

شبیه‌سازی یک سامانه حرارتی با سطوح توسعه‌یافته کوپل شده با برج خنک کن

علی اکبر جمالی: دانشگاه امام حسین (ع) - دانشکده فنی و مهندسی

چکیده

نحوه تبادل حرارت در سامانه‌های برودتی و حرارتی و بررسی آن از مباحث عمده در حوزه مهندسی مکانیک است. با توجه به ارزش روزافزون انرژی و نیاز به ارتقاء بهره‌وری گرمایی تجهیزات و نیز کاهش انرژی تلف شده در دستگاه‌ها، بازشناسی پدیده‌های نو در انتقال گرما اهمیت بسیار دارد. اثربخشی شیوه‌های بهبود انتقال گرما اغلب به مدد سطوح توسعه‌یافته عملی است. مقاله حاضر پس از بازنمایی مفاهیم فیزیکی و برخی از فراسنچ‌های بی‌بعد، به حل معادله‌های دیفرانسیل حاکم و شرایط مرزی مختلف در روند شبیه‌سازی یک سامانه حرارتی با سطوح توسعه‌یافته کوپل شده با برج خنک کن، پرداخته است. بمنظور بررسی جریان با رژیم آرام درون مبادله‌کن‌های گرمایی با هدف پیش‌گرمایش سیال مورد نیاز بخش دیگری از واحدهای صنعتی، تحلیل‌های عددی مناسب به خود را طلبیده و اغلب مطابقت‌های نسبتاً دقیقی را در حوزه‌های تجربی و نظری دربرداشته و و نتایج کاربردی مطلوبی را از خود نشان می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: برج خنک‌کننده، مبادله‌گرهای گرمایی، پیش‌گرمایش، سطوح توسعه‌یافته، نوسلت، افت فشار.

مقدمه

برج‌های خنک‌کننده اعم از مرطوب و خشک حرارت تلف شده به وسیله دستگاه را به کمک مکانیزم‌های مختلفی شامل افزایش حرارت هوای اطراف، تبخیر بخشی از آب در حال گردش در سیستم، افزایش دمای مخزن طبیعی آب جمع‌آوری سرد شده به محیط منتقل می‌شود.

برج‌های خنک‌کننده یک سیستم توزیع و پخش آب گرم دارند که آب را به صورت یکنواخت روی یک شبکه کاری مشبک از تخته‌های افقی نزدیک به هم (آکنه) می‌پاشد. آکنه‌ها آب سرازیر شده از بالای برج را با هوایی که از میان آنها حرکت می‌کند، کاملاً مخلوط کرده به طوری که آب به صورت قطره‌ای از یک آکنه به سطح آکنه‌ای دیگر به مدد نیروی ثقل خود سرازیر می‌شود. هوای بیرونی از طریق منافذ میله مانند افقی واقع در اطراف برج وارد می‌شوند. در اثر اختلاط آب و هوا، انتقال حرارت صورت گرفته و در نتیجه آب سرد می‌گردد. آب سرد شده در حوضچه بتنی که در انتهای برج قرار دارد؛ جمع‌آوری شده و سپس به طرف کندانسور پمپ می‌شود. اکنون هوای مرطوب و گرم از بالای برج خارج می‌گردد.

پرکاربردترین مبدل گرمایی که از چیدمان خاص و پیکره‌بندی متنوع دسته لوله‌ها تشکیل شده است؛ در آن یک شاره از درون لوله‌ها و سایر شاره‌ها در جهت عمود بر این لوله‌ها در گذرند. مجموعه لوله‌ها به دو دسته خطی (ردیفی) و یک درمیان (مثلثی) آرایش می‌یابند. در اینجا لوله‌ها با چیدمان خطی افت فشار کمتری دارند و انتقال گرمای آن‌ها ضعیف‌تر می‌باشد. این عامل صرفاً به این دلیل است که شارش در مجاری با نواحی پرسرعت و در مرکز گذرگاه‌های بین ردیف‌ها صورت می‌گیرد. لوله‌های یک در میان (مثلثی) اختلاط خوبی در شارش روی دسته لوله ایجاد می‌کنند، لیکن افت فشار بیشتری به همراه دارند. سطوح توسعه یافته (پره‌دار) در مقاصدی مفیدند که ضریب انتقال گرما، خیلی بزرگتر از ضریبی باشد که به آسانی از شاره دیگر حاصل می‌شود. اتلاف اصلی فشار از تلاطمی منجر می‌شود که در اثر تغییرات سریع سطح مقطع مجرای شارش ناشی از چگونگی آرایش در جهت جریان به وجود آید. اگر لوله‌ها خیلی نزدیک به هم باشند، به‌طوریکه شعاع‌های هیدرولیکی مجاری مختلف نسبتاً یکدست باشد؛ توزیع سرعت نیز در حد قابل قبولی یکنواخت خواهد بود. در این وضعیت افت فشار و ضریب انتقال گرما را می‌توان با تعیین قطر معادل مجرا از روی محیط ترشونده و سطح شارش، به خوبی تخمین زد.

نمونه، کاربرد و مشخصه‌ها

اینکه چه ضرورت‌هایی موجب می‌شود تا به منظور پیش‌گرمایش در صنایع شیوه‌های متنوع تأمین سطوح توسعه یافته در مبدل‌های گرمایی به‌کار گرفته شوند، دلایل متعددی وجود دارد. برای نمونه در شرایطی که دست‌اندرکاران صنعت با مبدل‌هایی سروکار دارند که در لوله‌های آن سیالی با گرانروی بالا جریان دارد، معمولاً با کاهش ضریب انتقال گرما در لوله‌ها مواجه‌اند که نتیجه آن راندمان گرمایی پایین مبدل می‌باشد. به عنوان نمونه؛ یکی از کارکردهای استفاده از وسایل افزایشنده انتقال گرما، مبدل‌های پالایشگاهی در مجاورت نیروگاه‌هاست که با ارزیابی کاربردی آن به کمک برج‌های خنک‌کننده نتایج مطلوبی را به همراه دارد. متعاقب آن نیز، این تکنیک در سایر پیش‌گرمکن‌های صنعت نفت به منظور تقویت آنتالپی هوای سوخت و یا تأمین بخار مورد نیاز حلقه واحدهای پالایشگاه با اعمال اصلاحاتی که می‌توان ایجاد نمود، مطرح و بکار گرفته می‌شود.

در مسیر شناخت پدیده که از بازشناسی رفتار سیال سرویس و فرآیند نشئت می‌گیرد و اعمال برخی تمهیدات خاص، می‌توان ضریب انتقال گرما را افزایش و افت فشار را کاهش داد. در این مقاله جریان سیال و مؤلفه‌های انتقال گرما در شرایط انواع آرایش لوله‌های چند ردیفه با پره‌های تخت صفحه‌ای که در مسیر بخارات داغ خروجی از برج‌های خنک‌کننده قرار گرفته است، مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. فرضیات در این بررسی، ضمن فرض تراکم ناپذیری سیال، آرام بودن جریان و نگرش سه‌بعدی در مدل، اجزاء هندسی مطرح شامل آرایه لوله‌ها، تعداد ردیف، فاصله پره‌ها، تراکم و چگالی پره‌ها می‌باشد. در مطالعه حاضر، تراکم پره‌ها بر اساس ۸ الی ۱۲ پره در هر اینچ در نظر گرفته شده و محدوده جریان آرام در حدود عدد رینولدز ۶۰۰ تا ۹۰۰ می‌باشد. نتایج مفید حاصله مربوط به ضریب انتقال گرمای متوسط آرایش مثلثی در مقایسه با آرایش گام‌های خطی

(ردیفی)، ۱۵ الی ۲۷ درصد بیشتر می‌باشد. این در حالی است که افت فشار با چیدمان مثلثی از آرایش خطی (ردیفی) ۲۰ الی ۲۵ درصد بیشتر است. مطابق و متناسب با افزایش تعداد ردیف‌های لوله از ۱ به ۶، عدد ناسلت متوسط کاهش می‌یابد. زمانیکه تعداد از ۶ تجاوز کند، تعداد ردیف، اثرات کمتری بر ضریب انتقال گرما متوسط خواهد داشت. نتایج عددی برای ضریب انتقال گرمایی متوسط و افت فشار، با اندازه‌گیری‌های تجربی در این مقاله مطابقت دارند.

