



دانشگاه آزاد اسلامی

واحد علوم و تحقیقات (تهران)

دانشکده مکانیک ؛ برق و کامپیوتر ؛ گروه مکانیک

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد

در رشته مهندسی مکانیک (M.Sc.)

گرایش : تبدیل انرژی

عنوان:

طراحی عددی حرارتی و بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار در جریان های
چند جزیی

استاد راهنما :

دکتر محمد حسن نوبختی

استاد مشاور:

دکتر مسعود زارع

نگارش:

امیر عباس افراسیابی

زمستان ۱۴۰۳

چکیده:

در این پژوهش، روندی برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار از جنبه‌هایی مانند راندمان، کارایی، هزینه ساخت، افت فشار داخلی و خارجی، با جریان‌های چندفازی و چندجزئی و با استفاده از الگوریتم ژنتیک و شبیه‌سازی عددی ارائه شده است. هدف اصلی، کاهش تولید آنتروپی و افت فشار همراه با حفظ یا بهبود راندمان حرارتی است. ابتدا مبدل حرارتی با توجه به الزامات طراحی حرارتی مدل‌سازی و طراحی گردید و سپس با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت، تحلیل‌های جریان و انتقال حرارت انجام گرفت. در این تحلیل‌ها مشخص شد که افزایش ارتفاع و عرض پره‌ها تأثیر مثبت بر نرخ انتقال حرارت دارد و منجر به کاهش افت فشار می‌شود.

نتایج بهینه‌سازی نشان داد که تنظیمات بهینه زوایای پره‌ها و فاصله بین آن‌ها می‌تواند به بهبود قابل‌توجه کارایی مبدل کمک کند. تحلیل‌های عددی اثبات کردند که ترکیب بهینه ساختار مبدل حرارتی می‌تواند هزینه عملیاتی و انرژی را کاهش داده و در صنایع با تقاضای بالای انتقال حرارت کاربردی باشد.

یکی از نتایج برجسته پژوهش، تأثیر طراحی فشرده‌تر مبدل بر کاهش مصرف انرژی و هزینه‌های عملیاتی بوده است. این مبدل در مقایسه با طراحی‌های سنتی، قابلیت افزایش نرخ انتقال حرارت در شرایط جریان‌های چندفازی را فراهم کرد. علاوه بر این، یافته‌ها نشان داد که کاهش تولید آنتروپی، بهینه‌ترین حالت را از نظر کاهش اتلاف انرژی و افزایش کارایی مبدل ایجاد می‌کند.

نتایج نشان داد طراحی بهینه زاویه و گام پره، نرخ انتقال حرارت را ۱۵٪ افزایش و افت فشار را ۱۲٪ کاهش می‌دهد. بهترین توازن حرارتی-هیدرولیکی در زاویه ۶۰° به دست آمد؛ در این حالت افت فشار نسبت به ۹۰° حدود ۴۰٪ و قدرت پمپاژ ۳۵٪ کمتر است، در حالی که عدد ناسلت فقط ۲۰٪ کاهش می‌یابد. ترکیب بهینه ابعاد پره و هندسه کانال تولید آنتروپی را ۱۸٪ و افت فشار هر دو مدار را ۱۵٪ پایین آورد. این دستاوردها ثابت می‌کند که با تنظیم هوشمند هندسه پره، زاویه حمله می‌توان به‌طور همزمان انتقال حرارت بیشتر، افت فشار کمتر و هزینه عملیاتی پایین‌تر دست یافت و مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار را به گزینه‌ای کارآمد برای فرآیندهای چندفازی در صنایع انرژی و تبرید بدل کرد.

کلیدواژه‌ها: مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، جریان‌های چندفازی و چندجزئی، الگوریتم ژنتیک، بهینه‌سازی چندمنظوره، تولید آنتروپی، افت فشار، شبیه‌سازی عددی.

فهرست مطالب

آ	چکیده
ه	فهرست جدول ها
و	فهرست اشکال ها
ز	فهرست علائم
۱	فصل اول
۲	۱-۱-مقدمه
۲	۲-۱- مبدل حرارتی صفحه ای پره دار
۴	۱-۲-۱- ساختار مبدل حرارتی صفحه ای پره دار
۵	۲-۲-۱- اهمیت و ضرورت بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار
۶	۳-۱- مروری بر معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز
۸	۱-۳-۱- اهمیت معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز در بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار
۸	۴-۱- نقش دینامیک سیالات محاسباتی در بهینه سازی مبدل حرارتی
۱۰	۵-۱- روشهای تقویت انتقال حرارت
۱۰	۱-۵-۱- سطوح زبر و فین دار
۱۱	۲-۵-۱- افزودنی به سیالات
۱۱	۶-۱- مزایا و دلایل انتخاب مبدل حرارتی صفحه ای پره دار
۱۳	۷-۱- مروری بر فصول پایان نامه

فصل دوم ۱۴

۱-۲- مقدمه ۱۵

۲-۲- طراحی مبدل حرارتی ۱۵

۳-۲- بهینه سازی ساختار مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ۱۶

۴-۲- استخراج روابط تجربی برای مدل سازی ریاضی رفتار سیالات در مبدل حرارتی ۱۸

۵-۲- بهینه سازی ساختار عملی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ۲۱

۶-۲- جمع اوری و نوآوری پژوهش ۲۸

فصل سوم ۳۲

۱-۳- مقدمه ۳۳

۲-۳- تحلیل رفتار هیدرودینامیکی جریان چندفازی در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ۳۳

۳-۳- معرفی اجمالی مساله مورد بررسی ۳۴

۴-۳- فرضیه ها ۳۹

۵-۳- مدلسازی ترمودینامیکی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ۴۰

۱-۵-۳- مبدل حرارتی صفحه ای پره دار با دو جریان تک فاز ۴۲

۲-۵-۳- مبدل حرارتی صفحه ای پره دار با جریان دوفاز ۵۱

۶-۳- روش حل عددی ۵۴

۷-۳- شرایط مرزی حاکم ۵۶

۸-۳- روش حل عددی و مطالعه تعداد شبکه ۵۷

فصل چهارم	۶۰
۱-۴- مقدمه.....	۶۱
۲-۴- معرفی روند بهینه‌سازی مبدل های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار.....	۶۱
۱-۲-۴- چالش‌های بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی چندفاز با چند هندسه پره متفاوت.....	۶۲
۲-۲-۴- روش بهینه‌سازی.....	۶۲
۱-۲-۲-۴- تابع هدف.....	۶۳
۲-۲-۲-۴- قیود مساله.....	۶۴
۳-۲-۲-۴- روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک.....	۶۴
۳-۴- فرایند بهینه‌سازی	۶۶
۱-۳-۴- توابع هدف.....	۶۷
۲-۳-۴- پارامتر های بهینه‌سازی.....	۶۸
۴-۴- ارزیابی دقت مدل عددی	۶۹
۱-۴-۴- صحت سنجی مدل.....	۶۹
۲-۴-۴- اعتبار سنجی مدل.....	۷۱
۳-۴-۴- مقایسه جامع نتایج اعتبار سنجی و صحت سنجی.....	۷۵
۵-۴- انتخاب دامنه همگرایی.....	۷۶
۶-۴- نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی.....	۷۹
۷-۴- عدد ناسلت متوسط.....	۸۰
۸-۴- بررسی اثر عدد رینولدز در افزایش انتقال حرارت و افت فشار	۸۳
۹-۴- افت فشار در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار	۸۴
۱۰-۴- قدرت پمپاژ در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار.....	۸۵

۸۷.....۴-۱۱- تغییرات مقاومت حرارتی.....

۱۸۹.....۴-۱۲- ضریب اصطکاک.....

۹۱.....۴-۱۰- ضریب کالبرن.....

۹۳.....فصل پنجم.....

۹۵.....۵-۱- ارزیابی نتایج شبیه سازی و بهینه سازی.....

۹۵.....۵-۲- نتیجه گیری.....

فهرست جدول‌ها

- جدول ۱-۲ خصوصیات فیزیکی مایع و جامد ۱۷
- جدول ۲-۲ خلاصه فعالیت‌ها و پژوهش‌های صورت گرفته برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار ۲۹
- جدول ۱-۳ ابعاد خاص فین‌ها و قطر هیدرولیکی در هر مورد ۳۷
- جدول ۲-۳ مطالعه شبکه انجام شده در زاویه ۹۰ درجه ۵۹
- جدول ۱-۴ جدول پیشنهادی برای صحت‌سنجی مبدل حرارتی ۷۰
- جدول ۲-۴ مقایسه نتایج صحت‌سنجی مدل با داده‌های اعتبارسنجی ۷۳
- جدول ۳-۴ تحلیل حساسیت شبکه و تأثیر آن بر نتایج اعتبارسنجی ۷۴
- جدول ۴-۴ مشخصات ترمودینامیکی آب و اکسید المینیوم ۸۰

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ ساختار کلی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ۳
- شکل ۱-۲ اجزای اصلی یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ۴
- شکل ۳-۱ نمایش شماتیک از سلسله مراتب مدل سازی اشفتگی ۷
- شکل ۱-۲ پارامتر های مشخص شده پره ها در پژوهش مانگلیک و برگلز ۱۹
- شکل ۲-۲ تغییرات هزینه سالانه عملیاتی مبدل در مقابل بازده انتقال حرارت دو مدل مورد بررسی ۲۲
- شکل ۳-۲ تغییرات (a) سطح انتقال حرارت مورد نیاز مبدل و (b) افت فشار در مبدل ها در مقابل بازده انتقال حرارت .. ۲۳
- شکل ۴-۲ حساسیت توابع هدف بررسی شده در پژوهش یانگ و همکاران نسبت به متغیر های بهینه سازی ۲۵
- شکل ۱-۳ نمونه یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار سه جریانه جهت مخالف با مسیر های رفت و برگشت جریان ۳۵
- شکل ۲-۳ شماتیک مبدل حرارتی فین دار نامنظم و ساختار دقیق ۳۶
- شکل ۳-۳ (a) نوع H ؛ (b) نوع Z ؛ (c) نمای مقابل شکل نوع H؛ (d) نمای مقابل شکل نوع Z ۳۹
- شکل ۴-۳ نمودار تغییرات دمای سیال های سرد و گرم در یک مبدل برای جریان های (a) مخالف جهت (b) هم جهت ۴۳
- شکل ۵-۳ المان مورد نظر برای بررسی انتقال حرارت در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ۴۵
- شکل ۶-۳ سطوح انتقال حرارت اولیه و ثانویه ۴۶
- شکل ۷-۳ هندسه و مشخصات انواع پره های به کار رفته در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار ۴۸
- شکل ۸-۳ a یک گرمکن صفحه ای معمولی، c , b یک گرمکن صفحه ای دو جریانه ۵۲
- شکل ۹-۳ نمودار دما در یک گرمکن مبادل حرارت در مراحل مایع، دوفاز و گازی در منطقه فوق بحرانی ۵۲
- شکل ۱۰-۳ منحنی ترکیب برای یک مبدل ۵ جریانه ۵۳
- شکل ۱۱-۳ حالات مختلف تغییر ضریب انتقال حرارت کلی در طول مبدل ۵۴
- شکل ۱۲-۳ مطالعه شبکه انجام شده برای عدد رینولدز ۵۰۰ تا ۲۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه ۵۸
- شکل ۱-۴ نمودار روند بهینه سازی به روش الگوریتم ژنتیک ۶۶
- شکل ۲-۴ تأثیر متغیرهای طراحی بر عملکرد انتقال حرارت ۷۲
- شکل ۳-۴ نمودار ضریب کالبرن در ارتفاع مختلف فین ۷۴
- شکل ۴-۴ مقایسه ضریب اصطکاک در ارتفاع های مختلف فین ۷۵
- شکل ۵-۴ مقایسه نسبت ضریب کالبرن به عامل اصطکاک در مدل حاضر و داده های مرجع ۷۵
- شکل ۶-۴ دامنه همگرایی مدل مورد بررسی برای زاویه ۶۰ درجه ۷۸
- شکل ۷-۴ دامنه همگرایی مدل مورد بررسی برای زاویه ۹۰ درجه ۷۸
- شکل ۸-۴ نمودار عدد ناسلت برای زاویه ۶۰ درجه و درصد حجمی ۶ ۸۲
- شکل ۹-۴ نمودار عدد ناسلت برای زاویه ۹۰ درجه و درصد حجمی ۶ ۸۲
- شکل ۱۰-۴ مقادیر ضریب انتقال حرارت کل در مقادیر مختلف عدد رینولدز ۸۴
- شکل ۱۱-۴ نمودار افت فشار در لایه میانی مبدل برای زاویه های ۶۰ درجه و ۹۰ درجه ۸۵
- شکل ۱۲-۴ نمودار قدرت پمپاژ برای زاویه ۶۰ درجه ۸۶
- شکل ۱۳-۴ نمودار قدرت پمپاژ برای زاویه ۹۰ درجه ۸۷

شکل ۴-۱۴ نمودار تغییرات مقاومت حرارتی در مبدل حرارتی برای زاویه ۶۰ درجه ۸۸
شکل ۴-۱۵ نمودار تغییرات مقاومت حرارتی در مبدل حرارتی برای زاویه ۹۰ درجه ۸۸

شکل ۴-۱۶ مقدار ضریب اصطحکاک برای زاویه ۶۰ درجه و درصد حجمی ۶ ۹۰
شکل ۴-۱۷ مقدار ضریب اصطحکاک برای زاویه ۹۰ درجه و درصد حجمی ۶ ۹۱
شکل ۴-۱۸ مقدار ضریب کالبرن برای زاویه ۶۰ درجه و درصد حجمی ۶ ۹۲
شکل ۴-۱۹ مقدار ضریب کالبرن برای زاویه ۹۰ درجه و درصد حجمی ۶ ۹۳

فهرست علائم

$\frac{Kg}{m^3}$	(ρ)	چگالی
mm	(L)	طول هر شاخه
mm	(t)	ضخامت هر شاخه
mm	(h)	ارتفاع هر شاخه
mm	(S)	فاصله عرضی
K	(T)	دما
Pa	(P)	فشار
Kg	(m)	جرم
	(Nu)	عدد ناسلت
	(Pr)	عدد پранتل
m^2	(A)	سطح کل انتقال حرارت
	(R)	عدد رینولدز
	(j)	ضریب کالبرن
$\frac{Kg.m}{s^2}$	(f)	ضریب اصطحکاک
$\frac{m^3}{s}$	(\dot{V})	دبی حجمی
m	(D_h)	قطر هیدرولیکی
$\frac{m}{s}$	(U)	سرعت لحظه ای
$\frac{m^2}{s^2}$	(K)	انرژی جنبشی اشفتگی
$\frac{J}{Kg}$	(h)	انتالپی سیال
$\frac{J}{Kg}$	(C_p)	گرمای خاص در فشار ثابت

$\frac{K^2.W}{m}$	(U)	ضریب انتقال حرارت کلی
$\frac{s^2.Kg}{m}$	(G_m)	دبی جرمی سیال

فهرست علائم یونانی

$\frac{m^2}{s}$	(μ)	ویسکوزیته
	(δ_{ij})	نرخ کرنش
$\frac{N^2}{m}$	(τ'_{ij})	تنش رینولدز
	(ϵ)	بازده انتقال حرارت
	(η)	بازده کلی سطح
$\frac{W}{m}$	(λ)	ضریب هدایت گرمایی
	(η_0)	راندمان سطحی پره
	(γ)	نسبت ضخامت به طول سطح
	(α)	نسبت طول به ارتفاع
	(δ)	نسبت ضخامت به طول

فصل اول

مقدمه

۱-۱- مقدمه:

در سالیان اخیر توجه به مسئله بهبود انتقال حرارت در علوم مهندسی و صنعت ؛ با سرعت افزایش یافته ای در حال رشد است . به طوری که هم اکنون به بخش بسیار مهمی از تحقیقات تجربی و نظری تبدیل شده است . بهبود انتقال حرارت با استفاده از روش های مرسوم ؛ باعث صرفه جویی قابل توجهی در هزینه ها و منابع انرژی و حفظ محیط زیست شده است . بر هم زدن زیر لایه آرام در لایه مرزی جریان مخشوش؛ ایجاد جریان ثانویه ؛ اتصال دوباره سیال جدا شده به سطح ؛ ایجاد تأخیر در توسعه لایه مرزی؛ تقویت ضریب هدایت حرارتی مؤثر سیال؛ افزایش اختلاف دما بین سطح و سیال از جمله مهمترین مکانیزم هایی هستند که منجر به افزایش انتقال حرارت از طریق جریان سیال می شوند.

در این فصل، به معرفی کلی موضوع پایان نامه و اهمیت آن در انتقال حرارت پرداخته شده است . در ابتدا نگاهی به مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار از دیدگاه نقش و اهمیت آنها در انتقال حرارت صورت می گیرد و پس از آن بهینه سازی این مبدل ها با استفاده از مدل ریاضی ناویر استوکس با میانگین رینولدز^۱ به عنوان یک ابزار قدرتمند و مدل سازی با استفاده از محاسبات دینامیک سیالاتی^۲ محاسباتی اشاره شده است . سپس، اهداف اصلی تحقیق در این پایان نامه مشخص و مطرح می شوند. در این فصل نیز روش تحقیق در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته شده است تا اطلاعات بیشتری از نحوه اجرای تحقیقات و جمع آوری داده ها در این پایان نامه به دست آید. در پایان به معرفی اجمالی مسئله مورد بررسی تحقیق پرداخته شده است. این تداوم منطقی از فصل ۱ به سایر فصول پایان نامه، خواننده را با مسیر و هدف اصلی تحقیق آشنا می سازد و اهمیت مطالب ارائه شده را برای خواننده مشخص می کند

۱-۲- مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار:^۳

مبدل های حرارتی صفحه دار پره دار به عنوان نوعی از مبدل های حرارتی شناخته می شوند که در صنایع مختلف مانند نفت و گاز، هوافضا، خودروسازی و تولید برق به منظور انتقال حرارت کارآمد بین دو سیال مورد استفاده قرار می گیرند . این نوع مبدل ها که از جنس آلومینیوم ساخته شده اند ؛ در مقایسه با سایر

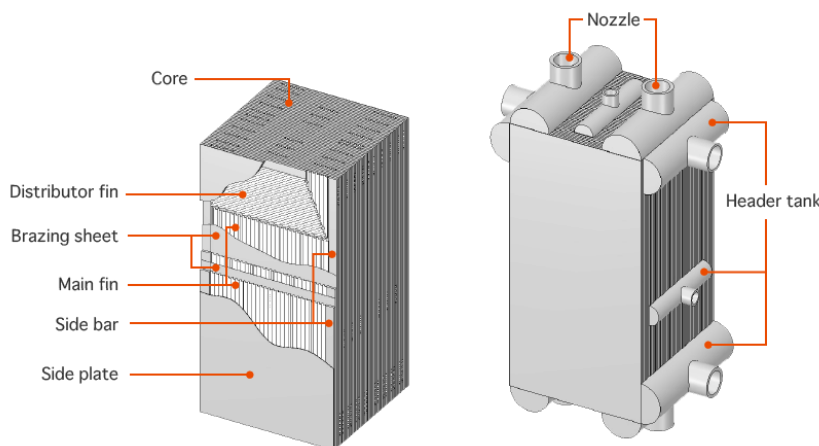
¹ Reynolds-averaged Navier-Stokes

² Computational Fluid Dynamics

³ Plate Fin Heat Exchanger

انواع مبدل‌ها، فضای کمتری را اشغال می‌کنند. طراحی این مبدل‌های حرارتی با هدف انتقال حرارت بین دو مایع یا گاز با سرعت بالا و بهینه‌سازی مصرف انرژی انجام شده است. [۱]

یکی از ویژگی‌های منحصر به فرد مبدل‌های صفحه‌ای پره دار، ساختار لایه‌ای آن‌ها است. لایه‌های مختلف با اندازه‌ها و اشکال متفاوت، به دلیل اختلاف دما و خواص فیزیکی متنوع سیالات در این لایه‌ها، موجب بهبود عملکرد کلی مبدل می‌شوند. هر لایه شامل پره‌هایی است که سطح تماس سیال با سطح جامد را افزایش می‌دهند. این افزایش سطح انتقال حرارت در مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار، بازدهی و کارایی آن‌ها را به‌طور قابل‌توجهی افزایش داده است. این مبدل‌ها در حجم ثابت، نسبت سطح انتقال حرارت به حجم را به‌طور قابل‌توجهی افزایش می‌دهند (بیش از $700 \frac{m^2}{m^3}$ تا $1800 \frac{m^2}{m^3}$) و در نتیجه در دسته مبدل‌های حرارتی فشرده قرار می‌گیرند. این ویژگی، انتقال حرارت در اختلاف دماهای پایین (تا دو درجه) را ممکن ساخته و موجب بهبود چشمگیر در کارایی و بازدهی این مبدل‌ها شده است. پره‌ها با افزایش تراکم سطح انتقال حرارت، به تبادل بهتر حرارت کمک کرده و بهره‌وری مبدل را ارتقا داده‌اند. این ویژگی امکان انتقال حرارت در اختلاف دماهای پایین‌تر را فراهم کرده است که در نتیجه باعث افزایش کارایی و بازدهی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار شده است. شماتیک کلی مبدل‌های حرارتی در شکل ۱-۱ آورده شده است. [۲]



شکل ۱-۱ ساختار کلی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار. [۳]

به‌طور کلی، مبدل‌های حرارتی بر اساس نوع مکانیزم انتقال حرارت می‌توان به انواع تماس مستقیم^۱ و تماس غیر مستقیم^۲ تقسیم بندی می‌شوند. در مبدل‌های تماس مستقیم، سیالات مستقیماً با یکدیگر تبادل حرارت می‌کنند و این فرآیند با انتقال جرم همراه است. اما در مبدل‌های تماس غیرمستقیم، یک

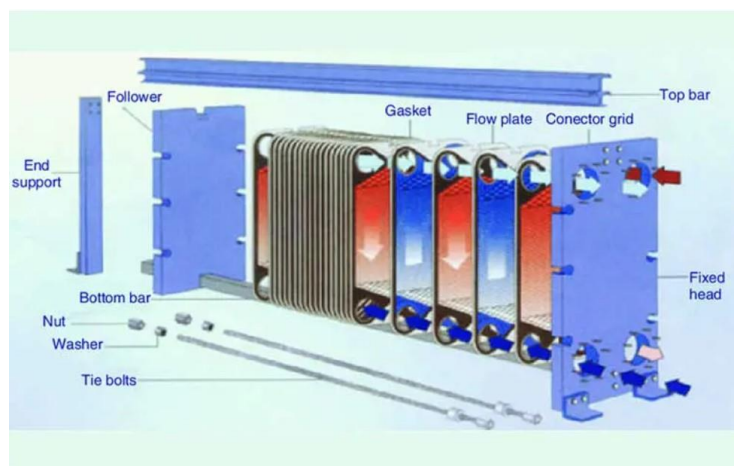
^۱ Direct contact

^۲ Indirect contact

دیوار جداکننده، سیالات گرم و سرد را از یکدیگر جدا کرده و تبادل حرارت از طریق این دیواره انجام می‌شود.

۱-۲-۱- ساختار مبدل حرارتی صفحه ای پره دار :

در شکل زیر ؛ اجزای اصلی یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار نشان داده شده است . اجزای اصلی این مبدل حرارتی شامل صفحات انتقال دهنده حرارت و جداکننده جریان ها ؛ واشرها و قاب های انتهایی هستند که نازل ورود و خروج جریان در آنها قرار دارد.



شکل ۱-۲ اجزای اصلی یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار [۴]

در قسمت میانی این مبدل حرارتی صفحات نازک مستطیل شکل قرار داده شده است که واشرها کاملاً اطراف آنها را احاطه کرده اند . استفاده از واشرها باعث آب بندی این صفحات شده است . صفحات پشت سر هم قرار داده شده است به صورت یک مجموعه واحد باعث جلوگیری از اختلاط سیالات با هم شده است و مانع از نشت سیالات می‌گردد . صفحات جداکننده^۱ بر روی یک میله حمال فوقانی قرار می‌گیرند . در غالب موارد هم این میله های حمل کننده صفحات در سر دیگر قاب با کمک یک ستون پایه نگه داشته می شوند. مجموعه صفحاتی که در داخل مبدل حرارتی صفحه ای قرار داده می شوند به وسیله چندین پیچ به هم بسته شده است در جای خود ثابت می گردد ؛ که در نهایت این شیوه سر هم بندی صفحات امکان باز و بسته کردن راحت و تمیز کاری این مبدل ها را به خوبی فراهم می نماید .

^۱ Separator Plate

در این مبدل‌ها که اغلب، جریان‌ها در خلاف جهت هم‌دیگر قرار دارند، جریان‌ها از نازل‌های ورودی وارد هدرها^۱ شده و سپس از طریق توزیع‌کننده‌ها وارد هسته اصلی می‌شوند. بیشترین انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی داخل هسته رخ می‌دهد. در این مبدل‌ها، در داخل هسته اصلی و توزیع‌کننده‌ها، پره‌هایی تعبیه شده است که سطح انتقال حرارت را افزایش می‌دهند. در نهایت، جریان‌ها در انتهای دیگر مبدل، از طریق توزیع‌کننده‌های انتهای مبدل وارد هدرهای انتهای مبدل می‌شوند و از مبدل خارج می‌گردند. ساختار مبدل پلیت-فین، بخصوص، ساختار فین‌ها، تأثیر بسیار زیادی بر عملکرد مبدل حرارتی دارند. در نتیجه بهینه‌سازی آن‌ها می‌تواند عملکرد مبدل را بهبود بخشیده و صرفه‌جویی‌هایی در هزینه‌های جاری و سرمایه‌گذاری اولیه در کنار بهبود عملکرد فرآیندها و رسیدن به دماهای پایین‌تر صورت گیرد.

۱-۲-۲- اهمیت و ضرورت بهینه‌سازی^۲ مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار:

در دهه‌های اخیر، افزایش سرسام‌آور مصرف انرژی در دنیا، کمبود منابع سوخت فسیلی، کمبود منابع آب آشامیدنی، بحران انرژی، و نیز لزوم رعایت مسائل زیست محیطی از قبیل جلوگیری از افزایش دمای زمین، آلودگی محیط زیست، در کنار لزوم کاهش هزینه‌ها و قیمت تمام شده محصولات و صرفه اقتصادی بیشتر، باعث مورد توجه قرار گرفتن صرفه‌جویی در مصرف انرژی شده‌است. یکی از راهکارهای اساسی برای افزایش بهره‌وری انرژی، بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی است. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار به دلیل ساختار لایه‌ای و پره‌دار خود، امکان افزایش سطح انتقال حرارت را بهبود می‌بخشند و در نتیجه، عملکرد و بازدهی فرآیندهای حرارتی را به طرز قابل ملاحظه‌ای ارتقاء می‌دهند. این امکانات از اهمیت ویژه‌ای در کاهش هزینه‌های جاری و سرمایه‌گذاری‌های اولیه مرتبط با سیستم‌های حرارتی بهره‌برداری می‌کنند. بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره دار باعث صرفه‌جویی در انرژی و بهبود کارایی سیستم‌های صنعتی می‌شود.

در جریان‌های چند جزئی، مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به دلیل خصوصیات خاص خود از اهمیت ویژه‌ای برخوردار هستند. طراحی بهینه این نوع مبدل‌ها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. زیرا این مبدل‌ها می‌توانند نقش مؤثری در بهبود عملکرد سیستم‌های حرارتی بازی کنند. با بهره‌گیری از پره‌های فلزی و صفحات فلزی در ساختار، این مبدل‌ها امکان افزایش نرخ انتقال حرارت را فراهم می‌سازند که این امر موجب بهبود کارایی سیستم و کاهش مصرف انرژی می‌شود.

تحقیقات در زمینه طراحی حرارتی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در جریان‌های چند جزئی، نقش مهمی در پیش برد درک ما از فرآیندهای انتقال حرارت و بهبود کارایی کاربردهای مهندسی

¹ nozzles

² Optimization

مختلف ایفا می‌کند. این بحث اهمیت و ضرورت انجام چنین تحقیقاتی را با استخراج بینش از ادبیات مرتبط برجسته خواهد کرد. یکی از دلایل مهم برای انجام تحقیقات در این زمینه، افزایش عملکرد مبدل های حرارتی است.

یکی از دلایل اصلی انجام تحقیقات در این حوزه، تقاضای روزافزون برای سیستم‌های تبادل حرارت کارآمد در بخش‌های مختلف از جمله هوافضا، خودروسازی و فرآیندهای صنعتی است. مبدل های حرارتی نقش مهمی در افزایش بهره‌وری انرژی و کاهش هزینه‌های عملیاتی دارند. بنابراین، بهبود طراحی و عملکرد آنها برای دستیابی به پایداری و رقابت بسیار مهم است. علاوه بر این، جریان‌های چند جزئی، برهمکنش‌های ترمودینامیکی پیچیده‌ای را معرفی می‌کنند که نیاز به بررسی کامل و مدل‌سازی عددی دارند. رفتار سیالات مختلف و مخلوط آنها در مبدل های حرارتی می‌تواند به طور قابل توجهی بر نرخ انتقال حرارت و راندمان کلی سیستم تأثیر گذاری داشته باشد. در نتیجه، محققان در این زمینه مسئولیت توسعه ابزارها و روش‌های محاسباتی پیشرفته را برای رسیدگی موثر به این چالش‌ها را بر عهده دارند. علاوه بر این، تحقیقات در طراحی و بهینه‌سازی حرارتی با انگیزه جهانی به سمت پایداری و کاهش اثرات زیست محیطی همسو می‌شود. مبدل های حرارتی کارآمدتر منجر به صرفه جویی در انرژی، کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای و ردپای کربن کمتری می‌شود. دولت‌ها و صنایع در سرتاسر جهان فعالانه به دنبال راه‌حلهایی برای مقابله با تغییرات آب و هوایی هستند و تحقیقات در این زمینه را نه تنها مفید، بلکه برای آینده‌ای پایدار ضروری می‌سازند [۵]

۱-۳- مروری بر معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز:

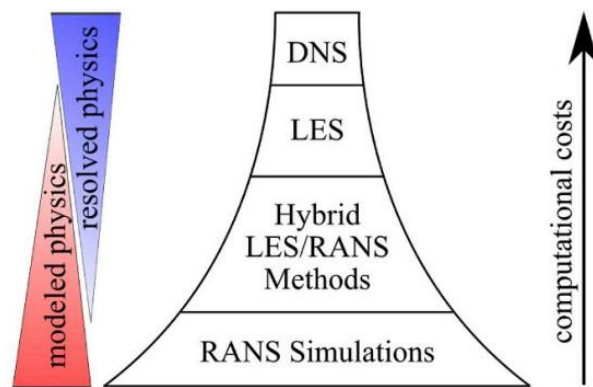
معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز مجموعه‌ای از معادلات ساده شده است که از معادلات ناویر-استوکس به دست آمده و برای توصیف رفتار متوسط جریان سیال استفاده می‌شود. این یک توصیف ریاضی از رفتار سیالات در حالت پایدار، متلاطم، تراکم پذیر یا غیر قابل تراکم را ارائه می‌دهد. معادلات فوق‌الذکر بر اساس اصول بقای جرم، تکانه و انرژی استوار است. آنها به عنوان یک سیستم معادلات دیفرانسیل جزئی غیر خطی بیان می‌شوند، که در آن متغیرهای مجهول، متغیرهای وابسته ای هستند که به حالت و خواص سیال بستگی دارند. معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز جریان های آشفته^۱ را در دینامیک سیالات محاسباتی مدل می‌کند. این معادلات می‌توانند ویژگی های جریان مانند افت فشار، کشش و انتقال حرارت را در یک سیستم سیال پیش بینی کنند.

^۱ Turbulent flows

از چند دهه گذشته، معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز؛ به طور گسترده در بخش‌های هوافضا، خودروسازی، دریایی و انرژی و غیره مورد استفاده قرار گرفته شده است. آنها اغلب برای شبیه‌سازی رفتار جریان‌هایی که در آیرودینامیک، احتراق و پدیده‌های چند فازی با آن مواجه هستند، استفاده می‌شد.

جریان‌های آشسته به وسیله یک دامنه گسترده از مقیاس‌های زمانی مشخص می‌شوند. بنابراین، انجام شبیه‌سازی‌های عددی مستقیم با حل معادلات ناویر استوکس و رفع تمامی مقیاس‌های آشفتگی، به ویژه برای جریان‌های با عدد رینولدز بالا، به طور چشمگیری گران و با هزینه‌های بالائی مواجه است. این سلسله مدل در شکل ۱-۳ نشان داده شده است، به گونه‌ای که در بالا توسط روشهای شبیه‌سازی عددی مستقیم نشان داده می‌شود و در پایین توسط روشی با رویکرد تجربی و محاسباتی قابل تحمل‌تر نشان داده شده است.

شبیه‌سازی گردابی بزرگ^۱؛ یک توافق بین شبیه‌سازی مستقیم عددی و شبیه‌سازی رینولدز میانگین شده ناویر-استوکس است که به دو انتهای طیف، مقیاس‌های پراکندگی را نشان می‌دهند. در شبیه‌سازی گردابی بزرگ تنها مقیاس‌های بزرگتر و پیرانرژی توضیح داده می‌شود، در حالی که مقیاس‌های کوچک‌تر زیر یک آستانه، فیلتر می‌شوند.



شکل ۱-۳- نمایش شماییک از سلسله مدل سازی اشفتگی [۶]

^۱ Large Eddy Simulation

۱-۳-۱- اهمیت معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز در بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار:

بهبود کارایی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار از اهمیت بسیاری برخوردار است، زیرا این مبدل‌ها در بسیاری از صنایع به کار می‌روند و نقش اساسی در انتقال حرارت دارند. استفاده از معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز در بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، مانند یک راهبرد استراتژیک عمل می‌کند. این معادلات، با ارائه یک توصیف متوسط از جریان سیال، به ما امکان می‌دهد تا به طور دقیق‌تری اثرات آشفتگی و نوسانات زمانی را در محیط‌های پیچیده‌ی حرارتی مدل‌سازی کنیم. این ابزار محاسباتی قادر است تا ویژگی‌های جریان مانند افت فشار، انتقال حرارت و کشش را به شکل دقیق‌تری پیش‌بینی کند.

این معادلات نقش اساسی در توسعه و بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی دارند و باعث افزایش کارایی و کاربردی‌تر شدن آنها می‌شوند. با توجه به پیچیدگی‌های موجود در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار و اثرات ناشی از جریان‌های آشفتگی، استفاده از معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز امری ضروری و بسیار قابل توجه است. این معادلات می‌توانند ما را در بهینه‌سازی طراحی و راه اندازی مبدل‌ها یاری نمایند. از طریق کاهش هزینه‌ها و زمان‌های مورد نیاز برای آزمایشات تجربی و تحلیل‌های سنگین عددی، مدل‌سازی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار بدون در نظر گرفتن اثرات آشفتگی و نوسانات زمانی، به چالش‌هایی برخورد خواهد کرد که با استفاده از معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز می‌توان به بهترین شکل ممکن راه‌حل‌هایی برای آنها پیشنهاد داد.

۱-۴- نقش دینامیک سیالات محاسباتی در بهینه‌سازی مبدل حرارتی^۱:

استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی یکی از روش‌های نوین و موثر برای بهبود عملکرد این تجهیزات پیچیده است. دینامیک سیالات محاسباتی به‌طور گسترده‌ای برای شبیه‌سازی جریان سیالات و انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی به کار گرفته شده است. این تکنیک با استفاده از مدل‌های عددی پیشرفته‌ای مانند روش حجم محدود^۲ و المان محدود^۳، امکان مدل‌سازی دقیق جریان‌های پیچیده و چندجزئی را فراهم می‌سازد.

^۱ Computational fluid dynamics

^۲ Finite Volume Method

^۳ Finite Element Method

استفاده از روش المان محدود به همراه الگوریتم‌های عددی پیشرفته، امکان مدل‌سازی دقیق ترین جریان سیالات را ارائه می‌دهد. این روش‌ها به بهبود دقت و صحت نتایج در بهینه‌سازی مبدل حرارتی کمک می‌کنند. با استفاده از این ابزار، می‌توان به درک بهتری از رفتار دینامیکی سیالات در مبدل‌های حرارتی دست یافت و پارامترهای کلیدی مانند افت فشار و ضریب انتقال حرارت را بهینه کرد.

