





پایان نامه کارشناسی ارشد

مهندسی سیستم‌های انرژی

عنوان

تحلیل عددی سیستم مبدل حرارتی پیش‌گرمایش آب ورودی به ساختمان‌های
مسکونی

نگارش

فاطمه موحد

استاد راهنما

دکتر علی عباس‌نژاد

استاد مشاور

دکتر پوریا اکبرزاده

بهمن‌ماه ۱۳۹۳

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مکانیک

گروه: مهندسی سیستم‌های انرژی

پایان‌نامه کارشناسی ارشد خانم فاطمه موحد

تحت عنوان:

تحلیل عددی سیستم مبدل حرارتی پیش گرمایش آب ورودی به ساختمان های
مسکونی

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد

مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

اساتید راهنما	امضاء	اساتید مشاور	امضاء
نام و نام خانوادگی:		نام و نام خانوادگی:	
دکتر علی عباس نژاد		دکتر پوریا اکبرزاده	

اساتید داور	امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء
نام و نام خانوادگی:		نام و نام خانوادگی:	
نام و نام خانوادگی:			
نام و نام خانوادگی:			
نام و نام خانوادگی:			

حاصل این کار را تقدیم می‌کنم به...

پدر و مادر عزیزم،

پشتیبانان بی‌قید و شرط و همیشگی ام

خوشیدیانی که هرگاه دنیا برایم به تاریکی می‌گراید روشنای راهم بودند

و تنها آوازی امن من...

امید که پاس کوچک مرا پذیرا باشند.

تشکر و قدردانی:

ضمن سپاس و ستایش به نگاه ایزدمنان که به من توانایی داد با استعانت از او بتوانم این پژوهش را انجام دهم، بر خود لازم می‌بینم از دکتری و تشویق استادی که در نگارش این مجموعه مرایای نمودند:

استاد بزرگوار جناب آقای دکتر علی عباس نژاد که زحمات راهنمایی این رساله را بر عهده گرفتند و در انجام مراحل این تحقیق صمیمانه وقت خود را در اختیارم گذاردند.

و استاد ارجمند و شایسته جناب آقای دکتر پوریا اکبرزاده که در کمال سعه صدر و فروتنی، از پیچ‌و‌مکملی در این عرصه بر من دریغ ننمودند و زحمات مشاوره‌ای این رساله را در حالی متقبل شدند که بدون مساعدت ایشان این تحقیق به نتیجه مطلوب نمی‌رسید.

کمال قدردانی و امتنان را داشته باشم.

الهی... ای که مهربان تر از ما به ما!

از تومی خواهم همه کسانی را که حتی ذره‌ای در انجام این امر مرایای نموده‌اند، در سایه لطف و محبت بی‌کرات
سلامت، شادکام و موفق بداری.

دانشجو تأیید می‌نماید که مطالب مندرج در این پایان‌نامه نتیجه تحقیقات خودش می‌باشد و در صورت استفاده از نتایج دیگران مرجع آن را ذکر نموده است.

کلیه حقوق مادی مترتب از نتایج مطالعات، آزمایش‌ها و نوآوری ناشی از تحقیق موضوع این پایان‌نامه متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد.

بهمن‌ماه ۱۳۹۳

تعهدنامه

این جانب **فاطمه موحد** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک- گرایش مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه با عنوان «**تحلیل عددی سیستم مبدل حرارتی پیش‌گرمایش آب ورودی به ساختمان‌های مسکونی**» تحت راهنمایی دکتر علی عباس‌نژاد و مشاوره دکتر پوریا اکبرزاده متعهد می‌شوم:

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

تاریخ

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم‌افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.