پره‌های صفحه‌ای مسطح که در برگیرنده لوله‌های حامل خوراک پالایشگاه است، در گستره متنوعی از کاربردهای مهندسی در صنایع و در مبدل‌های گرمایی کارا می‌باشد. ضمن اینکه این تکنیک در واحدهای تهویه هوا، گرم کن‌ها و خنک‌کننده‌های با شارش گاز، خنک‌کننده‌های کمپرسورهای میانی و برونی مورد استفاده است؛ در سیستم‌های مولد جریان برق نیز کارا می‌باشد. در مواردی که کوره‌ها نیز فاقد بخش جابجایی می‌باشد؛ روش مزبور که پیکربندی پربازدهی را در مبدل‌های گرمایی تضمین می‌نمایند، می‌تواند در نقش دیگ بخار، تأمین کننده‌ی بخار آب اشباع و فوق اشباع نیز باشد که از این طریق امکان حداکثر شدن بازایی انرژی حاصل می‌شود.

معمولاً در یک دسته از لوله‌ها که در پره‌های مشترکی سهیم هستند، مایع در داخل لوله‌ها جریان داشته و گاز از طریق کانال‌هایی که توسط پره‌های نزدیک به هم تشکیل شده‌اند، در اطراف دسته لوله‌های جریان می‌یابد. انتقال گرما میان گاز، پره‌ها و سطوح لوله‌های توسط ساختار سه بعدی جریان مشخص می‌شود. در انواع جریان‌هایی که بر اساس سرعت متوسط و قطر هیدرولیکی کانال عدد مشخصه رینولدز آن کمتر از ۲۰۰۰ باشد، حرکت را می‌توان به صورت آرام و لایه‌ای در نظر گرفت. تاکنون مطالعات بسیاری در مورد ویژگی‌های افت فشار و انتقال گرما در جریان متقاطع برای دسته لوله‌های عریان (فاقد فین) صورت گرفته است. بیشتر مطالعات اولیه، به صورت تجربی در طبیعت انجام شده و توسط زوکاسکاس مرور کاملی ارائه شده است [۱]. به منظور شبیه‌سازی عددی دو بعدی برای تحلیل جریان (یک دسته لوله عریان)، تام و اپلت از تکنیک‌های ترسیمی انطباقی استفاده نمودند [۲]. لیکن فیور [۳]، برای بدست آوردن تحلیل عددی یک دسته لوله ردیفی با دمای دیواره یکنواخت، شبکه غیر یکنواخت دکارتی را به کار گرفت. لاندرو و ماسی [۴] برای یک دسته لوله با چیدمان مثلثی از سیستم شبکه‌ای با پیوند قطبی - دکارتی استفاده کردند. همین روش را فوجی و همکارانش [۵] برای چیدمان ردیفی مورد استفاده قرار دادند. وونگ و چن [۶]، [۷]، سیستم مختصات متناسب مرزی را جهت مطالعه انتقال گرما، میدان جریان را برای هر دو آرایش ردیفی و مثلثی به کار گرفتند. در ادامه کاندو و همکارانش [۸]، [۹]، [۱۰]، بطور تجربی و عددی انتقال گرما و فشار را در جریان متقاطع بر روی لوله‌های تعبیه شده میان دو صفحه موازی را مورد مطالعه قرار دادند. از آنجا که حوزه‌بندی جریان در شرایط دو بعدی قادر به پیشگویی و تحلیل انتقال گرما میان پره و سیال نیست؛ بنابراین شبیه‌سازی مرتبط با آن اصولاً دارای محدودهایی است. داده‌های تجربی، درباره‌ی مبدل‌های گرمایی لوله‌ای با پره مسطح در برخی از مقالات درج و تاکنون قابل دسترسی است. سابویا و اسپارو [۱۱]، [۱۲]، [۱۳]، از روش نفتالین جهت اندازه‌گیری ضرایب محلی در مبدل با پره‌های صفحه‌ای یک، دو و سه ردیفه استفاده کردند. ریچ [۱۴] و [۱۵]، آثار تراکم پره، فاصله بین پره‌ها و کمیت ردیف لوله‌ای را با ترتیب مثلثی با پره‌های مسطح برای مبدل‌های گرمایی لوله‌ای را مورد بررسی قرار داده است. اکثر این روابط به‌منظور پیشگویی ضریب کلبورن (J)، ضریب اصطکاک (f) و عدد رینولدز برای پره‌های ساده و صاف روی لوله‌های با ترتیب مثلثی توسط مک کوپستون [۱۶]، گری و وب [۱۷]، گسترش یافته‌اند. اطلاعات تجربی قابل دسترس از سال ۱۹۹۴ به بعد در کتابی توسط مک کوپستون و پارکر [۱۸]، مورد بررسی قرار گرفته‌اند. به دلیل پیچیدگی جریان سه بعدی میان پره‌ها، محاسبات عددی و تحلیل‌های وابسته به آن بسیار دشوار می‌باشد. برای سادگی محاسبات، یاماشیتا و همکارانش [۱۹]، [۲۰]، یک مدل مبنا متشکل از یک جفت صفحات موازی و تعدادی سیلندر که به صورت عمودی از درون صفحات عبور کرده است، استفاده نمودند. به طوریکه پره‌های تخت و مسطح متصل به لوله‌ها را شبیه‌سازی کردند. باستاین و همکارانش [۲۱]، یک مجرا با مقطع دایره‌ای را به عنوان قلمرو محاسباتی به کار گرفتند. آن‌ها چنین فرض کردند که جریان در شرایط مرزی برای شبیه‌سازی دامنه جریان و گرما، آرایشات لوله‌ای ردیفی، کاملاً گسترش یافته‌اند. اخیراً، انتقال گرمای آشفته و آرام در اطراف دسته‌های لوله، توسط زدراوچ و همکارانش [۲۲] بررسی شده است. ایشان اولین تحلیل گرانی بودند که شرایط مرزی Dirchlet و Neumann را به ترتیب برای المان محاسبه‌ای در مرزهای ورودی و خروجی مورد استفاده قرار دادند. در این روش محاسبه،

مقادیر خروجی به عنوان ورودی المان بعدی محاسباتی در دسته لوله مورد استفاده قرار گرفته است. اگرچه همواره مسیرهای فوق‌الشاره قادر نیستند که برای مبدل گرمایی لوله‌ای واقعی و پره‌های صفحه‌ای مسطح با هر هندسه و یا شرایط ورودی-خروجی واقعی کاملاً ارضاء‌کننده و رضایت‌بخش باشند؛ اما پیمایش این مسیر انگیزه‌ی بسیاری از تحقیقات امروزی بوده و مطالعات کنونی، برای پره‌های مسطح چند ردیفه واقعی (۱ تا ۶ ردیفه) و مبدل‌های گرمایی لوله‌ای، همچنان تحلیل‌های عددی مشابهی را ارائه می‌دهند. بنابراین یک حوزه محاسباتی جدید از چگونگی شرایط سیال ورودی و خروجی به طور مستقیم مدنظر می‌باشد. علاوه بر آن، نتایج عددی برای پره‌های صفحه‌ای تخت، مسطح چهار ردیفه و مبدل‌های گرمایی لوله‌ای در آرایش مثلی به سه پره متراکم متفاوت (۸، ۱۰ و ۱۲ پره در هر اینچ)، تحت مقادیر سرعت ورودی مختلف، با تجربیاتی که از گذراندن جریان باد در حالت ماندگار و دائمی بدست آمده، مقایسه شده است.