در مدل‌سازی‌های دینامیک سیالات محاسباتی امکان بررسی تأثیر تغییرات در طراحی، مانند افزایش ارتفاع پره‌ها و افزایش عرض مبدل و فاصله بین پره‌ها عملکرد مبدل حرارتی را بهبود میبخشد. دینامیک سیالات محاسباتی بر مبنای استفاده از معادلات ناویر-استوکس تأکید دارد و توانایی آن در شبیه‌سازی دقیق جریان سیالات در اطراف سازه‌های حرارتی را به تصویر می‌کشد. اهمیت استفاده از این مدل در بهبود دقت و صحت نتایج بهینه‌سازی مبدل حرارتی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. الگوریتم‌های بهینه‌سازی، به‌ویژه الگوریتم ژنتیک^۱، به عنوان ابزارهای موثر در بهبود کارایی مبدل حرارتی از طریق تغییرات ژنتیک متغیرها مطرح می‌شوند. دینامیک سیالات محاسباتی با الگوریتم‌های بهینه‌سازی مانند الگوریتم ژنتیک منجر به دستیابی به راه‌حل‌های بهینه برای طراحی مبدل‌های حرارتی شده است. این روش‌ها به کاهش هزینه‌ها و افزایش کارایی سیستم‌های حرارتی کمک می‌کنند. علاوه بر این، استفاده از تکنیک‌های محاسباتی پیشرفته مانند شبکه‌های عصبی مصنوعی^۲، سرعت و دقت شبیه‌سازی‌های دینامیک سیالات محاسباتی را بهبود بخشیده و امکان انجام محاسبات پیچیده در زمان کوتاه‌تر را فراهم کرده است. ترکیب دینامیک سیالات محاسباتی با الگوریتم‌های بهینه‌سازی امکان بهبود پارامترها و بهینه‌سازی ساختار مبدل حرارتی را فراهم می‌سازد. استفاده از راهکارهای پیشرفته محاسباتی نظیر تکنیک‌های شبکه عصبی به منظور بهبود دقت و سرعت در مدل‌سازی دینامیک سیالاتی، موضوعی است که می‌تواند به تحقیقات ارتقاء دهنده در زمینه بهینه‌سازی مبدل حرارتی منجر شود. تحلیل دقیق جریان سیالات به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، امکان بهبود دقت در تخمین پارامترها و تغییرات مبدل حرارتی را فراهم می‌آورد. نتایج به دست آمده از این تحلیل‌ها، به عنوان ورودی‌های مهم برای الگوریتم‌های بهینه‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرند. در نهایت، این ترکیب از دینامیک سیالات محاسباتی و الگوریتم‌های بهینه‌سازی در طراحی عددی حرارتی و بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، موجب رسیدن به ساختارهای بهینه و افزایش کارایی سیستم حرارتی شده است. دینامیک سیالات محاسباتی با ارائه مدل‌های دقیق و شبیه‌سازی‌های پیشرفته، نقش بسیار موثری در بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در جریان‌های چندجزئی ایفا می‌کند. با ترکیب این روش با تکنیک‌های بهینه‌سازی، می‌توان مبدل حرارتی را بطور بهینه و کارآمد، با کاهش هزینه‌ها و افزایش کارایی تولید انرژی طراحی کرد. [۷]

¹ Genetic Algorithm

² Artificial Neural Networks

۱-۵- روشهای تقویت انتقال حرارت:

بر اساس یک طبقه بندی مرسوم؛ مبدل های حرارتی به دو دسته فعال^۱ و غیر فعال^۲ تقسیم می شوند. روش های فعال به روش هایی گفته میشود که در آن بقای مکانیزم تقویت انتقال حرارت وابسته به وجود یک نیروی خارجی است. در حالی که در روش های غیر فعال نیاز به وجود چنین نیرویی ندارند. در سال های اخیر، استفاده از تکنیک های مدرن مانند مواد نوین با هدایت حرارتی بالا و ساختارهای میکرو و نانو در تقویت انتقال حرارت توجه بیشتری را به خود جلب کرده است. این تکنیک ها با کاهش مقاومت های حرارتی و بهبود همرفت طبیعی، به افزایش کارایی و بهینه سازی مبدل های حرارتی کمک کرده است. همچنین، پیشرفت هایی در مدل سازی جریان های آشفته و چندفازی^۳ به ویژه در حوزه دینامیک سیالات محاسباتی، امکان بهینه سازی بیشتر و پیش بینی دقیق تر عملکرد مبدل های حرارتی را فراهم ساخته است. برخی از مهمترین روش های غیر فعال مرتبط با تحقیق حاضر که امروز دامنه کاربرد وسیعی را به خود اختصاص داده اند؛ در زیر به صورت مختصر شرح داده می شود. [۸]

۱-۵-۱- سطوح زبر و فین دار:

سطوح زبر و فین دار در انواع مختلفی تولید می شوند. کاربرد عمده سطوح زبر و فین دار عموماً در جریان های تک فاز^۴ است. در جریان مخشوش یک ناحیه با سرعت کم در مجاورت دیواره ها تشکیل می گردد که به عنوان زیر لایه لزج شناخته می شود. ضخامت این زیرلایه برای شرایط جریان مخشوش توسعه یافته حدود ۳ تا ۵ درصد شعاع لوله است. این ناحیه دارای بیشترین مقاومت حرارتی است. بنابراین هر روشی که زیر لایه لزج^۵ را حذف کند سبب تقویت انتقال حرارت خواهد شد.

برای کنترل ساختار این زیر لایه دو روش مختلف مورد بررسی قرار گرفته شده است. یکی دیگر از راه ها؛ توسعه مناطق جدایش جریان نزدیک دیوار است که می توان آن را با استفاده از یک چیدمان متفاوت از مولد های گردابه بر سر راه جریان تحقق بخشید.

روش دیگر؛ تغییر شکل دادن سطح انتقال حرارت به صورت تو رفتگی های سه بعدی (سوراخ و حفره) است. البته وجود برخی زبری ها نظیر فین تا حد کمی باعث افزایش سطح انتقال حرارت نیز می شود که معمولاً تاثیر آن در مقابله با اغتشاش ناشی از جریان موجود در فین ها بسیار ناچیز است.

¹ active

² passive

³ multiphase flows

⁴ single-phase flow

⁵ viscous layer

۱-۵-۲- افزودنی به سیالات :

افزودنی‌های سیالات یکی از روش‌های مؤثر برای تقویت انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی به شمار می‌روند. این افزودنی‌ها به‌ویژه در سیالاتی با ضریب هدایت حرارتی پایین، مانند آب و روغن موتور، استفاده می‌شوند. در دهه‌های اخیر، استفاده از نانوذرات^۱ در سیالات به عنوان یک راه‌حل نوآورانه برای بهبود ضریب هدایت حرارتی مورد توجه قرار گرفته شده است. این نانوذرات به دلیل اندازه کوچک نسبت به سطح، توانایی افزایش هدایت حرارتی سیالات را دارند و از این طریق، انتقال حرارت را بهبود می‌بخشند.

پژوهش‌ها نشان داده‌اند که نانوذرات سیلیکون کاربید و اکسید آلومینیوم می‌توانند به طور مؤثری ضریب هدایت حرارتی سیالات را افزایش دهند و علاوه بر آن مشکلاتی نظیر ته‌نشینی و فرسایش مجاری را کاهش دهند. یکی از مزایای مهم نانوذرات این است که آن‌ها امکان معلق شدن آن‌ها در سیالات بدون نیاز به تجهیزات پیچیده وجود دارد و این امر به بهبود خواص انتقال حرارت کمک می‌کند.

از دیگر مزایای استفاده از نانوذرات می‌توان به کاهش هزینه‌های عملیاتی و بهبود عملکرد سیستم‌های حرارتی اشاره کرد. این نانوذرات به‌ویژه در کاربردهایی مانند سیستم‌های خنک‌کننده و مبدل‌های حرارتی، به دلیل کارایی بالای خود و قابلیت پراکندگی در مایعات، بسیار مفید هستند. علاوه بر این، استفاده از نانوذرات به عنوان افزودنی‌های سیالات، می‌تواند نیاز به نیروی خارجی برای تقویت انتقال حرارت را کاهش دهد و در نتیجه، به عنوان یک روش غیرفعال در نظر گرفته می‌شود [۹]

۱-۶- مزایا و دلایل انتخاب مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار:

مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به عنوان تجهیزاتی کارآمد در انتقال حرارت؛ از مزایای متعددی نسبت به سایر انواع مبدل‌های حرارتی برخوردار هستند که برخی از این موارد عبارت‌اند از:

۱- به دلیل استفاده از ضرایب انتقال حرارت مناسب؛ با کمک این مبدل‌ها میتوان به بازده حرارتی بالا در کاربرد های مربوط به بازیابی حرارت های اتلافی دست یافت .

۲- به دلیل طراحی ویژه صفحات و واشربندی دقیق، هر سیال در کانال‌های جداگانه جریان دارد و امکان نشت یا اختلاط سیالات کاملاً از بین می‌رود. این ویژگی در صنایعی که حساسیت بالایی به آلودگی یا اختلاط دارند، نظیر صنایع غذایی و دارویی، بسیار حائز اهمیت است.

^۱ nanoparticles

۳- مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار برای سیالات دارای لزجت بالا بسیار مناسب است . لزجت زیاد باعث می شود که سیالات لزج در انواع دیگر مبدل های حرارتی با رژیم جریان آرام جریان یابند که این امر باعث کاهش انتقال حرارت و افزایش رسوب گرفتگی خواهد شد .

۴- امکان سرمایش و گرمایش دو یا چند سیال به صورت هم زمان در یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار وجود دارد. در حقیقت، این مبدل حرارتی در حالت چندجریانی نیز مورد استفاده قرار می گیرد که این امر استفاده از آن را در واحدهای جداسازی یا واحدهای تولید آمونیاک محبوب ساخته است.

۵- طراحی فشرده این مبدل ها باعث کاهش حجم، وزن و هزینه های مربوط به حمل و نقل و نصب می شود. همچنین، نیاز به فضای کمتری برای نصب دارند که در کاربردهای صنعتی با محدودیت فضا یک مزیت بزرگ محسوب می شود.

۶- ارتعاش و سر و صدای جریان در این مبدل ها به حداقل رسیده است که این ویژگی به ویژه در محیط های حساس به صدا، نظیر تأسیسات آزمایشگاهی یا مراکز شهری، اهمیت دارد.

۷- مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار در صنایعی نظیر نفت و گاز، پتروشیمی، تبرید، تولید گازهای صنعتی و حتی در سیستم های تهویه مطبوع کاربرد دارند. با توجه به گستردگی این صنایع در ایران، بهبود طراحی و عملکرد این مبدل ها می تواند تأثیر قابل توجهی بر افزایش بازده و کاهش هزینه ها در این صنایع داشته باشد.

۸- با وجود مزایای متعدد، طراحی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به دلیل پیچیدگی جریان های چندجریانی، نیازمند رویکردهای عددی و مدل سازی های دقیق است. این چالش ها انگیزه اصلی این تحقیق برای ارائه راه حل های علمی و عملی در بهبود عملکرد این مبدل ها است.

۹- این نوع مبدل ها به دلیل ساختار فشرده و انعطاف پذیری در طراحی، ظرفیت بالایی برای تحقیقات نوین در حوزه های مختلف نظیر استفاده از مواد جدید، طراحی هندسی پیشرفته، و شبیه سازی جریان های چندفازی دارند.

۱۰ - با توجه به ساختار فشرده ؛ راندمان بالا و توانایی جابجایی و انتقال حرارت بین چند جریان به طور هم زمان ؛ مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به طور گسترده ای در فرایندهای تبریدی^{۲۱} مورد استفاده قرار میگیرند که این فرایندها در صنایع پتروشیمی ؛ تولید گاز صنعتی؛ و کاربرد دارد . [۱۰]

۱-۷- مروری بر فصول پایان نامه:

در فصل یک پایان نامه؛ مدل ریاضی و اهمیت طراحی عددی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در جریان‌های چندجزئی شرح داده شده است. در این فصل، تحقیقاتی که در راستای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صورت گرفته باشند، مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته‌اند. در نهایت، چالش‌های موجود برای تحلیل مبدل مورد نظر بیان شده و نوآوری‌ها و اهداف پژوهش حاضر تشریح شده است.

در فصل دوم، پژوهش‌هایی که در حوزه بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار انجام شده‌اند، مرور شده است. در این فصل تحقیقاتی مورد مطالعه و مورد بررسی قرار گرفته می‌شوند که در راستای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی انجام شده باشند گرفته‌است. در نهایت، با بیان چالش‌های موجود برای تحلیل مبدل مورد نظر، نوآوری و اهداف پژوهش حاضر بیان گردیده می‌شود.

در فصل سوم، ساختار فین مورد مطالعه را بررسی و تجزیه و تحلیل شده و سپس؛ مروری بر مدل‌سازی و اساس روش‌های تحلیل مبدل‌های حرارتی، با تمرکز بر مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، صورت گرفته شده است. معادلات حاکم بر فرآیند انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی و روش‌های مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، شرح داده شده‌است. در ادامه، روابط حاکم بر محیط چندفازی و روابط تعادل فاز؛ در کنار روابط حاکم بر تحلیل جریان‌های چند جزئی شرح داده شده است. چالش‌های تحلیل مبدل‌های حرارتی چندفازی و چندجزئی وعدم توانایی روابط یک‌بعدی در تحلیل آن‌ها مورد بررسی قرار گرفته شده است.

فصل چهارم این پژوهش به شرح فرآیند برقراری ارتباط بین نرم‌افزارهای مورد استفاده برای بهینه‌سازی مبدل‌های چندفازی اختصاص یافته است. روش بهینه‌سازی و آنالیز حساسیت مورد استفاده توضیح داده شده است. در ادامه، مبدل مورد بررسی و بهینه‌سازی در این پژوهش، به همراه کاربرد آن و هندسه طراحی شده فعلی معرفی شده است. توابع هدف تک‌منظوره و چندمنظوره برای بهینه‌سازی عملکرد مبدل تعریف شده‌اند و نتایج حاصل از بهینه‌سازی مبدل ارائه شده است

در فصل پنجم، به جمع‌بندی پژوهش انجام شده پرداخته شده و پیشنهادهایی به منظور ادامه پژوهش ارائه گردیده است.

فصل دوم

مروری بر کارهای گذشتگان و پیشینه تحقیق

۱-۲- مقدمه:

امروزه بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار بیش از هر زمان دیگری اهمیت پیدا کرده است. در این فصل، تحقیقات و کارهای گذشته در زمینه بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار به صورت جامع بررسی می شود. هدف از این بررسی؛ ایجاد یک پایه محکم برای مطالعه ای است که بر طراحی حرارتی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار در جریان های چند جزئی^۱ متمرکز است. تحقیقات در حوزه بهینه سازی ساختار مبدل های حرارتی صفحه پره دار، به عنوان یکی از زمینه های حیاتی در مهندسی حرارتی؛ از اهمیت ویژه ای برخوردار است. این فصل، به بررسی گسترده پیشینه تحقیقات در زمینه طراحی عددی حرارتی و بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار در جریان های چند جزئی اختصاص دارد.

ابتدا مبانی و اصول طراحی مبدل های حرارتی صفحه پره دار مورد بررسی قرار گرفته می شود. مفاهیم اساسی از جمله جریان حرارت، انتقال حرارت تراکمی، و مفاهیم اصلی در طراحی هندسی این مبدل ها مورد بحث قرار می گیرد. سپس، به بررسی روش ها و استراتژی های بهینه سازی ساختار مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار پرداخته می شود. در پایان، پیشینه تحقیقات در زمینه طراحی عددی حرارتی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار در جریان های چند جزئی به طور گسترده مرور می شود. این روابط به عنوان ابزارهای اساسی در فرآیند بهینه سازی ساختار مبدل ها ارائه می شود.

این فصل به بررسی چالش ها و فرصت های بهینه سازی ساختار مبدل حرارتی در محیط های پیچیده چندفازی پرداخته و انگیزه پژوهش حاضر در این حوزه را مورد بررسی قرار میدهد. در نهایت، این مقدمه نقطه آغازی فعال برای مطالعات بعدی در این حوزه فراهم می کند و ارتباط مستقیم با هدف کلی بهبود عملکرد مبدل های حرارتی صفحه پره دار در جریان های چند جزئی را برقرار می سازد.

هدف این فصل ارائه درکی جامع از عوامل و چالش های کلیدی در بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار است و بینش های ارزشمندی درباره جریان چند جزئی تبادل حرارت فراهم می نماید. دانش به دست آمده در این فصل به عنوان پایه ای برای بحث ها و یافته های تحقیقاتی بخش های بعدی مورد استفاده قرار گرفته و در جهت دستیابی به هدف کلی افزایش عملکرد و پایداری سیستم های مبدل حرارتی نقش آفرینی می نماید.

۲-۲- طراحی مبدل حرارتی:

فرایند طراحی مبدل حرارتی به عنوان یک چالش پیچیده در صنعت مطرح می شود که این چالش به دلیل متغیرهای زیاد و ارتباطات پیچیده ای که در طراحی وجود دارد، افزایش می یابد. زیرا این فرآیند نیازمند در نظر گرفتن بسیاری از پارامترها و ارتباطات پیچیده است. گام اول برای ایجاد مبدل حرارتی

¹ multi-phase flows

کارآمد و جلوگیری از نقصان در عملکرد آن طراحی صحیح مبدل حرارتی صفحه ای پره دار است. هدف اصلی از طراحی بدون شک برآورده کردن نیازهای فرآیند است؛ بنابراین طراحان باید تمام اطلاعات مانند نرخ جریان سیالات، فشارهای عملیاتی و حداکثر دماها و همچنین تمام محدودیت‌های هزینه، فضا و انواع مواد را مورد مطالعه قرار دهند. طراحان؛ مبدل‌های حرارتی را با توجه به نوع ساخت، هندسه، و مواد و همچنین با در نظر گرفتن شرایط عملیاتی مانند هزینه، نگهداری، قابلیت اعتماد، و ایمنی انتخاب می‌کنند. مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به عنوان یکی از مبدل‌های پرکاربرد در صنایع مختلف هستند و می‌تواند نیازهای انرژی و حفاظت از محیط زیست را برآورده سازند.

با توسعه سریع علم و فناوری، استفاده از انرژی و حفاظت از محیط زیست جلب توجه بیشتری پیدا کرده است، این امر باعث شده است که در صنایع مختلف به تجهیزات مبدل‌های حرارتی با کارایی بیشتر، فشرده‌تر و سبک‌تر نیاز باشد. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، مبدل‌هایی هستند که می‌تواند به این نیاز پاسخ دهند. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار جزء پرکاربردترین مبدل‌ها در صنعت مهندسی هستند. طبق قانون دوم ترمودینامیک^۱، تولید آنتروپی^۲ به علت عوامل غیرقابل بازگشت فرآیند ایجاد می‌شود. فرآیند انتقال حرارت یک فرآیند غیرقابل بازگشت استاندارد است. روش کاهش تولید آنتروپی برای تحلیل عملکرد حرارتی در فرآیندهایی که نیاز به انتقال حرارت دارند، انتخاب می‌شود.

مبدل حرارتی را میتوان با تعیین چندین پارامتر هندسی در محدودیت‌های خاص طراحی کرد. هندسه سطح آن با طول شاخه (l)، ارتفاع (h)، فاصله عرضی (s)، و ضخامت (t) توصیف می‌شوند. شاخه‌ها می‌توانند به طور مؤثر مساحت انتقال حرارت را افزایش دهند و به بهبود کارایی انتقال حرارت کمک کنند. علاوه بر این، خصوصیات جریان و انتقال حرارت به طور نزدیک با سطح انتقال حرارت در ارتباط هستند. بنابراین، بهینه‌سازی پارامترهای شاخه‌ها برای صرفه‌جویی در انرژی و کاهش هزینه مبدل حرارتی بسیار مهم است. در چند دهه گذشته، بهینه‌سازی طراحی مبدل حرارتی توجه محققان زیادی را به خود جلب کرده است. [۱۱]

۲-۳- بهینه سازی^۳ ساختار مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار:

در دهه‌های اخیر، بهبود کارایی مبدل‌های حرارتی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار بوده است و تحقیقات گسترده‌ای در این زمینه انجام شده است. هدف اصلی این مطالعات افزایش بهره‌وری انتقال حرارت و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی است. این اهداف با توجه به نیازهای مختلف صنایع؛ از اهمیت ویژه‌ای برخوردار هستند. یکی از جوانب مهم در بهبود عملکرد سیستم‌های حرارتی؛ طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار است. این مبدل‌ها به وسیله بهبود هندسه صفحات و پره‌ها؛ مساحت انتقال حرارت را افزایش می‌دهند و بهینه‌ترین شکل‌ها و ابعاد را برای دستیابی به عملکرد بهتر ارائه می‌دهند.

^۱ second law of thermodynamics

^۲ Entropy

^۳ Optimization

هرچه هندسه پیچیده تر باشد، انتقال حرارت بالاتر است. با این حال، محدودیت‌های سنتی در تولید می‌تواند بهینه سازی هندسه را محدود کند که ممکن است از نظر تئوری؛ کارایی بسیار بالایی ارائه دهند اما ساخت آنها غیرممکن است. طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی صفحه ای پره دار با استفاده از روش‌های سنتی مانند روش دمای میانگین لگاریتمی و روش تعداد واحدهای انتقال حرارت؛ هزینه‌بر و زمان‌بر است. با پیشرفت سریع دینامیک سیالات محاسباتی و فناوری کامپیوتر، امکان بهینه‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه ای پره دار با کارایی بالا با استفاده از کامپیوترها فراهم شده است. مطالعات انجام شده توسط تحقیق‌گران مختلف نشان می‌دهد که شبیه‌سازی‌هایی که با روش دینامیک سیالات محاسباتی انجام می‌شوند؛ برای انواع مختلف مبدل‌های حرارتی صفحه ای پره دار قابل اعتماد است. بنابراین، شبیه‌سازی‌های عددی می‌توانند هزینه‌های زیاد تولید ابزار، کار آزمایشی و زمان تحقیق و توسعه را کاهش دهند و امکان بهینه‌سازی کارآمد طراحی مبدل‌ها را فراهم کنند. [۱۲]

مقایسه خصوصیات فیزیکی سیال و جامد؛ تاثیر پارامترهای تاثیر گذار بر این خصوصیات فیزیکی مانند دانسیته^۱ و ویسکوزیته^۲ بر عملکرد مبدل‌های حرارتی صفحه ای پره دار بسیار حائز اهمیت است. بررسی تفاوت در دانسیته و ویسکوزیته آب و هوا به عنوان مایعات و جامدات مورد استفاده در مبدل‌ها؛ می‌تواند راهنمایی مهمی برای بهینه سازی ساختار و افزایش کارایی انتقال حرارت باشد. خواص فیزیکی سیال و جامد در جدول ۱-۲ آمده است.

	Water	Air	Aluminum
Density (kg/m ³)	998.2	1.23	2719
Specific heat (J/(kg·K))	4182	1006.43	871
Thermal conductivity (W/(m·K))	0.6	0.0242	237
Viscosity (Pa·s)	8.81×10^{-4}	2.493×10^{-5}	-

جدول ۱-۲ - خصوصیات فیزیکی مایع و جامد [۱۳]

مین‌سونگ و همکاران [۱۴] از روش‌های شبیه‌سازی عددی برای بررسی عملکرد یک مبدل حرارتی با شیارهای افقی تحت جریانی در دهانه بالا استفاده کردند و متوجه شدند که طراحی شیارهای افقی می‌تواند مبدل‌های حرارتی صفحه ای پره دار را سبک‌تر و کوچک‌تر کنند. با این حال، به منظور به دست آوردن ویژگی‌های انتقال حرارت و مقاومت جریان مبدل‌های حرارتی صفحه ای پره دار، لازم است تجزیه و تحلیل شبیه‌سازی عددی مبدل‌های حرارتی صفحه ای پره دار انجام شود. با این وجود، اندازه شیار نسبت به اندازه کلی مبدل‌های حرارتی صفحه ای پره دار بسیار کوچک و به شدت ناکارآمد است واز

¹ Density

² Viscosity

طرفی به طور مستقیم مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با ساختارهای پیچیده مانند نوع صفحه و نوع شیار به روش عددی ؛ شبیه سازی شده اند.

شدت انتقال حرارت به صورت مستقیم به هندسه تاج زدایی روی سطح صفحات بستگی دارد. وانگ و همکاران [۱۵] تأثیر ابعاد هندسی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار را بر بهره وری مبدل های حرارتی بررسی کردند. آنها متوجه شدند که با افزایش عدد رینولدز^۱ در فین ها نسبت طول به عرض کاهش می یابد و اندازه فین های طولی افزایش می یابد. علاوه بر این، عدد ناسلت^۲ و عامل اصطکاک با افزایش نسبت طول به عرض فین کاهش می یابند.

نینگ و همکاران [۱۶] مدل سازی عددی تبادل گر صفحه ای را انجام دادند و نتایج را با داده های تجربی مقایسه کردند. نویسندگان تعیین کردند که برای یک افت فشار ؛ برنامه دما و بار حرارت مشخص ؛ می توان پارامتر های هندسی صفحه را پیدا کرد که تبادل گر حرارت صفحه ای با حداقل مساحت انتقال حرارت را ایجاد کنند

انتخاب هندسه بهینه، که در آن افزایش ضریب انتقال حرارت به دست می آید، معمولاً به صورت تجربی انجام می شود و با استفاده از تئوری شباهت^۳، معادلات معیاری به دست می آید که امکان محاسبه پارامتر های انتقال حرارت را فراهم می کنند. با این حال، از نظر هزینه های اقتصادی، این راه حل بسیار پرهزینه است، بنابراین برای حل مسئله بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار از مدل سازی کامپیوتری استفاده میشود .

۲-۴- استخراج روابط تجربی برای مدل سازی ریاضی رفتار سیالات در مبدل های حرارتی:

طراحی بهینه مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با استفاده از روش های سنتی مانند روش دمای میانگین لگاریتمی^۴ و روش تعداد واحدهای انتقال حرارت بسیار هزینه بر و زمان بر است. با پیشرفت سریع دینامیک سیالات محاسباتی و فناوریهای نوین ، امکان بهینه سازی طراحی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با کارایی بالا فراهم شده است. مطالعات انجام شده توسط محققان مختلف نشان داده شده است که شبیه سازی های انجام شده با روش دینامیک سیالات محاسباتی برای انواع مختلف مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار قابل اعتماد هستند بنابراین، شبیه سازی های عددی می توانند هزینه های زیاد تولید ابزار، کار آزمایشی و زمان تحقیق و توسعه را کاهش دهند و امکان بهینه سازی کارآمد طراحی مبدل های حرارتی را فراهم کنند.

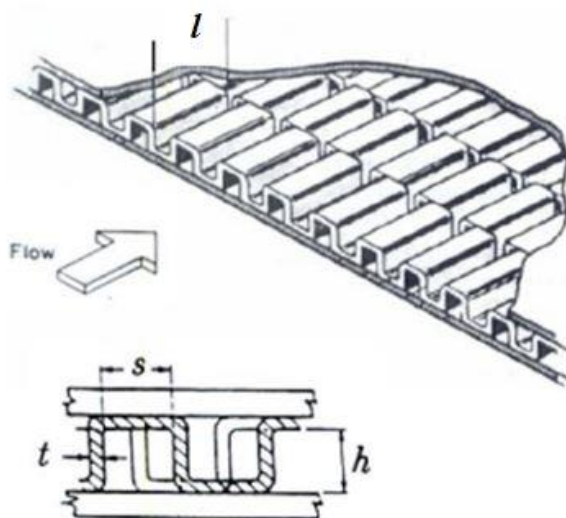
¹ Reynolds Number

² Nusselt Number

³ similarity theory

⁴ Logarithmic mean temperature method

مانگلیک و برگلز [۱۷]؛ بر اساس داده‌های تجربی برای ۱۸ پره مختلف، به استحصال رابطه‌هایی برای انتقال حرارت و افت فشار در مبدل صفحه‌ای پره‌دار، با پره‌های جابجاشده^۱ پرداختند. روابط ارائه شده در این پژوهش، با دقت $\pm 20\%$ ، در تطابق با داده‌های تجربی هستند. تحقیق فوق در بازه رینولدز بزرگتر از ۵۰۰۰ و کوچکتر از ۲۰۰۰۰ انجام شده است. پارامترهایی که در بیان این روابط استفاده شده‌اند، نسبت به ابعاد مختلف پره‌های مبدل است. این پارامترها مطابق رابطه ۱-۲ و شکل ۱-۲ تعریف شده‌است:



شکل ۱-۲ پارامترهای مشخص‌کننده پره‌ها در پژوهش مانگلیک و برگلز [۱۷]

$$\alpha = \frac{s}{h}; \quad \delta = \frac{t}{l}; \quad \gamma = \frac{t}{s}; \quad 1-2$$

رابطه (۱-۲) رابطه‌ای است که مانگلیک و برگلز برای ضرائب کالبرن j و اصطکاک f ، در پژوهش خود به آن دست یافتند. ضرائب کالبرن و اصطکاک، که در فصل بعد به طور کامل شرح داده خواهد شد، ضرائبی است که به ترتیب؛ انتقال حرارت و افت فشار سیال در داخل مبدل بر اساس آن‌ها محاسبه می‌شود.

$$j = 0.6522(Re)^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678} \times (1 + 5.2699 \times 10^{-5} (Re)^{1.34} \alpha^{0.504} \delta^{0.456} \gamma^{-1.055})^{0.1} \quad 2-2$$

$$f = 9.6243(Re)^{-0.7422} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} - 0.2659 \times (1 + 7.669 \times 10^{-8} (Re)^{4.429} \alpha^{0.920} \delta^{3.767} \gamma^{0.236})^{0.1} \quad 3-2$$

¹ Serrated or Offset fins

این روابط به عنوان مبنا و پایه برای بسیاری از بهینه‌سازی‌های ساختار مبدل صفحه‌ای پرده‌دار با پره‌های جابجاشده، استفاده شده‌است.

در همین راستا، برای بهبود و گسترش بازه رینولدز تحت پوشش در معادلات ارائه شده فوق، ارتور و همکاران [۱۸] مطالعه ویژگی‌های انتقال حرارت در میکروکانال‌ها و مینی‌کانال‌هایی که حاوی آرایه‌هایی از پره‌های نواری نامنظم هستند؛ را تحت شرایط مرزی شار حرارتی یکنواخت بررسی می‌کنند. آن‌ها در پژوهش خود، با استفاده از نرم‌افزار محاسبات عددی دینامیک سیالات محاسباتی، به بررسی انتقال حرارت و افت فشار سیال در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پرده‌دار پرداختند و بر اساس نتایج بدست آمده، روابط جدیدی برای ضرایب f و j معرفی کردند.

تمرکز اصلی این تحقیق بر تعیین عدد ناسلت در شرایط حرارتی پایا و دوره‌ای توسعه‌یافته است. نویسندگان تأثیر هندسه کانال، آرایش پره‌ها و ویژگی‌های حرارتی بر عملکرد انتقال حرارت را تحلیل کرده‌اند. رویکردهای محاسباتی و تحلیلی برای مدل‌سازی و اعتبارسنجی رفتار انتقال حرارت استفاده شده است. یافته‌های این تحقیق دیدگاه‌های مفیدی برای بهینه‌سازی طراحی‌های حرارتی در مبدل‌های حرارتی فشرده ارائه می‌دهد و کاربردهای عملی در خنک‌سازی الکترونیک، سیستم‌های خودرویی و دیگر سیستم‌های مدیریت حرارتی در مقیاس میکرو دارد.

برای روابط ارائه شده فوق، دو محدودیت می‌توان برشمرد. اول اینکه این روابط بازه‌های محدودی از ساختارهای مختلف پره‌ها را مورد بررسی قرار داده‌اند. دوماً، این روابط مختص مبدل‌های صفحه‌ای پرده‌دار با پره‌های جابجا شده هستند و قابل استفاده در تحلیل مبدل‌های صفحه‌ای پرده‌دار با انواع دیگر پره‌ها نیستند.

در همین راستا، قاسم و زبیر [۱۹]، به استحصال روابط برای نوع دیگری از پره‌ها در مبدل صفحه‌ای پرده‌دار، یعنی پره‌های موج‌دار پرداختند. ایشان، با استفاده از ۲۹ داده تجربی حاصل از ۳ پژوهش متفاوت و ۲۱ داده جدید تحلیلی که با ابعاد و مشخصات مختلف هندسه پره‌های موج‌دار در نرم‌افزار شبیه‌سازی انسیس فلوئنت تحلیل کردند (مجموعاً ۵۰ هندسه مختلف)، به استخراج رابطه‌های تجربی برای افت فشار و انتقال حرارت سیال در مبدل‌های صفحه‌ای پرده‌دار با پره‌های موج‌دار پرداختند. روابط بدست آمده توسط آنها، دارای خطای میانگین مجموع مربعات^۱ کمتر از ۱۰ درصد بودند.

هو و لی [۲۰] بوسیله راه اندازی تست تجربی، اقدام به بررسی ضریب انتقال حرارت j در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پرده‌دار، نمودند. این روابط با دقت ۲۵٪ قابلیت پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت را دارند. در این مدل‌سازی، ضریب انتقال حرارت بر حسب j و شار حرارتی، پیش‌بینی می‌شود. بازه دبی بر واحد سطح پوشش داده شده در این روابط، بین ۶۴ تا $128 \frac{kg}{m^2s}$ می‌باشد. نقطه ضعف این روابط استخراج شده، عدم وابستگی این ضرایب انتقال حرارت به هندسه پره‌ها در مبدل حرارتی است. در واقع این اعداد بر حسب

¹ Mean Squared Error

رینولدز جریان و پراتل بیان می‌شود که دربردارنده مشخصات هندسی پره‌ها نیستند. از این‌رو از این روابط نمی‌توان در بهینه‌سازی هندسه مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار استفاده کرد.

پژوهش‌های مشابه دیگری نیز در حیطه بررسی مشخصات انتقال حرارت دو فاز، در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار صورت گرفته شده است، اما هیچکدام در بردارنده روابط ضریب کالبرن و اصطکاک بر حسب هندسه پره‌ها نیستند. از این‌رو از روابط مذکور در بهینه‌سازی ساختار مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با جریان چندفازی و چند جزئی نمی‌توان استفاده کرد. به عبارتی انتقال حرارت در جریان‌های دو فاز، بدلیل پیچیدگی رفتار سیال در این جریان‌ها و وابستگی شدید انتقال حرارت به جبهه جریان و کیفیت جریان، هم‌چنان به صورت روابط تجربی قابل اتکا همانند روابط مانگلیک و برگلز و قاسم و زیبر، برای مبدل‌های صفحه‌ای پره دار در نیامده‌اند. از این رو، بهینه‌سازی مبدل‌های دو فاز با چالش‌هایی رو برو است. [۲۱]

۲-۵- بهینه سازی ساختار عملی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار:

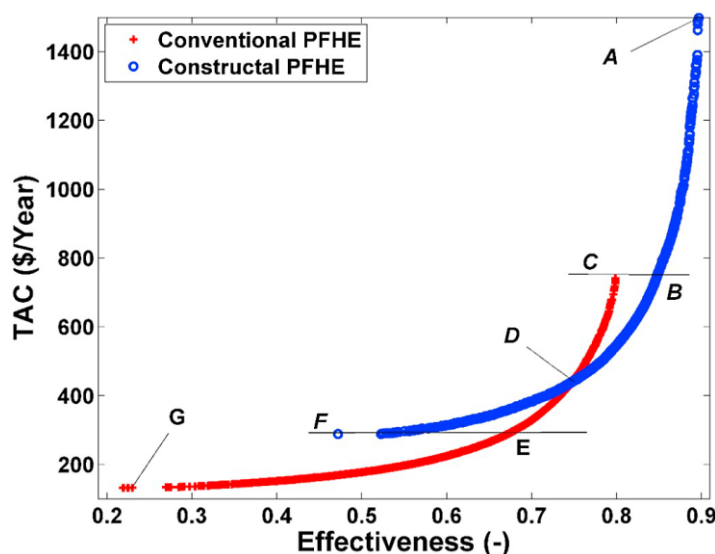
بر اساس اطلاعات به‌دست‌آمده درباره انتقال حرارت و افت فشار سیالات در مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با جریان‌های تک‌فاز، بهینه‌سازی‌های گوناگونی بر روی ساختار این مبدل‌ها با استفاده از پارامترهای هدفی همچون بازده انتقال حرارت، افت فشار، و هزینه‌های عملیاتی و سرمایه‌گذاری انجام گرفته شده است. در ادامه، به برخی از این بهینه‌سازی‌ها اشاره خواهد شد.