دانشگاه صنعتی شاهرود
مدیریت تحصیلات تکمیلی
فرم شماره (۶)

باسمه تعالی

شماره:
تاریخ:
ویرایش:

فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم فاطمه موحد رشته مهندسی سیستم های انرژی گرایش مهندسی سیستم های انرژی تحت عنوان تحلیل عددی سیستم مبدل حرارتی پیش گرمایش آب ورودی به ساختمان های مسکونی که در تاریخ ۱۳۹۳/۱۱/۲۸ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

☐ مردود	☐ دفاع مجدد	☒ قبول (با درجه : عالی - امتیاز ۱۹.۵)
--------------------------------	------------------------------------	---

۱- عالی (۲۰ - ۱۹) ۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶) ۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما	علی عباسنژاد	استادیار	
۲- استاد مشاور	پوریا اکبرزاده	استادیار	
۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	احمد مددی	مربی	
۴- استاد ممتحن	علی جباری مقدم	استادیار	
۵- استاد ممتحن	محمود نوروزی	استادیار	

رئیس دانشکده :
امضاء
وزارت علوم، تحقیقات و فناوری
دانشگاه صنعتی شاهرود

چکیده:

بازیافت انرژی‌های اتلافی در یک واحد صنعتی یا ساختمانی نقش مهمی در مدیریت منابع انرژی یک منطقه ایفا می‌کنند. درصد زیادی از انرژی تولیدشده در کشور صرف مصارف خانگی و تجاری می‌شود که بخش قابل توجهی از آن در جهت گرمایش آب به مصرف می‌رسد. در این مقاله سعی شده است که با مدل‌سازی یک مبدل حرارتی دولوله‌ای عمودی (بانام علمی DWHR)، چگونگی بازیافت بخشی از انرژی اتلافی در محل استحمام شبیه‌سازی و اثربخشی آن در کاهش مصرف انرژی فرایند گرمایش آب بررسی شود. در مبدل DWHR آب گرم استفاده‌شده در حمام بعد از ریخته شدن درون لوله فاضلاب، از یک لوله مسی عمودی عبور می‌کند و بخشی از انرژی حرارتی خود را از طریق لوله مسی مارپیچ دیگری که به دور لوله عمودی پیچیده شده است به آب سرد درون لوله مارپیچ منتقل می‌کند. در این پایان نامه با استفاده از نرم‌افزار تحلیلی فلوئنت میزان بازدهی این دسته از مبدل‌های حرارتی تخمین زده می‌شود. این کار در دو بخش شامل یافتن ضخامت فیلم مایع درون لوله عمودی با دو روش عددی و تحلیلی و سپس مدل‌سازی مبدل حرارتی انجام می‌گردد. در نهایت پارامترهای افت فشار در لوله مارپیچ، بازدهی حرارتی، میزان گرمای بازیابی شده و همچنین کمیت NTU محاسبه و نشان داده می‌شود که با افزایش دبی جرمی سیال بازدهی مبدل کاهش می‌یابد. همچنین افت فشار درون لوله مارپیچ در بیشترین دبی به میزان حدوداً ۹۰ کیلو پاسکال است که مطابق گزارش‌های آزمایشگاهی موجود می‌باشد.

کلمات کلیدی: بازیافت انرژی، مبدل حرارتی دولوله‌ای عمودی DWHR

فهرست مطالب:

