature rise in the boiler's initial air (air-preheater), compared to an exchanger without fins. Nonetheless, the increase of the exchanger's pressure drop can be considered a drawback in this method. It needs to be noted that in current study, for the first time, the arrangement of the fins has been changed and the impacts of such changes on the function of the exchanger has been analyzed.

Key Words: improving the boiler's efficiency, pre-heating the boiler's ambient air, shell and tube exchanger, sheet fin



University of Shahrood
Faculty of Mechanical Engineering

Increasing boiler efficiency by improving Air Pre-Heater

Seyed Davood Sadatrasool

Supervisor:
Dr. Seyed Majid Hashemian

Advisor:
Dr. Pooriya Akbarzade

September 2015