لی و همکاران [۲۲] به محدودیت‌های تحقیقات موجود، مانند نادیده گرفتن فرآیند انتقال فاز، استفاده از مدل‌های ساده‌شده یا تمرکز بر جریان تک فاز اشاره می‌کنند. این مقاله بر روی اثرات پارامترهای ساختار پره‌ها، مانند ارتفاع، فاصله، ضخامت و طول، و ویژگی‌های انتقال گرما و جرم کانال تحت شرایط انتقال فاز تمرکز دارد. آنها پیشنهاد می‌کنند که از دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه سازی و بهینه سازی ساختار نرم افزاری در شرایط انتقال فاز و مطالعه مکانیسم و ویژگی‌های انتقال گرما و جرم بین مناطق دو فازی استفاده شود. در تحقیق فوق؛ مدل هندسه، معادلات حاکم، روش‌های حل، و شرایط مرزی دسته صفحه توصیف شده است. آنها از مدل آشفتگی $k-\omega$ ، برای فرآیند انتقال فاز استفاده می‌کنند. همچنین در این تحقیق؛ مدل ارزیابی افت فشار و عملکرد انتقال حرارت بر اساس عوامل f و j معرفی شده است. آنها همچنین تأیید استقلال شبکه^۱ و اعتبارسنجی مدل^۲ را انجام می‌دهند. همچنین روش‌ها و محتوای اصلی تحقیق خود را معرفی کردند.

¹ Confirming network independence

² model validation

حاج‌عبداللہی [۲۳]، بازده انتقال حرارت و هزینه سالیانه دو مبدل صفحه‌ای پره‌دار با ساختارهای متفاوت و شرایط فرآیندی یکسان، به کمک روش بهینه‌سازی توده ذرات^۱، بهینه‌سازی کردند. در این پژوهش، یک مبدل با ساختار معمولی و یک مبدل با ساختار دو مرحله‌ای (عرض مبدل و مشخصات هندسی پره‌ها، در میانه مسیر عبور جریان سرد و گرم، به طور دفعه‌ای، تغییر می‌یابد)، بررسی و بهینه‌سازی می‌شوند. به این ترتیب، در مجموع، ۱۲ مشخصه بهینه‌سازی جهت دستیابی به حالت بهینه، بررسی می‌شود. روابط به کار رفته در این بهینه‌سازی نیز، روابط معرفی شده توسط ماگلیک و برگلز هستند. جبهه نقاط بهینه^۲ برای هزینه سالیانه و بازدهی مبدل حرارتی، در شکل نمایش داده شده‌است. شکل ۲-۲ نشان می‌دهد که برای بازدهی‌های بالاتر از ۰.۷۵٪، ساختار دو مرحله‌ای، هزینه کمتری را برای دستیابی به بازده حرارتی بهینه^۳ تحمیل می‌کند. به عبارت دیگر، مبدل با ساختار دو مرحله‌ای، در حالت بهینه، صرفه اقتصادی بیشتری را به ازای انتقال حرارت واحد خواهد داشت. نکته حائز اهمیت دیگری که در این پژوهش به آن دست‌یافته شده‌است، لزوم افزایش تصاعدی مساحت انتقال حرارت و به تبع آن افزایش افت فشار در مبدل‌ها برای افزایش بازده مبدل به مقادیر بازده بالاتر از ۸۰ درصد است که این مورد باعث تحمیل هزینه سالانه بالا می‌شود. روند تغییرات افت فشار در برابر ضریب تاثیر مبدل حرارتی، در شکل ۲-۳ نمایش داده شده‌است.

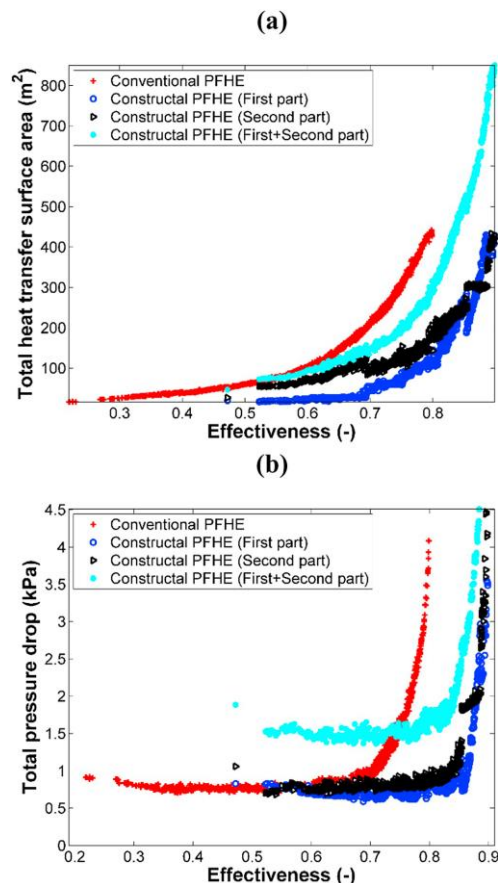


شکل ۲-۲ تغییرات هزینه سالانه عملیاتی مبدل در مقابل بازده انتقال حرارت دو مبدل مورد بررسی [۲۳]

¹ Particle Swarm Optimization method

² Optimal Pareto Front

³ Optimal thermal efficiency



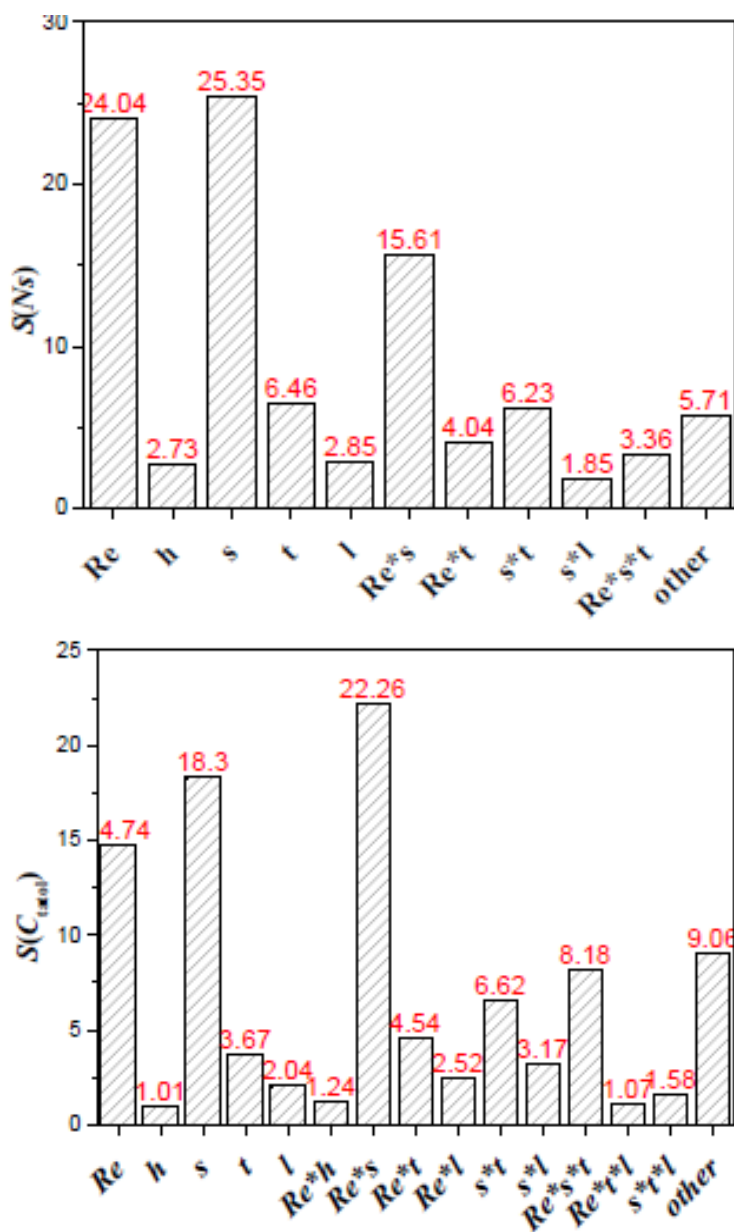
شکل ۲-۳ تغییرات (a) سطح انتقال حرارت مورد نیاز مبدل و (b) افت فشار در مبدل‌ها در مقابل بازده انتقال حرارت [۲۳]

یانگ و همکاران [۲۴]؛ به بررسی تاثیر پارامترهای ارتفاع، ضخامت، و رینولدز جریان بر انتقال حرارت مبدل‌های هوا-هوا پرداختند. شبیه‌سازی رفتار سیال در مبدل بر اساس روابط ارائه شده توسط مانگلیک و برگلز انجام شده است. توابع هدف در این مسئله شامل نرخ انتقال حرارت، هزینه سالانه مبدل و نیز تولید آنتروپی در مبدل مورد نظر است و به صورت جداگانه بررسی می‌گردند. قیود مسئله بر اساس مشخصات هندسی فین و رینولدز جریان تعریف شده‌اند. روش بهینه‌سازی به کار رفته در این پژوهش نیز، روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک است. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که بیشترین انتقال حرارت در حالتی رخ می‌دهد که عدد رینولدز ورودی افزایش یابد. هم‌چنین، حالت بهینه انتقال حرارت، هزینه سالانه و تولید آنتروپی بسیار بالایی را تحمیل می‌کند. در مقابل، کمترین هزینه عملیاتی سالیانه در حالتی بهینه‌است که کمترین تولید آنتروپی به همراه داشته باشد. فعالیت دیگری که در این پژوهش به آن پرداخته شده‌است، آنالیز حساسیت جهان شمول^۱ است. این آنالیزهای حساسیت که به روش‌های سوبول^۲

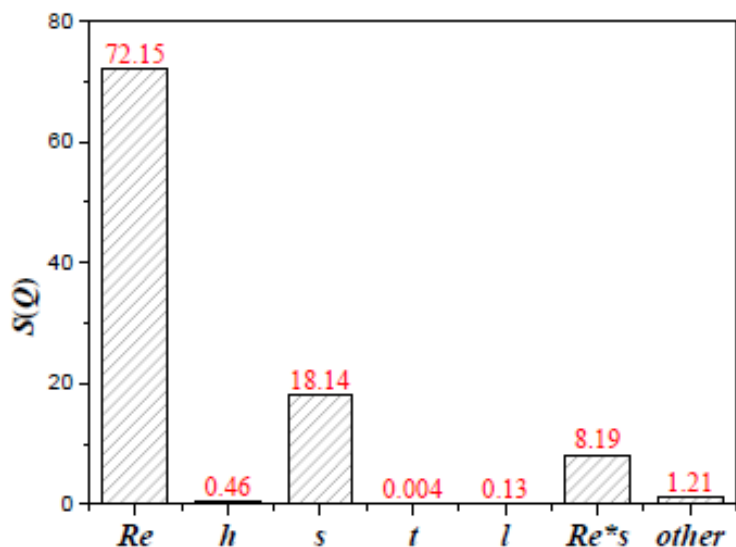
^۱ Global sensitivity analysis

^۲ Sobol Method

و ماریس^۱ انجام می‌شود، نشان می‌دهد که عدد رینولدز و فرکانس فین، بیشترین تاثیر را بر توابع هدف بهینه‌سازی دارد. شکل ۴-۲ نشان دهنده حساسیت پارمترهای مختلف مورد بررسی در این پژوهش است.



¹ Marris Method



شکل ۲-۴ حساسیت توابع هدف بررسی شده در پژوهش یانگ و همکاران نسبت به متغیرهای بهینه‌سازی [۲۴]

در یکی دیگر از پژوهش‌های قابل توجه در زمینه بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، سانگ و کویی [۲۵]؛ با بهره‌گیری از روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک در محیط برنامه‌نویسی متلب، به بهینه‌سازی مبدل صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های جابجا شده، می‌پردازند. در این پژوهش، از روابط توسعه‌یافته توسط سانگ، برای استخراج ضرائب کالبرن و اصطکاک استفاده شده است. قیود در نظر گرفته‌شده در این پژوهش قیود روابط سانگ و افت فشار مجاز در جریان‌های سرد و گرم است. مبدل مورد بررسی در این پژوهش، دو جریانه بوده و جریان‌های سرد و گرم دارای هندسه جداگانه هستند. توابع هدف مورد بررسی در این پژوهش، شامل انتروپی تولیدی، بازده حرارتی و هزینه سالانه مبدل حرارتی است. این توابع هدف، ابتدا به صورت جداگانه و سپس به صورت ترکیبی بهینه‌سازی میشوند. در این پژوهش، مشخصات پره‌ها به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد، افزایش بازده حرارتی، مستلزم کاهش تولید آنتروپی است و این دو پارامتر با یکدیگر رابطه خطی دارند. بهینه‌سازی جداگانه پارامترها نشان می‌دهد که با کمک روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک، می‌توان ساختار مبدل را به گونه‌ای تغییر داد که به‌ازای کاهش اندک بازده مبدل حرارتی، هزینه سالانه به طرز چشم‌گیری کاهش یابد. همچنین، بهینه‌سازی با توابع هدف ترکیبی نشان می‌دهد می‌توان به حل‌هایی دست یافت که هم بازه انتقال حرارت را افزایش داده و هم کاهش هزینه سالانه را به همراه داشته باشد. علاوه‌براین، این روش امکان دستیابی به راه‌حل‌های متعدد بهینه را فراهم می‌کند که می‌توان بسته به اهمیت هر یک از توابع هدف، انتخاب مناسب‌تری انجام داد.

پیرو معرفی روابط تجربی ضرائب انتقال حرارت و اصطکاک برای مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های سینوسی موجی^۱ توسط قاسم و زبیر، در پژوهشی، کوئی و سانگ [۲۶]، به بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های موجی پرداختند. مبدل هوا-هوای مورد استفاده در این بهینه‌سازی، با روش الگوریتم

^۱ Waveguide finned plate converters with sinusoidal fins

ژنتیک برای توابع هدف هزینه سالانه، تولید آنتروپی و بازده انتقال حرارت، بهینه‌سازی شد. متغیرها نیز در این پژوهش، مشخصات هندسی پره‌های موج‌دار هستند. نتایج این شبیه‌سازی نیز موثر بودن روش الگوریتم ژنتیک را برای بهینه‌سازی این مبدل‌ها مشخص می‌کند.

گریسیوناس و همکاران [۲۷] به مدلسازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار با فین‌های دندان‌دار با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی پرداختند. در این روش در محدوده اعداد رینولدز ($2957 < Re_{corrug} < 88$) با استفاده از فرضیه لامینار شبیه‌سازی شده است. یافته‌های اصلی این تحقیق نشان داد که: ۱- حدود بخش انتخاب‌شده مبدل حرارتی با استفاده از داده‌های مربوط به مقاومت جریان برای مدل یک تک‌کانال موج‌دار تأیید شد. توافق خوبی در محدوده وسیعی از اعداد رینولدز بین پیش‌بینی‌ها و حدود بخش مبدل حرارتی که مقاومت جریان کمتری ایجاد می‌کند، وجود داشت. ۲- دو مدل مبدل حرارتی با ساده‌سازی‌های جریان هسته مبدل و واسط متخلخل پاورلا، تنها اندکی تفاوت در سطح توزیع مناسب در داخل هسته مبدل حرارتی پیش‌بینی کرد.

در تحقیق ناسیمنتو و همکاران [۲۸] به مدلسازی عددی یکپارچه و طراحی بهینه ترمودینامیکی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار جریان معکوس با استفاده از شبکه عصبی پرداخته شده است. آن‌ها ویژگی انتقال حرارت و افت فشار مبدل حرارتی صفحه‌ای فین‌دار از طریق انتقال حرارت ضریب کالبرن ضریب اصطحاک را مورد بررسی قرار دادند. در مقاله آنها تحلیل عددی یک مبدل حرارتی با فین‌های نامنظم در فرایند انتقال حرارت آب - آب مورد بررسی قرار گرفت. در این تحقیق؛ از مدل جانشین^۱ استفاده شده و توانایی یکپارچه سازی الگوریتم ژنتیک و شبکه بازگشتی^۲ را نشان داده است. روش بهینه‌سازی ارائه شده به طور قابل توجهی توانایی طراحی را با تمرکز بر موارد مربوط به حجم؛ افت فشار و کارایی در مقایسه با تحقیقات پیشین بهبود داده است. در تحقیق فوق؛ روند اطلاعات آزمایشگاهی باهمخوانی بهتری در خصوص موارد و اندازه‌گیری‌های مربوط به انتقال حرارت و افت فشار نشان داده شده است. در فرایند بهینه‌سازی؛ بیشینه کردن کارایی و کمینه کردن حجم و افت فشار به عنوان موضوعی مهم برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی در نظر گرفته شده است. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که حجم و کارایی همان مقادیر تحقیقات قبلی را خواهد داشت. در حالی که افت فشار در سمت گرم و سرد به ترتیب ۵۵.۴٪ و ۷۲.۳٪ کاهش خواهد یافت

ژیانگ و همکاران [۲۹] به بررسی کاربرد دینامیک سیالات محاسباتی و بهینه‌سازی با استفاده از تابع پایه شعاعی^۳ برای بهبود طراحی و عملکرد مبدل‌های حرارتی با پره‌های لولادار پرداخته‌اند. پره‌های لولادار در

^۱ Surrogate model

^۲ RVFL networks

^۳ Radial Basis Function

مبدل‌های حرارتی بسیار مهم هستند زیرا با مختل کردن لایه‌های مرزی و ترویج آشفتگی، انتقال حرارت را بهبود می‌بخشند. با این حال، این طراحی‌ها معمولاً با چالش ایجاد تعادل بین حداکثرسازی انتقال حرارت و کاهش افت فشار روبرو هستند. در این مطالعه از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه‌سازی جریان پیچیده سیال و فرآیندهای انتقال حرارت در مبدل حرارتی استفاده شده است. که بینش‌های دقیقی در مورد تأثیر هندسه‌های مختلف پره‌ها بر عملکرد آنها ارائه می‌دهد. سپس از تکنیک بهینه‌سازی تابع پایه شعاعی برای بررسی سیستماتیک و شناسایی پیکربندی‌های بهینه پره‌ها استفاده می‌شود که بهترین تعادل بین عملکرد حرارتی بالا و افت فشار کم را فراهم می‌کنند. این پژوهش، اثربخشی ترکیب دینامیک سیالات محاسباتی با روش تابع پایه شعاعی را در دستیابی به طراحی‌ای که نه تنها انتقال حرارت را افزایش می‌دهد بلکه کارایی کلی را نیز بهبود می‌بخشد، برجسته می‌کند. با بهینه‌سازی هندسه پره‌ها، این مطالعه به توسعه مبدل‌های حرارتی کارآمدتر، مقرون به صرفه‌تر و با عملکرد بالا کمک می‌کند و در کاربردهای صنعتی مختلف که کارایی انرژی اهمیت دارد، بسیار مورد توجه می‌باشد. نتایج این تحقیق راهنمایی‌های عملی را به مهندسان و طراحان در این حوزه ارائه می‌دهد و بر اهمیت تکنیک‌های پیشرفته شبیه‌سازی و بهینه‌سازی در طراحی مدرن مبدل‌های حرارتی تأکید می‌کند.

در تحقیقات وانگ و همکاران [۳۰] به بررسی بهینه‌سازی انتقال حرارت در پره‌های مجهز به ژنراتورهای ورتکس^۱ پرداخته شده است. این مطالعه از الگوریتم ژنتیک مرتب‌سازی برای رسیدگی به اهداف متعدد به طور همزمان استفاده می‌کند و بر بهبود عملکرد انتقال حرارت در عین کاهش افت فشار تمرکز دارد. ژنراتورهای ورتکس به صورت استراتژیک بر روی پره‌های نوع H قرار می‌گیرند تا در جریان هوا اختلال ایجاد کنند، که این امر باعث افزایش اختلاط سیال و بهبود انتقال حرارت می‌شود.

این تحقیق شامل شبیه‌سازی‌های محاسباتی برای مدل‌سازی جریان سیال و ویژگی‌های انتقال حرارت در طراحی پره‌ها است. سپس از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی پیکربندی استفاده می‌شود و تلاش می‌شود تا تعادلی بین اهداف متضاد مانند حداکثرسازی کارایی انتقال حرارت و کاهش مصرف انرژی مرتبط با افت فشار برقرار شود. نتایج نشان می‌دهد که طراحی بهینه‌شده به طور قابل توجهی عملکرد حرارتی را بهبود می‌بخشد و در عین حال افت فشار را حفظ یا کاهش می‌دهد، که منجر به یک راه‌حل کارآمدتر و مقرون به صرفه‌تر برای مبدل‌های حرارتی و سایر کاربردهای مدیریت حرارتی می‌شود. این مطالعه اثربخشی استفاده از تکنیک‌های بهینه‌سازی چندهدفه مانند الگوریتم ژنتیک را در دستیابی به راه‌حل‌های طراحی برتر که به طور همزمان به معیارهای مختلف عملکردی پاسخ می‌دهند، برجسته می‌کند.

¹ Vortex generators

۲-۶- جمع‌بندی و نوآوری پژوهش :

در حوزه تحقیقات مبدل‌های حرارتی، بهینه‌سازی ساختار و عملکرد آن‌ها با استفاده از روش‌های طراحی عددی به‌عنوان یکی از موضوعات پرکاربرد و پیچیده مورد توجه قرار گرفته است. این بخش از تحقیقات به توسعه مدل‌های رفتار سیالات در مبدل‌های صفحه‌ای پرده‌دار و بهینه‌سازی ساختار آن‌ها با هدف افزایش بهره‌وری و کاهش هزینه‌ها متمرکز شده است. پژوهش‌های زیادی در زمینه مدل‌سازی رفتار سیالات در مبدل‌های صفحه‌ای پرده‌دار انجام شده است. همچنین، بهینه‌سازی ساختار مبدل‌ها نیز از جمله موضوعاتی است که در طول سال‌های گذشته مورد توجه قرار گرفته شده اند. این پژوهش‌ها عمدتاً بر مبنای روابط توسعه یافته توسط مانگلیک و برگلز انجام شده‌اند، که البته محدودیت‌ها و نواقصی نیز دارند.

از آنجایی که روابط تجربی برای ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک در مبدل‌های صفحه‌ای پرده‌دار با پره‌های جابجا شده و موجی ارائه نشده‌اند، پژوهش‌های جدید به دنبال توسعه الگوریتم‌ها و روش‌هایی جهت بهبود دقت در تخمین این ضرایب می‌باشند. به‌علاوه، اهمیت بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پرده‌دار بدون محدودیت در ابعاد و مشخصات پره‌ها به‌ویژه در محیط‌های چندفازی و با تغییرات فاز، به دلیل کاربردهای گسترده در صنایع مختلف از جمله صنعت پتروشیمی و انرژی، افزایش یافته است. در این پژوهش، با بهره‌گیری از پتانسیل نرم‌افزارهای مهندسی، یک روش طراحی عددی برای بهینه‌سازی انواع مختلف مبدل‌های حرارتی معرفی شده است. این نرم‌افزارها توانایی انجام شبیه‌سازی‌های عملکرد مبدل حرارتی را بدون محدودیت در هندسه و مشخصات جریان فراهم می‌کنند. از جمله ویژگی‌های بارز این پژوهش، توانایی بهینه‌سازی جریان‌های چند جزئی و چندفازی به‌صورت همزمان و بدون محدودیت در ابعاد و هندسه پره‌ها است.

از اهمیت دیگر این پژوهش می‌توان به ارائه الگوریتمی جدید برای بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پرده‌دار با توانایی مدل‌سازی دقیق تغییرات فاز و جریان‌های چندفازی اشاره کرد. در صناعی مانند پتروشیمی، که اغلب با جریان‌های چندفازی و تغییر فاز همراه هستند، این الگوریتم ابزاری قدرتمند برای بهبود بهره‌وری و عملکرد مبدل‌های حرارتی خواهد بود. به این ترتیب، این پژوهش نه تنها به توسعه نظریات موجود پرداخته بلکه با ارائه یک روش عددی مبتنی بر نرم‌افزارهای مهندسی، به حل چالش‌های مهم در زمینه بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پرده‌دار پرداخته است. این پژوهش با ارتقاء دقت مدل‌های رفتار سیالات و ارائه الگوریتم بهینه‌سازی نوین، گام مهمی در جهت بهبود بهره‌وری و عملکرد مبدل‌های حرارتی در صنایع پیشرفته برداشته است.

جدول ۲-۲ خلاصه فعالیت‌ها و پژوهش‌های صورت گرفته برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار

بررسی لزوم و اهمیت بهینه‌سازی ساختار مبدل‌ها					
توسعه روابط تجربی برای پیش بینی عملکرد مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار					
محدودیت ها	قیود	شرایط کاری	نوع پره ها	پژوهش گر(ان)	
عدم پیش بینی روابط برای چند جزء و چند فاز	نسبت ابعاد پره ها و بازه رینولدز مورد بررسی	تک فاز	جابجا شده	مانگلیک و برگلز	
عدم پیش بینی روابط برای چند جزء و چند فاز	نسبت ابعاد پره ها و بازه رینولدز مورد بررسی	تک فاز	جابجا شده	سانگ و لی	
عدم پیش بینی روابط برای چند جزء و چند فاز	نسبت ابعاد پره ها و بازه رینولدز مورد بررسی	تک فاز	موجی سینوسی	قاسم و زبیر	
بهینه سازی مبدل های حرارتی					
روش بهینه‌سازی	قیود	هدف	مبنای شبیه‌سازی عملکرد	نوع مبدل	پژوهش گر(ان)

لی و همکاران	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	مانگلیک برگلز	ضرائب J و f	ابعاد پره ها	MOGA
حاج عبداللهی	مبدل با پره جابجا شده معمولی مبدل با هندسه متغیر	مانگلیک برگلز	بازده حرارتی افت فشار هزینه سالانه	ابعاد پره ها	PSO
یانگ و همکاران	مبدل هوا- هوا با پره جابجا شده	مانگلیک برگلز	تولید آنتروپی هزینه سالانه نرخ انتقال حرارت	رینولدز جریان ابعاد پره ها	NSGA_ II
سانگ و کویی	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	سانگ	بازده حرارتی اتولید آنتروپی هزینه سالانه	ابعاد پره ها افت فشار مجاز	NSGA- II
کوئی و سانگ	مبدل صفحه ای پره دار با پره های موجی	قاسم و زبیر	بازده حرارتی اتولید آنتروپی هزینه سالانه	ابعاد پره ها افت فشار مجاز	NSGA- II

گريسيوناس و همکاران	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	ديناميک سيالات محاسباتی	بررسی و تأیید عملکرد و مقاومت جریان.	فرضیه لامینار، محدوده رينولدز، ساده سازی جریان هسته	NSGA-II
ناسيمنتو و همکاران	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	مانگلیک برگلز	بهبود طراحی و کارایی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار.	افت فشار، کارایی، شبکه عصبی	NSGA-II
ژیانگ و همکاران	مبدل های حرارتی با پره های لوله دار	ديناميک سيالات محاسباتی	بهبود طراحی و عملکرد مبدل ها ی حرارتی	عملکرد حرارتی بالا و افت فشار کم	استفاده از تابع پایه شعاعی (RBF)
وانگ و همکاران	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	ديناميک سيالات محاسباتی	بهبود انتقال حرارت و کاهش افت فشار.	ابعاد پره ها	NSGA-II

فصل سوم

روش پژوهش و معادلات حاکم

۳-۱- مقدمه:

در این فصل؛ تاثیر مبدل حرارتی پره‌دار نامنظم با ساختارهای جدید بر روی کارایی حرارتی مبدل‌های حرارتی چند جریانه معرفی و تشریح خواهد شد. پس از آن ساختار فین مورد مطالعه در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار نامنظم بررسی و تجزیه و تحلیل خواهد شد و از نتایج تحلیل آن در فصل آینده استفاده می‌شود. پره‌های نواری جابجاشده^۱ به طور گسترده‌ای برای بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی استفاده می‌شوند. ویژگی‌های انتقال حرارت و افت فشار اصطکاکی پره‌های نواری جابجاشده با هندسه‌های مختلف و سیالات گوناگون، از جمله جریان تک فازی و جریان دو فازی تحلیل و بررسی می‌شوند. با توجه به موارد ذکر شده؛ انتظار می‌رود ترکیب همه این روش‌ها با یکدیگر میزان انتقال حرارت را به صورت قابل توجهی افزایش دهد. همچنین کاربرد این پره‌ها در مبدل‌های حرارتی فشرده به صورت جامع مورد بررسی قرار گرفته شده است. این مدل‌سازی‌ها، که بر اساس اصول ترمودینامیکی و روابط سیالاتی به تصویر کشیده شده‌اند، به عنوان اساسی‌ترین ابزار برای طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار محسوب می‌شوند. پس از آن به استخراج روابط ترمودینامیکی با استفاده از تعاریف و قوانین ترمودینامیکی و نیز معادلات حالت مناسب در جریان تک فاز و دو فاز پرداخته می‌شود. این بخش نقش مهمی در رفع چالش‌های مدل‌سازی و طراحی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با جریان‌های چندفازی ایفا می‌کند. در ادامه، به بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در شرایط مختلف پرداخته و چالش‌های مرتبط با بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار چندجزئی و چندفازی با هندسه‌های متفاوت مورد بررسی قرار خواهد گرفت. بر اساس عدم توسعه روابط یک بعدی ضرائب کالبرن برای مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با جریان‌های تغییرافزنده و چندجزئی، استفاده از روش‌های عددی برای تحلیل و طراحی این مبدل‌ها به صورت جدی مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۳-۲- تحلیل رفتار هیدرودینامیکی جریان‌های چندفازی در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار:

تحلیل جریان‌های چندفازی یکی از پیچیده‌ترین چالش‌ها در طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار است. این مبدل‌ها در بسیاری از کاربردهای صنعتی، به ویژه در صنایع شیمیایی، نفت و گاز، به دلیل توانایی در انتقال حرارت بین چندین سیال استفاده می‌شوند. جریان‌های چندفازی به جریانی گفته می‌شود که شامل بیش از یک فاز (مانند مایع و گاز) باشد. رفتار این جریان‌ها به شدت پیچیده است، چرا که تغییرات فاز، تبادل جرم و انتقال حرارت همزمان در حال رخ دادن هستند. در تحلیل هیدرودینامیکی این جریان‌ها، پارامترهای مهمی مانند سرعت، فشار، دما و تراکم هر فاز در نقاط مختلف مبدل باید دقیقاً مدل‌سازی و بررسی شوند.

¹ Serrated fins

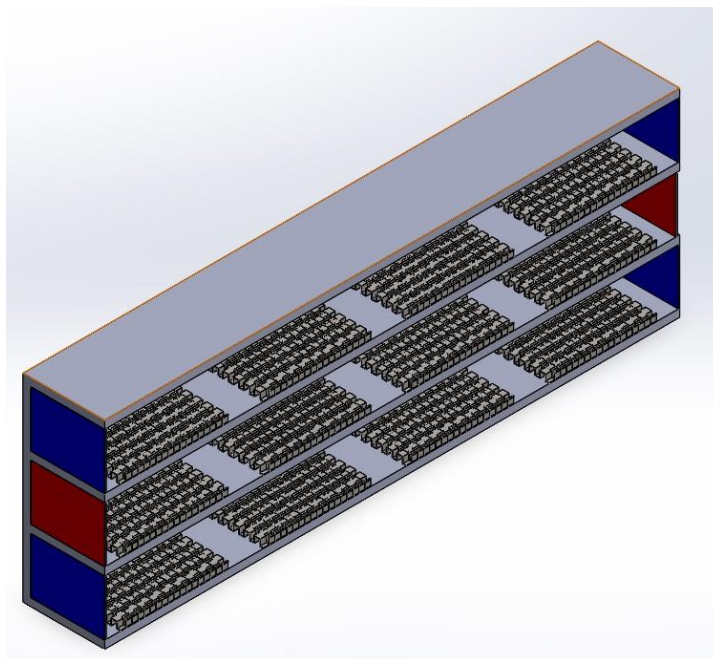
برای مدل سازی این رفتار، معمولاً از معادلات ناویر-استوکس، به همراه مدل های چندفازی مانند مدل حجم سیال^۱ یا مدل اویلری^۲ استفاده می شود. مدل حجم سیال برای شبیه سازی جریان هایی که در آن فازهای مختلف به صورت مجزا از هم جریان دارند (مانند لایه های مایع و گاز) مناسب است. یکی از چالش های اساسی در تحلیل این جریان ها، پیش بینی صحیح توزیع فاز و بررسی نحوه انتقال حرارت بین آن ها است. در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار، سیالات در کانال های بسیار نازک جریان دارند و فین ها به منظور افزایش سطح تماس بین سیال و سطح جامد طراحی شده اند. این فین ها نه تنها باعث افزایش انتقال حرارت می شوند، بلکه به دلیل افزایش اصطکاک، می توانند باعث افت فشار شوند. در فرآیند شبیه سازی، پارامترهای کلیدی مانند ضریب انتقال حرارت، افت فشار، و میزان اختلاط فازها باید به دقت مدل سازی شوند. نرم افزارهای دینامیک سیالات محاسباتی مانند انسیس و کامسول از ابزارهای معمول برای انجام این تحلیل ها هستند. این نرم افزارها توانایی شبیه سازی جریان های چندفازی در محیط های پیچیده ای مانند مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار را دارند و با استفاده از آن ها می توان به بهینه سازی طراحی مبدل ها و افزایش بازدهی حرارتی دست یافت. [۳۱]

۳-۳- معرفی اجمالی مساله مورد بررسی:

در این پژوهش به بررسی عددی جریان در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار نامنظم با جریان های تک فاز و چند فاز و در محدوده عدد رینولدز بزرگتر از ۵۰۰۰ و کوچکتر از ۲۰۰۰۰ به روش عددی حجم محدود پرداخته می شود. در جریان های چند فاز، تشخیص دقیق عدد رینولدز کمی پیچیده تر است، زیرا خواص مختلف فازها (مثل چگالی، ویسکوزیته، و توزیع فازها) بر جریان تاثیر می گذارند. عدد رینولدز در جریان های چند فاز معمولاً برای هر فاز به صورت مجزا محاسبه می شود. در این پژوهش میدان جریان و دما در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار نامنظم با تغییر زاویه حمله برای فین های نامنظم در لایه میانی مبدل برای زاویه حمله ی ۶۰ - ۹۰ درجه شبیه سازی و بررسی خواهد شد. گذر جریان برای یک مبدل سه جریانه با دو مسیر سیال سرد (مسیر بالا و پایین مبدل) و مسیر میانی جریان گرم انجام میشود. چنانچه جریان سیال در حین عبور از مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار متاثر از قرارگیری فین ها باشد؛ جریان سیال دچار امیختگی بیشتر می شود و گرادیان های دمایی در طول مسیر سیال کاهش یافته و توزیع انتقال حرارت یکنواخت تر خواهد بود.

¹ Volume of Fluid (VOF)

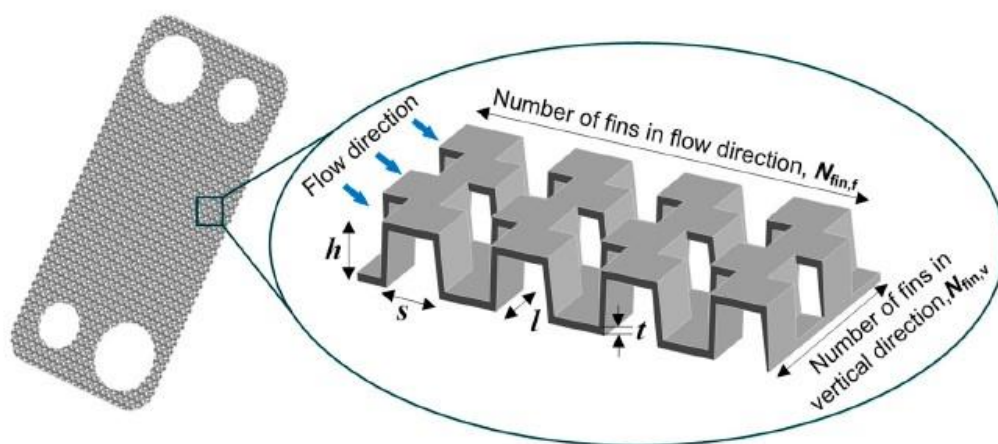
² Eulerian model



شکل ۱-۳ - نمونه یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار سه جریانه جهت مخالف با مسیر های رفت و برگشت جریان

این مساله اساس و بنیان بکارگیری فین ها در مبدل های حرارتی بوده است لذا با قرار دادن فین ها در معبر جریان سیال گرم میتوان آمیختگی بهتر و در نهایت انتقال حرارت بالاتر را تجربه کرد . در ضمن این هندسه با در نظر گرفتن طول توسعه یافتگی و طول خروجی بررسی و تشریح خواهد شد.

شکل (۲-۳) ساختار یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار نامنظم را نشان می دهد . پیکربندی فین های نامنظم توسط دو پارامتر طراحی ؛ تعیین می شوند . تعداد فین ها در جهت افقی $N_{fin,f}$ و تعداد فین ها در جهت عمودی $N_{fin,v}$ هستند . در نتیجه، ابعاد هندسی هر فین بر اساس این پارامترها تعیین می شود . جدول ۱-۳ ابعاد هندسی خاص فین ها را بر اساس تعداد فین ها در هر جهت مشخص می کند. با افزایش تعداد فین ها در جهت عمودی، طول فین ها کاهش می یابد. به همین دلیل، فاصله بین فین ها نیز با افزایش تعداد فین ها در جهت جریان کوچکتر می شود. با توجه به شکل برای بدست آوردن قطر هیدرولیکی از فرمول زیر ۱-۳ استفاده میشود .