چکیده:..... ۵

فهرست مطالب:..... ۶

فهرست اشکال:..... ۷

فهرست جداول:..... ۸

فهرست علائم:..... ۹

فصل اول: کلیات تحقیق..... ۱۰

۱-۱- مقدمه..... ۲

۱-۲- پیشینه تحقیق..... ۴

۱-۳- بیان مسئله..... ۸

۱-۴- نوآوری تحقیق..... ۱۰

۱-۵- اهداف پایان نامه..... ۱۱

۱-۶- مروری بر فصل‌های مختلف پایان نامه..... ۱۱

فصل دوم: آشنایی با انواع مبدل‌های حرارتی..... ۱۳

۱-۲- مقدمه..... ۱۴

۱۴.....	۲-۲- مبدل بازیاب حرارتی DWHR
۱۵.....	۳-۲- دسته‌بندی DWHR
۱۵.....	۱-۳-۲- دستگاه DWHR عمودی
۱۶.....	۲-۳-۲- دوش و مبدل حرارتی یکپارچه
۱۷.....	۳-۳-۲- دستگاه DWHR افقی
۱۸.....	۴-۳-۲- دستگاه DWHR تانک محور
۱۹.....	۴-۲- نوع نصب دستگاه DWHR در محل
۱۹.....	۱-۴-۲- پیش‌گرمایش آب سرد ورودی به آب گرم کن و دوش
۲۰.....	۲-۴-۲- پیش‌گرمایش آب سرد ورودی به آب گرم کن
۲۱.....	۳-۴-۲- پیش‌گرمایش آب سرد ورودی به دوش
۲۳.....	۵-۲- طراحی‌های متداول واحدهای DWHR
۲۳.....	۱-۵-۲- نسل اول: (GFX)
۲۵.....	۲-۵-۲- نسل دوم: (RETHERN)
۲۶.....	۳-۵-۲- نسل سوم: (POWER-PIPE)
۲۷.....	۶-۲- ویژگی‌های مبدل DWHR
۲۷.....	۱-۶-۲- سلامت آب آشامیدنی
۲۷.....	۲-۶-۲- افت فشار آب
۲۷.....	۳-۶-۲- جریان ناهم‌سو
۲۷.....	۴-۶-۲- پربازده و نیاز به کمترین میزان تعمیرات
۲۸.....	۵-۶-۲- تنوع در اندازه
۲۹.....	فصل سوم: نحوه حل عددی و شبیه‌سازی مبدل

۳۰	۳-۱- مقدمه
۳۰	۳-۲- نرم افزارهای شبیه سازی
۳۱	۳-۳- مبدل مورد مطالعه
۳۳	۳-۴- روش حل و مدل سازی
۳۳	۳-۴-۱- گام اول
۳۷	۳-۴-۲- گام دوم
۴۱	فصل چهارم: تحلیل اگزورژی و تحلیل اقتصادی
۴۲	۴-۱- مقدمه
۴۲	۴-۲- تحلیل اگزورژی
۴۳	۴-۲-۱- کارکرد تحلیلهای انرژی و اگزورژی
۴۵	۴-۲-۲- تعادل جرم، انرژی و آنتروپی
۴۶	۴-۲-۳- اگزورژی سیستم ها و جریانها
۴۶	۴-۲-۳-۱- اگزورژی یک سیستم بسته
۴۷	۴-۲-۳-۲- اگزورژی جریانها
۴۸	۴-۲-۴- مفاهیم نتایج تحلیل های اگزورژی
۴۹	۴-۳- تحلیل اقتصادی
۴۹	۴-۳-۱- هزینه های تولید و جایگاه آن در هزینه های انرژی
۴۹	۴-۳-۱-۱- هزینه های ثابت کل (TFC)
۵۰	۴-۳-۱-۲- هزینه های متغیر کل (TVC)
۵۰	۴-۳-۱-۳- هزینه کل تولید (TC)
۵۱	۴-۳-۲- هزینه نهایی (MC)

۵۱	۳-۳-۴- روش‌های بررسی اقتصادی پروژه
۵۱	۳-۳-۴-۱- روش ارزش حال خالص
۵۲	۳-۳-۴-۲- روش بازگشت سرمایه
۵۲	۳-۳-۴- نرخ تنزیل
۵۴	۳-۴-۵- نرخ تورم
۵۴	۳-۴-۶- تحلیل اقتصادی پروژه پیشگرمایش آب ساختمان
۵۶	۳-۴-۷- داده‌ها و فرضیات لازم در تحلیل اقتصادی
۵۷	فصل پنجم: نتایج حاصل از حل عددی
۵۸	۵-۱- مقدمه
۵۸	۵-۲- ضخامت فیلم مایع
۶۰	۵-۳- نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی
۶۲	۵-۳-۱- افت فشار درون مبدل‌های حرارتی
۶۴	۵-۳-۲- بازدهی مبدل‌های حرارتی
۷۰	۵-۳-۳- توان حرارتی و کمیت NTU مبدل‌ها
۷۶	۵-۳-۴- بازده اگزرتیک
۷۸	۵-۴- نتایج تحلیل اقتصادی
۸۰	۵-۴-۱- مدل مطالعاتی
۸۰	۵-۴-۲- میزان صرفه‌جویی پروژه
۸۱	۵-۴-۳- ارزش حال خالص پروژه
۸۸	۵-۴-۴- بازگشت سرمایه