تحلیل ریاضی

مطابق شکل ۱، فیزیک مسأله و محدوده محاسباتی توسط خطوط تیره و مورب در شکل ۲، مشخص می‌شود. با فرض شرط تقارن در صفحه میانی بین دو پره، بخش‌های پایینی و بالایی به ترتیب مشابه پره صفحه میانی می‌باشند. سیال با خصوصیات ثابت، غیر قابل تراکم در نظر گرفته شده و جریان آرام، دائمی و عاری از هر افت ناشی از چسبندگی فرض شده است. معادلات پیوستگی، ممنتوم و انرژی بدون بعد به صورت تانسوری بیان شده است.

$$\begin{aligned} \partial U_i / \partial X_i &= 0 \\ \frac{\partial(U_i U_j)}{\partial X_j} &= -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{1}{\text{Re}_H} [\nabla^2 U_i] \\ \partial(\theta U_j) / \partial X_j &= [\nabla^2 \theta] \bullet (1/\text{Re}_H \text{ Pr}) \end{aligned}$$

در این معادلات، متغیر سرعت با سرعت ورودی و رو به جلوی یکنواخت در ابتدای کانال w_{in} و کلیه مختصات طولی شامل ارتفاع کانال، فاصله پره H و فشار توسط ρw_{in}^2 بدون بعد شده است. دمای بدون بعد، معادل $\theta = (T - T_w) / (T_{in} - T_w)$ می‌باشد. در اینجا، عدد رینولدز $\text{Re}_H = w_{in} \cdot H / \nu$ ، U لزجت سینماتیکی و Pr ، عدد بدون بعد برانتل سیال برابر با 0.736 می‌باشد.

شرایط مرزی

به آن جهت که معادلات حاکم در مختصات بیضوی هستند، شرایط مرزی، دربرگیرنده کلیه خواص حاکم بر مرزهای محدوده محاسباتی است. در مرز بالادست، جریان یکنواخت با سرعت w_{in} و درجه گرما T_{in} فرض شده‌اند. در جریان پایین دست انتهای محدوده محاسباتی، قطر لوله جایگزین شده است که در آن گرادیان جریان به دلیل ارضای شرایط مرزی نیومن، برای هیچ متغیری، مقداری در نظر گرفته نشده است. در صفحات متقارن، گرادیان نرمال بوده و به ازای آن‌ها صفر لحاظ شده است. در صفحات جامد، شرایط یکنواخت غیر لغزنده فرض و دمای ثابت T_w نسبت داده شده‌اند. افت فشار یا ضریب بدون بعد C_p به صورت زیر تعریف شده است:

$$C_p = (p - p_{in}) / (\rho w_{in}^2 / 2)$$

در این رابطه p_{in} فشار ورودی است. اگر q'' شار گرمایی محلی و T_b دمای بالک سیال باشد؛ ضریب انتقال گرمایی محلی h نیز عبارتست از:

$$h = q'' / (T_w - T_b)$$

ضریب انتقال گرمایی محلی توسط عدد نوسلت در قالب دو فرم بدون بعد زیر قابل تعیین است:

$$Nu = \frac{h \cdot H}{k} = \frac{\partial(\theta/\theta_b)}{\partial n} \Big|_{\text{wall}}$$

که در آن θ ، دمای بدون بعد محلی و متوسط بالک بوده و به طریق زیر تعیین می‌گردد:

$$\theta_b = (T_b - T_w) / (T_m - T_w)$$

n نیز بردار واحد بدون بعد نرمال دیواره می‌باشد. بنابراین عدد نوسلت متوسط مطابق زیر قابل تعیین است:

$$\overline{Nu} = \int Nu_s dA_s / \int dA_s$$

dA_s ، ناحیه بی‌نهایت کوچکی از سطح جداره می‌باشد.

حل به روش عددی

شیوه رایج برای حل عددی جریان سیال و انتقال حرارت در میدلهای حرارتی از محدوده فشرده تا تخت متقاطع با استفاده از شبکه منحنی‌الخط متعامد می‌باشد. بر اساس این رویکرد، برای تحلیل جریان سیال در حالت دو بعدی حول لوله‌ها غالباً از معادلات ناویر استوکس و معادله انرژی در شبکه‌سازی کمک گرفته می‌شود. جریان دائم و آرام سیال و غیر قابل تراکم با خواص ترموفیزیکی ثابت فرض می‌شود. در این تحقیق، از ایده متعامد و حجم کنترلی روی یک شبکه جابجا شده با استفاده از حل عددی معادلات لاپلاس و نیز پواسن (دیفرانسیل پاره ای بیضوی) با شرط تعامد و با روش تفاضل محدود صورت گرفته است و در نهایت از روش تکراری و با استفاده از الگوریتم سیمپلر [۲۰] دستگاه معادلات تفاضل محدود حل شده‌اند. سیستم فیزیکی مورد مطالعه با رعایت اثر مؤلفه‌های نفوذ و جابجایی در آن، مطابق با پیکربندی مشبک شامل تعداد {۱۵×۳۱×۲۳۴} نقطه، برای آرایه چهارتایی لوله با ترکیب ردیفی، مانند شکل ۳ برای یک آزمون، در نظر و منطبق شده‌اند. برای نیل به این منظور، سه سیستم با پیکره شبکه‌گذاری شده {۱۱×۲۶×۱۹۴}، {۱۵×۳۱×۲۳۴} و {۱۷×۳۳×۲۶۱} مورد آزمایش قرار گرفته‌اند. نتیجه بررسی‌ها به گونه‌ای است که در رینولدزهای ۴۰۰، خطاهای نسبی در محاسبه اعداد نوسلت متوسط و محلی با ابعاد {۱۵×۳۱×۲۳۴} و {۱۷×۳۳×۲۶۱} کمتر از ۴۰٪ می‌باشد.