شکل ۳-۲ شماتیک مبدل حرارتی فین دار نامنظم و ساختار دقیق. [۳۲]

$$D_h = \frac{4shl}{2(sl+hl+th)+ts} \quad ۱-۳$$

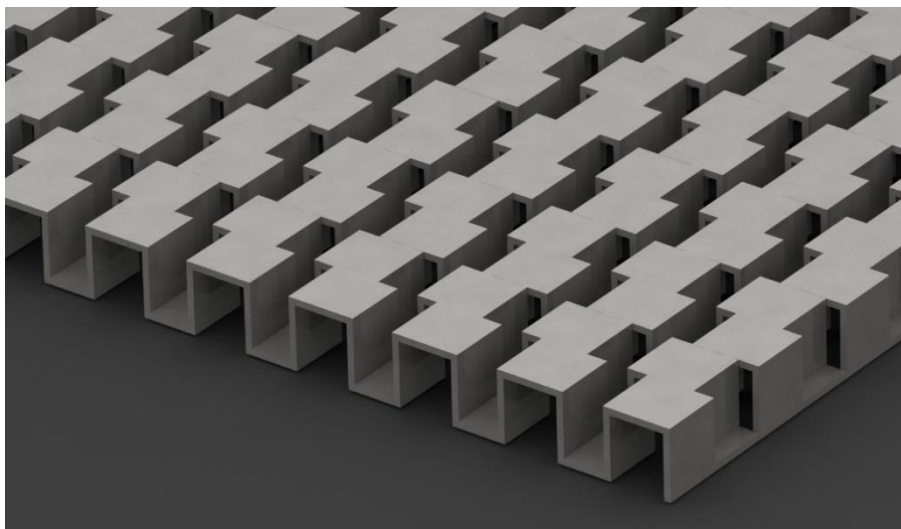
$N_{fin,f}$ [EA]	$N_{fin,v}$ [EA]	s [mm]	h [mm]	t [mm]	l [mm]	D_h [mm]
18	34	1.633	2.1	0.2	1.897	1.698
18	40	1.634	2.1	0.2	1.613	1.675
18	46	1.634	2.1	0.2	1.402	1.653
18	52	1.634	2.1	0.2	1.24	1.632
18	56	1.634	2.1	0.2	1.112	1.611
24	34	1.135	2.1	0.2	1.894	1.356
24	40	1.135	2.1	0.2	1.613	1.337
24	46	1.135	2.1	0.2	1.402	1.318
24	52	1.135	2.1	0.2	1.24	1.301
24	56	1.135	2.1	0.2	1.112	1.283
30	34	0.835	2.1	0.2	1.897	1.096
30	40	0.835	2.1	0.2	1.613	1.08
30	46	0.835	2.1	0.2	1.402	1.065
30	52	0.835	2.1	0.2	1.24	1.05
30	56	0.835	2.1	0.2	1.112	1.035

جدول ۳-۱ ابعاد خاص فین ها و قطر هیدرولیکی در هر مورد [۳۲]

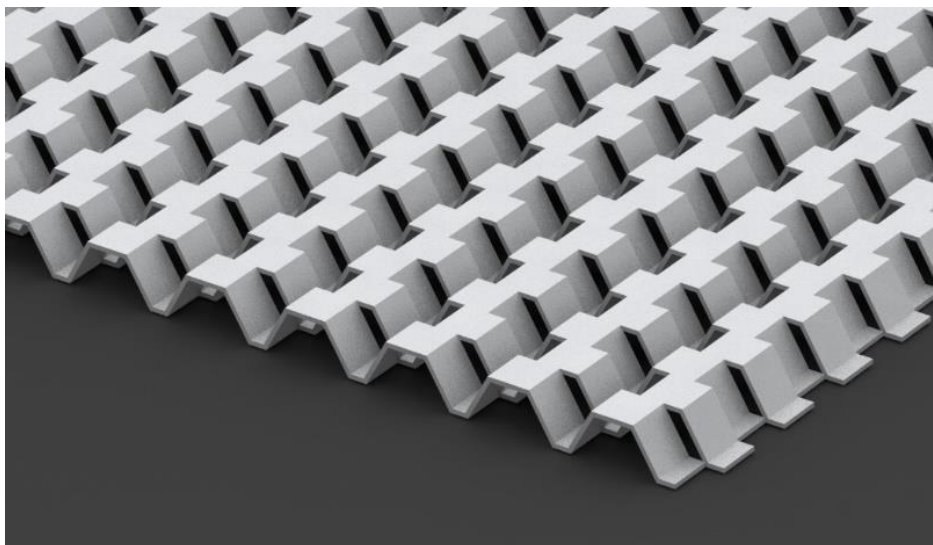
در این پژوهش، ساختار مورد بررسی برای تحلیل عددی و بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار، بر اساس اطلاعات بدست آمده در تحقیق سونگ و همکاران [۳۲] انتخاب شده است. هندسه فین ها به گونه ای انتخاب شده است که امکان تحلیل دقیق انتقال حرارت و افت فشار فراهم گردد. در این تحقیق، یکی از پیکربندی های مورد بررسی شامل ۳۰ شاخه در راستای طولی و ۵۶ شاخه در راستای عرضی بوده است که در آن فاصله بین شاخه ها برابر با ۰/۸۳۵ میلی متر، ضخامت شاخه ها برابر با ۰/۲ میلی متر و ارتفاع

شاخه‌ها ۲/۱ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. بر اساس این ترکیب هندسی، قطر هیدرولیکی کانال‌ها حدود ۱/۰۳۵ میلی‌متر به دست آمده است. این مقدار قطر هیدرولیکی نسبت به سایر نمونه‌هایی که دارای تعداد شاخه‌های کمتر یا فاصله عرضی بیشتر هستند، کوچکتر است. این چیدمان موجب افزایش سطح تماس سیال با دیواره‌های مبدل شده و در نتیجه نرخ انتقال حرارت به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. از سوی دیگر، کاهش قطر هیدرولیکی موجب افزایش افت فشار در کانال‌های جریان می‌شود. بنابراین، ساختار مذکور اگرچه باعث بهبود عملکرد حرارتی مبدل می‌شود، اما باید از منظر توان پمپاژ مورد نیاز نیز مورد توجه قرار گیرد. به بیان دیگر، فشردگی ساختار با افزایش تعداد شاخه‌ها و کاهش فاصله بین آن‌ها، راهکاری مؤثر برای افزایش راندمان حرارتی است، ولی همزمان افت فشار بیشتری را به سیستم تحمیل می‌کند که در تحلیل‌های بهینه‌سازی باید مدنظر قرار گیرد.

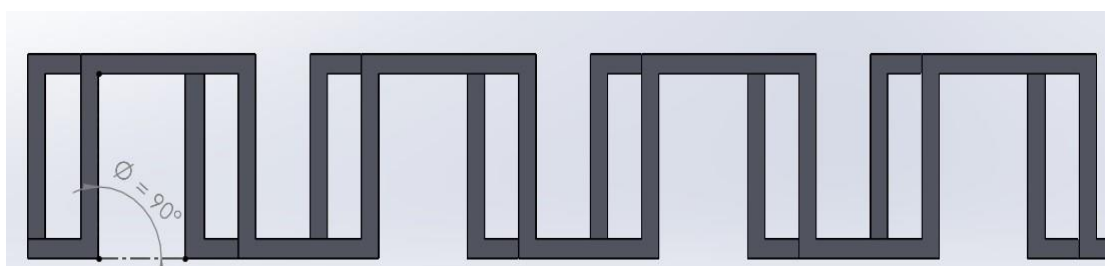
سطح پره‌های نواری نامنظم به زاویه پره بستگی دارد. زمانی که زاویه پره برابر با ۹۰ درجه باشد، شکل آن مستطیلی است همانطور که در شکل (۲-۳) (c) نشان داده شده است؛ زمانی که زاویه پره کوچکتر از ۹۰ درجه باشد، شکل آن دوزنقه‌ای است همانطور که در شکل (۲-۳) (d) نشان داده شده است. اگرچه شکل سطح بسته به زاویه پره متفاوت است، اما صرفاً برای تمایز پره‌های نواری استفاده می‌شود و هیچ مدرکی در ادبیات موجود نشان نمی‌دهد که شکل پره تأثیری بر عملکرد حرارتی-هیدرولیکی پره‌های نواری فین دار داشته باشد.



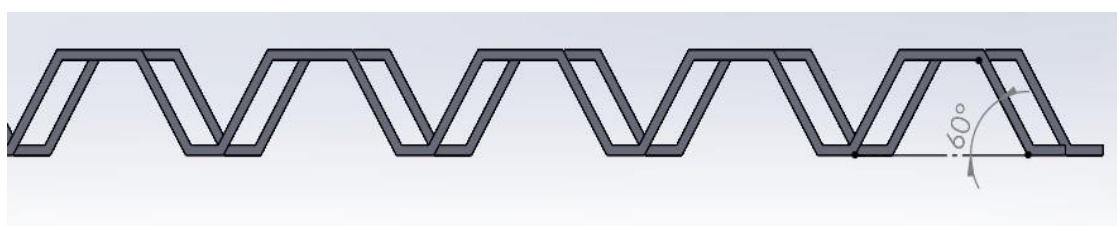
(a)



(b)



(c)



(d)

شکل ۳-۳ (a) نوع H ؛ (b) نوع Z ؛ (c) نمای مقابل شکل نوع H ؛ (d) نمای مقابل شکل نوع Z

۳-۴- فرضیه ها:

در مطالعات حوزه طراحی حرارتی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار، مجموعه‌ای از فرضیات برای تسهیل روند تحلیل به کار گرفته می‌شود. گرچه در بررسی‌های دقیق‌تر و دستیابی به نتایج واقعی‌تر، ممکن است برخی از این شرایط بدون ساده‌سازی مورد تحلیل قرار گیرند، اما در پژوهش حاضر، فرضیات زیر مبنا قرار گرفته‌اند:

۱- **ثابت بودن خواص فیزیکی سیال:** تمام خواص فیزیکی مانند ضریب هدایت گرمایی و چگالی در داخل مبدل حرارتی مورد بررسی ثابت هستند. بنابراین از تغییر خواص سیال در اثر تغییرات دما صرف نظر گردیده است. همچنین ضریب انتقال حرارت کل در امتداد طول جریان ثابت در نظر گرفته می شود. این کار به ویژه زمانی مفید است که هدف، مقایسه نتایج نسبی باشد نه محاسبه دقیق مقادیر مطلق باشد.

۲- **پخش یکنواخت جریان و دما:** جریان سیال در هر گذر مبدل به صورت یکنواخت توزیع شده و به طور کامل با یکدیگر مخلوط می شود. همچنین دمای سیال در سطح مقطع عبوری در هر کانال نیز یکنواخت فرض شده است.

۳- **شرایط آدیاباتیک:** مبدل در حالت آدیاباتیک^۱ مورد بررسی قرار گرفته می شود. بنابراین از اتلاف حرارت به محیط اطراف آن صرف نظر می گردد

۴- **انتقال حرارت فقط عمود بر جریان:** اثر انتقال حرارت در راستای طولی سیال و صفحات جداکننده در نظر گرفته نمی شود و فرض می شود که انتقال حرارت صرفاً در راستای عمود بر جریان سیال در کانال ها انجام می گیرد.

اهداف اصلی این پژوهش شامل بهبود انتقال حرارت، کاهش افت فشار، کاهش تولید آنتروپی و بهینه سازی هندسه پره ها در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار است. تحقق این اهداف نیازمند تحلیل های عددی و بهینه سازی دقیق هندسی با استفاده از الگوریتم ژنتیک است که مستلزم مدل سازی هایی با دقت قابل قبول و پیچیدگی محاسباتی معقول می باشد. از آنجا که تحلیل دقیق جریان چندجزئی و چندفازی در مبدل های پره دار نیازمند منابع محاسباتی قابل توجهی است، اعمال این فرضیات ساده ساز، راهکاری ضروری برای کاهش پیچیدگی و امکان پذیر ساختن حل عددی مسئله محسوب می شود. بنابراین، این فرضیات نه تنها با اهداف پژوهش تضاد ندارند، بلکه شرط لازم برای تحقق آن ها در چارچوب عملی مدل سازی عددی هستند.

۳-۵- مدل سازی ترمودینامیکی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار :

تکنیکی که برای استخراج معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز استفاده می شود، تکنیکی به نام تجزیه رینولدز است. میانگین گیری رینولدز و تجزیه رینولدز به طور مستقیم به دستکاری عدد رینولدز اشاره نمی کنند، بلکه به کاربرد میانگین گیری زمانی در معادلات ناویر-استوکس مربوط می شوند. میانگین گیری زمانی اغلب برای کاهش سیستم های پیچیده معادلات دیفرانسیل به اشکال ساده تر استفاده می شود. در این حالت، معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز از یک راه حل استفاده می کنند که به سرعت جریان میانگین مستقل از زمان و نوسانات وابسته به زمان میانگین تقسیم می شود.

$$u = \bar{u} + u' \quad ۲-۳$$

¹ adiabatic state

که با توجه به معادله بالا u سرعت لحظه‌ای^۱ است و \bar{u} سرعت میانگین زمانی (میانگین) u' و مؤلفه سرعت نوسانی است. با این تجزیه، یک عملیات میانگین‌گیری زمانی را به کار برد تا بتوان معادله غیرخطی زیر که جریان را توصیف می‌کند (در نشانه‌گذاری تنسوری) استخراج کرد.

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} [-\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}] \quad ۳-۳$$

همانطور که در معادله بالا مشاهده می‌شود؛ ρ چگالی؛ \bar{u}_i وکتور سرعت متوسط در راستای i و \bar{u}_j وکتور سرعت متوسط در راستای j ؛ \bar{p} فشار متوسط سیال؛ \bar{f}_i نیروی حجمی اعمال شده به سیال، مانند نیروی گرانشی و δ_{ij} مؤلفه تنسور نرخ کرنش میانگین زمانی را نشان می‌دهد؛ که مشخص می‌کند آیا دو شاخص i و j برابر هستند یا نه و \bar{S}_{ij} نرخ کرنش متوسط را نشان می‌دهد. همانگونه که در معادله بالا مشاهده می‌شود؛ یک ترم غیرخطی مربوط به تنش رینولدز وجود دارد، که این مدل به عنوان مدل تنش رینولدز شناخته می‌شود و به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\tau'_{ij} = \rho \overline{u'_i u'_j} \quad ۴-۳$$

مدل اشفستگی معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز به صورت زیر بیان می‌شود

$$\frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial t} + \bar{u}_k \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} = -\bar{u'_i u'_k} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} - \bar{u'_j u'_k} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} + \frac{\bar{p}'}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\bar{u'_i u'_j u'_k} + \frac{\bar{p}' \bar{u}'_j}{\rho} \delta_{ik} + \frac{\bar{p}' \bar{u}'_i}{\rho} \delta_{jk} - \nu \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) \quad ۵-۳$$

معادله ممنتوم توصیف‌کننده حرکت و تغییرات سرعت یک سیال لزج است و به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i \partial x_j} + \bar{S}_{ij} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad ۶-۳$$

چالش اصلی با معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز نیاز به مدل‌سازی تأثیرات اشفستگی است که به وسیله معادلات تنش رینولدز انجام می‌شود. از نظر فیزیکی، ویسکوزیته گردابه‌ای انتقال انرژی اشفته را از طریق جریان‌های گردابه‌ای متحرک در یک جریان اشفته توصیف می‌کند. از نظر ریاضی؛ تنش رینولدز به انرژی جنبشی اشفستگی مرتبط می‌شود، که به شکل زیر تعریف خواهد شد

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} K \bar{S}_{ij} \quad ۷-۳$$

K انرژی جنبشی اشفستگی^۵ را نشان می‌دهد که معادله آن بصورت زیر تعریف می‌شود.

$$K = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad ۸-۳$$

هنگامی این عبارات در معادله تنش رینولدز در چگالی ضرب می‌شوند، انرژی جنبشی اشفستگی و همچنین اشفستگی ناهمسانگرد را تعریف می‌کنند. این روش در بسیاری از سیستم‌ها با جریان آزاد برشی،

¹ instantaneous velocity

² time-averaged velocity

³ time-averaged strain rate tensor

⁴ strain rate.

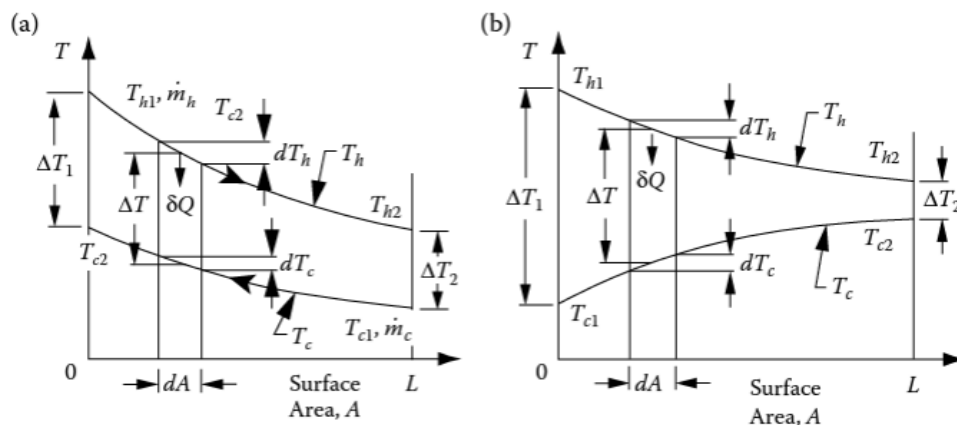
⁵ Kinetic energy of turbulence

مانند مدل سازی لایه های اختلاط، جت ها، لایه های مرزی آشفته، جریان های کانالی و بسیاری از مسائل دیگر قابل اعمال است. معادله نرخ کرنش هم به صورت زیر تعریف می شود.

$$\overline{S_{ij}} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_i} \right) \quad ۹-۳$$

۳-۵-۱- مبدل حرارتی صفحه ای پره دار با دو جریان تک فاز:

اساس انتقال حرارت در مبدل های حرارتی، تفاوت دمای جریان های سرد و گرم است. در اکثر مبدل های حرارتی، جریان های سرد و گرم نسبت به یکدیگر هم جهت^۱ یا در خلاف^۲ جهت هم هستند. بسته به آرایش جریان ها نسبت به یکدیگر، نمودار تغییرات دمای جریان ها در طول یک مبدل مطابق شکل ۴-۳ است.



شکل ۴-۳ نمودار تغییرات دمای سیال های سرد و گرم در یک مبدل برای جریان های (a) مخالف جهت (b) هم جهت [۳۳]

قانون اول ترمودینامیک، بیان کننده پایستاری انرژی است. انرژی نه به وجود می آید و نه از بین می رود. برای یک سیستم باز، در حالت پایا و با صرف نظر از انرژی پتانسیل و جنبشی سیال، می توان این قانون را به صورت زیر بیان کرد.

$$\delta Q = m \cdot dh \quad ۱۰-۳$$

که در آن δQ نرخ انتقال حرارت به المان سیال و h بیان کننده آنتالپی سیال است. با انتگرال گیری از معادله بالا می توان آن را به صورت ۱۱-۳ بازنویسی کرد:

$$Q = m \cdot (h_2 - h_1) \quad ۱۱-۳$$

در اینجا، h_1 و h_2 به ترتیب مربوط به حالت ورودی و خروجی سیال (گرم یا سرد) در مبدل هستند. اگر جریان سیال در مبدل تغییر فاز ندهد، با در نظر گرفتن تعریف ظرفیت حرارتی می توان معادله فوق را به شکل زیر بازنویسی کرد.

¹ Parallel Flow

² Counter Current Flow

$$Q = m \cdot C_p (T_2 - T_1) \quad ۱۲-۳$$

بدین ترتیب، میزان انتقال حرارت صورت پذیرفته از جریان گرم و سرد برابر خواهد بود با:

$$Q = m_c C_{p,c} (T_{out,c} - T_{in,c}) \quad ۱۳-۳$$

$$Q = m_h C_{p,h} (T_{out,h} - T_{in,h}) \quad ۱۴-۳$$

جایی که Q نرخ انتقال گرما، m جریان جرم سیال، C_p گرمای خاص در فشار ثابت، و T دما است. در معادلات فوق، زیروند h و c به ترتیب مشخص کننده جریان گرم و سرد و زیروندهای in و out مشخص کننده مقطع ورودی جریان به مبدل و مقطع خروج جریان از مبدل است. با صرف نظر از اتلاف حرارتی مبدل، این دو مقدار مطابق قانون اول ترمودینامیک با یکدیگر برابر خواهد بود:

$$m_c C_{p,c} (T_{in,c} - T_{out,c}) = m_h C_{p,h} (T_{in,h} - T_{out,h}) \quad ۱۵-۳$$

طبق رابطه فوق، جریانی که حاصل ضرب دبی در ظرفیت حرارتی $m \cdot C_p$ است؛ دچار اختلاف دمای بیشتری می شود. از آنجا که دمای خروجی جریان سرد، از دمای ورودی جریان گرم نمی تواند بیشتر شود، در نتیجه، بیشترین انتقال حرارت ممکن بین دو سیال سرد و گرم در یک مبدل حرارتی برابر خواهد بود با:

$$\Delta T_{max} = T_{in,h} - T_{in,c} \quad ۱۶-۳$$

بیشترین تغییرات دمای دو جریان با بیشترین انتقال حرارت ممکن بین دو سیال سرد و گرم در یک مبدل حرارتی برابر خواهد بود و رابطه آن به شرح زیر است.

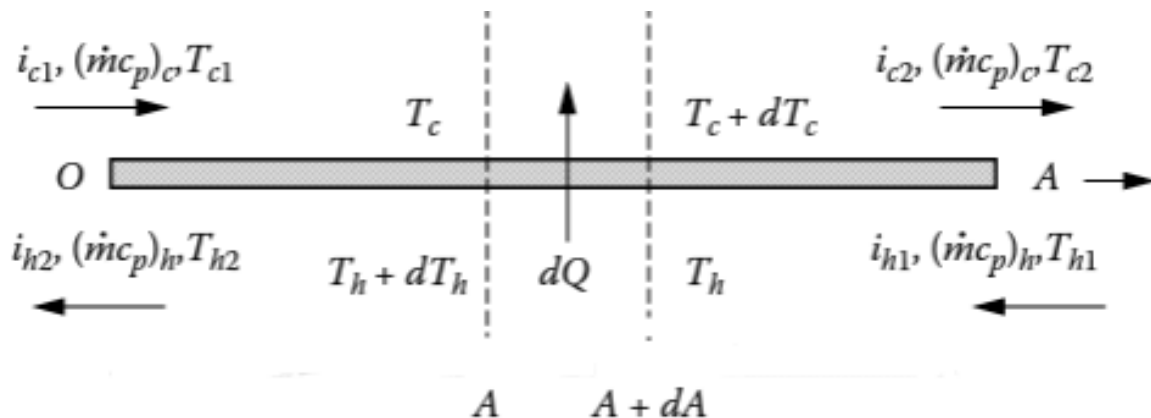
$$Q_{max} = \min(m_c C_{p,c}, m_h C_{p,h}) * (T_{in,h} - T_{in,c}) \quad ۱۷-۳$$

بازده انتقال حرارت مبدل حرارتی صفحه ای پره دار به عنوان یکی از مهم ترین مشخصه های عملکردی آن به صورت نسبت انتقال حرارت صورت پذیرفته به بیشترین انتقال حرارت ممکن تعریف می شود.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{m C_p (T_{in,c} - T_{out,c})}{Q_{max}} = \frac{m_h C_{p,h} (T_{in,h} - T_{out,h})}{Q_{max}} \quad ۱۸-۳$$

همانطور که در شکل ۵-۳ مشخص شده است، برای بررسی انتقال حرارت بین جریان سرد و گرم، از المان dA استفاده می شود. در این المان، انتقال حرارت از جریان گرم به سرد به صورت رابطه ۱۹-۳ بیان می شود:

$$dQ = U(T_h - T_c)dA = -m_{c_{ph}} dT_h = m_{c_{ph}} dT_c \quad ۱۹-۳$$



شکل ۳-۵ المان مورد نظر برای بررسی انتقال حرارت در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار [۳۴]

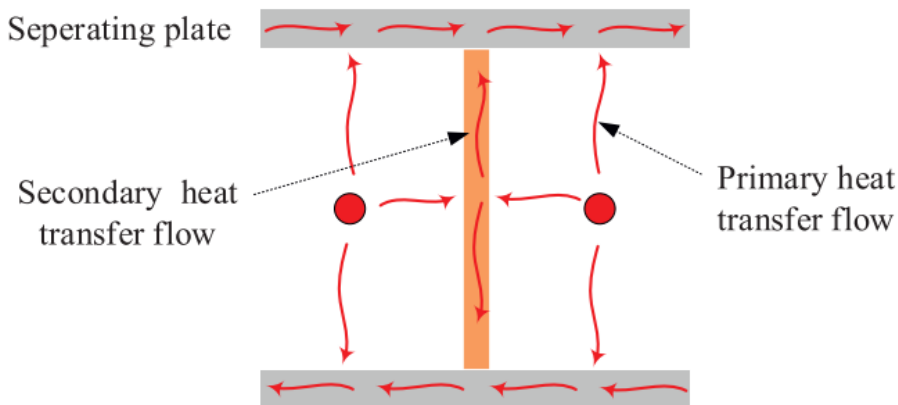
که در معادله ۳-۱۹ ضریب انتقال حرارت کلی^۱ مبدل حرارتی و A مساحت سطح انتقال حرارت در مبدل است. با مرتب‌سازی و انتگرال‌گیری در طول مبدل حرارتی، رابطه بین دماهای ورودی و خروجی مبدل حرارتی، برای مبدل با جریان‌های مخالف جهت یکدیگر، از معادله ۳-۲۰ حاصل می‌شود:

$$T_{h2} - T_{c1} = (T_{h1} - T_{c2}) \exp \left[UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \right] \quad ۳-۲۰$$

در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، انتقال حرارت از سیال‌ها به وسیله دو سطح انجام می‌پذیرد. سطح اول، سطح صفحات جداکننده جریان‌ها از یک‌دیگر است که به سطح انتقال حرارت اولیه معروف است. سطح دوم، سطح تماس سیال با پره‌ها می‌باشد که به سطح انتقال حرارت ثانویه معروف است. این دو نوع انتقال حرارت در شکل ۳-۶ نمایش داده شده‌است. اضافه شدن سطوح ثانویه، باعث افزایش سطح تماس سیال و جامد می‌شود که منجر به بهبود انتقال حرارت می‌گردد. این افزایش انتقال حرارت، به صورت بازده کلی سطح^۲، در روابط انتقال حرارت گنجانده شده‌است.

^۱ Overall Heat Transfer Coefficient

^۲ Surface Efficiency



شکل ۶-۳ سطوح انتقال حرارت اولیه و ثانویه [۳۵]

ارزیابی ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت گرمایی مبدل حرارتی معمولاً بر مبنای پارامترهای f و j انجام می‌شود تا به ترتیب عملکرد انتقال حرارت و افت فشار را اندازه‌گیری کند. با مقایسه j و f می‌توان تأثیر پارامترهای ساختاری پره‌ها بر عملکرد مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار را بدست آورد. ضریب انتقال حرارت را از طریق معادله زیر بدست می‌آید

$$h_{total} = \frac{q}{|T - T_w|} \quad ۲۱-۳$$

در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، بدلیل سطح تماس بیشتر سیال با جامد، افت فشار نسبت به مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای بدون پره، از اهمیت بیشتری برخوردار است. افت فشار در مبدل حرارتی می‌تواند به دلایل مختلفی ایجاد شود، اما در اکثر موارد این افت فشار به علت مقاومت جریان سیال در برابر اصطکاک با دیوارهای مبدل حرارتی و یا به دلیل تغییر سرعت سیال در دستگاه می‌باشد. حاصل ضرب کلی انتقال حرارت مبدل در سطح انتقال حرارت مبدل صفحه‌ای پره‌دار، از رابطه ۲۲-۳ بدست می‌آید:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta\alpha A)_c} + \frac{1}{(\eta\alpha A)_h} \quad ۲۲-۳$$

در این رابطه، α ضریب انتقال حرارت^۱ جریان سرد و گرم، A مساحت انتقال حرارت جریان‌ها و η بازده کلی سطح است که از رابطه ۲۳-۳ بدست می‌آید:

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad ۲۳-۳$$

در این رابطه، A_f مساحت تماس سیال با پره‌ها و A_t مجموع سطح تماس سیال با پره‌ها و صفحات جداکننده است. η_f نیز بازده پره‌ها است که از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

^۱ heat transfer coefficient

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(L \sqrt{\frac{2h}{tk_f}}\right)}{L \sqrt{\frac{2h}{tk_f}}} \quad ۲۴-۳$$

در رابطه فوق، L طول پره، t ضخامت پره و k_f ضریب انتقال هدایتی پره‌ها^۱ است. A_t و A_f نیز با توجه به ابعاد و نوع پره‌ها مشخص می‌شود. با مشخص بودن هندسه پره‌ها، بازده سطح η و مساحت انتقال حرارت در واحد طول مشخص خواهد بود. در مرحله بعد نیاز به محاسبه ضریب انتقال حرارت α برای جریان‌های سرد و گرم است. این ضریب، برای جریان‌های تک‌فاز از رابطه ۲۶-۳ بدست می‌آید:

$$\alpha = \frac{jC_p G_m}{Pr^{2/3}} \quad ۲۵-۳$$

در رابطه فوق، C_p ظرفیت حرارتی^۲ سیال، G_m دبی جرمی^۳ سیال، Pr عدد بی‌بعد پرانتل و j ضریب کالبرن برای مجرای پره‌دار است. با مشخص بودن جنس سیال، دبی جرمی از معلومات مساله مشخص است و با مشخص شدن جنس آن، عدد پرانتل و ضریب حرارتی بدست می‌آید. ضریب کالبرن نیز که متاثر از هندسه پره‌ها و عدد رینولدز است، از طریق نمودارها یا روابط تجربی بدست می‌آید. روش دیگر محاسبه ضریب کالبرن، استفاده از روابط تجربی است که در طی پژوهش‌ها و آزمایش‌های تجربی متعدد، برای هندسه‌های مختلف پره‌ها توسعه یافته‌اند. این روابط برای انواع مختلف پره‌ها شامل معمولی^۴، جابجا شده و موجی^۵ توسعه یافته پیدا کرده است. انواع پره‌های به کار رفته در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در شکل ۷-۳ نمایش داده شده‌است. در این شکل، h ارتفاع، t ضخامت و p گام پره‌ها می‌باشد.

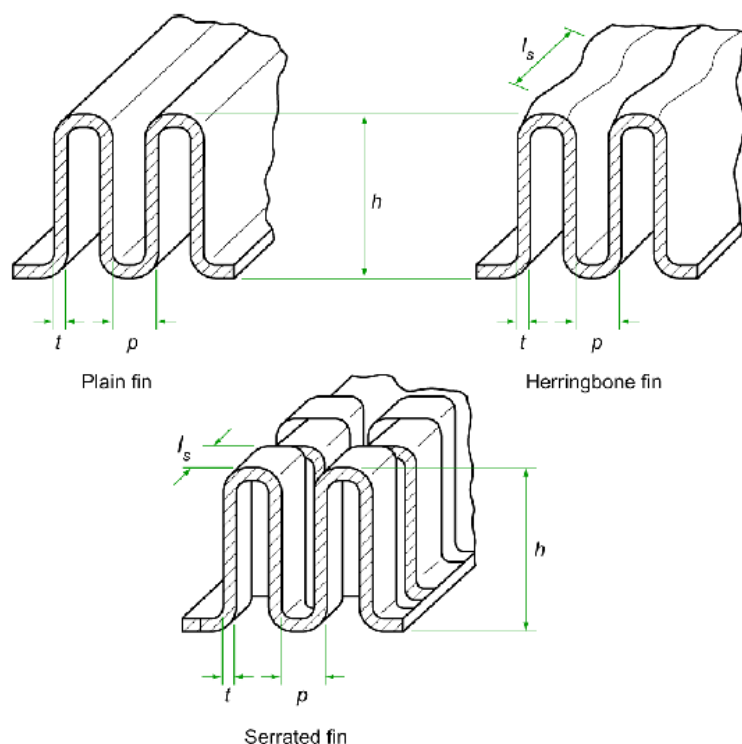
¹ thermal conductivity coefficient of the blades

² thermal capacity of the fluid

³ mass flow rate of the fluid

⁴ Plain Fins

⁵ Wavy/Herringbone Fins



شکل ۷-۳ هندسه و مشخصات انواع پره‌های به کار رفته در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار [۳۶]

یکی دیگر از مشخصه‌های عملکردی مبدل‌های حرارتی، افت فشار سیال در مبدل است. در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، بدلیل سطح تماس بیشتر سیال با جامد، افت فشار نسبت به مبدل‌های صفحه‌ای بدون پره، اهمیت بیشتری پیدا می‌کند. همچنین در این مبدل‌ها، بیش از ۹۰ درصد افت فشار، مربوط به افت فشار اصطکاکی در هسته مبدل است. رابطه محاسبه افت فشار سیال به صورت رابطه ۲۷-۳ نمایش داده شده است.

$$\Delta P = \frac{4fLG_m^2}{2D_h\rho} \quad ۲۶-۳$$

در رابطه بالا L طول مبدل، ρ چگالی سیال، D_h قطر هیدرولیکی مبدل و f ضریب اصطکاک است که متاثر از هندسه پره‌ها و عدد رینولدز است. مهمترین شاخص ارزیابی عملکرد گرم کننده حرارتی فاکتور کالبرن است که توسط فرمول اصلی فاکتورانتقال حرارت j مشخص می‌شود.

$$j = \frac{Nu}{RePr^{0.33}} \quad ۲۷-۳$$

این فرمول نشان‌دهنده ضریب انتقال حرارت اصلاح‌شده یا ضریب جابجایی اصلاح‌شده است که با استفاده از عدد ناسلت و عدد رینولدز و عدد پرتل محاسبه می‌شود. این فرمول در تحلیل جابجایی حرارت استفاده می‌شود.

عدد پرتل یک عدد بدون بعد است که بیانگر نسبت نفوذ اندازه حرکت ویسکوزیته دینامیکی به نفوذ گرمایی است. در واقع می‌توان این عدد را نسبت ضخامت لایه مرزی سرعت به ضخامت لایه مرزی گرمایی دانست

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad 28-3$$

جایی که μ ویسکوزیته دینامیکی سیال است؛ C_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت و λ ضریب هدایت گرمایی^۱ است. در واقع، می‌توان این عدد را نسبت ضخامت لایه مرزی سرعت به ضخامت لایه مرزی گرمایی دانست. این پارامتر در حل مسائل مربوط به انتقال حرارت در لایه‌های سیال بسیار کاربردی است.

عدد رینولدز یک کمیت بدون بعد است که در مکانیک سیالات برای پیش‌بینی الگوهای جریان در موقعیت‌های مختلف جریان سیال استفاده می‌شود. عدد رینولدز به عنوان نسبت نیروهای اینرسی به نیروهای ویسکوز در جریان سیال تعریف می‌شود.