فصل ششم: نتیجه‌گیری و پیشنهادها ۹۵

۶-۱- نتیجه‌گیری ۹۶

۶-۲- پیشنهادات ۹۷

پیوست الف: ۹۸

منابع و مراجع: ۱۰۰

فهرست اشکال:

- شکل ۱-۱: ایجاد فیلم مایع درون لوله تخلیه فاضلاب؛ (الف) لوله عمودی (ب) لوله قائم ۷
- شکل ۱-۲: (الف) نحوه کارکرد مبدل DWHR عمودی (ب) ایجاد فیلم مایع درون لوله عمودی
تخلیه فاضلاب ۹
- شکل ۲-۱: (الف) شماتیکی از یک دستگاه DWHR عمودی نصب شده زیر دوش (ب) نمونه
واقعی مبدل های عمودی DWHR ساخته شده ۱۶
- شکل ۲-۲: شماتیکی از مبدل DWHR مبدل یکپارچه ۱۷
- شکل ۲-۳: (الف) شماتیکی از مبدل DWHR مدل یکپارچه نصب شده در زیر دوش (ب) نمونه
واقعی مبدل های افقی DWHR ساخته شده ۱۸
- شکل ۲-۴: شماتیکی از مبدل DWHR تانک محور ۱۹
- شکل ۲-۵: پیش گرمایش آب سرد ورودی به آب گرم کن و دوش ۲۰
- شکل ۲-۶: پیش گرمایش آب سرد ورودی به آب گرم کن ۲۱
- شکل ۲-۷: پیش گرمایش آب سرد ورودی به دوش ۲۲
- شکل ۲-۸: مبدل DWHR مدل GFX ۲۴
- شکل ۲-۹: مبدل DWHR مدل RETHERN ۲۶
- شکل ۲-۱۰: مبدل DWHR مدل POWER-PIPE ۲۷
- شکل ۳-۱: ابعاد نمونه مبدل مورد مطالعه مدل GFX, 1340A ۳۲
- شکل ۳-۲: نمونه اولیه شبیه سازی شده مبدل مدل GFX, 1340A در نرم افزار گمبیت ۳۲
- شکل ۳-۳: نمونه اولیه شبیه سازی شده مبدل مدل POWER-PIPE در نرم افزار گمبیت ۳۳

- شکل ۳ - ۴: شماتیکی از مدل سازی دوبعدی در نرم افزار گمبیت ۳۴
- شکل ۳ - ۵: شماتیکی از طریقه حل مسئله یافتن ضخامت فیلم مایع روی دیوار ۳۵
- شکل ۳ - ۶: مبدل حرارتی دوحلقه ای GFX, 1340A در نرم افزار گمبیت و شبکه بندی آن ۳۷
- شکل ۳ - ۷: مبدل حرارتی دوحلقه ای POWER-PIPE در نرم افزار گمبیت و شبکه بندی آن ۳۸
- شکل ۴ - ۱: نمودار هزینه متغیر، هزینه ثابت و هزینه کل [1] ۵۱