آزمایش‌ها و تجهیزات

سه میدل گرمایی با پره‌های تخت و کاملاً صاف با پیکره‌بندی مثلثی چهار ردیفه در وضعیت‌های متفاوت تراکم پره، مورد آزمون قرار گرفته‌اند. پارامترهای هندسی و ابعاد مربوطه در این تست‌ها، در جدول ۱، آورده شده است. مطابق شکل ۴ نشان داده شده، آزمایشات در یک تونل باد با مکش هدایت‌شده صورت گرفته است. جریان‌ها در یک فن گریز از مرکز با توان ۳/۷۳ کیلووات (۵ اسب بخار) مجهز به یک معکوس‌کننده حرکت داده می‌شود. برای اجتناب از اثرات توزیع نامتقارن احتمالی جریان در آزمایشات و مینیمم کردن آن، یک تثبیت‌کننده خطی هوا و یک مخلوط‌کن تعبیه شده است. دمای ورودی و خروج در هر آزمایش، توسط دو ترموکوپل شبکه‌ای T شکل، اندازه‌گیری شده است. اطلاعات به طور مستقیم ثبت و سپس معدل‌گیری شده‌اند. افت فشار توسط یک تراندیوسر تفاضلی تشخیص دهنده دارای ضریب متغیر با دقت ۰/۱ پاسکال خوانده شده است. سیال عامل جاری شده در لوله‌ها آب داغ است. نرخ جریان حجمی آب، توسط یک دی‌سنج مغناطیسی اندازه‌گیری می‌شود. تمام سیگنال‌ها در قالب مقادیر داده‌ای، توسط یک ثبات پیوسته داده‌ای انتقال داده می‌شوند. در هر تست، دمای ورودی آب، در ۶۰ درجه سانتیگراد ثابت نگه داشته می‌شود و سرعت آب معمولاً از ۰/۳ تا ۶ متر بر ثانیه متغیر است. موازنه انرژی میان هوا و لوله اعمال می‌شود. مطابق داده‌های تجربی اندازه‌گیری شده برای به‌دست آوردن ضریب انتقال گرمای متوسط از روش ϵ -NTU استفاده شده است [۲۵].

مقاومت جداره مسی بسیار ناچیز و مقاومت حرارتی در قسمت لوله‌های حامل آب، کمتر از ۱۰ درصد مقاومت کل، تخمین زده شده است. این واقعیت تجربی است که مقاومت گرمایی غالباً در قسمت لوله‌های حامل آب اتفاق می‌افتد. این عامل هرگونه نگرانی درباره دقت و بزرگی اثرات آب و کسر از کل مقاومت را برطرف می‌سازد. عدم قطعیت در مقادیر ضریب انتقال گرمایی متوسط که توسط آزمایشات گزارش شده، به وسیله شیوه پیشنهادی مفات [۲۶]، مورد ارزیابی مجدد قرار گرفت. عدم قطعیت‌های مزبور از ۳/۳ تا ۶/۲ درصد متغیر و بالاترین مقدار آن منطبق با پایین‌ترین عدد رینولدز می‌باشد.

کنترل دما

با توجه به اهمیتی که کنترلرهای قابل برنامه ریزی در صنعت امروز دارند، در این پروژه مطابق با نتایج [۲۶]، که برای دستیابی به دمای خروجی از سیستم ساده مبدل حرارتی صفحه‌ای از کنترلرهای قابل برنامه‌ریزی با قابلیت کنترل توسط رایانه کمک گرفته شده است. در آغاز، با طراحی مدارات رابط و ساخت آنها نرم‌افزاری نیز بدین منظور نوشته شده است. متعاقب آن برنامه‌هایی با استفاده از زبان C^{++} برای اجرای الگوریتم‌های مختلف نوشته و اجرا شده است. درحاشیه شبیه‌سازی مبدل حرارتی، پاسخ حلقه باز مدل بدست آمده و با شرایط مبدل مقایسه شده است. درجهت یافتن مدلی حقیقی و قابل قبول برای کارایی و تطبیق بیشتر آن در مبدل حرارتی صفحه‌ای، مدل مزبور گام به گام، با کمک پاسخ سیستم واقعی اصلاح شده است. ضمن طراحی و اجرای کنترلرهای مختلف با صرف حداقل هزینه و زمان کمتر، شرایط مختلف آزمایش قابل شبیه سازی و تست شد.

همچنین روی دستگاه مبدل حرارتی مذکور سیستم‌های مختلف حلقه باز و حلقه بسته و نیز دو حلقه کنترل با الگوریتم PID بطور همزمان طراحی، برنامه نویسی و اجرا شده است. به دلیل برنامه‌پذیر بودن کنترل کننده در ابتدا روندی برای از بین بردن و یا کاهش برهم‌کنش بین حلقه‌های کنترل اتخاذ گردید. براساس تئوری پیشرفته کنترلر GMC که از مدل غیرخطی فرایند برای کنترل استفاده می‌کند؛ تحلیل‌های مزبور صورت و نتایج با کنترلر PI مقایسه گردید.

نتایج عددی

نتایج عددی مبدل‌های گرمایی با لوله‌های پره‌دار مسطح واقعی در محدوده سرعت ورودی 2m/s ($Re_H = 400$)، چهار ردیف لوله با قطر $15/9$ میلی‌متر و تراکم ۸ پره در واحد (یک اینچی) و فضای مرکزی لوله 38 میلی‌متر برای چیدمان‌های مثلثی و ردیفی مطابق شکل‌های ۵ تا ۸، آورده شده است. شکل‌های ۵ و ۶ الگوهای جریان و دمای ثابت را برای آرایش مثلثی و ردیفی واقع در صفحه YZ در $X = 0/357$ (نزدیک سطح پره) و $X = 0/643$ (نزدیک صفحه میانی) روی پره‌ها نشان می‌دهد. برای آرایش مثلثی به دلیل تکرار صفحه جداکننده لوله‌ها، یک ناحیه کوچک ناشی از چرخش سیال پشت لوله وجود دارد که این جریان در آرایش ردیفی، در قسمت پشتی لوله جدا شده و در ادامه لوله در قسمت جلویی، مجدداً وصل می‌شوند. این بررسی در نزدیکی سطح پره، به دلیل تأثیر روی جداره جریان پشتی با اهمیت می‌باشد. حرکت از جریان بالادستی به لوله، درست مانند یک جریان راکد عمل می‌کند. با این شرط، حوزه جریان در واقع روندی سه‌بعدی یافته و تحلیل آن پیچیده می‌گردد. در شکل ۷، مقادیر عدد نوسلت در سطح پره برای پیکره‌بندی‌های ردیفی و مثلثی در جهت مقایسه و تطبیق نمایش داده شده است. همانطور که انتظار می‌رود، آرایش ردیفی دارای نوسلتی کمتر از آرایش مثلثی است. همچنین برای هر دو آرایش، در نزدیکی صفحه جلویی لوله‌ها نوسلت Nu بزرگتر است. زیرا لایه مرزی به طور مکرر توسط لوله‌های بعدی تخریب شده است و به دلیل وجود یک ناحیه محوری مازاد، در پس لوله، نوسلت، کوچکتر می‌باشد.