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D_h}{\mu} \quad 29-3$$

جایی که ρ چگالی سیال است، U سرعت سیال است μ ویسکوزیته دینامیکی سیال است. محاسبه h_c برای عدد ناسلت به شکل زیر انجام می‌شود:

$$h_c = \frac{1}{\eta_0 \left(\frac{1}{k} - \frac{b}{A_S} \cdot \frac{A}{2A_{W,cp}} \right)} \quad 30-3$$

جایی که A_W مساحت دیوار صفحه پوشیده شده است، η_0 کارایی سطح کانال بالا بر است. ضریب انتقال حرارت K به شرح زیر تعیین می‌شود

$$K = \frac{Q}{A \Delta t_m} \quad 31-3$$

میانگین دمای تفاضلی لگاریتمی به صورت زیر محاسبه می‌شود

$$\Delta t_m = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln \left(\frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}} \right)} \quad 32-3$$

جایی که T_{in} دمای ورودی، T_{out} دمای خروجی و T_w دمای دیوار است. راندمان سطحی کانال پره به صورت زیر محاسبه می‌شود:

¹ The thermal conductivity coefficient

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_2}{A} (1 - \eta_{f,id}) \quad 33-3$$

جایی که A و A₂ به ترتیب نشان‌دهنده سطح کل انتقال حرارت و سطح ثانویه انتقال حرارت هستند که به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$A = 2[l(h - t) + l(s - t) + t(h - t)] + t(s - 2t) \quad 34-3$$

$$A_2 = 2l(h - t) + 2t(h - t) + t(s - 2t) \quad 35-3$$

در اینجا $\eta_{f,id}$ - پره در کانال پره است که به صورت زیر محاسبه می‌شود:

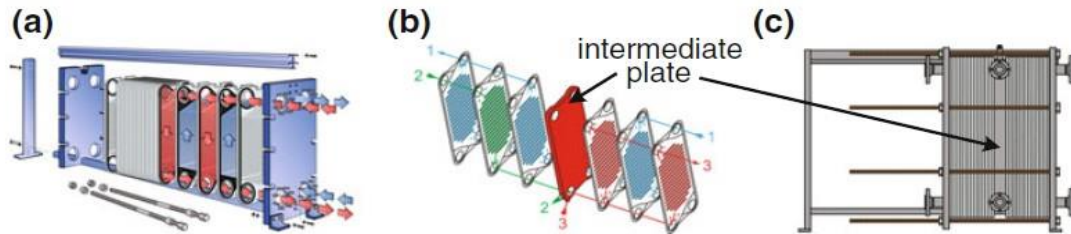
$$\eta_{f,id} = \frac{th(\frac{1}{2}mh)}{\frac{1}{2}mh'} \quad 36-3$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_c}{\lambda_s t'}} \quad 37-3$$

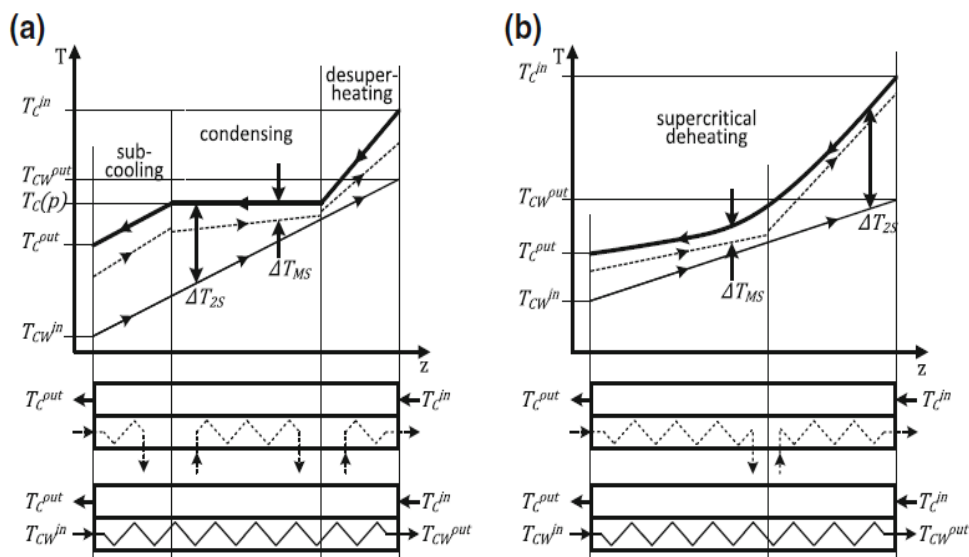
۳-۵-۲- مبدل حرارتی صفحه ای پره دار با جریان دو فاز:

در یک مبدل حرارتی معمولاً دو جریان سیال مشاهده می‌شود، یکی سیال فرایندی است که حالت ترمودینامیکی آن باید به روشی مشخص توسط کاربرد در مبدل حرارتی تغییر کند، و دیگری سیال جانبی برای خنک‌سازی یا گرم‌سازی است. مبدل‌های حرارتی چندجریانه به‌طور مطلوب به عنوان مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار طراحی می‌شوند و به دلیل انعطاف‌پذیری و فشردگی این نوع مبدل حرارتی مطابق شکل ۳-۸۸ نشان داده شده است. یک ترتیب مبدل حرارتی صفحه‌ای چندجریانه که بار حرارتی را به دو سیال جانبی تقسیم می‌کند به‌طور شماتیک در شکل ۳-۸۸ نشان داده شده است. که در آن یک صفحه میانی برای جدا کردن سیال‌های جانبی استفاده می‌شود. مبدل حرارتی صفحه‌ای؛ همان‌طور که در شکل ۳-۸۸ نشان داده شده است، امکان ساخت یک دستگاه چندجریانه فشرده و مقرون‌به‌صرفه را فراهم می‌کند که دارای حجم سیال بسیار کم با بازده انتقال حرارت بالا و قیمت رقابتی است. یک دلیل مهم برای انتخاب مبدل حرارتی صفحه‌ای چندجریانه، انعطاف‌پذیری این دستگاه است. مساحت سطح انتقال حرارت می‌تواند با اضافه یا حذف صفحات به شرایط جدید تطبیق داده شود و فرایندهای چندجریانه به راحتی با اضافه کردن صفحات میانی؛ ایجاد شوند. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار، قابلیت برقراری انتقال حرارت بین چند جریان را به صورت همزمان دارند. در مبدل‌های چند جریانه، دمای ورودی و

خروجی جریان‌های سرد با یکدیگر و جریان‌های گرم با یکدیگر لازماً برابر نمی‌باشد؛ هر کدام بسته به طراحی خود، دمای ورود و خروجی متفاوتی می‌تواند داشته باشد.



شکل ۳-۸ a یک گرمکن صفحه‌ای معمولی، c، b یک گرمکن صفحه‌ای دو جریانه [۳۵]

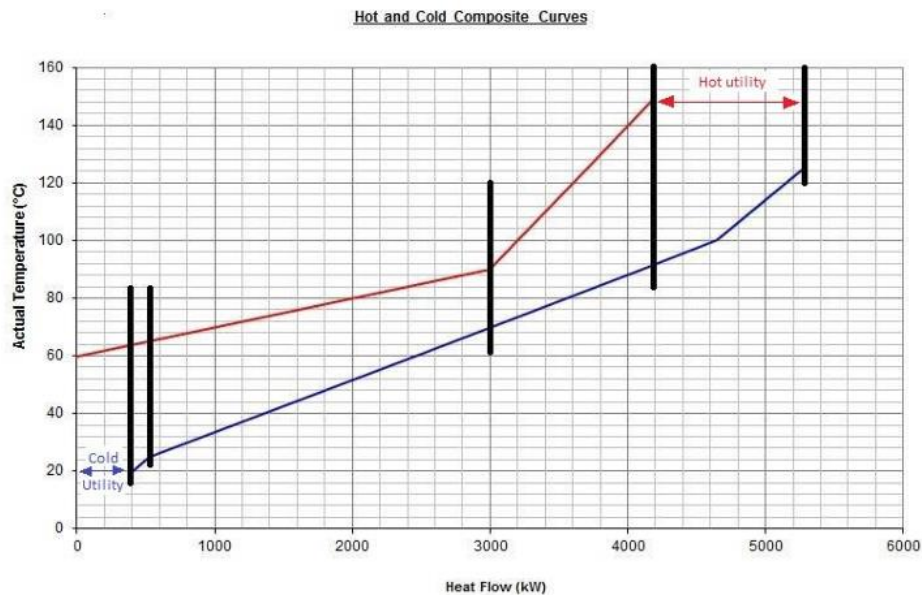


شکل ۳-۹ نمودار دما در یک گرمکن مبادل حرارت در مراحل مایع، دوفاز و گازی در منطقه فوق بحرانی [۳۵]

شکل ۳-۹ a از یک طرف وضعیت استاندارد با یک سیال جانبی را نشان می‌دهد و از طرف دیگر یک وضعیت چندجریانه با سه سیال جانبی را نشان می‌دهد. نمودار دما به صورت شماتیک در شکل ۳-۹ نشان داده شده است. به طوری که T_c دمای جریان فرایندی متراکم‌شونده را نشان می‌دهد و T_{CW} دمای جریان سیال جانبی آب خنک‌کننده را نشان می‌دهد. یک وضعیت دیگر که در آن یک دستگاه چندجریانه مطلوب را نشان می‌دهد؛ در شکل ۳-۹ b نشان داده شده است. اگر تغییر قابل توجهی در ظرفیت گرمایی جریان محصول به وجود آید؛ ممکن است برای جریان‌های سیال که در واحدهای تبرید کربن دی اکسید دیده می‌شود نیز صحیح باشد و لذا وضعیت نشان داده شده در شکل ۳-۹ b ممکن است رخ دهد.

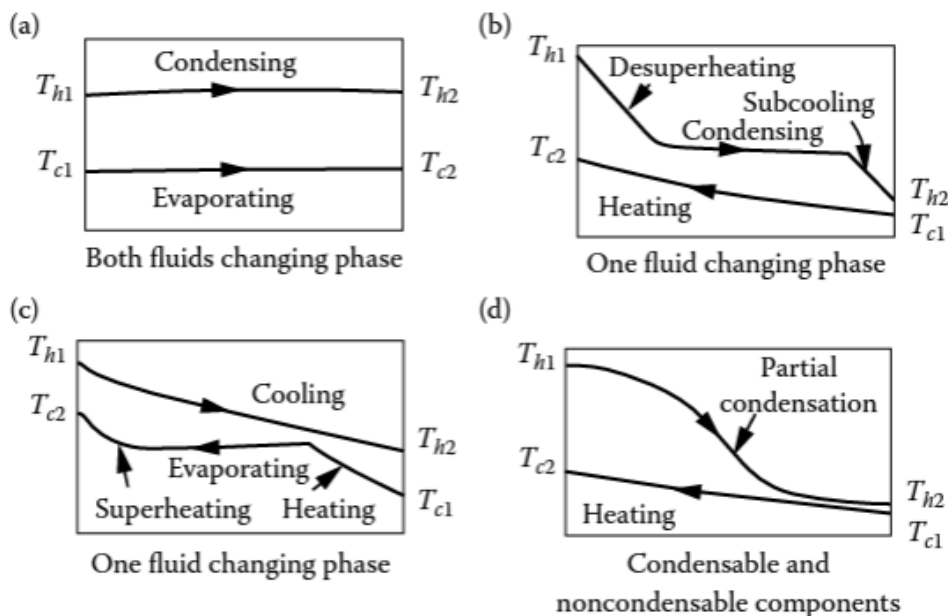
همچنین در این وضعیت، تقسیم جریان سیال جانبی، تطابق بهتری با پروفیل‌های دما فراهم می‌کند. با تفکیک جریان‌های انرژی به بیش از یکی، می‌توان دمای جریان گرم یا سرد را به طور کامل به شرایط حرارتی کلی تنظیم کرد. بنابراین منحنی ترکیبی برای تجزیه و تحلیل ادغام حرارتی می‌تواند به بهترین

شکل تنظیم شده و با تطبیق بهتری ارائه شود. یک جریان خنک‌کننده تغییر یافته ممکن است برای منحنی ترکیبی مفید باشد.



شکل ۳-۱۰ منحنی ترکیب برای یک مبدل ۵ جریان [۳۶]

همان‌طور که از شکل ۳-۱۰ مشخص است، برای جریان گرم، ۲ شیب متفاوت و برای جریان سرد، ۳ شیب متفاوت مشاهده می‌شود. به این نحو، می‌توان تحلیل یک مبدل را به صورت مبدل‌های جدا از هم بررسی کرد که در هر یک، همانند بخش قبل، خواص جریان ثابت است و می‌توان روند تحلیل را مطابق بخش قبل، طی کرد. در واقع این خواص ثابت، میانگین وزنی از خواص ثابت جریان‌های مختلف سرد و گرم در بازه دمایی مورد نظر می‌باشد. مساله دیگری که در کاربردهای عملی مبدل‌های حرارتی، به چشم می‌خورد، تغییرات قابل توجه خواص ترموفیزیکی جریان‌ها در طول می‌باشد. این امر باعث می‌شود تا ضریب انتقال حرارت و به تبع آن، ضریب کلی انتقال حرارت بین جریان سرد و گرم در طول مبدل تغییر کند. شکل ۳-۱۱ حالت‌های مختلفی که در آن می‌توان این تغییرات خواص را مشاهده کرد نشان داده شده‌است.



شکل ۳-۱۱ حالات مختلف تغییر ضریب انتقال حرارت کلی در طول مبدل [۳۳]

برای نمودارهای b و c در شکل فوق، می‌توان با تقسیم مبدل به ۳ بخش متفاوت و در نظر گرفتن یک ضریب انتقال حرارت مناسب برای هر یک، به تحلیل جداگانه هر بخش مطابق قسمت قبل پرداخت. اما در مواردی که تغییرات خواص، از الگوی خاصی پیروی نمی‌کند، لازم است تا به قدری تقسیم بندی ریز باشد تا با فرض ضریب انتقال حرارت ثابت، در هر بخش، قابل اعمال باشد. این تغییرات، بخصوص در مواردی که جریان چند جزئی در حال تغییر فاز (مثلاً مایع سازی گاز طبیعی) می باشد، شدیدتر گردد.

۳-۶- روش حل عددی :

معادلات حاکم بر جریان اشفته در حالت سه بعدی و پایا شامل معادله پیوستگی؛ معادلات برداری؛ منتوم؛ به روش عددی گسسته سازی و حل می شوند. در این پژوهش این معادلات به روش حجم محدود گسسته سازی و حل شده اند. از الگوریتم ژنتیک برای حل معادلات کوپل شده سرعت فشار استفاده می شود. روش حجم محدود یکی از قدرتمندترین روش‌های عددی برای شبیه سازی جریان سیالات و انتقال حرارت است که در تحلیل مسائل صنعتی مانند مبدل‌های حرارتی کاربرد گسترده‌ای دارد. این روش با تقسیم دامنه مسئله به حجم‌های کنترلی کوچک و اعمال معادلات بقای جرم، تکانه و انرژی به صورت انتگرالی روی این حجم‌ها، دقت بالایی در حفظ اصول فیزیکی ارائه می‌دهد. این ویژگی به ویژه در مسائل پیچیده‌ای که شامل جریان‌های چندجزئی و چندفازی هستند، نقش کلیدی دارد. روش‌های عددی مختلفی برای حل مسائل جریان سیال و انتقال حرارت وجود دارد که هر کدام ویژگی‌ها و کاربردهای خاص خود را دارند. روش تفاضل محدود با تقریب زدن مشتقات معادلات دیفرانسیل به صورت تفاضلی ساده عمل می‌کند و اجرای آن آسان است، اما در مسائل پیچیده با هندسه‌های نامنظم محدودیت‌هایی دارد. روش المان محدود با استفاده از المان‌های هندسی کوچک، مانند مثلث‌ها و چهارضلعی‌ها، توانایی مدل سازی دقیق تری در هندسه‌های پیچیده فراهم می‌کند ولی به دلیل نیاز به

محاسبات سنگین و پیچیدگی تنظیمات، استفاده از آن در کاربردهای صنعتی کمتر متداول است. در مقابل، روش حجم محدود با استفاده از حجم‌های کنترل، تعادل دقیقی بین سادگی اجرا، دقت عددی، و توانایی تطبیق با هندسه‌های پیچیده ایجاد می‌کند.

در این تحقیق، روش حجم محدود به دلیل ویژگی‌های منحصربه‌فرد آن برای تحلیل و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار استفاده شده است. یکی از مهم‌ترین دلایل این انتخاب، توانایی این روش در مدل‌سازی جریان‌های چندجزئی و چندفازی است که در مبدل‌های حرارتی به طور گسترده وجود دارند. علاوه بر این، ساختار پیچیده مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار شامل پره‌ها و کانال‌های متعدد، نیاز به روشی دارد که بتواند به‌طور دقیق توزیع جریان و انتقال حرارت را شبیه‌سازی کند. روش حجم محدود با بهره‌گیری از شبکه‌های نامنظم و محلی‌سازی معادلات بقای انرژی و جرم در هر حجم کنترل، این نیاز را به خوبی برآورده می‌کند.

یکی دیگر از مزایای این روش، توانایی پیش‌بینی دقیق افت فشار و ضریب انتقال حرارت است که برای بهینه‌سازی طراحی مبدل‌ها ضروری است. این ویژگی در کنار سازگاری آن با نرم‌افزارهای صنعتی مانند آنسیس، امکان اجرای تحلیل‌های پیچیده و ترکیب آن‌ها با تکنیک‌های بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک را فراهم می‌آورد. در این پژوهش، ترکیب روش حجم محدود با ابزارهای بهینه‌سازی چندهدفه توانسته است عملکرد حرارتی مبدل را بهبود بخشد و نتایج دقیق و قابل اعتمادی ارائه دهد.

این روش به دلیل دقت بالا در تحلیل جریان‌های آشفته، کاهش هزینه‌های آزمایشگاهی، و توانایی بررسی اثر پارامترهای مختلف هندسی بر عملکرد مبدل، به‌عنوان یکی از مؤثرترین ابزارها برای تحقیق حاضر انتخاب شده است. نتایج حاصل از این شبیه‌سازی‌ها، نقش کلیدی این روش را در بهینه‌سازی و طراحی مبدل‌های حرارتی نشان می‌دهند. [۳۷]

۳-۷- شرایط مرزی حاکم :

شرایط مرزی حاکم بر پژوهش حاضر برای تحلیل و شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت در مبدل حرارتی پره‌دار نامنظم به گونه‌ای تعریف شده‌اند که بتوانند تمامی جنبه‌های فیزیکی و حرارتی مرتبط با مسأله را پوشش دهند. در این شبیه‌سازی، پارامترهای متعددی نظیر دما، سرعت، فشار و همچنین ویژگی‌های ترمودینامیکی و هیدرولیکی سیالات مختلف در ورودی و خروجی مبدل تعریف می‌شوند.

در ورودی کانال میانی، که جریان گرم از آن وارد مبدل می‌شود، دما به عنوان یک پارامتر ثابت برابر $T_{h,in} = 393K$ تعریف شده است. سرعت جریان سیال در این بخش برابر با $U_{h,in}$ در نظر گرفته می‌شود و فرض می‌شود که مؤلفه‌های عمودی و عرضی سرعت، یعنی U و W ، صفر هستند تا نشان‌دهنده جریان موازی در کانال باشد. فشار ورودی نیز به عنوان $P_{h,in} = 0.2MPa$ در نظر گرفته شده است. در ورودی کانال بالا و پایین، که جریان سرد وارد مبدل می‌شود، دما برابر $T_{c,in} = 293K$ تعریف شده است. مشابه کانال میانی، سرعت جریان ورودی در این بخش نیز به صورت موازی با سطح پره‌ها تعریف شده و مقدار آن $U_{c,in}$ ، فشار ورودی نیز به عنوان $P_{h,in} = 0.15MPa$ در نظر گرفته شده

است. در خروجی تمامی گذرگاه‌های مبدل، فشار ثابت و برابر $P_{out} = 0.1 \text{ MPa}$ تعریف شده است تا جریان سیال به طور کامل از مبدل عبور کند. دمای خروجی جریان گرم از کانال میانی به عنوان $T_{h,out}$ و دمای خروجی جریان سرد از کانال‌های بالا و پایین به ترتیب به عنوان $T_{c,out}$ مشخص شده‌اند. این دماها وابسته به میزان انتقال حرارت در داخل مبدل می‌باشند و در حین شبیه‌سازی محاسبه می‌شوند. دیواره‌های مبدل حرارتی به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته شده‌اند، به این معنا که هیچ‌گونه تبادل حرارتی بین سیال و محیط اطراف صورت نمی‌گیرد. این فرض باعث می‌شود که تمامی حرارت انتقال یافته بین جریان‌های گرم و سرد در داخل مبدل باقی بماند و تلفات حرارتی به محیط به حداقل برسد. شرایط جریان در کانال‌های حرارتی عبارتند از:

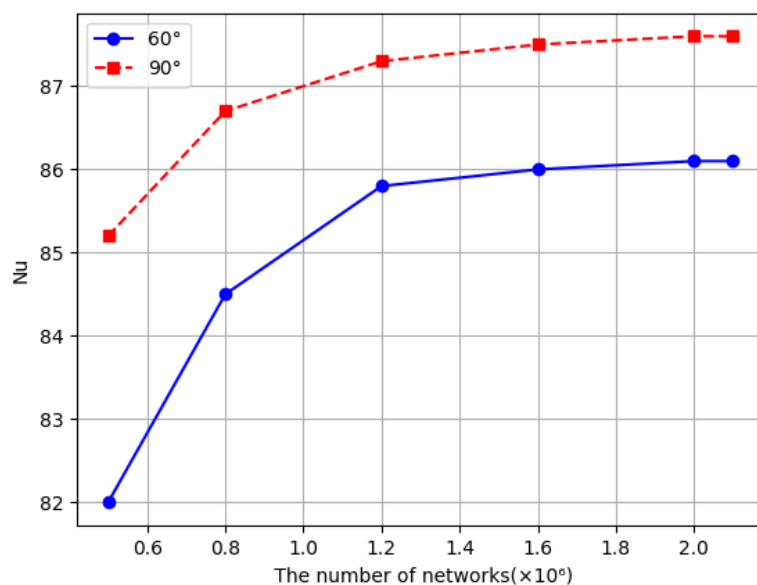
۵- جریان سیال در کانال‌ها به صورت لایه‌ای فرض شده است و توزیع دما و سرعت سیال در سطح مقطع کانال به طور یکنواخت است. این فرض به ساده‌سازی محاسبات کمک می‌کند و جریان را به گونه‌ای مدل می‌کند که در طول کانال‌ها به خوبی مخلوط می‌شود.

۶- انتقال حرارت طولی در صفحات جداکننده کانال‌ها نادیده گرفته می‌شود و تمامی انتقال حرارت به صورت عمود بر جریان سیال انجام می‌گیرد. همچنین، ضریب انتقال حرارت کلی U در طول مبدل ثابت فرض شده است.

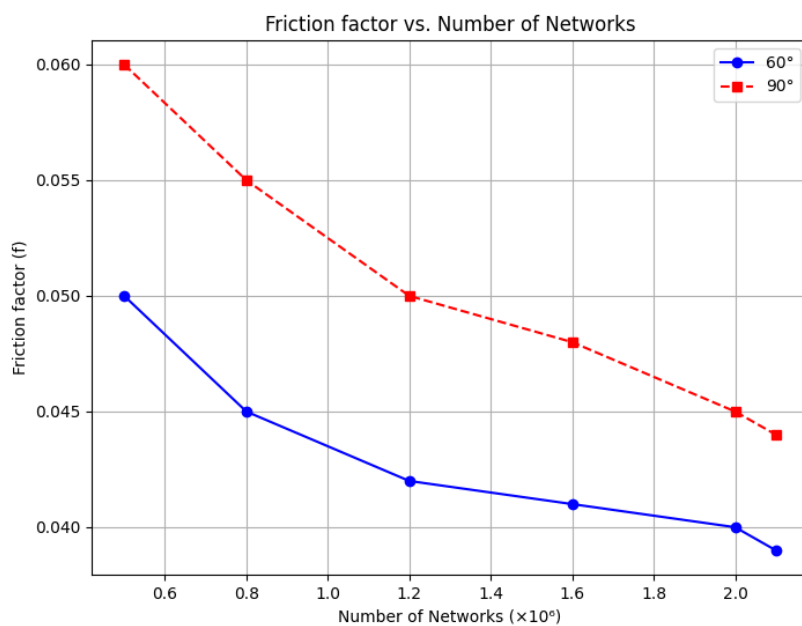
۷- در برخی شبیه‌سازی‌ها، ممکن است تغییرات خواص ترمودینامیکی در طول مبدل مانند تغییرات ضریب انتقال حرارت و چگالی در اثر تغییرات دما و فشار در نظر گرفته شود. این تغییرات به خصوص در مواردی که جریان سیال چندفازی و در حال تغییر فاز باشد، اهمیت زیادی دارند.

۳-۸- روش حل عددی و مطالعه تعداد شبکه :

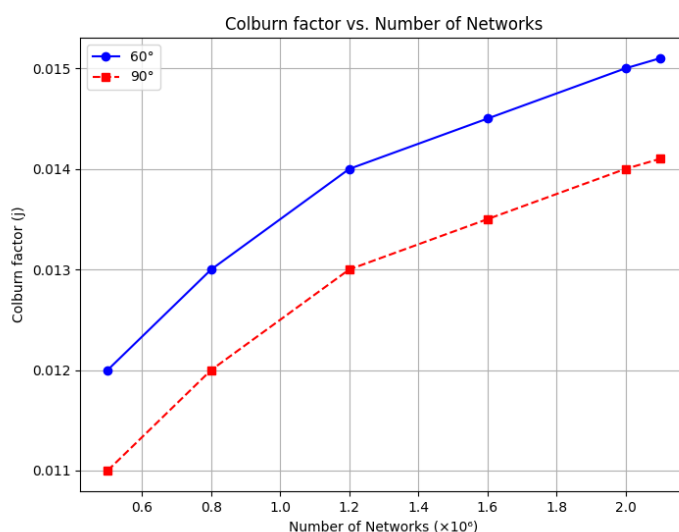
به منظور افزایش دقت و کیفیت نتایج ارائه شده در پژوهش پیش رو مطالعه شبکه صورت گرفته شده است. نمودارهای شکل (۳-۱۲) تاثیر تعداد شبکه انتخاب شده و تغییرات نتایج میدان حل عددی بر روی عدد ناسلت؛ ضریب کالبرن؛ و ضریب اصطکاک برای فین با زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه نمایش داده شده است. تعداد شبکه سازمان یافته از تعداد (5×10^5) تا (2.1×10^6) تغییر داده شده است. از آنجا که تغییرات تعداد شبکه بر روی پارامترهای انتقال حرارت و افت فشار تاثیر گذار است. تغییرات پارامترهای عدد ناسلت متوسط بر روی دیواره مبدل حرارتی؛ ضریب اصطکاک و ضریب کالبرن به عنوان مرجع برای تغییرات سایر پارامترهای انتقال حرارت و جریان سیال مورد بررسی است.



شکل ۳-۱۲ - مطالعه انجام شده برای عدد ناسلت در بازه عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه



شکل ۳-۱۳ - مطالعه انجام شده برای ضریب اصطکاک در بازه عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه



شکل ۳-۱۴ - مطالعه انجام شده برای ضریب اصطکاک در بازه عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

از آنجا که تغییرات تعداد شبکه بر روی پارامترهای انتقال حرارت (عدد ناسلت) و جریان (فاکتور J) و ضریب اصطکاک) نانو سیال تاثیر گذار است. به منظور افزایش دقت و کیفیت نتایج اراعه شده در پژوهش پیش رو؛ تغییرات پارامترهای فوق با تعداد شبکه سازمان یافته مستطیلی شکل در ابعاد (5×10^5) تا (2.1×10^6) در جدول (۳-۲) برای عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه در نظر گرفته شده است. خطای تغییرات ضریب اصطکاک؛ عدد ناسلت؛ و فاکتور J با تعداد شبکه مختلف معیار انتخاب شبکه در این پژوهش است. با توجه به میزان تغییرات هر سه پارامتر انتخاب ستون آخر جدول میتواند نتایج دقیق تری را در مقایسه سایر شبکه اراعه می دهد. در این پژوهش از تعداد شبکه ۲۰۰۰۰۰۰ برای شبیه سازی میدان حل عددی استفاده می شود.

Grid Size	f	Nu	J
600000	0.047	85.7	0.012
800000	0.045	86.7	0.013
1200000	0.042	87.3	0.014
1600000	0.041	87.3	0.0143
2000000	0.040	87.5	0.015
2100000	0.039	87.5	0.0152

جدول ۳-۲ - مطالعه شبکه انجام شده در زاویه ۹۰ درجه

Grid Size	f	Nu	J
600000	0.057	82.8	0.011
800000	0.055	84.5	0.012
1200000	0.050	85.7	0.013
1600000	0.047	86	0.0135
2000000	0.045	86.05	0.014
2100000	0.044	86.03	0.0142

جدول ۳-۳ - مطالعه شبکه انجام شده در زاویه ۶۰ درجه

فصل چہارم

نتائج و بحث

۴-۱- مقدمه:

در این فصل به مطالعه عددی برای استفاده از مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار جهت بررسی شار گرمایی و سایر خصوصیات جریان گرما، پرداخته می شود و با استفاده از روابط تحلیلی؛ شبیه سازی های نرم افزاری مسئله در نرم افزار فلوئنت^۱ مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از بررسی این تحقیق محاسبه پارامتر های جریان و عملکرد حرارتی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار در زاویه های مختلف در محدوده رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ است. معادلات حاکم بر مسئله، همانگونه که در فصول قبل به آن اشاره شده است، به روش حجم محدود گسسته سازی شده. در معادلات مومنتوم و انرژی به روش تفاضل محدود^۲ مرتبه دوم تقریب زنی شده اند. برای دو سمت مبدل؛ شرط مرزی با دبی جرمی ورودی و دمای ثابت و یکنواخت ۸۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. پس از بررسی میدان انتقال حرارت و جریان؛ نتایج این تحقیق برای مقادیر عدد ناسلت؛ ضریب کالبرن؛ افت فشار؛ ضریب اصطکاک و کانتور های دما و جریان؛ ترسیم و تشریح خواهند شد.

روش تحقیق شامل شبیه سازی عددی و تکنیک های بهینه سازی است. شبیه سازی های دینامیک سیالات محاسباتی برای تجزیه و تحلیل ویژگی های انتقال حرارت و جریان سیال در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار دنداندار انجام می شود. معادلات حاکم بر جریان سیال و انتقال حرارت با استفاده از روش های عددی مناسب حل می شوند. نتایج این مطالعه تاثیر پارامترهای مختلف طراحی را بر ویژگی های انتقال حرارت و افت فشار نشان می دهد.

۴-۲ - معرفی روند بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار :

با توجه به اهمیت روزافزون افزایش بازده حرارتی و کاهش ابعاد تجهیزات در سامانه های انتقال حرارت، مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به عنوان یکی از گزینه های بهینه در کاربردهای صنعتی چندفازی و چندجزئی مطرح می شوند. پیچیدگی ساختار جریان های چندجریانه و رفتارهای ترمودینامیکی متغیر در حضور ترکیبات مختلف، طراحی این نوع مبدل ها را مستلزم بهره گیری از روش های پیشرفته عددی و ابزارهای تحلیل مهندسی دقیق می سازد. در این راستا، به منظور تحلیل عملکرد حرارتی و هیدرولیکی مبدل، از رویکردهای بهینه سازی چندهدفه مبتنی بر الگوریتم های فرابتکاری همچون الگوریتم ژنتیک و بهینه سازی ازدحام ذرات استفاده می گردد تا ساختار هندسی بهینه با در نظر گرفتن هم زمان معیارهایی چون بازده حرارتی، افت فشار و تولید آنتروپی حاصل شود. در مجموع، ترکیب تکنیک های عددی، ابزارهای شبیه سازی مهندسی و الگوریتم های بهینه سازی، بستر مناسبی را برای توسعه چارچوب طراحی پیشرفته مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار در سیستم های چندجزئی پیچیده فراهم می سازد.

¹ Ansys Fluent

² Finite difference method

۴-۲-۱- چالش‌های بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی چندفاز با چند هندسه پره متفاوت:

به دلیل عدم توسعه روابط یک‌بعدی، برای ضرائب کالبرن و اصطکاک برای مبدل‌های حرارتی چندجریانه چندفازی، می‌توان از روابط ارائه شده در بخش ۳-۵-۱ برای تحلیل این مبدل‌ها استفاده کرد. همچنین، رویکردهای اشاره شده در بخش ۳-۵-۲ برای تحلیل این مبدل قابل استفاده نیستند زیرا؛ امکان استفاده از رویکرد منحنی ترکیب و استفاده از روابط ارائه شده برای f و j برای منحنی جریان‌های حاصل بدلیل استفاده از ابعاد مختلف پره برای جریان‌های مختلف، امکان پذیر نمی‌باشد. منحنی ترکیب، تمامی جریان‌های گرم و تمامی جریان‌های سرد را به مانند یک جریان گرم و یک جریان سرد در نظر می‌گیرد و به این دلیل، در این روش امکان تفکیک جریان‌ها از هم برای بررسی پره‌های متفاوت در هر کدام امکان پذیر نیست. در نتیجه برای تحلیل این مبدل‌ها نیاز به تحلیل عددی مبدل و تحلیل لایه به لایه این مبدل‌ها می‌باشد. از طرفی به دلیل چند فازی بودن جریان‌ها و نیز چند جزئی بودن سیال، نیاز به استفاده از روابط تعادل فاز و معادلات حالت برای استخراج خواص ترموفیزیکی جریان‌ها در هر مقطع می‌باشد.

۴-۲-۲- روش بهینه‌سازی :

همانطور که در بخش ۳-۵-۱ بررسی شد، فعالیت‌های بسیاری در جهت بهینه‌سازی عملکردی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار صورت پذیرفته‌است. اغلب پژوهش‌های ذکر شده از روابط یک بعدی برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار استفاده کرده‌اند. این روابط، بر حسب ابعاد مختلف پره مورد استفاده بیان می‌شود. با اعمال الگوریتم‌های بهینه‌سازی بر روابط یک بعدی، می‌توان برای توابع هدف مختلف مانند عملکرد حرارتی، افت فشار، وزن و یا موارد دیگر، مقادیر بهینه ابعاد پره بدست آید. در تحلیل و طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، دستیابی به شرایط عملکرد بهینه از اهمیت بالایی برخوردار است. به خصوص زمانی که متغیرهای طراحی و شرایط عملیاتی متعددی در مسئله دخیل باشند، استفاده از روش‌های بهینه‌سازی به منظور یافتن پاسخ مناسب در بازه زمانی محدود ضروری است. این روش‌ها را می‌توان به دو دسته کلی تقسیم‌بندی کرد [۳۸]:

۸- روش‌های مبتنی بر ریاضیات: در این روش‌ها، فرآیند بهینه‌سازی بر پایه مدل‌سازی ریاضی از

مسئله و استفاده از الگوریتم‌هایی نظیر گرادیان نزولی^۱، گرادیان مزدوج^۲ و لوببرگ-مارکوارت^۳ انجام می‌گیرد. این الگوریتم‌ها با استفاده از مشتق‌گیری از تابع هدف، به صورت نظام‌مند به سمت نقطه بهینه حرکت می‌کنند. مزیت اصلی این روش‌ها دقت بالا و همگرایی مشخص است، اما در مسائل پیچیده با چندین نقطه بهینه محلی ممکن است عملکرد مطلوبی نداشته باشند.

¹ Steepest Descent Method

² Conjugate Gradient Method

³ Levenberg-Marquardt Method

۹- روش‌های فرا ابتکاری^۱ الهام گرفته از طبیعت: این روش‌ها بر اساس پدیده‌ها و فرآیندهای طبیعی توسعه یافته‌اند و قابلیت بالایی در حل مسائل غیرخطی، چندهدفه و با فضای جست‌وجوی وسیع دارند. الگوریتم‌های بهینه‌سازی ژنتیک، توده ذرات، روش جست و جوی ممنوعه^۲ از دسته روش‌های فرا ابتکاری هستند. گرچه این روش‌ها تضمینی برای رسیدن به بهترین جواب مطلق ندارند، اما در عمل برای مسائل مهندسی پیچیده نتایج قابل قبولی ارائه می‌دهند. به منظور بهینه‌سازی فرآیند ابتدا لازم است، تابع هدف^۳ و قیود مسئله را تعریف کرد تا الگوریتم بهینه‌سازی در چهارچوب قیود تعیین شده برای متغیرهای بهینه‌سازی، کمینه مقدار تابع هدف را در فضای جست و جو بدست آورد. در ادامه به تعریف تابع هدف و قیود پرداخته می‌شود. در این تحقیق، از الگوریتم ژنتیک به عنوان یک روش فراابتکاری کارا برای بهینه‌سازی طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در جریان‌های چندجزئی استفاده شده است. ویژگی اصلی این روش، قابلیت انعطاف بالا و امکان رسیدن به چندین پاسخ بهینه در فضای جست‌وجو است. [۳۸]

۴-۲-۱- تابع هدف :

در این تحقیق، به منظور ارزیابی هم‌زمان چندین معیار عملکردی در طراحی مبدل حرارتی، یک تابع هدف ترکیبی تعریف شده است. این تابع شامل چهار جزء اصلی است که به ترتیب بیانگر انتقال حرارت؛ راندمان حرارتی؛ افت فشار و هزینه سالیانه عملیاتی مبدل می‌باشند. برای مقایسه کردن این معیارها، هر یک از آن‌ها نسبت به مقدار مرجع خود نرمال‌سازی شده‌اند و سپس با ضرایب وزنی مشخص ترکیب شده‌اند. تابع هدف کلی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$F = \omega_1 \cdot f_1 + \omega_2 \cdot f_2 + \omega_3 \cdot f_3 + \omega_4 \cdot f_4 \quad ۱-۴$$

تابع هدف تلاش دارد با استفاده از ضرایب وزنی ω_1 تا ω_4 تعادلی بهینه بین چهار هدف عملکردی برقرار سازد. معکوس نرخ انتقال حرارت و راندمان حرارتی به منظور بیشینه‌سازی آن‌ها به تابع وارد می‌شوند، در حالی که افت فشار و هزینه عملیاتی به صورت مستقیم و نرمال‌شده وارد خواهد شد تا کمینه شوند.