- شکل ۵ - ۱: (الف) نمونه ای از کانتور کسر حجمی آب در دبی ۳/۵ گالن بر دقیقه (ب) نمای نزدیک تری از فیلم مایع تشکیل شده روی دیواره ۵۹
- شکل ۵ - ۲: مقایسه نتایج عددی و تحلیلی ضخامت فیلم مایع ۶۰
- شکل ۵ - ۳: تأثیر افزایش دبی آب ورودی بر افت فشار جریان درون لوله مارپیچ ۶۳
- شکل ۵ - ۴: تأثیر افزایش دبی آب ورودی بر افت فشار جریان درون لوله مارپیچ دو مبدل GFX و POWER-PIPE ۶۳
- شکل ۵ - ۵: بازدهی مبدل حرارتی مدل GFX بر حسب افزایش دبی آب سرد و گرم ورودی ۶۴
- شکل ۵ - ۶: بازدهی مبدل حرارتی GFX در دمای آب گرم مصرف شده ۴۰ درجه سانتی گراد ۶۵
- شکل ۵ - ۷: بازدهی مبدل حرارتی GFX در دمای آب گرم مصرف شده ۶۰ درجه سانتی گراد ۶۵
- شکل ۵ - ۸: بازدهی مبدل حرارتی GFX در شرایط دمایی آب گرم مصرف شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی گراد ۶۶
- شکل ۵ - ۹: بازدهی مبدل حرارتی POWER-PIPE در دمای آب گرم مصرف شده ۶۰ درجه سانتی گراد ۶۷
- شکل ۵ - ۱۰: بازدهی مبدل حرارتی POWER-PIPE در شرایط دمایی آب گرم مصرف شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی گراد ۶۷

- شکل ۵-۱۱: بازدهی مبدل GFX و POWER-PIPE در دما و دبی آب گرم ثابت ۶۸
- شکل ۵-۱۲: بازدهی مبدل GFX و POWER-PIPE را در دبی آب گرم ۲/۵ گالن بر دقیقه در دمای ثابت ۶۹
- شکل ۵-۱۳: بازدهی مبدل GFX و POWER-PIPE را در دبی آب گرم ۴ گالن بر دقیقه در دمای ثابت ۶۹
- شکل ۵-۱۴: توان حرارتی مبدل GFX در دمای آب گرم مصرف‌شده ۴۰ درجه سانتی‌گراد ۷۰
- شکل ۵-۱۵: توان حرارتی مبدل GFX در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد ۷۱
- شکل ۵-۱۶: توان حرارتی مبدل POWER-PIPE را در دمای آب گرم مصرف‌شده ۶۰ درجه سانتی‌گراد ۷۱
- شکل ۵-۱۷: توان حرارتی مبدل POWER-PIPE در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد ۷۲
- شکل ۵-۱۸: توان حرارتی مبدل GFX و POWER-PIPE در دما و دبی آب گرم ثابت ۷۲
- شکل ۵-۱۹: بازدهی و توان حرارتی مبدل GFX در دمای ثابت ۴۰ درجه سانتی‌گراد ۷۳
- شکل ۵-۲۰: بازدهی و توان حرارتی مبدل GFX در دمای ثابت ۶۰ درجه سانتی‌گراد ۷۳
- شکل ۵-۲۱: بازدهی و توان حرارتی مبدل POWER-PIPE در دمای ثابت ۴۰ درجه سانتی‌گراد ... ۷۴
- شکل ۵-۲۲: بازدهی و توان حرارتی مبدل POWER-PIPE در دمای ثابت ۶۰ درجه سانتی‌گراد .. ۷۴
- شکل ۵-۲۳: کمیت NTU مبدل GFX و POWER-PIPE ۷۵
- شکل ۵-۲۴: بازده اگزرتیک مبدل GFX در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد ۷۶
- شکل ۵-۲۵: بازده اگزرتیک مبدل POWER-PIPE در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد ۷۷