شکل ۸، ضریب فشار C_p و نوسلت اطراف سطح لوله‌ای از اولین تا چهارمین ردیف $X = 0/25$ را برای هر دو آرایش مثلثی و ردیفی با گام‌های خطی نشان می‌دهد. زاویه θ از نقطه توقف جلوی لوله، اندازه‌گیری شده است. متغیرهای پروفیل فشار سطحی برای هر ردیف مشابه به نظر می‌رسد. مقدار C_p از اولین تا چهارمین ردیف کاهش می‌یابد. بزرگی افت فشار در طول سطح لوله در یک آرایش مثلثی بیشتر از نمونه آن در یک آرایش ردیفی است. برای آرایش مثلثی عدد نوسلت موضعی برای اولین ردیف، دارای بالاترین ارزش در $\theta = 34$ می‌باشد. در حالی که برای ردیف‌های ۲ الی ۴، بیشترین مقدار Nu ، در حدود $\theta = 70$ است. برای آرایش ردیفی، بیشترین مقدار Nu ، برای اولین ردیف، در حدود $\theta = 30$ اتفاق می‌افتد. ضمن اینکه مقدار حداکثر آن از حداکثر مقدار آرایش مثلثی بزرگتر است. به سبب اینکه در پشت اولین ردیف، جریان‌های سیال جدا شده از همدیگر، مجدداً به همدیگر می‌پیوندند، لذا در ردیف‌های ۲ و ۴، برای Nu موضعی، دو مقدار حداکثر وجود دارد. این مقادیر در مقایسه با حالت متشابه در آرایش مثلثی کوچکتر می‌باشند. لازم به یادآوری است که روند تغییرات عدد نوسلت که رابطه معکوسی با θ داراست، با عنایت به [۷]، توسط وونگ و چن، صرفاً برای اولین ردیف از دسته لوله عریان (فاقد فین) حاکم

می‌باشد. اعداد نوسلت محاسبه شده و افت‌های فشار متوسط بدون بعد ($\Delta \bar{p}$) در اعداد رینولدز گوناگون از ۶۰ تا ۹۰ در شکل‌های ۹-الف و ۹-ب به ترتیب برای یک میدل گرمایی با عمق چهاررديف و قطر لوله ۱۵/۸ میلیمتر و فضای مرکز لوله‌ای ۳۸ میلیمتر و تراکم پره‌ای ۸ پره در اینچ حوزه‌بندی شده‌اند.

خطوط تیره و پیوسته، به ترتیب نشان‌دهنده نتایج چیدمان‌های مثلثی و ردیفی می‌باشند. دیده شده است که ضریب انتقال گرمای متوسط آرایش مثلثی ۱۵ تا ۵۷ درصد از نمونه آن در آرایش ردیفی بالاتر است. در حالیکه افت فشار در چیدمان مثلثی ۲۰ تا ۲۵ درصد از نمونه ردیفی آن بالاتر می‌باشد. پیشگویی‌های عددی عدد نوسلت متوسط، برای یک دسته لوله‌های عریان (فاقد فین) دو بعدی توسط وونگ و چن [۷] بدست آمده‌اند که در شکل جهت مقایسه مدل‌های ۲ و ۳ بعدی نشان داده شده است. برای آرایش مثلثی، مدل دو بعدی عدد نوسلت متوسط را بیش از اندازه تخمین می‌زند. حال آنکه برای آرایش ردیفی روندی متضاد رقم می‌خورد.

به منظور تعیین اعتبار مدل آرام سه‌بعدی حاضر و پیشگویی عددی، ضریب انتقال گرمای متوسط (w/m^2c) و افت فشار متوسط ($\Delta \bar{p}$)، برای میدل‌های گرمایی چهار ردیفه پیکره‌بندی مثلثی با سه تراکم پره ای متفاوت (تعداد ۸، ۱۰ و ۱۲ پره در هر اینچ) اندازه‌گیری و محاسبه شده است. با این همه، شرایط مرزی واقعی برای انتقال گرمای سطحی حاضر در آزمایش، تحت دمای جداره‌ای ثابت رخ نداده و نتایج عددی به‌خوبی با داده‌های تجربی مطابقت دارد. مطالعات تجربی و عددی نشان می‌دهند؛ برای یک سرعت رو به جلوی ورودی ضریب انتقال گرمای متوسط و افت فشار، همزمان با افزایش تراکم پره از ۸ به ۱۲ پره در هر اینچ، افزایش می‌یابند. در کاربردهای صنعتی، سرعت رو به جلوی ورودی برای یک پره تخت مسطح در میدل‌های گرمایی، در محدوده رینولدز ۴۰۰ تا ۸۰۰ محدود ۲ تا ۴ متر بر ثانیه می‌باشد. آثار ردیف لوله‌ای بر عدد نوسلت متوسط و افت فشار به‌عنوان تابعی از رینولدز (Re_h) در شکل ۱۱-الف و ۱۱-ب به ترتیب برای قطر لوله معادل ۱۵/۹ میلیمتر، تراکم پره‌ای ۸ پره در اینچ، فضای مرکز تا مرکز لوله ۳۸ میلیمتر و در آرایش مثلثی نشان داده شده است. در اینجا عدد نوسلت متوسط، همزمان با افزایش تعداد ردیف‌های لوله‌ای از ۱ به ۶ کاهش یافته است. همچنین با افزایش تعداد ردیف‌ها از ۴ به بعد، ضریب انتقال گرمای متوسط تقریباً از وجود تعداد ردیف لوله‌ای مستقل می‌شود. ملاحظه چنین روندی نیز بارها در بخش جابجایی کوره‌های صنعتی بویژه در [۲۸] توسط نگارنده تجربه شده است.

بحث و نتیجه‌گیری

برج‌های خنک‌کننده خشک قادرند با کشش طبیعی و یا با کشش مکانیکی عمل نمایند. یک افشانک هوا که با بخار کار می‌کند با خارج کردن هوا و سایر گازهای غیر قابل تراکم به برقراری خلا کمک می‌کند. برای جلوگیری از نشت هوا به داخل دستگاه پمپ گرادیان اصلی فشار در داخل برج را مثبت نگه می‌دارد. ممکن است قسمتی از کار پمپ توسط توربین هیدرولیک بازیابی گردد. این عمل پس از خروج آب از برج در مسیر آب فشانه‌های جتی انجام می‌گیرد.

فشار متراکم و درجه حرارت‌هایی که یک برج خنک‌کننده خشک بکار می‌برد، بطور قابل ملاحظه‌ای بیشتر از برج مرطوب است. در یک برج خنک‌کننده خشک با کشش طبیعی، شناوری هوای گرم شده باعث جریان یافتن هوا در سرتاسر سطوح مولد حرارتی می‌گردد که برای انتقال حرارت آب داغ به جریان هوا ضروری است. همچنین می‌توان جریان هوا را با ایجاد کشش القائی یک بادبزن افزایش داد. کشش مکانیکی استفاده شده از یک بادبزن ابعاد برج را تقلیل داده ولی باعث اتلاف انرژی بیشتری در دستگاه می‌گردد. برج خنک‌کننده خشک فقط باعث اضافه شدن انتالپی به هوا می‌گردد.

برج‌های مرطوب همیشه مقداری آب به صورت تبخیر، مکش توسط هوا و نشتی مصرف می‌کنند. همچنین این برج دچار مشکل پراکندن ذرات آب نیز می‌باشد. برج‌های خنک‌کننده خشک مشکلی بر کارکرد نیروگاه بخصوص در موقع گرم شدن هوای محیط تحمیل می‌کند. در چنین مواردی برای کاهش عوارض حاصل از دو نوع برج کولینگ تاورهای خشک-مرطوب استفاده می‌شود. یک برج خنک‌کننده خشک-مرطوب بوسیله ترکیبی از هردو برج یادشده عمل می‌کند. این سیستم دارای دو مسیر هوای موازی و دو مسیر آب سری می‌باشد. قسمت بالای برج قسمت خشک می‌باشد که شامل لوله‌های پره دار

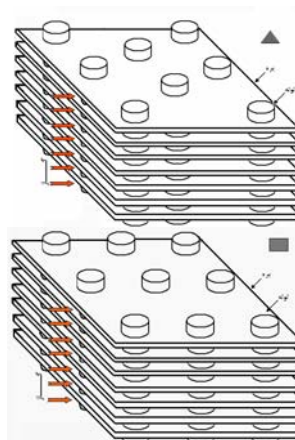
است و قسمت پائین برج دارای آکنه ها است قسمت مرطوب است آب گرم پروسس از قسمت فوقانی برج وارد لوله های پره دار شده و ضمن عبور مایع از لوله ها قسمت خشک را ترک کرده و تحت اثر نیروی جاذبه از میان آکنه ها در قسمت مرطوب به حوضچه آب سرد می ریزد.