توابع عملکردی چهارگانه رابطه (۱-۴) به شرح زیر تعریف می‌شوند
رابطه تابع عملکردی اول (f_1) نشان‌دهنده عملکرد حرارتی مبدل است که بر اساس معکوس عدد ناسلت مدل‌سازی می‌شود.

¹ Metaheuristic Optimization Methods

² Tabu Search

³ Objective/Fitness Function

$$f_1(x) = \frac{1}{Nu(x)} \quad - ۲-۴$$

این تابع نمایانگر عملکرد حرارتی در قالب عدد ناسلت است که معکوس آن برای کمینه‌سازی وارد تابع هدف می‌شود. عدد ناسلت به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$Nu = j \cdot Re \cdot Pr^{0.33} \quad - ۳-۴$$

در این رابطه، j فاکتور کولبرن، Re عدد رینولدز و Pr عدد پرانتل هستند. افزایش عدد ناسلت باعث بهبود عملکرد حرارتی مبدل حرارتی می‌شود. این تابع به‌طور مستقیم با هندسه پره، نرخ جریان و خواص ترمودینامیکی سیال در ارتباط است.

رابطه تابع عملکردی دوم (f_2) میزان افت فشار در مبدل حرارتی را نشان می‌دهد و نسبت افت فشار جاری به مقدار مرجع را نمایش می‌دهد. که رابطه آن به صورت زیر است

$$f_2(x) = \frac{\Delta P(x)}{\Delta P_{ref}} \quad - ۴-۴$$

این تابع بیانگر افت فشار نرمال شده سیستم است. مقدار افت فشار مرجع (ΔP_{ref}) بر اساس طراحی مبدل حرارتی با ابعاد و شرایط عملیاتی مشابه محاسبه می‌شود. افت فشار ($\Delta P(x)$) به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta P(x) = f(x) \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad - ۵-۴$$

در این رابطه، $f(x)$ ضریب اصطکاک، L طول مبدل، D_h قطر هیدرولیکی، ρ چگالی و u سرعت جریان است. افزایش افت فشار منجر به افزایش مصرف انرژی پمپ می‌شود. لذا کمینه‌سازی آن در طراحی اقتصادی و عملیاتی ضروری است. ضریب اصطکاک از رابطه تجربی زیر به‌دست می‌آید:

$$f(x) = C_f \cdot Re^{-n} \quad - ۶-۴$$

در این رابطه، C_f و n ضرایب تجربی وابسته به نوع جریان و شکل هندسی هستند

تابع عملکردی سوم (f_3) هزینه عملیاتی سیستم را ارزیابی می‌کند و بیانگر نسبت هزینه جاری به مقدار مرجع سالیانه است.

$$f_3(x) = \frac{C_{op}(x)}{C_{op,ref}} \quad - ۷-۴$$

هزینه عملیاتی مرجع ($C_{op,ref}$) شامل کلیه هزینه‌های انرژی مصرفی برای جبران افت فشار در طول یک سال عملیاتی است. هزینه عملیاتی سالیانه (C_{op}) با رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$C_{op}(x) = \frac{\dot{m} \cdot \Delta P(x)}{\rho_{pump} \cdot \eta_{pump}} \quad - ۸-۴$$

این تابع هزینه انرژی مصرفی برای جبران افت فشار طی یک سال عملیاتی را محاسبه می‌کند \dot{m} دبی جرمی، ρ_{pump} چگالی سیال در پمپ، η_{pump} بازده پمپ را نشان می‌دهد. در نهایت، تابع عملکردی راندمان حرارتی نیز به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$f_4(x) = \frac{1}{\eta(x)} \quad - 9-4$$

در اینجا نیز هدف، افزایش راندمان حرارتی است، بنابراین مقدار معکوس آن در تابع هدف به منظور کمینه‌سازی وارد می‌شود. راندمان حرارتی از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\eta(x) = \frac{c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \cdot \dot{m}}{c_p \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \cdot \dot{m}} \quad - 10-4$$

در این معادله، صورت نشان‌دهنده گرمای واقعی جذب شده توسط سیال سرد و مخرج گرمای ماکزیمم قابل انتقال است. عدد حاصل همیشه کوچکتر از یک است و در طراحی مطلوب، مقدار آن باید به عدد یک نزدیک شود. هندسه پره‌ها، طول تماس سیال و نرخ جریان از جمله پارامترهای مؤثر بر این مقدار هستند.

ضرایب وزنی به روش امتیاز معکوس محاسبه شده اند و ارتباط آنها با متغیرهای طراحی مشخص گردیده شده است. روش امتیاز معکوس برای محاسبه ضرایب وزنی به دلیل برخورداری از ویژگی‌های منحصربه‌فرد انتخاب شده است که شامل **انعطاف پذیری** در تطبیق با شرایط مختلف طراحی، **سادگی** در پیاده‌سازی و عدم نیاز به دانش تخصصی عمیق برای تنظیم پارامترها می‌باشد. ضرایب وزنی ω_i با استفاده از روش نرمال‌سازی وارونگی به صورت زیر محاسبه می‌شوند

$$\hat{\phi}_i = \frac{1/\phi_i}{\sum_{j=1}^n (1/\phi_j)} \quad - 11-4$$

سپس ضرایب وزنی نهایی با استفاده از رابطه زیر حاصل می‌شوند:

$$\omega_i = \frac{\hat{\phi}_i}{\sum_{j=1}^n \hat{\phi}_j} \quad - 12-4$$

این رابطه وزن نهایی هر مؤلفه را بر اساس سهم نسبی آن در جمع نرمال شده تعیین می‌کند. ضرایب وزنی محاسبه شده پویا هستند و با تغییر شرایط طراحی در هر نسل الگوریتم ژنتیک قابل بروزرسانی می‌باشند. در صورت نیاز به یکسان‌سازی مقیاس اهداف، می‌توان نرمال‌سازی اولیه را به صورت زیر انجام داد:

$$\phi_{i,normal} = \frac{\phi_i}{\phi_{ref}} \quad - ۱۳-۴$$

یا

$$\phi_{i,normal} = \frac{\phi_i - \phi_{min}}{\phi_{max} - \phi_{min}} \quad - ۱۴-۴$$

برای اهدافی که نیاز به وارونگی نرمال سازی بازه‌ای دارند، از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$\phi_{i,normal}^{inv} = \frac{1}{\phi_i - \phi_{min} + \varepsilon} \bigg/ \sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{\phi_j - \phi_{min} + \varepsilon} \right) \quad - ۱۵-۴$$

۴-۲-۲-۲- قیود مساله :

در هر مساله بهینه‌سازی، ممکن است قید یا قیودی وجود داشته باشد که جواب‌های ممکن برای مساله را محدود کند. در بهینه‌سازی مبدل حرارتی، محدودیت‌هایی مانند طول، عرض، ارتفاع و ضخامت پره‌ها که باید در بازه‌های قابل ساخت باشند، اعمال می‌شوند. فشار درون مبدل نباید از حد طراحی فراتر برود. دمای خروجی نیز نباید از مقدار مشخصی بیشتر یا کمتر شود. لازم است که حداقل میزان انتقال حرارت تأمین شود. همچنین، برای اطمینان از رژیم جریان دلخواه (مثلاً آشفستگی یا آرام بودن)، محدودیت عدد رینولدز در نظر گرفته شود. علاوه بر این، افت فشار مجاز باید کنترل شود تا از افزایش مصرف انرژی جلوگیری گردد. در نهایت، محدودیت‌هایی مانند حداقل فاصله بین پره‌ها، جنس مواد، و استحکام مکانیکی نیز باید رعایت شوند.

۴-۲-۲-۳- پارامترهای بهینه سازی :

برای بهینه‌سازی ساختار مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ؛ باید به تحلیل هندسه پره‌ها، مشخصات جریان سیال، و تأثیر متقابل آن‌ها بر انتقال حرارت پرداخت. مطابق بخش ۳-۳، این پره‌ها با ۳ مشخصه گام p ، ارتفاع h و ضخامت t مشخص می‌شود. به جای مشخصه گام، از فرکانس f پره استفاده می‌شود. این مشخصه تعداد تکرار پره در هر متر را نشان می‌دهد. در نتیجه می‌توان این مشخصه را از طریق رابطه زیر به گام مرتبط کرد. در این رابطه واحد گام p میلی‌متر و f بر حسب تعداد بر متر است.

$$f = \frac{1000}{p} \quad ۱۶-۴$$

مشخصه دیگری که در این پژوهش مورد استفاده قرار می‌گیرد، عرض مبدل است. عرض مبدل از دو طریق بر انتقال حرارت و افت فشار تأثیر گذار است. از طریق تغییر در مساحت سطح انتقال حرارت در

واحد طول مبدل که رابطه مستقیم با عرض مبدل دارد، و همچنین از طریق افزایش مقطع جریان آزاد، که با تاثیر بر رینولدز جریان، انتقال حرارت را تحت تاثیر قرار خواهد داد.

زاویه حمله پره‌ها، مشخصه‌ای دیگر در طراحی است که جریان سیال را به سمت سطح پره هدایت می‌کند و جریان‌های ثانویه ایجاد می‌کند. این جریان‌ها نه تنها باعث شکستن لایه مرزی حرارتی می‌شوند، بلکه موجب انتقال حرارت بیشتر می‌گردند.

در این پژوهش، به جای استفاده از داده‌های تجربی، از شبیه‌سازی‌های عددی برای تحلیل شرایط مختلف استفاده شده است. نتایج این تحلیل نشان داده که انتخاب بهینه ضخامت پره‌ها و فاصله بین آن‌ها تأثیرات زیادی بر انتقال حرارت و افت فشار دارد.

۴-۲-۲-۴- روش بهینه سازی الگوریتم ژنتیک :

این روش بهینه‌سازی در سال ۱۹۷۵ میلادی توسط هالند [۳۹]، در مسائل عمل به کار گرفته شد و سر منشاء رواج آن در مسائل مهندسی گردید. این روش، الهام گرفته از مفاهیم انتخاب طبیعی^۱ و بقای اصلح^۲ و تکامل ژنتیکی گونه‌ها^۳ که در نظریه تکامل داروین^۴ بیان شده‌اند، پایه‌ریزی شده است. در انتخاب طبیعی، گونه‌های شایسته‌تر، بیشترین شانس را برای زنده ماندن در مقایسه با گونه‌های ضعیف‌تر دارند. تمامی گونه‌ها، از واحدهایی به نام ژن تشکیل شده‌اند. این ژن‌ها از واحدهای کوچک‌تری به نام کروموزوم تشکیل شده‌اند که خواص آن را بیان می‌کند. ژن‌ها در تعامل با یکدیگر می‌توانند به تبادل کروموزوم‌ها و تولید یک ژن جدید بپردازند. به این فرآیند، تقاطع^۵ می‌گویند. همچنین ممکن است برخی از ژن‌ها به صورت تصادفی، دچار تغییر در ساختار خود شوند. به این فرآیند، جهش^۶ اطلاق می‌شود. این دو فرآیند منطبق با تعاریف جهش و وراثت، در تولید نسل جدید گونه‌ها می‌باشد.

در بهینه‌سازی به روش الگوریتم ژنتیک، ابتدا یک جمعیت از داده‌ها تولید می‌شود. به هر کدام از این داده‌ها، بر اساس تابع هدف، یک مقدار شایستگی تخصیص می‌شود. در مرحله بعد، در بین جمعیت تولید شده، درصدی از داده‌ها با شایستگی بیشتر انتخاب شده و. در نسل بعدی باقی می‌ماند. همچنین این داده‌ها در تقاطع با یکدیگر، داده‌های جدیدی تولید می‌کند که خصوصیات خود را از هر دو داده قبلی (والدین) دریافت کرده است. بدین ترتیب یک جمعیت جدید از داده‌ها تولید شده که خصوصیات آن‌ها از شایسته‌ترین داده‌ها در نسل قبل گرفته شده است. جهت

¹ Natural Selection

² Survival of the Fittest

³ Genetic Evolution of Species

⁴ Darwin Evolution Theory

⁵ CrossOver

⁶ Evolution

جست‌وجو در نقاط مختلف گستره تغییرات پارامترها، برخی از این پارامترها، به صورت تصادفی، جهش می‌کنند. بدین ترتیب یک جمعیت جدید از داده‌ها تولید شده که خصوصیات آن‌ها از شایسته‌ترین داده‌ها در نسل قبل گرفته شده‌است. با تولید هر نسل جدید، داده‌های بوجود می‌آید که نسبت به نسل قبل، شایستگی بیشتری دارند. این تولید نسل جدید، می‌تواند تا هر تعداد مرحله دلخواه صورت پذیرد. بدین صورت، روش الگوریتم ژنتیک قادر است در یک مساله، بهینه‌سازی را پیش ببرد.

در کل، می‌توان روند بهینه‌سازی به روش الگوریتم ژنتیک را به صورت زیر بیان کرد:

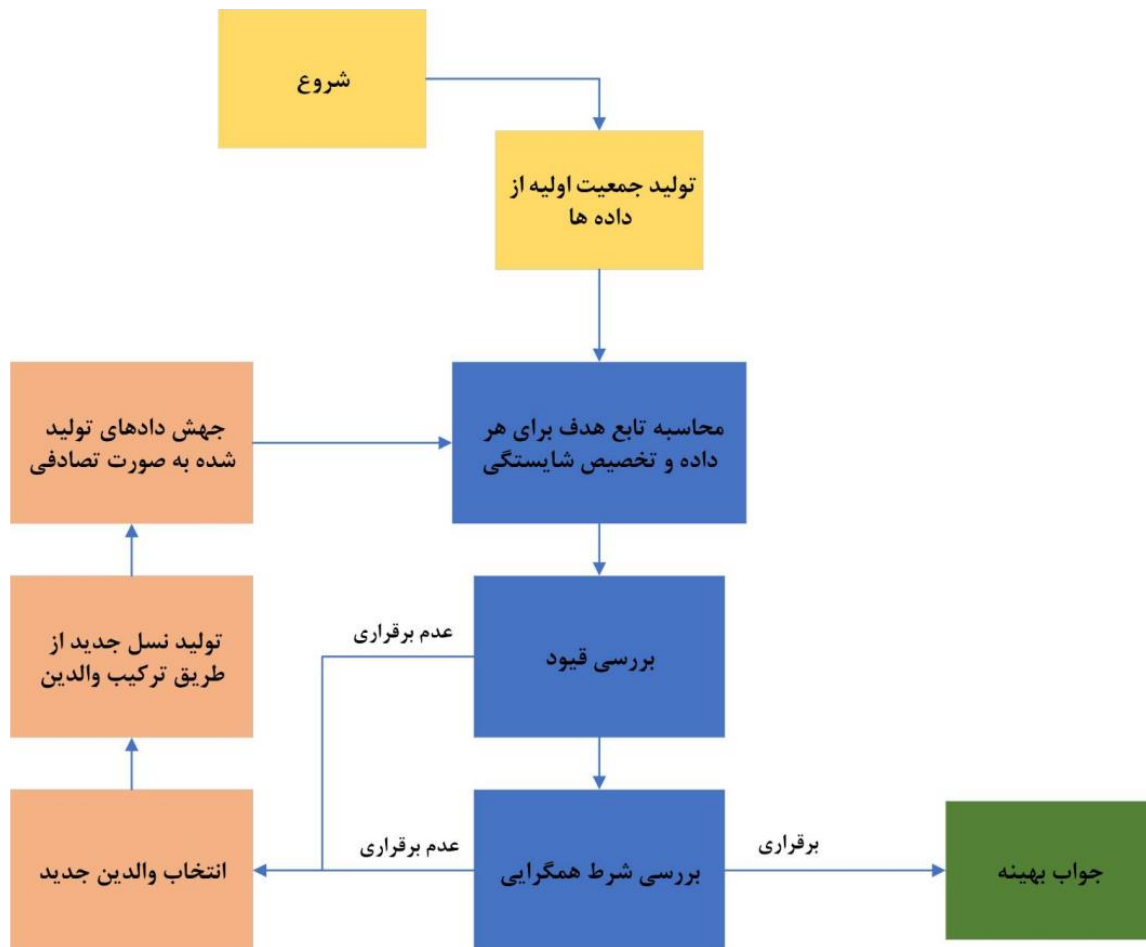
- تولید جمعیت اولیه از داده‌ها
- محاسبه تابع هدف و تخصیص شایستگی به هر داده
- انتخاب والدین از بین داده‌ها بر اساس شایستگی داده‌ها یا روش‌های دیگر انتخاب والدین
- تقاطع بین والدین و تشکیل داده‌های جدید تا هنگام تولید جمعیت جدید (وراثت)
- جهش تصادفی داده‌های نسل جدید با احتمال مشخص
- بررسی ارضای شرایط همگرایی

نمودار روند بهینه‌سازی به این روش در شکل ۴-۱ نمایش داده شده‌است.

الگوریتم ژنتیک، انواع مختلفی مانند $NRGA^1$ و $NSGA-II^2$ دارد. در این پژوهش، مانند پژوهش‌های مشابه در زمینه بهینه‌سازی مبدل صفحه‌ای پره‌دار از روش $NSGA-II$ که از دقت و سرعت بالایی در رسیدن به جواب بهینه‌سازی دارد استفاده می‌شود.

¹ Non-Dominated Ranking Genetic Algorithm

² Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm



شکل ۴-۱ نمودار روند بهینه‌سازی به روش الگوریتم ژنتیک

۴-۳ - ارزیابی دقت مدل عددی :

ارزیابی دقت مدل عددی یکی از مراحل کلیدی در تحلیل‌های عددی است که تضمین می‌کند نتایج حاصل از شبیه‌سازی، معتبر و قابل اعتماد هستند. این ارزیابی شامل دو بخش اصلی است: صحت‌سنجی و اعتبارسنجی. در بخش صحت‌سنجی، روش‌های عددی و تکنیک‌های به‌کاررفته برای مدل‌سازی، از جمله مش‌بندی، گسسته‌سازی، و الگوریتم‌های حل، با استانداردهای موجود و اصول علمی مقایسه می‌شوند تا اطمینان حاصل شود که مدل به درستی پیاده‌سازی شده است.

در ادامه، اعتبارسنجی به مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی یا مقالات معتبر می‌پردازد. هدف از این بخش، ارزیابی قابلیت مدل عددی در بازتولید رفتار واقعی سیستم است. این دو مرحله به صورت مکمل عمل کرده و در کنار هم، دقت و اعتمادپذیری مدل عددی را تضمین می‌کنند.

۴-۳-۱- صحت سنجی^۱ مدل :

صحت سنجی مدل عددی یکی از ارکان اساسی در شبیه سازی های محاسباتی است که اطمینان از صحت پیاده سازی روش های عددی و الگوریتم های محاسباتی را فراهم می کند. در این پژوهش، صحت سنجی با رویکردی جامع و چندبعدی انجام شده است. ابتدا استقلال از شبکه به عنوان پایه ای برای اطمینان از دقت نتایج مورد بررسی قرار گرفت. استقلال از شبکه بدین معناست که با افزایش دقت مش ؛ نتایج تحلیل دچار تغییرات محسوسی نشوند. این ویژگی، معیاری مهم برای اطمینان از دقت و پایداری محاسبات است. برای بررسی استقلال از شبکه، چندین شبکه با تعداد المان های متفاوت شامل ۱۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰، ۳۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۵۰۰۰۰ المان تولید شده است و پارامترهای کلیدی شامل افت فشار، دمای میانگین و عدد ناسلت برای هر شبکه محاسبه می شود. نتایج این تحلیل ها در جدول ۴-۱ نمایش داده شده است. [۴۰]

جدول ۴-۱ نشان دهنده تأثیر تعداد المان های شبکه بر پارامترهای کلیدی شبیه سازی نظیر دمای متوسط، عدد ناسلت و افت فشار را نشان می دهد. در جدول مشاهده می شود که با افزایش تعداد المان ها، تغییرات دمای متوسط، عدد ناسلت و افت فشار کمتر می شود. این یعنی شبیه سازی به مقدار دقیقی نزدیک شده است. اگر خطای نسبی خیلی کم باشد (مثلاً کمتر از ۱٪)، یعنی شبیه سازی یا اندازه گیری ما به یک مقدار پایدار رسیده است. اما اگر این مقدار زیاد باشد (مثلاً ۱۰٪ یا بیشتر)، یعنی هنوز تغییرات قابل توجهی موجود است.

همان طور که در جدول ۴-۱ مشاهده می شود، با افزایش تعداد المان ها از ۱۰۰۰۰ به ۴۰۰۰۰، مقدار افت فشار از ۱۲۰.۰۳ پاسکال به ۱۱۹.۶ پاسکال کاهش یافته و دمای میانگین از ۷۵.۱۲ درجه سانتی گراد به ۷۵.۳۶ درجه سانتی گراد افزایش می یابد. خطای نسبی محاسبه شده برای شبکه ۴۰۰۰۰ المانی نسبت به شبکه قبلی به کمتر از ۰.۰۵٪ رسیده است که نشان دهنده همگرایی مناسب نتایج است.

جدول پیشنهادی برای صحت سنجی مبدل حرارتی				
تعداد المان ها	دمای متوسط	عدد ناسلت	افت فشار	خطای نسبی نسبت به شبکه قبلی
۱۰۰۰۰	۷۵.۱۲	۴۷.۸۵	۱۲۰.۰۳	-
۲۰۰۰۰	۷۵.۳۲	۴۸.۰۵	۱۱۹.۸	۰.۲۶
۴۰۰۰۰	۷۵.۳۵	۴۸.۱۰	۱۱۹.۶	۰.۱۰
۵۰۰۰۰	۷۵.۳۶	۴۸.۱۲	۱۱۹.۶	۰.۰۴

جدول ۴-۱ - جدول پیشنهادی برای صحت سنجی مبدل حرارتی

¹ Verification

دو نوع اصلی مش‌بندی که در این تحقیق بررسی شده‌اند عبارتند از:

- مش ساختاریافته^۱:

این نوع مش شامل سلول‌های منظم و ساختاریافته است که به صورت یکنواخت در شبکه توزیع می‌شوند. مش هموار برای هندسه‌های ساده و منظم مناسب است و دقت بالایی را در حل معادلات عددی فراهم می‌کنند. با این حال، برای هندسه‌های پیچیده مانند مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، انعطاف‌پذیری این روش محدود است

- مش غیرساختاریافته^۲:

این نوع مش از سلول‌هایی با شکل‌های نامنظم مانند مثلث و چندضلعی تشکیل شده است. انعطاف‌پذیری بالای مش غیرهموار امکان پوشش‌دهی دقیق نواحی با زوایای تیز و انحناهای زیاد را فراهم می‌کند. این نوع مش برای مدل‌سازی دقیق جریان و انتقال حرارت در هندسه‌های پیچیده، مانند مبدل‌های حرارتی مورد بررسی در این تحقیق، بسیار مناسب است.

مش‌بندی اسموس^۳ روشی برای بهینه‌سازی کیفیت مش است که به بهبود دقت محاسبات و پایداری حل کمک می‌کند. روش‌های مختلفی برای استفاده از مش‌بندی اسموس وجود دارد. در این تحقیق، از روش اسموس لاپلاسی^۴ استفاده شده است. این روش سریع و ساده است اما در برخی موارد ممکن است کیفیت مش را کاهش دهد. تحلیل‌های تکمیلی نشان می‌دهد که مش‌بندی غیرساختاریافته به دلیل انعطاف‌پذیری بالا در پوشش هندسه‌های پیچیده مبدل حرارتی، انتخاب مناسبی برای این مطالعه بوده است.

نتایج صحت‌سنجی نشان می‌دهد که شبکه با ۴۰۰۰۰ المان، بهترین تعادل میان دقت محاسباتی و هزینه محاسبات را ارائه می‌دهد. بنابراین، این تعداد المان برای تمامی شبیه‌سازی‌های بعدی در این پژوهش استفاده شده است. [۴۰]

۴-۳-۲- اعتبار سنجی^۵ مدل :

در این پژوهش، اعتبارسنجی مدل با مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی با داده‌های گزارش‌شده توسط لیو و همکاران صورت گرفته است. لیو و همکاران در پژوهش خود به شبیه‌سازی عددی رفتار جریان و انتقال حرارت سیال داغ با خنک‌کاری توسط سیال آب در یک مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار سه‌جریانی در فضای سه‌بعدی پرداخته‌اند. در این اعتبارسنجی، روند تغییرات ارتفاع فین بر پارامترهای ضریب اصطکاک مودی و ضریب کولبرن مقایسه شده است. در این مقایسه، تغییرات پارامترهای اصطکاک مودی و ضریب کولبرن در شکل (۴-۱) نمایش داده شده است. شکل مذکور تأثیر ارتفاع فین را بر عامل

¹ Structured Mesh

² Unstructured Mesh

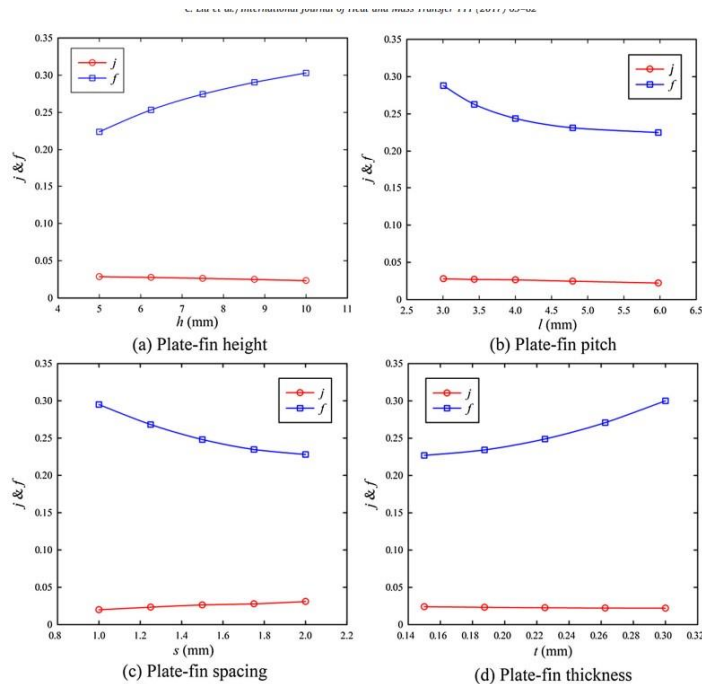
³ Smoothing Mesh

⁴ Laplacian Smoothing

⁵ Validation

اصطکاک نشان می‌دهد، در حالی که سه پارامتر دیگر ثابت فرض شده‌اند $l=3.175$ میلی‌متر، $s=1.821$ میلی‌متر، و $t=0.254$ میلی‌متر است.

به وضوح مشاهده می‌شود که افزایش ارتفاع فین باعث افزایش سطح انتقال حرارت می‌شود که این امر مقاومت حرارتی را افزایش می‌دهد. این دو عامل منجر به کاهش تدریجی ضریب کولبرن می‌شوند. از سوی دیگر، افزایش ارتفاع فین باعث کاهش سرعت سیال در ورودی شده که به‌طور مستقیم انتقال حرارت را کاهش می‌دهد و به همین دلیل، باعث افزایش عامل اصطکاک می‌شود.



شکل ۴-۲ تأثیر متغیرهای طراحی بر عملکرد انتقال حرارت [۴۱]

جدول زیر و شکل های زیر مطابقت بین نتایج صحت‌سنجی و اعتبارسنجی را نشان می‌دهند. همانطور که در جدول و نمودارهای مقایسه‌ای مشاهده می‌شود، نتایج صحت‌سنجی مدل حاضر تطابق مناسبی با داده‌های اعتبارسنجی لیو و همکاران دارد. میانگین اختلاف نسبی برای ضریب کولبرن حدود ۱.۸۳٪ و برای عامل اصطکاک حدود ۲.۸۶٪ است.

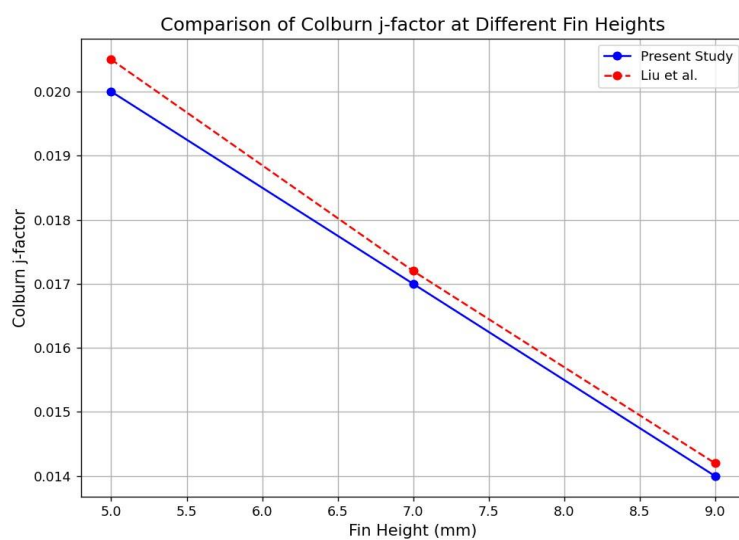
تحلیل حساسیت شبکه در جدول ۳-۴ نشان می‌دهد که با افزایش تعداد المان‌ها، دقت پیش‌بینی مدل افزایش می‌یابد، به طوری که درصد خطا در پیش‌بینی ضریب کولبرن و عامل اصطکاک به ترتیب از ۵.۲۱٪ و ۶.۸۳٪ در شبکه با ۱۰۰۰۰ المان به ۱.۸۷٪ و ۲.۷۸٪ در شبکه با ۴۰۰۰۰ المان کاهش می‌یابد. همچنین، افزایش بیشتر تعداد المان‌ها به ۵۰۰۰۰ تأثیر چندانی بر کاهش خطا ندارد، که این امر تأییدکننده استقلال از شبکه در ۴۰۰۰۰ المان است.

جدول پیشنهادی برای صحت سنجی مبدل حرارتی				
درصد اختلاف	داده های اعتبار سنجی	نتایج صحت سنجی	پارامتر	شماره ردیف
۲۰۷	۰.۰۱۱۴۵	۰.۰۱۴۲	ضریب کولبرن ارتفاع فین: ۵ میلی متر	۱
۱۵۶	۰.۰۱۲۸	۰.۰۱۲۶	ضریب کولبرن ارتفاع فین: ۵ میلی متر	۲
۱۸۷	۰.۰۱۰۷	۰.۰۱۰۵	ضریب کولبرن ارتفاع فین: ۵ میلی متر	۳
۳۶۶	۰.۰۸۲	۰.۰۷۹	ضریب کولبرن ارتفاع فین: ۵ میلی متر	۴
۲۱۳	۰.۰۹۴	۰.۰۹۲	ضریب کولبرن ارتفاع فین: ۵ میلی متر	۵
۲۷۸	۰.۱۰۸	۰.۱۰۵	ضریب کولبرن ارتفاع فین: ۵ میلی متر	۶
۰.۷۰	۷۵.۸۹	۷۵.۳۶	دمای متوسط	۷
۱.۳۲	۱۲۱.۲	۱۱۹.۶	افت فشار (پاسکال)	۸

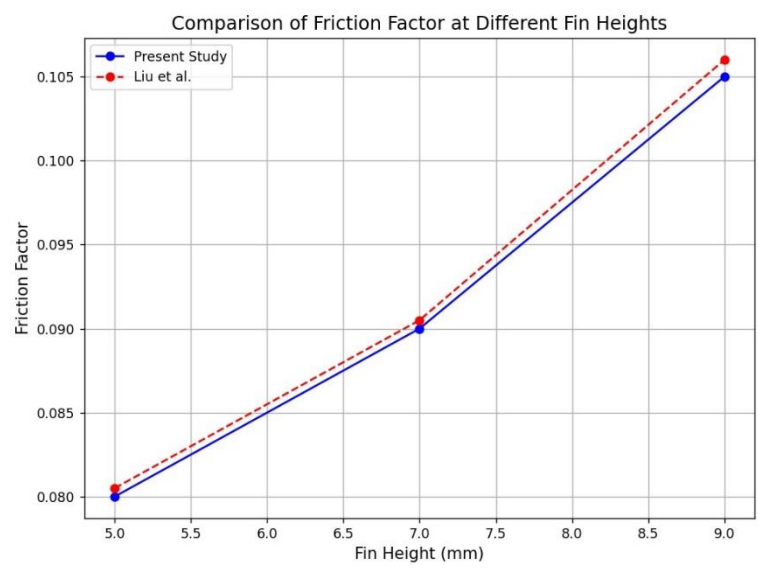
جدول ۴-۲ - مقایسه نتایج صحت سنجی مدل با داده های اعتبارسنجی

جدول پیشنهادی برای صحت سنجی مبدل حرارتی		
تعداد المان	درصد خطا در پیش بینی ضریب کالبرن	درصد خطا در پیش بینی عامل اصطکاک
۱۰۰۰	۵.۲۱	۶.۸۳
۲۰۰۰	۳.۷۵	۴.۹۲
۳۰۰۰	۲.۶۳	۳.۴۱
۴۰۰۰	۱.۸۷	۲.۷۸
۵۰۰۰	۱.۸۵	۲.۷۶

جدول ۳-۴ - تحلیل حساسیت شبکه و تأثیر آن بر نتایج اعتبارسنجی



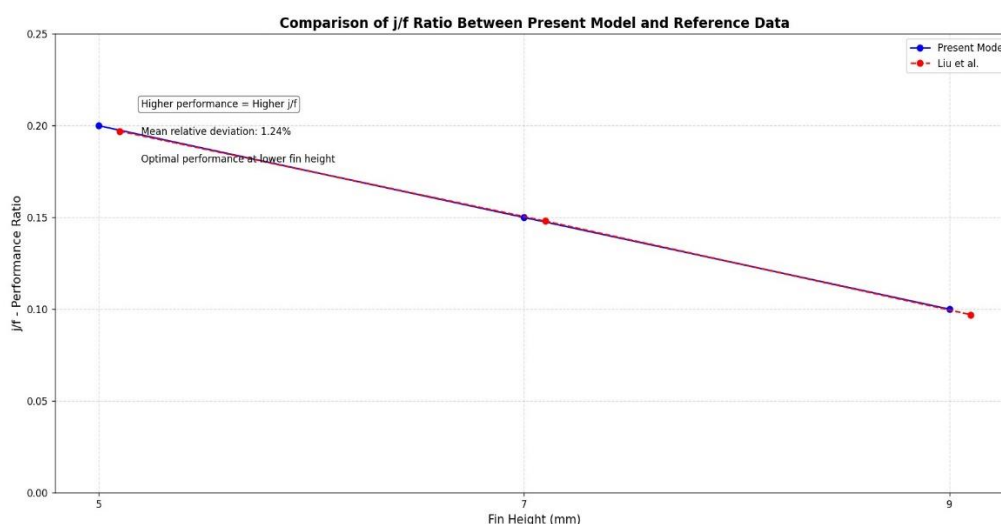
شکل ۳-۴ - نمودار ضریب کالبرن در ارتفاع مختلف فین



شکل ۴-۴ - مقایسه ضریب اصطکاک در ارتفاع های مختلف فین

۴-۳-۳ - مقایسه جامع نتایج صحت‌سنجی و اعتبارسنجی

برای مقایسه جامع‌تر نتایج صحت‌سنجی و اعتبارسنجی، می‌توان به تحلیل پارامترهای مختلف پرداخت. یکی از معیارهای مهم برای ارزیابی عملکرد مبدل‌های حرارتی، رابطه بین انتقال حرارت و افت فشار است. در این پژوهش، با استفاده از ضریب کولبرن به عنوان معیار انتقال حرارت و عامل اصطکاک به عنوان معیار افت فشار، این رابطه مورد بررسی قرار گرفته است.



شکل ۴-۵ - مقایسه نسبت ضریب کولبرن به عامل اصطکاک در مدل حاضر و داده های مرجع

نمودار فوق نسبت ضریب کولبرن به عامل اصطکاک (j/f) را به عنوان معیاری برای کارایی کلی مبدل حرارتی نشان می‌دهد. این نسبت بیانگر میزان انتقال حرارت به ازای افت فشار است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش ارتفاع فین، نسبت j/f کاهش می‌یابد که نشان‌دهنده کاهش کارایی کلی مبدل حرارتی است.

میانگین اختلاف نسبی بین نتایج مدل حاضر و داده‌های مرجع برای نسبت j/f حدود ۱.۲۴٪ است که بیانگر دقت بالای مدل در پیش‌بینی کارایی کلی مبدل حرارتی است. با توجه به نتایج ارائه‌شده در بخش‌های صحت‌سنجی و اعتبارسنجی، می‌توان نتیجه گرفت که مدل عددی ارائه‌شده در این پژوهش از دقت و اطمینان بالایی برخوردار است.