- شکل ۵-۲۶: بازده اگزرجتیک مبدل GFX و POWER-PIPE در دمای ثابت ۷۷
- شکل ۵-۲۷: حالت صفر؛ سیستم تأسیسات بدون نصب مبدل DWHR ۷۸
- شکل ۵-۲۸: حالت اول؛ پیش‌گرمایش آب سرد ورودی به آب گرم‌کن و دوش ۷۹
- شکل ۵-۲۹: حالت دوم؛ پیش‌گرمایش آب سرد ورودی به آب گرم‌کن ۷۹
- شکل ۵-۳۰: حالت سوم؛ پیش‌گرمایش آب سرد ورودی به دوش ۷۹
- شکل ۵-۳۱: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز، مبدل GFX، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی‌گراد ۸۹
- شکل ۵-۳۲: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای صادراتی گاز، مبدل GFX، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی‌گراد ۸۹
- شکل ۵-۳۳: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز، مبدل POWER-PIPE، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی‌گراد ۹۰
- شکل ۵-۳۴: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای صادراتی گاز، مبدل POWER-PIPE، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی‌گراد ۹۰
- شکل ۵-۳۵: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز، دو مبدل GFX و POWER-PIPE، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی‌گراد ۹۰
- شکل ۵-۳۶: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای صادراتی گاز، دو مبدل GFX و POWER-PIPE در شرایط یکسان ۹۲
- شکل ۵-۳۷: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز، مبدل POWER-PIPE، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی‌گراد ۹۲
- شکل ۵-۳۸: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای صادراتی گاز، مبدل POWER-PIPE، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی‌گراد ۹۳
- شکل ۵-۳۹: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز، مبدل POWER-PIPE، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی‌گراد ۹۳

PIPE، ۴۰ درجه سانتی گراد ۹۴

شکل ۵- ۴۰: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای صادراتی گاز، مبدل POWER-

PIPE، ۴۰ درجه سانتی گراد ۹۴

فهرست جداول:

- جدول ۲- ۱: نحوه نام گذاری مبدل سری GFX ۲۵
- جدول ۳- ۱: استقلال حل عددی از شبکه در دبی ۳/۵ گالن بر دقیقه ۳۴
- جدول ۵- ۱: ضخامت های فیلم مایع در دبی های مختلف ۶۰
- جدول ۵- ۲: نتایج حل عددی و تحلیلی مبدل ده حلقه ای در دبی ۲/۵ گالن بر دقیقه ۶۱
- جدول ۵- ۳: نتایج حل عددی و تحلیلی مبدل ده حلقه ای برای دبی ۴ گالن بر دقیقه ۶۱
- جدول ۵- ۴: انرژی و مترمکعب گاز مصرفی آب گرم کن ۸۰
- جدول ۵- ۵: صرفه جویی خالص در دو حالت داخلی و صادراتی ۸۱
- جدول ۵- ۶: ارزش حال خالص حالت اول نصب سیستم در ده سال با نرخ داخلی گاز ۸۲
- جدول ۵- ۷: ارزش حال خالص حالت اول نصب سیستم در ده سال با نرخ صادراتی گاز ۸۳
- جدول ۵- ۸: ارزش حال خالص حالت دوم نصب سیستم در ده سال با نرخ داخلی گاز ۸۴
- جدول ۵- ۹: ارزش حال خالص حالت دوم نصب سیستم در ده سال با نرخ صادراتی گاز ۸۵
- جدول ۵- ۱۰: ارزش حال خالص حالت سوم نصب سیستم در ده سال با نرخ داخلی گاز ۸۶
- جدول ۵- ۱۱: ارزش حال خالص حالت سوم نصب سیستم در ده سال با نرخ صادراتی گاز ۸۷

فهرست علائم:

A	مساحت (m^2)
AC	صرفه جویی هزینه خالص سالانه (ریال)
CC	هزینه سرمایه ای پروژه (ریال)
C_{et}	بهای مصرف انرژی (ریال)
C_{rkt}	میزان انرژی مصرف شده ($kcal$)
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($kJ/kg\ K$)
D	تعداد افراد خانواده
n	بازده آب گرم کن
η_{Ex}	بازده انرژی
E	انرژی (kJ)
Ex	انرژی (kJ)
ε	بازدهی حرارتی
g	شتاب جاذبه زمین (m/s^2)
H	آنتالپی (kJ/kg)
i	نرخ بهره/تنزیل
I	نرخ بازگشت پذیری ($kJ/kg.K$)
INV	جریان های نقدی خارج شده (ریال)
k	نحوه اتصال مبدل در سیستم
KE	انرژی جنبشی
$\dot{m}$	نرخ دبی جرمی (kg/s)