مطالعات تجربی و محاسباتی جریان سه بعدی آرام و انتقال گرما در یک پره ی تخت صفحه ای در مبدل گرمایی لوله ای، ارائه شده اند. نتایج عددی نشان می دهد که ضریب انتقال گرمایی متوسط آرایش مثلثی، از نمونه دیگری که با آرایش ردیفی پیکره بندی شده است، بیشتر می باشد. در حالی که افت فشار با ترتیب مثلثی، ۲۰ تا ۲۵ درصد از نمونه ردیفی بالاتر می باشد. برای آرایش ردیفی، بالاترین عدد نوسلت برای اولین ردیف در اطراف سطح لوله ای، بزرگتر از نمونه آن برای آرایش مثلثی است. برای یک نمونه با آرایش مثلثی، مدل دوبعدی برای یک دسته لوله های لخت، عدد نوسلت متوسط را بیش از اندازه واقعی تخمین می زند. در حالیکه برای یک آرایش ردیفی، روند متضادی در پیش خواهد بود. همچنین تعداد ردیف های لوله ای، اثر ناچیزی روی ضریب انتقال گرمای متوسط دارند و البته زمانی که تعداد ردیف ها بیشتر از ۴ ردیف شود، پیشگویی های عددی به خوبی با داده های تجربی مطابقت می کند.

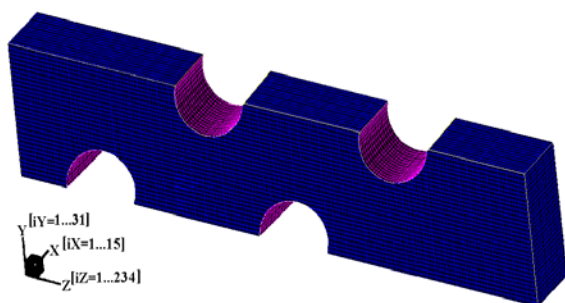
جدول، منحنی‌ها و اشکال

جدول ۱- پارامترها و ابعاد هندسی مختلف در هر آزمایش

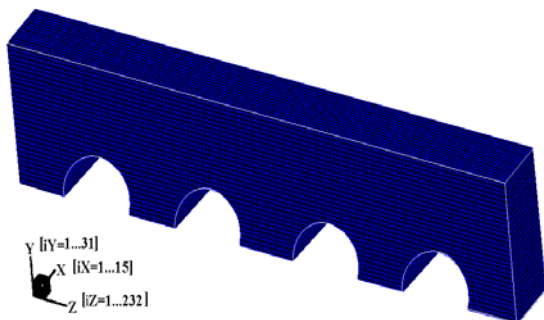
پارامترها	آز ۱	آز ۲	آز ۳
قطر خاجی لوله (میلیمتر)	۱۵/۹	۱۵/۹	۱۵/۹
ضخامت لوله (میلیمتر)	۱/۰۵	۱/۰۵	۱/۰۵
طول (میلیمتر)	۴۰۰	۴۰۰	۴۰۰
عرض (میلیمتر)	۱۳۲	۱۳۲	۱۳۲
ارتفاع (میلیمتر)	۲۴۷	۲۴۷	۲۴۷
ضخامت پره (میلیمتر)	۰/۲۵	۰/۲۵	۰/۲۵
تراکم پره (پره در اینچ)	۸	۱۰	۱۲
X_1 (میلیمتر)	۳۳	۳۳	۳۳
X_2 (میلیمتر)	۳۸	۳۸	۳۸
تعداد لوله	۲۴	۲۴	۲۴
تعداد ردیف	۴	۴	۴
تعداد گذر (پاس)	۴	۴	۴



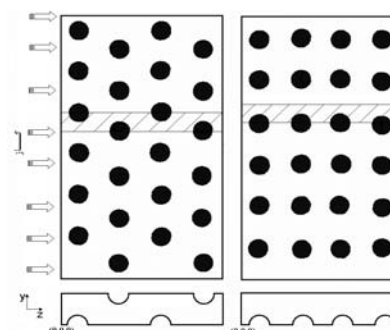
شکل ۱- شماتیک مدل گرمایی لوله‌ای با پره مسطح صفحه‌ای
الف) آرایش مثلثی ب) آرایش ردیفی



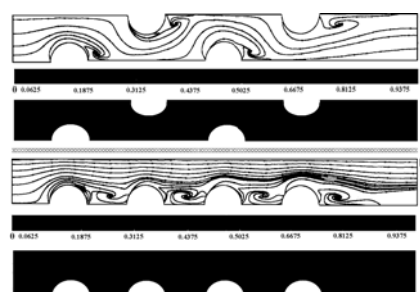
شکل ۳- شبکه‌گذاری و نمایش تراکم نقطه‌ای و گره‌ها در محاسبات
الف) آرایش مثلثی



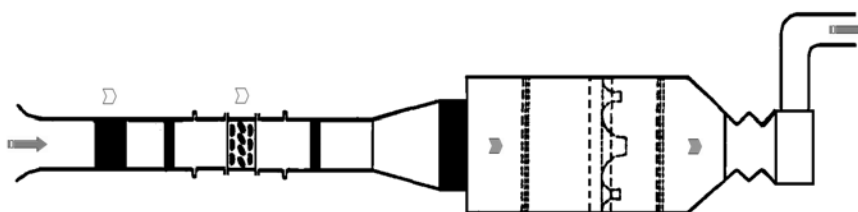
شکل ۳- شبکه‌گذاری و نمایش تراکم نقاط و گره‌ها در محاسبات
ب) آرایش ردیفی



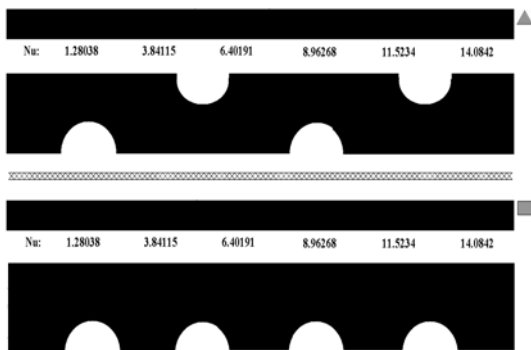
شکل ۲- نمایش حوزه محاسباتی و سیستم مختصات



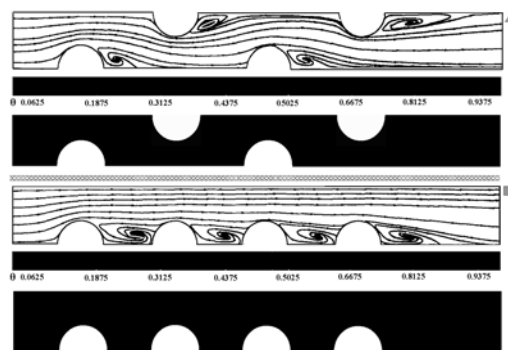
شکل ۵- الگوی خطوط جریان همدم و برای آرایش‌های مثلثی و خطی روی صفحه Z-Y در ۰/۳۵۷/۰۳۵۷/۰۳۵۷ در رینولدز ۴۰۰ جریان ورودی $\theta = 1$ ، سطح جامد $\theta = 0$