مقایسه نتایج مدل با داده‌های مرجع نشان می‌دهد که مدل توانایی پیش‌بینی دقیق پارامترهای عملکردی مبدل حرارتی شامل ضریب کولبرن، عامل اصطکاک، دمای متوسط و افت فشار را دارا است. همچنین، روند تغییرات این پارامترها با تغییر ارتفاع فین به درستی پیش‌بینی شده است که نشان‌دهنده قابلیت اطمینان مدل در شرایط مختلف طراحی است.

۴-۴ - انتخاب دامنه همگرایی :

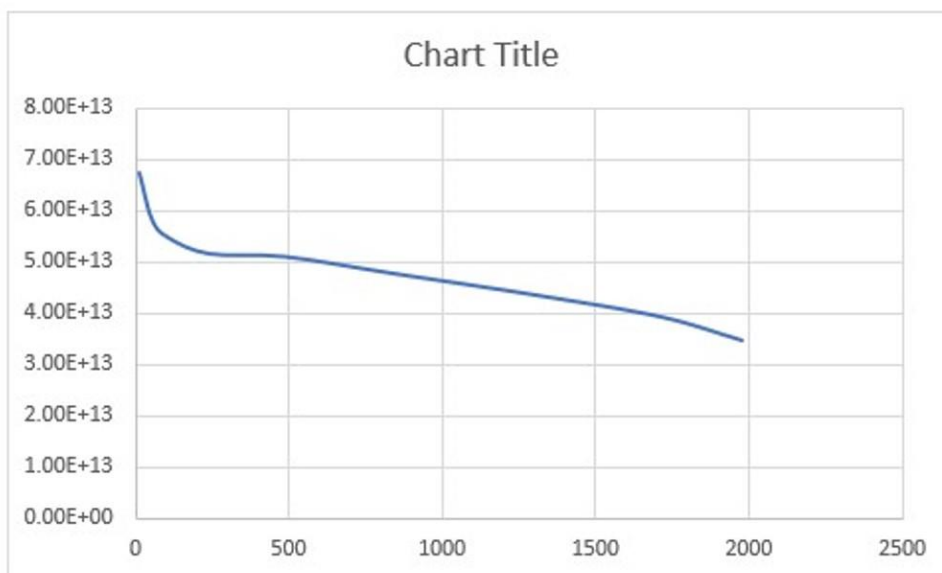
دامنه همگرایی، معیاری برای ارزیابی میزان تغییرات باقی‌مانده در معادلات حاکم است و مشخص می‌کند که آیا حل عددی به شرایط پایدار رسیده است یا خیر. این دامنه تعیین می‌کند که چه زمانی تغییرات پارامترهای کلیدی، نظیر دمای متوسط سطح زیرین مبدل حرارتی و فشار متوسط مقطع ورودی، به اندازه‌ای کوچک می‌شوند که بتوان محاسبات را متوقف کرد و نتایج را نهایی نمود. شکل ۴-۶ و شکل ۴-۷ تغییرات این پارامترها را در زوایای ۶۰ درجه و ۹۰ درجه نمایش می‌دهد. زمانی که تغییرات دمای متوسط سطح زیرین مبدل و فشار متوسط مقطع ورودی به حداکثر مقدار باقی‌مانده 3^{+13} برسند، شرایط همگرایی^۱ حاصل می‌شود. برای زاویه ۶۰ درجه دامنه همگرایی از مقدار اولیه 6.8^{+13} شروع شده و برای زاویه ۹۰ درجه از مقدار اولیه 5.5^{+13} شروع می‌شود.

این مانده نشان‌دهنده سطح دقت مورد انتظار در حل عددی است و تضمین می‌کند که نتایج به حالت پایدار نزدیک شده‌اند. انتخاب دامنه همگرایی مناسب نه تنها دقت نتایج را تضمین می‌کند، بلکه در کاهش زمان محاسبات عددی نیز نقش مؤثری ایفا می‌نماید. با تنظیم دقیق این دامنه، می‌توان از تکرارهای غیرضروری جلوگیری کرد و در عین حال از صحت نتایج اطمینان حاصل نمود. در ادامه، تاثیر این انتخاب بر نتایج شبیه‌سازی و تحلیل‌های حاصل مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

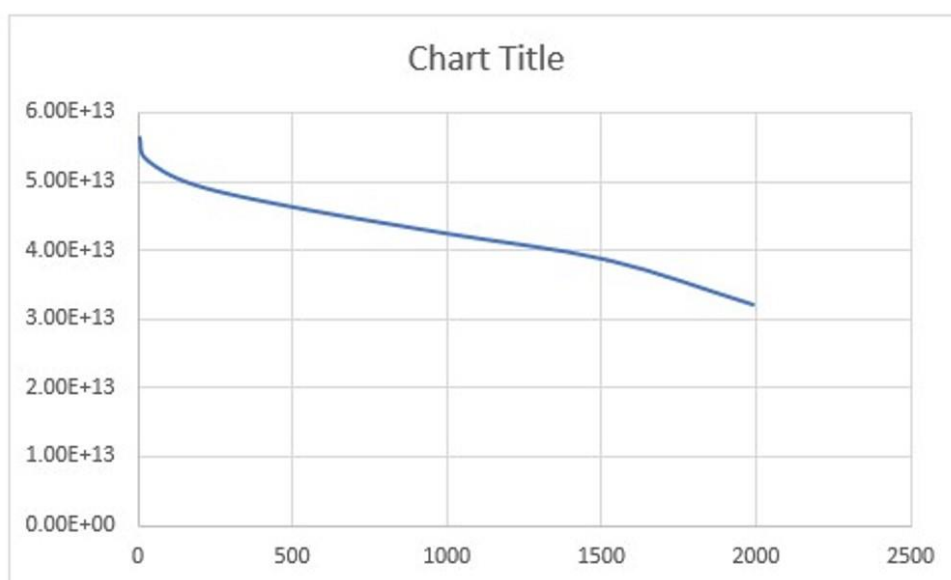
یکی از چالش‌های مهم در تحلیل عددی، برقراری توازن میان دقت محاسبات و زمان مورد نیاز برای انجام شبیه‌سازی است. کاهش دامنه همگرایی (یعنی کاهش مقدار مانده نهایی) باعث افزایش دقت نتایج خواهد شد، اما به طور هم‌زمان تعداد تکرارها را افزایش داده و زمان محاسبات را طولانی‌تر می‌کند. از

¹ Choosing the convergence domain

سوی دیگر، دامنه همگرایی^۱ بیش از حد بزرگ ممکن است منجر به توقف زودهنگام محاسبات و کاهش دقت نتایج شود. بنابراین، انتخاب دامنه $3^{\mp 13}$ در این مطالعه، با هدف دستیابی به بالاترین دقت ممکن در عین حفظ کارایی محاسبات صورت گرفته است.



شکل ۴-۶ دامنه همگرایی مدل مورد بررسی برای زاویه ۶۰ درجه



شکل ۴-۷ دامنه همگرایی مدل مورد بررسی برای زاویه ۹۰ درجه

¹ Domain convergence

۴-۵- نتایج حاصل از شبیه سازی عددی:

در این پژوهش مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار برای دو نوع سیال مورد بررسی قرار می گیرد. ابتدا با سیال عامل آب و سپس نانوسیال آب - اکسید آلومینیوم^۱ در درصدهای حجمی مختلف مورد مطالعه قرار گرفته شده است و مقادیر ضریب کلی انتقال حرارت و نیز افت فشار کل و همچنین مقدار معیار ارزیابی عملکرد؛ عدد ناسلت؛ ضریب کالبرن؛ افت فشار؛ ضریب اصطکاک برای تمامی حالات بررسی می گردد. یکی از اهداف مهم این تحقیق، استتار حرارتی است. برای رسیدن به این هدف، باید دمای هوای خروجی از مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به حداکثر ۱۸ درجه سلسیوس برسد. در این راستا، برای جبران افت فشار ناشی از مبدل و افت های استاتیکی و دینامیکی کانال ها و اتصالات، از فن های افزاینده فشار استفاده می شود که منجر به افزایش فشار و در نتیجه افزایش دمای سیال به ۳۴/۸ درجه سلسیوس می گردد.

شبیه سازی ها در محدوده عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ انجام شده است. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که با استفاده از پره های نامنظم، ضریب انتقال حرارت ۶/۵ درصد و ضریب افت فشار ۵۸ درصد افزایش می یابد. این افزایش عمدتاً به دلیل افزایش آشفتگی جریان ناشی از هندسه پره ها و نفوذ جریان سیال به ریشه پره ها می باشد. در این تحقیق از روش حجم محدود برای حل معادلات بقاء، آشفتگی، انرژی و مومنتم استفاده شده است. آشفتگی میدان جریان نیز با استفاده از مدل توربولانسی رینولدز $(k-\epsilon)$ مدل سازی شده است. نتایج به دست آمده بیان گر کاهش انتقال حرارت با افزایش تعداد دندان ها می باشد. علت این امر ناشی از کاهش میزان آشفتگی جریان در اثر افزایش تعداد دندان ها است.

جریان های سیال در این مبدل ها با صفحات تخت که بین آن ها پره های نامنظم قرار دارند، از هم جدا می شوند. این مبدل ها، به طور خاص به عنوان واحدهای فشرده شناخته می شوند. میزان سطح انتقال حرارت در واحد حجم حدوداً عدد ۲۰۰۰ را نشان می دهد. صفحات عموماً دارای ضخامت بین ۰.۵ تا ۱ میلی متر و پره ها نیز با ضخامت بین ۰.۱۵ تا ۰.۷۵ میلی متر ساخته شده اند. کل مبدل از آلیاژ آلومینیوم ساخته شده و اجزاء مختلف آن به وسیله لحیم کاری در حمام نمک یا کوره خلأ به یکدیگر متصل می شوند. استفاده از پره ها که در راستای جریان پیوسته نیستند، موجب شکسته شدن و به هم خوردن لایه های مرزی جریان می شود. در صورتی که سطح در راستای جریان موج دار باشد، لایه های مرزی یا نازک می شوند یا قطع می شوند که نتیجه آن، افزایش ضرایب انتقال حرارت و در عین حال افزایش افت فشار می باشد. [۴۲]

در جدول (۴-۴)، نتایج حاصل از شبیه سازی عددی برای ضرایب انتقال حرارت، افت فشار و سایر پارامترهای مربوط به عملکرد مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار شیاردار با سیال های آب و نانوسیال ارائه شده است. این جدول اطلاعات مقایسه ای میان شرایط مختلف جریان و هندسه پره ها را نشان می دهد که برای تحلیل دقیق تر و بهینه سازی طراحی مبدل های حرارتی مفید خواهد بود.

¹Aluminum oxide

² Reynold turbulence model

ظرفیت رسانایی الکتریکی (σ) (S/m)	ظرفیت رسانایی حرارتی (k) (W/mK)	ظرفیت گرمایی ویژه (C_p) (J/KgK)	عدد پرانتل (Pr)	لزجت (μ) ($Pa.s$)	چگالی (kg/m^3)	سیال
4.194E-1	0.598	4181	4.26	0.002	998	آب (۳۰ درجه)
4.743E-1	0.6667	4195	2.396	0.000355	971.5	آب (۸۰ درجه)
–	46	752	–	–	3960	اکسید المنیوم

جدول ۴-۴ مشخصات ترموفیزیکی آب و اکسید آلومینیوم

۴-۶- عدد ناسلت^۱ متوسط :

در این بخش، نمودارهای عدد ناسلت متوسط در مبدل حرارتی در محدوده عدد رینولدز بین ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و برای زوایای حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه در شکل‌های (۴-۸) و (۴-۹) آورده شده است. این نمودار تأثیر هم‌زمان افزایش سرعت سیال و تغییر زاویه حمله پره‌ها را بر ضریب انتقال حرارت نشان می‌دهد. با افزایش سرعت سیال، ضریب انتقال حرارت جابجایی به‌طور چشمگیری افزایش می‌یابد که موجب بهبود کارایی انتقال حرارت می‌شود.

در این تحقیق، شبیه‌سازی‌های عددی مختلفی برای تحلیل تأثیر هندسه و ساختار پره‌ها بر عدد ناسلت انجام شده است. نتایج این شبیه‌سازی‌ها نشان می‌دهد که افزایش ارتفاع پره‌ها و تغییر در فاصله میان صفحات می‌تواند عدد ناسلت را تا حد مشخصی افزایش دهد، اما پس از یک مقدار بهینه، افزایش بیش‌ازحد ارتفاع پره‌ها یا کاهش فاصله صفحات موجب افت فشار نامطلوب شده و کارایی سیستم را تحت تأثیر قرار می‌دهد. علاوه بر این، مشاهده شده است که جریان‌های ثانویه ایجاد شده ناشی از طراحی پره‌ها، به‌ویژه در جریان‌های چندجزئی، می‌تواند به انتقال حرارت بهتر کمک کند.

بر اساس نتایج به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی‌های عددی، در زاویه حمله ۶۰ درجه، با افزایش عدد رینولدز، ضریب انتقال حرارت جابجایی روند صعودی یکنواختی را طی می‌کند. این افزایش ناشی از کاهش ضخامت لایه مرزی و بهبود شرایط اختلاط سیال است. در این زاویه، جریان سیال نسبت به زاویه ۹۰ درجه کمتر

^۱ Nusselt number

با پره‌ها برخورد کرده و گرادیان دمایی در سطح پره کاهش می‌یابد. این امر موجب می‌شود که عدد ناسلت نسبت به زاویه ۹۰ درجه کمتر باشد، اما از سوی دیگر، افت فشار نیز کاهش می‌یابد که از نظر بهره‌وری انرژی، گزینه بهتری محسوب می‌شود.

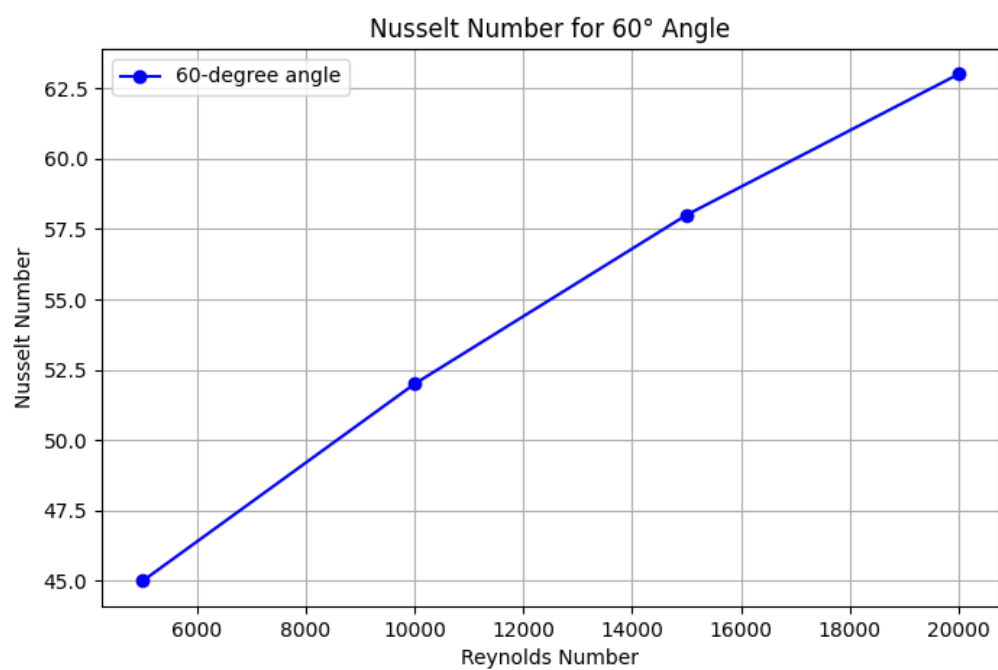
در مقابل، در زاویه حمله ۹۰ درجه، جریان سیال به‌طور عمودی با پره‌ها برخورد کرده و این برخورد باعث ایجاد گردابه‌های قوی در پشت پره‌ها می‌شود. این نواحی گردابی، با افزایش عدد رینولدز، شدت بیشتری پیدا کرده و منجر به شکستن مؤثرتر لایه مرزی حرارتی می‌شوند. اما در مقادیر بالای عدد رینولدز، ممکن است تشکیل نواحی بازچرخشی نامطلوب^۱ رخ دهد که موجب افت کارایی در برخی نواحی مبدل می‌شود. همچنین، افزایش آشفته‌گی جریان در نزدیکی دیواره‌ها موجب هدایت بهتر سیال گرم به بخش مرکزی مبدل شده و توزیع دما را بهبود می‌بخشد.

مقایسه دو زاویه حمله نشان می‌دهد که افزایش عدد رینولدز از ۵۰۰۰ به ۲۰۰۰۰ در هر دو زاویه، میانگین انتقال حرارت را تا حدود ۶۳ درصد افزایش می‌دهد. همچنین افزودن نانوذرات با کسر حجمی ۶ درصد، عدد ناسلت را تا ۴۸ درصد بهبود می‌بخشد. همچنین، افزایش کسر حجمی نانوذرات موجب افزایش لزجت سیال شده که می‌تواند افت فشار بیشتری را به همراه داشته باشد.

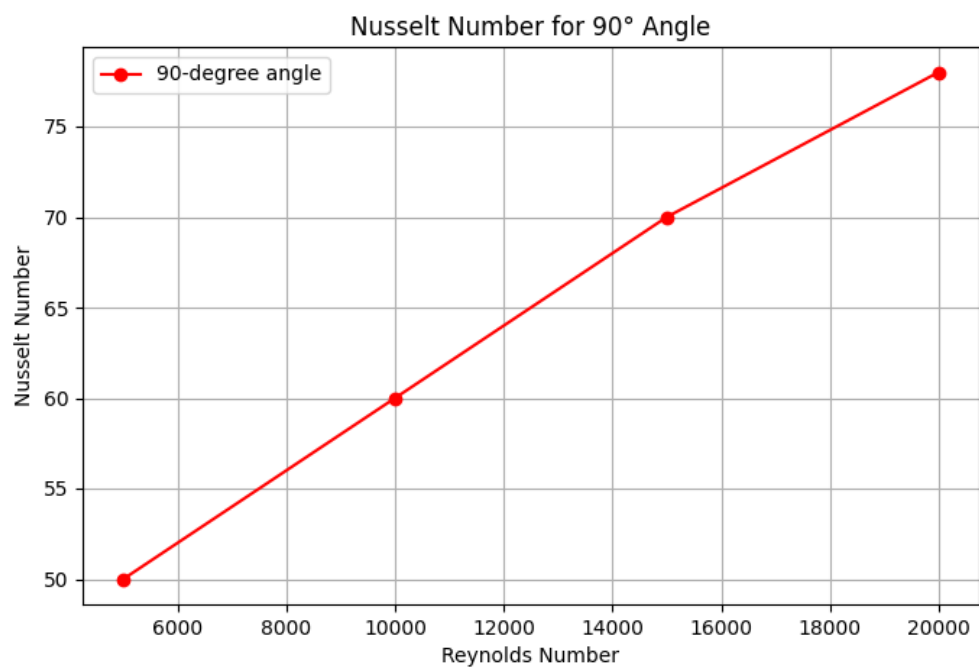
تحلیل هندسه پره‌ها و تأثیر آن‌ها نشان می‌دهد که افزایش ارتفاع پره‌ها و کاهش فاصله میان صفحات تا یک حد بهینه، انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد. با این حال، افزایش بیش از حد ارتفاع پره‌ها باعث افت فشار بالا شده و در مواردی عملکرد کلی مبدل را کاهش می‌دهد. همچنین، نانوذرات به دلیل افزایش هدایت حرارتی سیال پایه، نقش مهمی در بهبود انتقال حرارت دارند، اما تأثیر آن‌ها وابسته به نحوه توزیع مناسب در سیال است. ترکیب طراحی بهینه پره‌ها با استفاده مناسب از نانوذرات می‌تواند موجب حداکثرسازی عملکرد مبدل حرارتی شود.

در مجموع، بررسی نتایج نشان می‌دهد که پره‌های با زاویه حمله ۹۰ درجه برای دستیابی به انتقال حرارت بهینه‌تر مناسب‌تر هستند، اما افت فشار بیشتری ایجاد می‌کنند. در مقابل، زاویه ۶۰ درجه تعادل بهتری بین انتقال حرارت و افت فشار ایجاد می‌کند. در نهایت، با انتخاب هندسه مناسب پره‌ها، تنظیم بهینه زاویه حمله و افزودن نانوذرات به‌صورت کنترل‌شده، می‌توان به کارایی حداکثری در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار دست یافت.

^۱ Dead Zones



شکل ۴-۸ - نمودار عدد ناسلت برای زاویه ۶۰ درجه

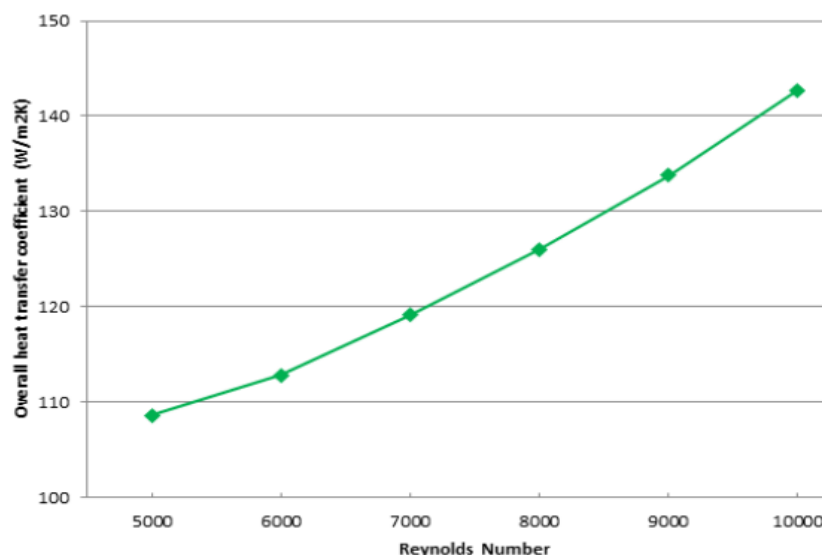


شکل ۴-۹ - نمودار عدد ناسلت برای زاویه ۹۰ درجه

۷-۴ - بررسی اثر عدد رینولدز در افزایش انتقال حرارت و افت فشار :

یکی از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر عملکرد این مبدل‌ها، عدد رینولدز است که رابطه مستقیم با جریان سیال و میزان انتقال حرارت دارد. عدد رینولدز، به‌عنوان یک شاخص دینامیکی، بیانگر نسبت نیروهای اینرسی^۱ به نیروهای ویسکوزیته^۲ در سیال است و تأثیر آن بر جریان توربولنت یا لامینار سیال بررسی می‌شود. در این بخش، اثر این شاخص بر دو عامل کلیدی عملکرد مبدل‌های حرارتی، یعنی انتقال حرارت و افت فشار، تحلیل شده است. مطالعات در محدوده آشفته‌ی عدد رینولدز و برای مقادیر ۵۰۰۰، ۶۰۰۰، ۷۰۰۰، ۸۰۰۰، ۹۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ صورت گرفت.

شکل ۴-۱۰ نشان‌دهنده تغییرات ضریب انتقال حرارت کل با افزایش عدد رینولدز می‌باشد که به‌وضوح روند صعودی این پارامتر را با افزایش سرعت جریان و آشفتگی نشان می‌دهد. از سوی دیگر، افزایش عدد رینولدز منجر به افزایش افت فشار در مبدل حرارتی می‌شود. این افزایش به دلیل افزایش سرعت جریان و برخورد شدیدتر سیال با پره‌های مبدل است که منجر به اتلاف انرژی و افزایش فشار در مسیر جریان می‌شود. با توجه به شکل دیده می‌شود که مطابق انتظارات با افزایش عدد رینولدز در هر دو بخش مبدل مقدار ضریب انتقال حرارت کل افزایش یافته است. مقادیر ضریب کل انتقال حرارت در مقادیر عدد رینولدز ۵۰۰۰، ۶۰۰۰، ۷۰۰۰، ۸۰۰۰، ۹۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ به ترتیب ۱۰۸/۷، ۱۱۲/۸، ۱۱۹/۱، ۱۲۳/۲، ۱۳۳/۸ و ۱۴۲/۷ مترمربع بر وات کلوین می‌باشد. بدیهی است که با افزایش عدد رینولدز مومنتوم نانوسیال عبوری از هر دو سمت مبدل افزایش می‌یابد و میزان جذب حرارت سیال گرم توسط سیال سرد زیاد می‌شود و در نتیجه انتقال حرارت بهتری در کل مبدل رخ می‌دهد که افزایش ضریب انتقال حرارت کل حاکی از این فرآیند است. [۴۳].



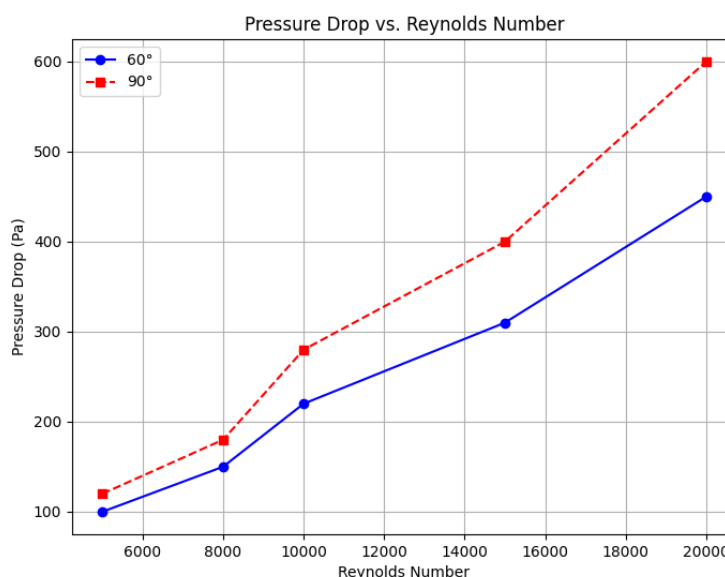
شکل ۴-۱۰ - مقدار ضریب انتقال حرارت کل در مقادیر مختلف عدد رینولدز

¹ inertial forces

² viscous forces

۴-۸- افت فشار در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار:

رفتار افت فشار در لایه میانی مبدل در اعداد رینولدز ۵۰۰۰ - ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ و ۹۰ درجه در نمودار شکل زیر شرح داده شده است. با ورود سیال به مبدل حرارتی و برخورد به فین‌ها؛ ممنتوم سیال بشدت مستهلک میشود و به افت فشار تبدیل میشود. از طرفی ایجاد گردابه‌های طولی جریان نیز با کاهش ممنتوم سیال همراه خواهد بود. با توجه به ساختار مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های نامنظم؛ با افزایش زاویه فین میزان انحراف جریان و مولفه دار شدن سرعت سیال در مسیر عبور خود؛ میزان قابل توجهی از سرعت سیال مستهلک شده و این رفتار با افزایش زاویه حمله فین افت فشار بالاتری را به همراه خواهد داشت. در اعداد رینولدز پایین و نزدیک به ۷۰۰۰ به علت حرکت آهسته‌تر سیال مسیرهای حرکت سیال گرم در بین فین‌ها با استهلاک ممنتوم کمتری همراه است و در همین راستا وابستگی افت فشار به تغییرات کسر حجمی نانودره جامد کمتر است.



شکل ۴-۱۱- نمودار افت فشار در لایه میانی مبدل برای زاویه‌های ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

۴-۹- قدرت پمپاژ در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار:

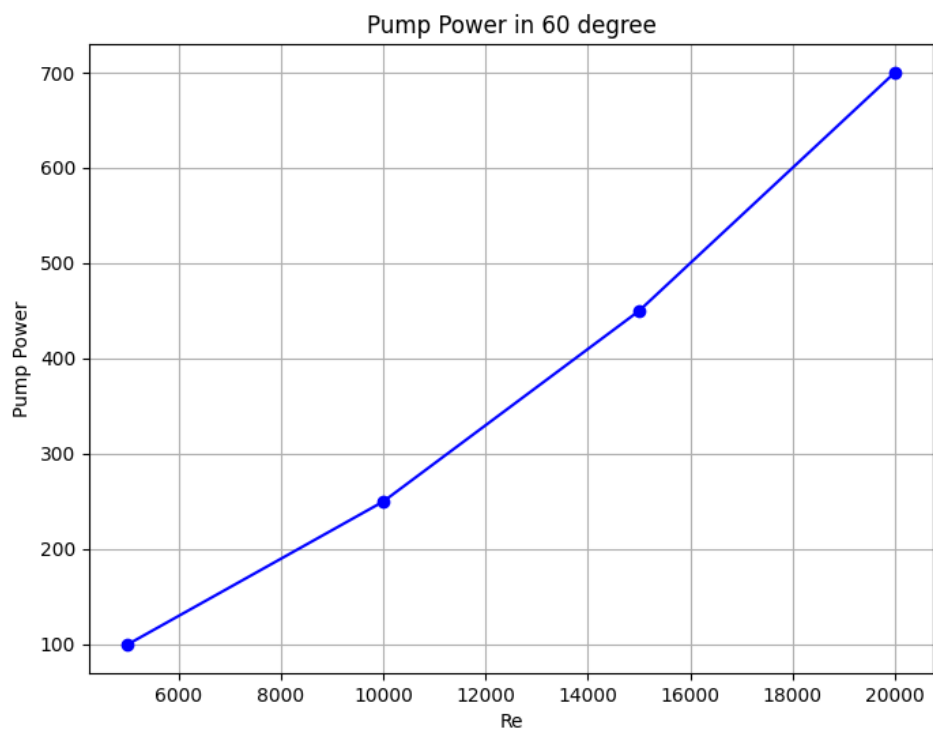
نمودارهای شکل‌های ۴-۱۲ و ۴-۱۳ قدرت پمپاژ را برای سیال خنک‌کننده در مبدل حرارتی در محدوده رینولدز ۵۰۰۰ - ۲۰۰۰۰ برای زوایای ۶۰ درجه و ۹۰ درجه را نشان میدهد. در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، جریان سیال با توجه به طراحی خاص پره‌ها هدایت می‌شود. هدف اصلی از طراحی چنین مبدل‌هایی، افزایش سطح تماس برای انتقال حرارت بهینه است. اما این افزایش سطح تماس، منجر به افزایش مقاومت جریان می‌شود که نیاز به قدرت پمپاژ بیشتری دارد.

قدرت پمپاژ به میزان انرژی مورد نیاز برای حرکت سیال در داخل مبدل حرارتی گفته می‌شود و به طور عمده از دو عامل افت فشار و مقاومت جریان ناشی می‌شود. در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، ساختار پره‌ها موجب می‌شود که جریان سیال تحت تأثیر آشفتگی و گردابه‌های ایجادشده در پشت پره‌ها قرار گیرد.

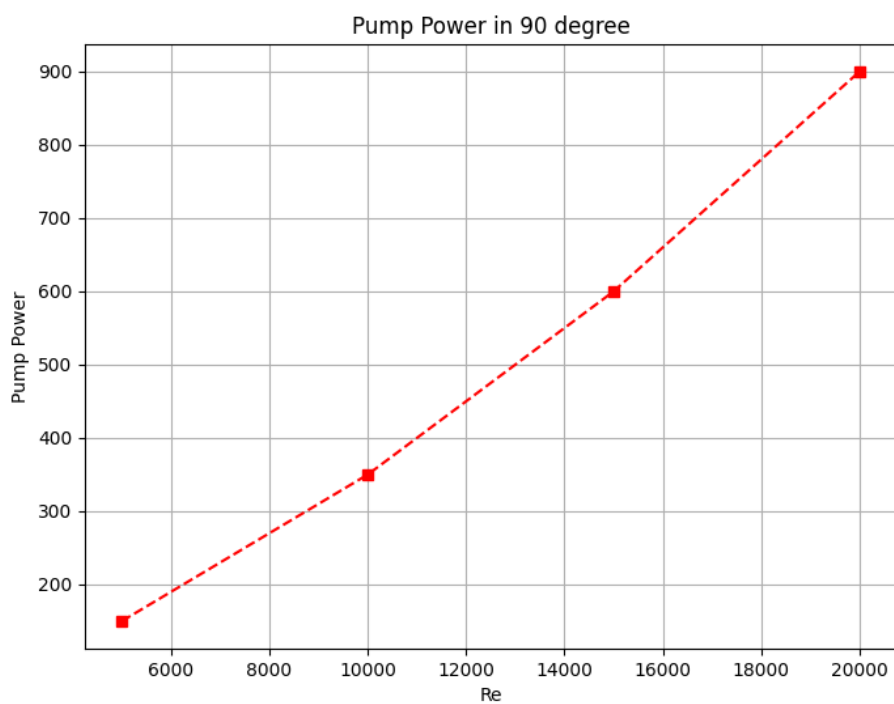
زاویه پره‌ها یکی از مهم‌ترین پارامترهای طراحی در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای است. در این پژوهش، قدرت پمپاژ در دو زاویه مختلف، ۶۰ درجه و ۹۰ درجه، مورد بررسی قرار گرفته می‌شود. تغییر زاویه پره‌ها بر نحوه جریان سیال، افت فشار و در نهایت قدرت پمپاژ تأثیر مستقیم دارد. به طور کلی، افزایش زاویه حمله پره‌ها موجب افزایش آشفتگی جریان و افزایش افت فشار می‌شود که این افزایش افت فشار به معنای نیاز به قدرت پمپاژ بیشتر است.

شکل ۴-۱۲ نمودار قدرت پمپاژ در زاویه ۶۰ درجه را نشان می‌دهد. در زاویه ۶۰ درجه، جریان سیال به‌طور نسبی به سمت پره‌ها هدایت می‌شود، اما کمتر از زاویه ۹۰ درجه با دیواره‌ها برخورد می‌کند. در این حالت، مقاومت جریان نسبت به زاویه ۹۰ درجه کمتر است. ویژگی‌های جریان در این زاویه موجب می‌شود که قدرت پمپاژ کمتری مورد نیاز باشد، چرا که جریان سیال به‌طور یکنواخت‌تر و با آشفتگی کمتری از داخل مبدل عبور می‌کند. در نتیجه، افت فشار در این زاویه کمتر از زاویه ۹۰ درجه خواهد بود و به‌دنبال آن نیاز به قدرت پمپاژ کمتری برای حرکت سیال در مبدل ایجاد می‌شود.

شکل ۴-۱۳ نمودار قدرت پمپاژ در زاویه ۹۰ درجه را نشان می‌دهد. در زاویه ۹۰ درجه، سیال به‌طور عمودی با پره‌ها برخورد می‌کند که این برخورد باعث ایجاد گردابه‌های قوی در پشت پره‌ها می‌شود. این گردابه‌ها، که به‌ویژه در مقادیر بالای عدد رینولدز تأثیرگذار هستند، موجب افزایش افت فشار می‌شوند. جریان سیال در این زاویه بیشتر دچار آشفتگی می‌شود و این آشفتگی‌های بیشتر باعث نیاز به قدرت پمپاژ بیشتری برای حرکت سیال در مبدل می‌گردد. در نتیجه، نیاز به انرژی بیشتری برای پمپاژ سیال در زاویه ۹۰ درجه وجود دارد که این خود منجر به مصرف انرژی بیشتر در این زاویه نسبت به زاویه ۶۰ درجه می‌شود.



شکل ۴-۱۲- نمودار قدرت پمپاژ در مبدل حرارتی برای زاویه ۶۰ درجه

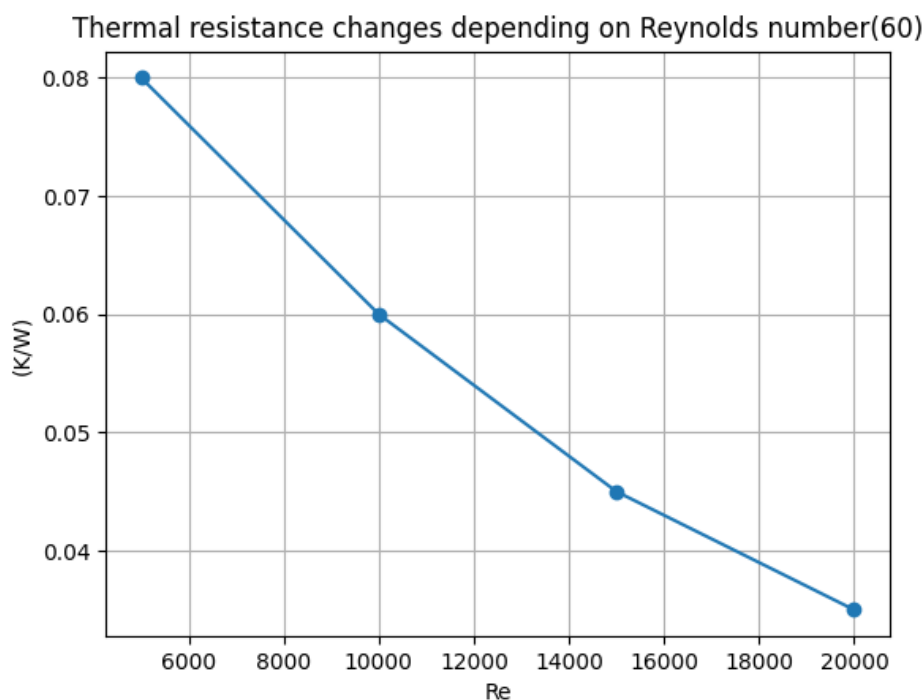


شکل ۴-۱۳- نمودار قدرت پمپاژ در مبدل حرارتی برای زاویه ۹۰ درجه

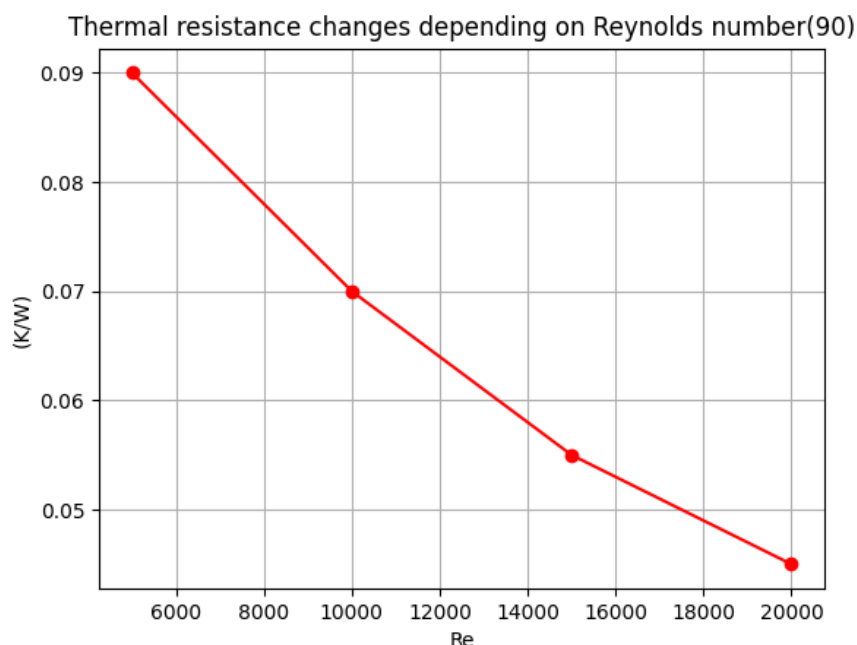
در بین حالات مورد بررسی بیشترین مقدار قدرت پمپاژ به سرعت بالای جریان وابسته است . همچنین در اعداد رینولدز پایین میزان قدرت پمپاژ وابستگی کمتر به افزودن کسر حجمی نانو ذرات جامد دارد . افزایش زاویه حمله فین ها به طور متوسط میزان قدرت پمپاژ را تا ۵۰ درصد در مقایسه با زاویه ۶۰ درجه افزایش میدهد

۴-۱۰- تغییرات مقاومت حرارتی :

تغییرات مقاومت حرارتی سطح فین دار در لایه میانی مبدل در اعداد رینولدز و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه در نمودار شکل (۴-۱۴) و (۴-۱۵) رسم شده است . میزان تغییرات مقاومت حرارتی در هر گذر جریان مبدل ؛ وابستگی شدیدی به تغییرات دمای پیشینه و دمای سیال خنک کننده دارد . افزودن عدد رینولدز تا میزان ۲۰۰۰۰ و افزایش زاویه حمله فین ها از ۶۰ درجه تا ۹۰ درجه در مبدل حرارتی مورد بررسی باعث کاهش چشمگیر مقاومت حرارتی سطح فین در مقایسه با سایر حالات مدنظر شده است . در بین روش های بهبود انتقال حرارت در این رساله ؛ افزایش عدد رینولدز و افزایش زاویه فین ها به ترتیب بیشترین تاثیر بر کاهش میزان مقاومت حرارتی را ایجاد می کنند .



شکل ۴-۱۴- نمودار تغییرات مقاومت حرارتی در مبدل حرارتی برای زاویه ۶۰ درجه



شکل ۴-۱۵- نمودار تغییرات مقاومت حرارتی در مبدل حرارتی برای زاویه ۹۰ درجه

۴-۱۱- ضریب اصطکاک^۱:

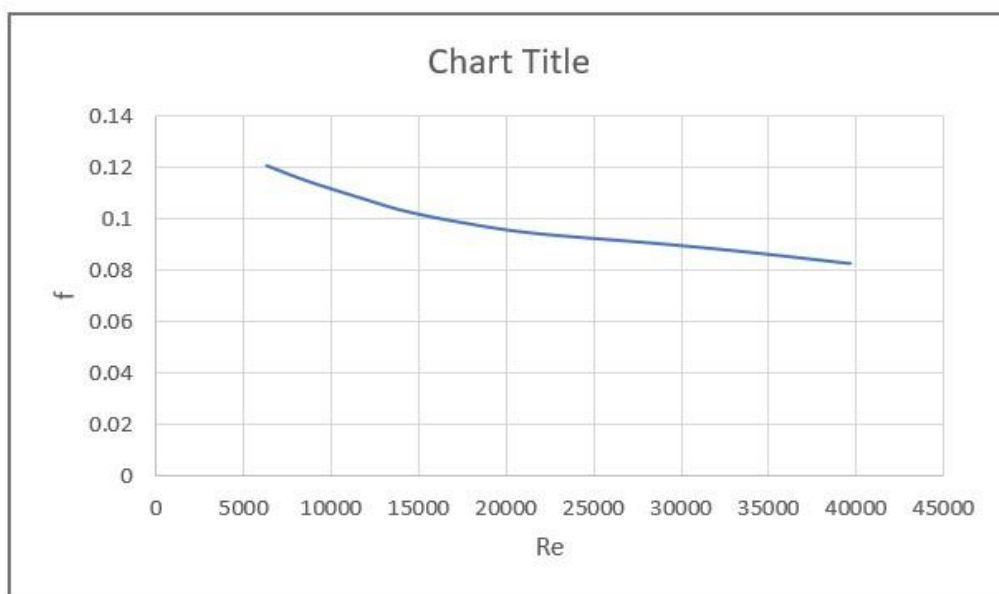
در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، تحلیل ضریب اصطکاک اهمیت ویژه‌ای دارد، زیرا این پارامتر مستقیماً بر افت فشار و عملکرد کلی سیستم تأثیر می‌گذارد. رفتار نمودار ضریب اصطکاک در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در زوایای حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه در شکل (۴-۱۶) و (۴-۱۷) نمایش داده شده است. این نمودارها تغییرات ضریب اصطکاک را به عنوان تابعی از عدد رینولدز نشان می‌دهند. اصطکاک بین لایه‌های سیال؛ تشکیل گردابه؛ جدایش جریان در نواحی تیز فین‌ها؛ برخورد جریان به سطوح جامد و تغییر جهت آن از مهم‌ترین عواملی هستند که به میزان قابل توجهی ضریب اصطکاک را افزایش می‌دهند. در جریان‌های آشفته، این اثرات بیشتر می‌شوند. با این حال، با افزایش عدد رینولدز، مقدار ضریب اصطکاک کاهش پیدا می‌کند. که این امر به دلیل کاهش تأثیر تغییر مسیر جریان در بخش‌های مرکزی کانال است. در شرایطی که عدد رینولدز افزایش یابد، رفتار جریان از حالت لایه‌ای به حالت کاملاً آشفته تغییر می‌کند. این تغییر باعث افزایش انتقال مومنتوم و کاهش مقاومت حرارتی می‌شود، اما از سوی دیگر افت فشار و اصطکاک در سطوح پره‌دار افزایش می‌یابد. طراحی مناسب هندسه پره‌ها، مانند کاهش زوایای تیز یا تنظیم فاصله بین پره‌ها، می‌تواند تأثیر زیادی در مدیریت ضریب اصطکاک داشته باشد.

در نمودار مربوط به زاویه حمله ۶۰ درجه، مشاهده می‌شود که در اعداد رینولدز پایین، مقدار ضریب اصطکاک بیشتری دارد که نشان‌دهنده غلبه نیروی ویسکوزیته بر نیروی اینرسی است. در این حالت،

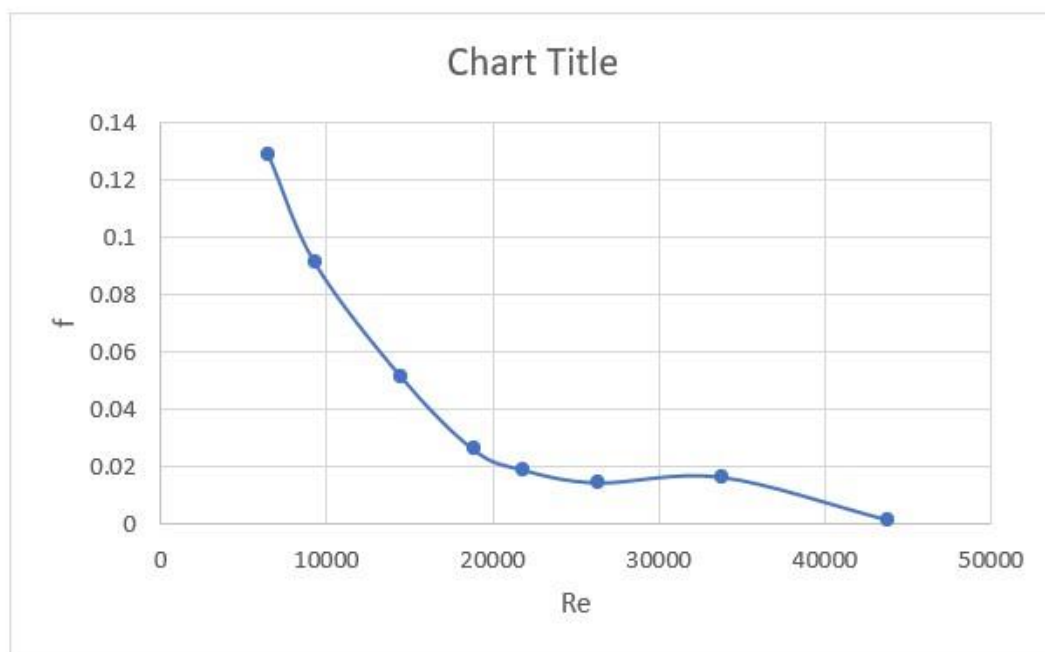
^۱ Coefficient of friction

جریان بیشتر تحت تأثیر نیروی چسبندگی (ویسکوزیته) قرار می‌گیرد. با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد و این روند نشان‌دهنده تقویت مومنتوم سیال و کاهش تأثیر آشفتگی در کانال‌های مرکزی مبدل است.

نمودار مربوط به زاویه حمله ۹۰ درجه نشان می‌دهد که مقدار ضریب اصطکاک در اعداد رینولدز پایین کمتر از زاویه ۶۰ درجه است. این امر به دلیل کاهش تأثیر زوایای تیز بر جریان سیال می‌باشد. روند کاهشی مشابهی با افزایش عدد رینولدز مشاهده می‌شود، اما تأثیر جدایش جریان در این زاویه کمتر است، زیرا زاویه ۹۰ درجه منجر به توزیع یکنواخت‌تر جریان در کانال می‌شود. این موضوع باعث کاهش تأثیر آشفتگی در نواحی مختلف مبدل می‌گردد.



شکل ۴-۱۶ - مقدار ضریب اصطکاک برای زاویه ۹۰ درجه



شکل ۴-۱۷ - مقدار ضریب اصطکاک برای زاویه ۶۰ درجه

۴-۱۲- ضریب کالبرن :

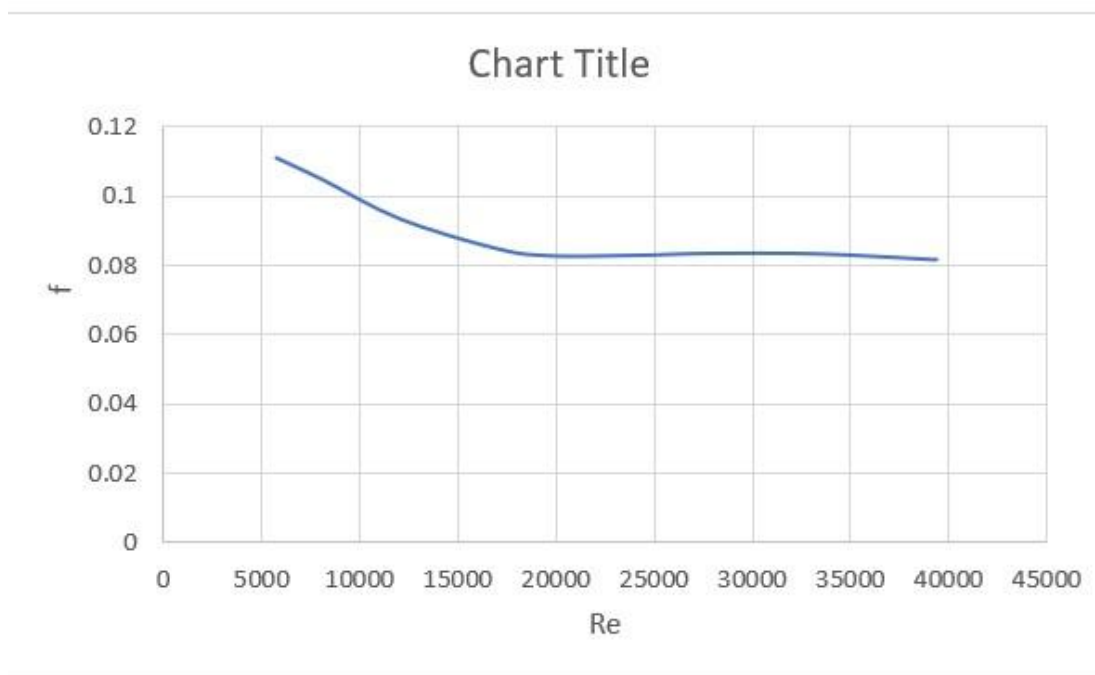
نمودار شکل ۴-۱۸ و ۴-۱۹ تغییرات ضریب کالبرن برای اعداد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ برای زوایای حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه نمایش داده شده است. ضریب کالبرن به عنوان یک شاخص مهم، معیاری برای مقایسه کمی بین انتقال حرارت و انتقال مومنتوم است. این ضریب نشان می‌دهد که چطور جریان می‌تواند همزمان حرارت و مومنتوم را منتقل کند و تعادل بین این دو پارامتر چگونه تغییر می‌کند.

شکل ۴-۱۸ مربوط به زاویه حمله ۶۰ درجه است. در این شکل مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز، ضریب کالبرن کاهش چشمگیری دارد. این کاهش عمدتاً به دلیل بهبود انتقال مومنتوم است که با افزایش عدد رینولدز رخ می‌دهد. در این شرایط، افزایش انتقال حرارت در مقایسه با انتقال مومنتوم محدودتر است و نرخ کاهش ضریب کالبرن بیشتر به تقویت مومنتوم مرتبط است. این رفتار نشان می‌دهد که در اعداد رینولدز بالا، کنترل و بهینه‌سازی انتقال حرارت می‌تواند چالش برانگیزتر باشد. نمودار مربوط به شکل ۴-۱۹ مربوط به زاویه حمله ۹۰ درجه است و روند کاهش ضریب کالبرن را در زاویه ۶۰ درجه نشان می‌دهد. اما میزان کاهش در اعداد رینولدز بالا کمتر است. این موضوع نشان می‌دهد که افزایش زاویه حمله فین‌ها می‌تواند کاهش ضریب کالبرن را به تعویق اندازد. این رفتار به دلیل تقویت انتقال حرارت و افزایش عدد ناسلت در زوایای حمله بالاتر است. به عبارت دیگر، در زاویه ۹۰ درجه، تناسب بین انتقال حرارت و انتقال مومنتوم در اعداد رینولدز بالاتر بهتر حفظ می‌شود.

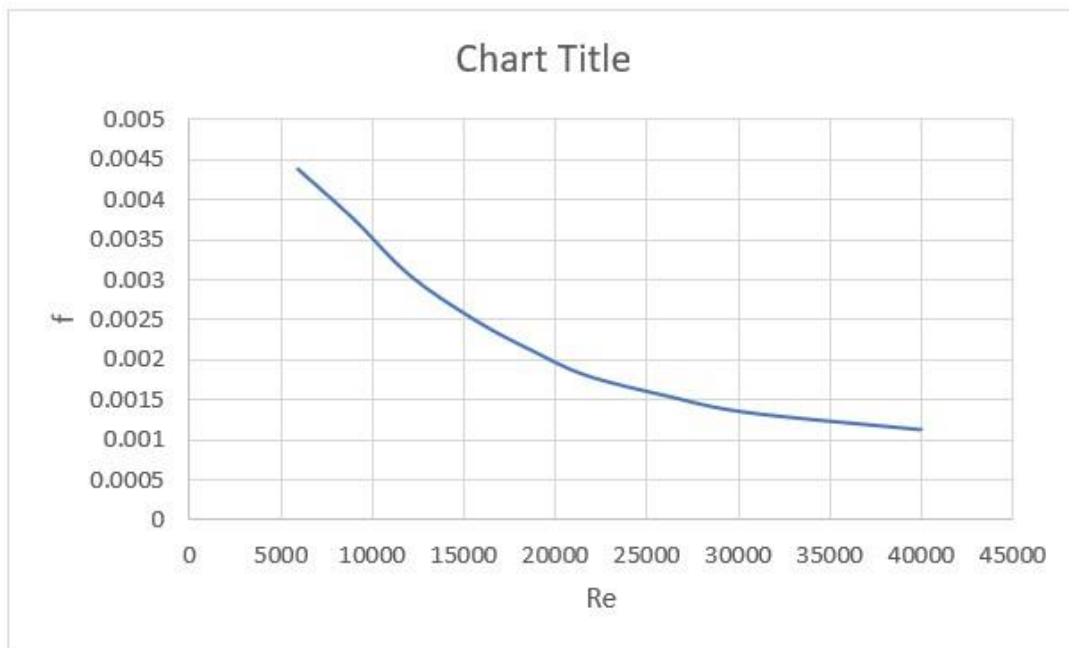
یک نکته مهم دیگر که در هر دو نمودار قابل مشاهده است، این است که در اعداد رینولدز حدود ۱۰۰۰۰، تناسب مناسبی بین انتقال حرارت و انتقال مومنتوم وجود دارد. این نقطه می‌تواند به عنوان

شرایط بهینه‌ای برای عملکرد مبدل حرارتی در نظر گرفته شود، زیرا تعادل میان انتقال حرارت و افت فشار ناشی از انتقال مومنتوم در این عدد رینولدز بهینه‌تر است.

علاوه بر این، مقایسه نمودارها نشان می‌دهد که زاویه حمله ۹۰ درجه در مقایسه با ۶۰ درجه، تأثیر بیشتری در بهبود انتقال حرارت دارد، زیرا ساختار جریان به گونه‌ای تغییر می‌کند که آشفتگی در نزدیکی سطح فین‌ها افزایش یافته و انتقال حرارت تقویت می‌شود. این رفتار به‌ویژه در اعداد رینولدز پایین و متوسط بیشتر مشهود است. در مجموع، تحلیل ضریب کالبرن در این مطالعه نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، کاهش ضریب کالبرن ناشی از بهبود انتقال مومنتوم رخ می‌دهد، اما با تنظیم زاویه حمله و استفاده از طراحی مناسب فین‌ها می‌توان کاهش انتقال حرارت را جبران کرد. این نتایج برای بهینه‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار و دستیابی به تعادل مناسب بین انتقال حرارت و افت فشار بسیار مفید هستند.



شکل ۴-۱۸ - مقدار ضریب کالبرن برای زاویه ۹۰ درجه



شکل ۴-۱۹ - مقدار ضریب کالبرن برای زاویه ۶۰ درجه

فصل پنجم

جمع بندی

۵-۱ - ارزیابی نتایج شبیه سازی و بهینه سازی :

این تحقیق با بهره گیری از روش عددی حجم محدود و الگوریتم ژنتیک، به طراحی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار پرداخته است. روش عددی امکان تحلیل دقیق رفتار سیال و انتقال حرارت را فراهم کرد و الگوریتم ژنتیک ابزاری مناسب برای بهینه سازی چندمنظوره ارائه داد. نتایج نشان داد که طراحی بهینه شده، قابلیت کاهش افت فشار، افزایش نرخ انتقال حرارت و به حداقل رساندن تولید آنتروپی را دارد.

همچنین، انتخاب صحیح پارامترهای هندسی نقش کلیدی در عملکرد مبدل‌های حرارتی ایفا می‌کند. تغییرات در ارتفاع و فاصله پره‌ها تأثیر مثبتی بر افزایش راندمان حرارتی و کاهش مصرف انرژی داشتند. نتایج شبیه‌سازی و بهینه‌سازی نشان داد که این تغییرات می‌توانند هزینه‌های عملیاتی سیستم را کاهش دهند. علاوه بر این، توزیع دما و سرعت در کانال‌های جریان مبدل نشان داد که طراحی بهینه، الگوهای پایداری را در انتقال حرارت ایجاد می‌کند که تأثیر مستقیمی بر بهبود عملکرد مبدل دارد.

تحلیل‌ها نشان داد که ترکیب روش‌های عددی پیشرفته با الگوریتم‌های بهینه‌سازی نوین، ابزاری کارآمد برای طراحی مبدل‌های حرارتی بهینه فراهم می‌کند. طراحی بهینه، علاوه بر کاهش مصرف انرژی و افزایش راندمان، تأثیرات محیطی ناشی از تولید آنتروپی را نیز کاهش داده و می‌تواند در صنایع مختلف از جمله نفت، گاز و پتروشیمی کاربرد داشته باشد.

علاوه بر مزایای فنی، این تحقیق نشان داد که استفاده از الگوریتم ژنتیک در بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی می‌تواند به ارائه راهکارهای عملی برای طراحی صنعتی منجر شود. مقایسه بین مدل پایه و مدل بهینه نشان داد که طراحی بهینه‌شده توانست با ایجاد تغییرات مناسب در هندسه مبدل، عملکرد آن را بهبود دهد. کاهش افت فشار، افزایش ضریب انتقال حرارت و بهینه‌سازی مصرف انرژی از مهم‌ترین نتایج به‌دست‌آمده بودند. این پژوهش نشان می‌دهد که به‌کارگیری روش‌های نوین در طراحی مبدل‌های حرارتی، می‌تواند گامی مؤثر در جهت بهبود عملکرد و افزایش بهره‌وری در سیستم‌های حرارتی صنعتی باشد.

۵-۲ - نتیجه گیری :

نتایج این پژوهش نشان داد که زاویه پره‌ها در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار تأثیر مستقیمی بر افت فشار و بازده حرارتی سیستم دارد. در بررسی‌های انجام‌شده، دو زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه از نظر افت فشار، عدد ناسلت، قدرت پمپاژ، ضریب اصطکاک و عملکرد کلی مبدل حرارتی مقایسه شدند.

بررسی نتایج نشان داد که زاویه ۶۰ درجه، به دلیل کاهش میزان برخورد سیال با پره‌ها، افت فشار کمتری نسبت به زاویه ۹۰ درجه دارد. این کاهش افت فشار به معنای کاهش مقاومت جریان سیال و در نتیجه کاهش نیاز به قدرت پمپاژ است. در این زاویه، جریان سیال به‌طور یکنواخت‌تر از میان پره‌ها عبور می‌کند و نواحی بازچرخشی و آشفتگی کمتری در پشت پره‌ها ایجاد می‌شود. کاهش افت فشار موجب بهینه‌سازی مصرف انرژی در سیستم شده و هزینه‌های عملیاتی را کاهش می‌دهد. در مقایسه با زاویه ۹۰ درجه، افت فشار در زاویه ۶۰ درجه حدود چهار درصد کمتر است. همچنین، قدرت پمپاژ در زاویه ۶۰ درجه حدود سی پنچ درصد پایین‌تر از زاویه ۹۰ درجه است که نشان‌دهنده بهره‌وری انرژی بالاتر در این زاویه می‌باشد. با وجود افت فشار کمتر، میزان انتقال حرارت در این زاویه همچنان در حد مطلوبی قرار دارد و می‌تواند در شرایطی که کاهش مصرف انرژی پمپاژ اهمیت دارد، گزینه بهتری باشد.

در مقابل، در زاویه ۹۰ درجه، به دلیل برخورد عمودی جریان سیال با پره‌ها، آشفته‌گی بیشتری ایجاد شده و نواحی گردابه‌ای قوی‌تری در پشت پره‌ها شکل می‌گیرد. این شرایط باعث افزایش افت فشار و در نتیجه نیاز به قدرت پمپاژ بالاتر می‌شود. با این حال، این افزایش آشفته‌گی موجب بهبود نرخ انتقال حرارت و افزایش عدد ناسلت می‌شود که به افزایش بازده حرارتی سیستم کمک می‌کند. در این زاویه، عدد ناسلت حدود بیست درصد بیشتر از زاویه ۶۰ درجه است، که نشان‌دهنده بهبود عملکرد حرارتی مبدل است. علاوه بر این، ضریب اصطکاک در زاویه ۹۰ درجه پنجاه درصد بیشتر از زاویه ۶۰ درجه اندازه‌گیری شد، که نشان‌دهنده افزایش مقاومت در برابر جریان و افزایش هزینه‌های انرژی پمپاژ است. با این حال، این افزایش بازده حرارتی به بهای افزایش مصرف انرژی پمپاژ و افت فشار بیشتر حاصل می‌شود.

به طور کلی، اگر هدف طراحی مبدل حرارتی کاهش مصرف انرژی و بهینه‌سازی هزینه‌های عملیاتی باشد، زاویه ۶۰ درجه به دلیل افت فشار کمتر، انتخاب بهتری است. اما اگر هدف افزایش حداکثری بازده حرارتی و بهبود نرخ انتقال حرارت باشد، زاویه ۹۰ درجه گزینه مناسب‌تری خواهد بود، هرچند که هزینه پمپاژ بیشتری به همراه دارد.

نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار نیازمند ایجاد تعادل بین کاهش افت فشار و افزایش نرخ انتقال حرارت است. بسته به نیاز عملیاتی، می‌توان با تغییر زاویه پره‌ها و بهینه‌سازی دیگر پارامترهای هندسی مبدل، بهترین شرایط را برای بهبود عملکرد حرارتی و اقتصادی سیستم فراهم کرد.

فهرست رفرنس‌ها

- [1] B Zohuri "Compact heat exchanger " 2017 - [researchgate.net/](https://www.researchgate.net/publication/317111111)
- [2] Yao Li, Jing Xuan Qu, Yingying Shen, Pei Hong Zhang and Hongyin Jia "CFD-based structure optimization of plate bundle in plate-fin heat exchanger considering flow and heat transfer performance

- "International Journal of Chemical Reactor Engineering , Int. J. Chem. React. Eng. 2021; 19(5): 499–513
- [3] Ali Sabri Abbas, Ayad Ali Mohammad 'Augmentation of Plate-Fin Heat Exchanger Performance with Support of Various Types of Fin Configurations ' International Information and Engineering Technology Association, volume 40, october 2022, Pages 1406-1414
 - [4] G. L. Manfred Hafner, The Palgrave Handbook of International Energy Economics, Cham: Springer Nature, 2022.
 - [5] Vivek M.Kord , Gauri S.Gotmare, Divyanshu Lokhande, Priya K.Kachhwah "Design and Performance of Plate-fin Heat Exchanger: A Brief Review" Advance in Mechanical Engineering and Technology, Volume 40 , 23 March 2022 , Pages 127-139
 - [6] Joshua Anibal , Joaquim R.R.A Martins “Adjoint-based shape optimization of a plate-fin heat exchanger using CFD” Applied Thermal Engineering, Volume 252 , September 2024, Pages 40-61
 - [7] Won-Seak Kim, Pham Troung Thang, Beam-Keun Kim,"CFD simulation of plate-fin cross-counter flow compact heat exchanger”, Journal of Mechanical Science and Technology, volume 38, pages 696-678, (2024)
 - [8] Marzena Iwaniszyn, Mateusz Korpys, 'Computational Fluid Dynamics Modelling of Fluid Flow and Heat and Mass Transfer', closed (30 September 2022) | Viewed by 7912
 - [9] Ali Hamed Hasan, Salem Mehrzad Banooni, Laith Jafer Habeeb" Enhanced Performance of Structurally Optimized Plate-Fin Heat Exchangers Through Numerical Modeling of Heat Transfer and Pressure Drop. " Journal of Sustainability for Energy, Volume 2, pages 39-49, (2023)
 - [10] Shengchen Li, Zixin Deng, Jian Liu, Defu Liu “Multi-Objective Optimization of Plate-Fin Heat Exchangers via Non-Dominated Sequencing Genetic Algorithm (NSGA-II)” Appl. Sci. 2022, 12(22), 11792; <https://doi.org/10.3390/app122211792>
 - [11] Ying Guan, Liquan Wang and Hongjiang Cui “Optimization Analysis of Thermodynamic Characteristics of Serrated Plate-Fin Heat Exchanger \” School of Locomotive and Rolling Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China, Sensors 2023, 23(8), 4158; <https://doi.org/10.3390/s23084158>

- [12] Bashir S. Mekki*, Joshua Langer, Stephen Lynch “Genetic algorithm based topology optimization of heat exchanger fins used in aerospace applications “International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 170, May 2021, 121002
- [13] Paolo Blečić, Josip Batista, Mateo Kirincić, Kristian Lenić
“Numerical study of heat transfer and fluid flow in the offset strip-fin heat exchanger: A fin-by-fin analysis
“International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 154, May 2024, 107343
- [14] Lee J.S; Ha M Y; Min, J.K. “Numerical study on the mixed convection around inclined-pin fins on a heated plate in vertical channels with various bypass ratios” Case Studies in Thermal Engineering. 2021, Volume 27, 101310.
- [15] Dingbiao Wang; Haoran Zhang; Guanghui Wang; Honglin Yuan; Xu Peng "Experimental and numerical study on the heat transfer and flow characteristics of convex plate heat exchanger based on multi-objective optimization " International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 202, March 2023, 123755
- [16] Ning, J.; Wang, X.; Sun, Y.; Zheng, C.; Zhang, S.; Zhao, X.; Liu, C.; Yan, W. "Experimental and numerical investigation of additively manufactured novel compact plate-fin heat exchanger". Int. J. Heat Mass Transf. 2022, 190, 122818.
- [17] Raj M. Manglik and Arthur E. Burgles, "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchangers," Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 10, pp. 171-180, 1995.
- [18] Arthur Vangeffelen, Geert Buckinx, Carlo De Servi, Maria Rosaria Vetrano, Martine Baelmans "Nusselt Number for steady periodically developed heat transfer in micro - and mini-channel with arrays of offset strip fins subject to a uniform heat flux" International Journal of Heat and Mass Transfer, [Submitted on 20 Apr 2022 (v1), last revised 27 Jun 2022 (this version, v2)]
- [19] Naef A.A. Qasem and Syed M. Zubair, "Generalized air-side friction and heat transfer correlations for wavy-fin compact heat exchangers," International Journal of Refrigeration, 2018.

- [20] H. H. Y. X. Y. C. Jianrui Li, "Two-phase flow boiling characteristics in plate-fin channels at offshore conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 187, 2021.
- [21] J. L. Haitao Hu, "Experimental investigation on heat transfer characteristics of two-phase flow boiling in offset strip fin channels of plate-fin heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 185, 2021.
- [22] H. H. Y. X. Y. C. Jianrui Li, "Two-phase flow boiling characteristics in plate-fin channels at offshore conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 187, 2021.
- [23] H. Hajabdollahi, " Numerical investigation of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger " *Journal of thermal Engineering, Volume 7*, 2021.
- [24] J. W. S. W. Y. L. Huizhu Yang, "Thermal design and optimization of plate-fin heat exchangers using advanced optimization techniques," *Applied Thermal Engineering*, vol. 180, 2023
- [25] M. C. Rui Song, "Single- and multi-objective optimization of a plate-fin heat exchanger with offset strip fins adopting the genetic algorithm," *Applied Thermal Engineering*, 2022.
- [26] R. S. Mengmeng Cui, "comprehensive performance investigation and optimization of a plate Fin Heat Exchanger With Wavy Fins," *Thermal Science*, vol. 26, no. 3A, pp. 2261-2273, 2022.
- [27] Evaldas Greiciunas, Duncan Borman, Jonathan Summers, Steve J. Smith " A multi-scale conjugate heat transfer modelling approach for corrugated heat exchangers" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 139, August 2022 , Pages 928-937
- [28] Carlos Augusto Richter do Nascimento, Viviana Cacco Mariani, Leandro dos Santos Coelho, " Integrative numerical modeling and thermodynamic optimal design of counter-flow plate-fin heat exchanger applying neural networks" *International Journal of Heat and Mass Transfer* , Volume 159, October 2020, 120097
- [29] Chao Yu , Wenbao Zhang , Mingzhen Shao , Guangyi Wang , Mian Huang "CFD modeling and optimal design of louvered fins heat exchangers using radical basis function" *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 60, August 2024, 104832

- [30] J Ying Guan, Liquan Wang, Hongjiang Cui" Optimization Analysis of Thermodynamic Characteristics of Serrated Plate-Fin Heat Exchanger Open Access "/ MDPI Journals / Volume 23, Issue 12, 8 March 2023
- [31] Mario Patrovic , Kenichiro Fukui , Kenichi Kominami "Numerical and experimental performance investigation of a heat exchanger designed using topologically optimized fins"Applied Thermal Engineering, Volume 218, 5 January 2023, 119232
- [32] Sung-Hoon Seol, Yeong-Hyeon Joo, Joon-HoLee, Seung-YunCha, Jung-In Yoon, Chang-Hyo Son"Effect of Pump Performance Curves and Geometric Characteristics of Offset Fins on Heat Exchanger Design Optimization" Energies 2024, 17, 4598.<https://doi.org/10.3390/en17184598>
- [33] Jeonggyun Ham, Gonghee Lee, Ohkyung Kwon, Kyungjin Bae, Honghyun Cho " Numerical study on the flow maldistribution characteristics of a plate heat exchanger " Applied Thermal Engineering, Volume 224. April 2023, Pages 120 - 136
- [34] Sandeep Kumar, Sudhir Kumar Singh, Deepak Sharma "A comprehensive Review on Thermal Performance Enhancement of Plate Heat Exchanger" International Journal of thermophysics, Volume 43. May 2022, article number 109
- [35] R. Niroomand, M.H. Saidi and S.K. Hannani, "A general multi-scale modeling framework for two-phase simulation of multi-stream plate-fin heat exchangers," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 156, 2020.
- [36] The standard of the heat exchanger aluminum plate-fin heat exchanger manufacturers, Alpema, 2022.
- [37] Tianyi Zhang ,Lei Chen, Jin Wang "Multi-objective optimization of elliptical tube fin heat exchangers based on neural networks and genetic algorithm " Energy , Volume 269, 15 April 2023, 126729
- [38] Saima Batool , Chulam Rasool , Nawa Alshammari , Ilyas Khan , Hajra Kaneez , Nawaf Hamadneh , "Numerical analysis of heat and

mass transfer in micropolar nanofluids flow through lid driven cavity: Finite volume approach" Case Studies in Thermal Engineering , Volume 37, September 2022, Pages 102 , 233

- [39] J. H. Holland, Adaptation in natural and artificial systems, Michigan: The MIT Press, 1975.
- [40] Na Sun, Shuai Zhang, Puhang Jin, Nan Li, Siyuan Yang, Zijian Li, Ke Wang, Xiangmiao Hao , Fan Zhao "An intelligent plate fin-and-tube heat exchanger design system through integration of CFD, NSGA-II, ANN and TOPSIS" Expert Systems with Applications , Volume 233, 15 December 2023, 120926
- [41] Jeonggyum Ham, Gonghee Lee, Ohkyung Kwon, Kyungjin Bae, Honghyun cho "Numerical study on the flow maldistribution characteristics of a plate heat exchanger " Applied Thermal Engineering/ Volume 224, April 2023, 120136
- [42] Joo Hyun Moon, Kyan Ho Lee, Haedong Kim and Dong in Han "Thermal-Economic Optimization of Plate–Fin Heat Exchanger Using Improved Gaussian Quantum-Behaved Particle Swarm Algorithm " Mathematics, Volume 10, 2022, Pages 25 -27
- [43] Yuce Liu, Ke Li, Jian Wen, Simin Wang "Thermodynamic characteristics of counter flow and cross flow plate fin heat exchanger based on distributed parameter model "Applied Thermal Engineering /Volume 219, Part B, 25 January 2023