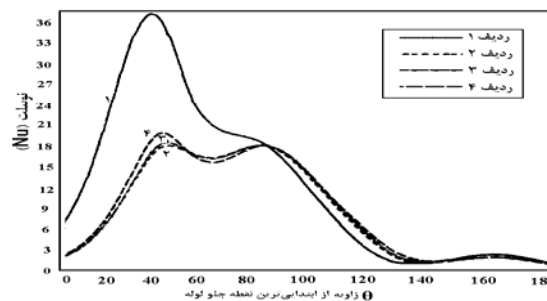
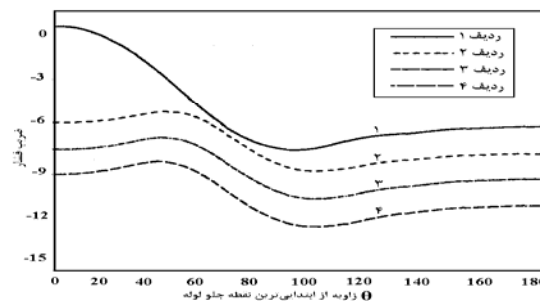
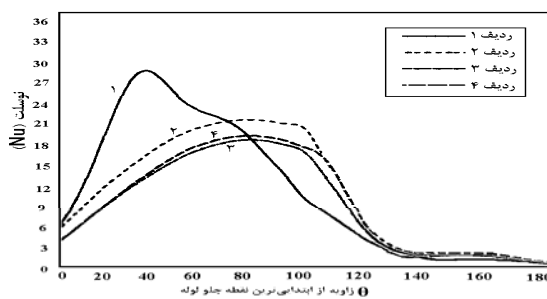
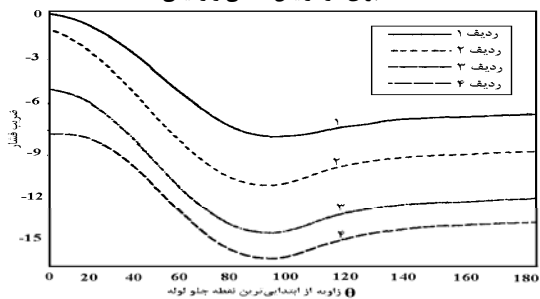
شکل ۴- نمایش شماتیکی تونل باد، بستری برای انجام آزمایشات مرتبط



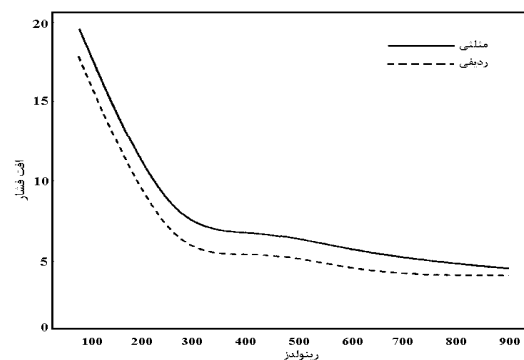
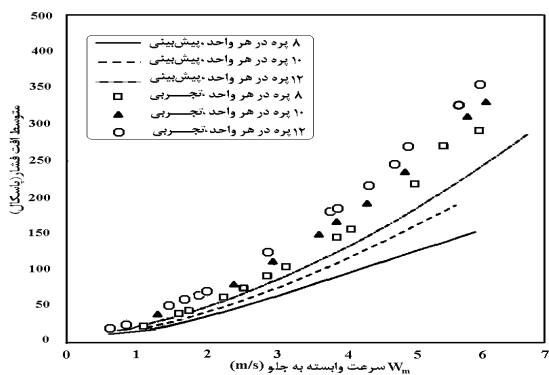
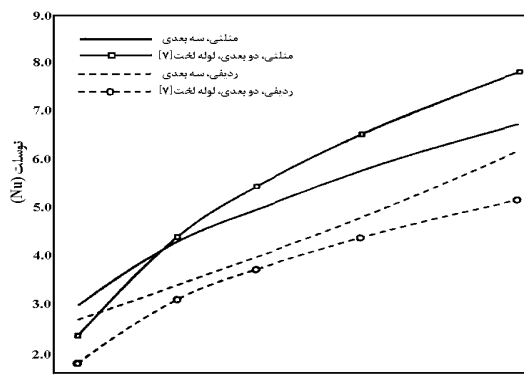
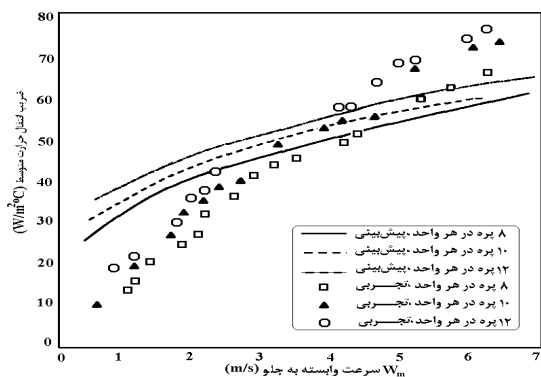
شکل ۷- کانتورهای متعلق به عدد نوسلت روی سطح پره در رینولدز ۴۰۰، برای دو آرایش مثلثی و ردیفی



شکل ۶- الگوی خطوط همدمای روی صفحه Z-Y در ۰/۰۶۴۳ حوالی وسط صفحه و رینولدز ۴۰۰، جریان ورودی $\theta = 1$ ، سطح جامد $\theta = 0$

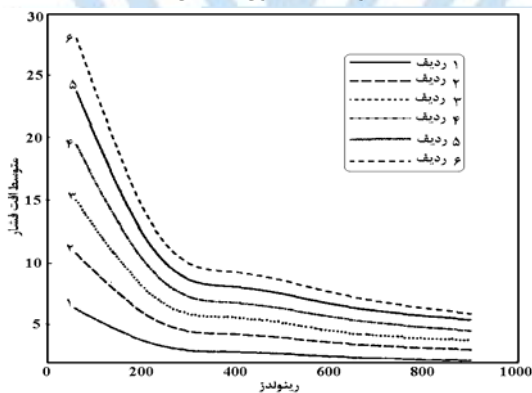


شکل ۸- تنوع محدوده عدد نوسلت و ضریب فشار حول سطح لوله در رینولدز ۴۰۰ و $X=0/25$

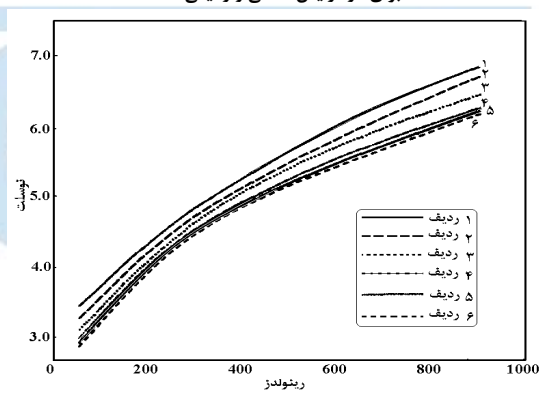


شکل ۱۰- ضریب انتقال گرمای متوسط و افت فشار متوسط به عنوان تابعی از سرعت رو به جلوی ورودی

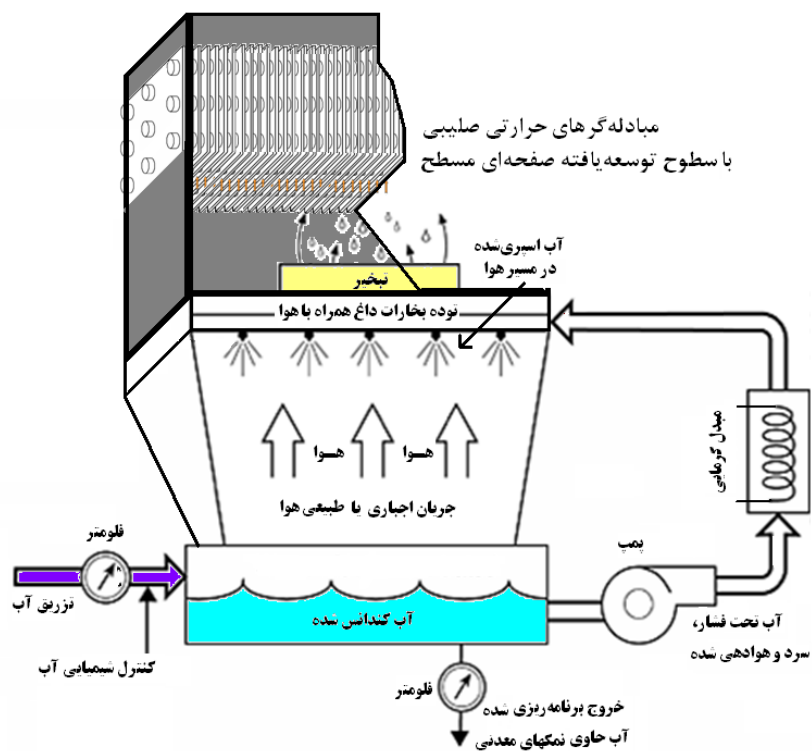
شکل ۹- نمودار عدد نوسلت متوسط و افت فشار متوسط برابر اعداد رینولدز برای دو آرایش مثلثی و ردیفی



شکل ۱۲- اثر تعداد ردیف بر روی افت فشار متوسط در برابر محدوده‌ای از اعداد رینولدز



شکل ۱۱- اثر تعداد ردیف بر روی عدد نوسلت متوسط در مقابل محدوده‌ای از اعداد رینولدز



شکل ۱۳: نمایش قرارگیری مبادله گرهای حرارتی صلیبی با سطوح توسعه یافته صفحه ای مسطح

بمنظور بازیافت انرژی دربخش فوقانی برج های خنک کننده

مراجع

1. A. Zukauskas, Heat transfer from tubes in cross flow, Adv. Heat Transfer 18, 87-159 (1987).
2. A. Thom and C. J. Apelt, Field Computation, Van Nostrand, London (1961).
3. R. F. Le Feuvre, Laminar and turbulent forced convection processes through in-line tube banks, HTS/74/5, Mechanical Engineering Department, Imperial College, London (1973).
4. B. E. Launder and T. H. Massey, The numerical prediction of viscous flow and heat transfer in tube banks, ASME J. Heat Transfer 100, 565-571 (1978).
5. M. Fujii, T. Fujii and T. Nagata, A numerical analysis of laminar flow and heat transfer of air in an in-line tube bank, Numer. Heat Transfer 7, 89-102 (1984).
6. T. S. Wung and C. J. Chen, Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow--I. Flow field analysis, ASME J. Heat Transfer 111, 633-640 (1989).
7. T. S. Wung and C. J. Chen, Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow--II. Heat transfer analysis, ASME J. Heat Transfer 111, 641-648 (1989).
8. D. Kundu, A. Haji-Sheikh and D. Y. S. Lou, Pressure and heat transfer in cross flow over cylinders between two parallel plates, Numer. Heat Transfer, A, 19, 345-360 (1991).
9. D. Kundu, A. Haji-Sheikh and D. Y. S. Lou, Heat transfer predictions in cross flow over cylinders between two parallel plates, Numer. Heat Transfer A, 19, 361-377 (1991).
10. D. Kundu, A. Haji-Sheikh and D. Y. S. Lou, Heat transfer in crossflow over cylinders between two parallel plates--An experimental study. In Convective Heat Transfer in the Presence of an Obstructing Medium, ASME winter meeting, 25-30 November, HTD-Vol. 144, pp. 1-7, ASME, New York (1990).
11. F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, Local and average transfer coefficients for one-row plate fin and tube heat exchanger configurations. ASME J. Heat Transfer 96, 265-272 (1974).
12. F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, Transfer characteristics of two row plate fin and tube heat exchanger configurations, Int. J. Heat Mass Transfer 19, 41-9 (1976).
13. F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, Experiments on a three-row fin and tube heat exchanger, J. Heat Transfer 98, 26-34 (1976).
14. D. G. Rich, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row plate fin-and-tube heat exchangers, ASHRAE Trans. 17, 137-145 (1973).
15. D. G. Rich, The effect of the number of tube rows on the heat transfer performance of smooth plate and fin and- tube heat exchangers, A SHRAE Trans. 81,307-317 (1975).
16. F. C. McQuiston, Correlation for heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tube, ASHRAE Trans. 84, 294-309 (1978).
17. D. L. Gray and R. L. Webb, Heat transfer and friction correlations for plate fin-and-tube heat exchangers having plain fins, Proceedings of the Ninth International Heat Transfer Conference, San Francisco (1986).
18. F. C. McQuiston and J. D. Parker, Heating, Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design. John Wiley, New York (1994).
19. H. Yamashita, G. Kushida and R. Izumi, Fluid flow and heat transfer in a plate-fin and tube heat exchanger (Analysis of fluid flow around a square cylinder situated between parallel plates), Bull. JSME, 29(254), 2562-2569 (1986).
20. H. Yamashita, G. Kushida and R. Izumi, Fluid flow and heat transfer in a plate-fin and tube heat exchanger (Analysis of fluid flow around a square cylinder situated between parallel plates), Bull. JSME, 29(258), 4185-4191 (1986).
21. A. Bastini, M. Fiebig and N. K. Mitra, Numerical studies of a compact fin-tube heat exchanger, Proceedings of the EURO THERM Seminar No. 18, Design and Operation of Heat Exchangers, 27 February-1 March, pp. 154-163. Hamburg, Germany (1991).
22. F. Zdravistch, C. A. J. Fletcher and M. Behnia, Laminar and turbulent heat transfer predictions in tube banks in cross flow, Proceedings of the Int. Conference on Fluid and Thermal Energy Conversion, pp. 29-34, 12-15 December, Kutta-Denpasar, Indonesia (1994).
23. S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flows. Hemisphere, Washington (1980).
24. ASHRAE Standard 41.2-1987, Standard Methods for Laboratory Air-Flow Measurement, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta (1987).
25. W. M. Kays and A. L. London, Compact Heat Exchangers (3rd Edn). McG-H, New York (1984).
26. R. J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental results, Exp. Thermal Fluid Sci. 1, 3-17 (1988).

۲۷. ع. ا. جمالی، مطالعات تجربی و عددی مبدل‌های گرمایی پیش گرم‌کن در صنعت نفت و ارائه شیوه بهبود راندمان در آنها، ماهنامه نفت و انرژی، پیش شماره اول، اسفندماه ۱۳۸۳.

۲۸. ع. ا. جمالی، م. صدرعاملی، "شبیه‌سازی و طراحی بخش جابجایی کوره‌های صنعتی واحد FCC"، گزارش تحقیقی، اولین کنگره ملی انرژی و اقتصاد، تهران، آبانماه ۱۳۷۳.