MC	هزینه نهایی (ریال)
μ	لزجت سیال (Ns/m^2)
μ_i	پتانسیل شیمیایی
n	شماره سال
N_i	تعداد مول
NPV	ارزش حال خالص (ریال)
NTU	تعداد واحدهای حرارتی
P	فشار (kpa)
p	زمان استفاده از حمام (min)
PE	انرژی پتانسیل
PB	بازگشت سرمایه (سال)
q	گرمای منتقل شده (kW)
r	فاصله شعاعی از مرکز لوله (m)
RV	ارزش واقعی پول (ریال)
ρ	چگالی سیال (kg/m^3)
s	آنتروپی (kJ/kg.K)
S	ارزش واقعی پول
SK	سود پروژه (ریال)
ψ	توانمندی جریان (kJ/kg)
t	زمان (s)
T	دمای سیال (K)
TC	هزینه کل (ریال)

TFC	هزینه ثابت کل (ریال)
TVC	هزینه متغیر کل (ریال)
τ	تنش برشی (N/m^2)
τ	ضریب دمای اگزِرژتیک (k^{-1})
U	ضریب انتقال حرارت کلی (W/m^2k)
U	انرژی درونی (kJ)
v	سرعت هر فاز (m/s)
V	حجم گاز مصرف شده در آب گرم کن (m^3)
W	کار (kJ)
زیر نویس ها	
c	سرد
f	حالت نهایی
$flow$	جریانی
gen	تولید شده
h	گرم
i	ورودی
k	حالت نصب مبدل
kin	جنبشی
max	بیشینه
min	کمینه
$Non-flow$	غیر جریانی
o	خروجی

pot	پتانسیل
r	در جهت شعاعی
θ	در جهت دورانی
z	در جهت قائم

فصل اول: کلیات تحقیق

امروزه تأمین انرژی جامعه بشری از اساسی‌ترین پیش‌نیازهای توسعه اقتصادی و اجتماعی کشورها به شمار می‌رود. تغییرات جمعیتی و رشد شهرنشینی علاوه بر ضعف در کارایی جریان تولید، انتقال، توزیع، مصرف و عدم وابستگی لازم به منابع انرژی مطمئن و پاک، موجب افزایش تقاضای انرژی و مصرف سریع منابع آن گردیده است. درحالی‌که روش‌های تأمین و تولید انرژی خود از عوامل تعیین‌کننده در آلوده نمودن محیط‌زیست می‌باشند، سرعت تهی شدن منابع تجدید ناپذیر انرژی و افزایش آلودگی‌ها به بحران‌های انرژی و محیط‌زیست در هزاره سوم مبدل شده‌اند [۱].

تمرکز جامعه‌ی جهانی بر مسئله پایداری انرژی و تأثیر تغییرات آب و هوایی بر زندگی انسان‌ها، پژوهش‌ها را در تمامی اقسام جامعه در جهت بهبود بهره‌وری انرژی، توسعه منابع انرژی تجدید پذیر و همچنین استفاده از فن‌آوری‌های پاک به منظور کاهش سطح آلاینده‌های ورودی به محیط‌زیست سوق می‌دهد [۲]. بخش عمده‌ای از انرژی مصرفی برای تولید آب گرم خانگی، توسط سیستم تخلیه آب گرم استفاده‌شده در قسمت‌های متفاوت منزل مانند دوش، حمام، ماشین ظرف‌شویی و... هدر می‌رود. تحقیقات نشان داده است که بازیابی این حرارت از جریان آب‌های زائد داخلی یک روش عملی برای بهبود بهره‌وری انرژی ساختمان‌ها محسوب می‌گردد [۲]. نتایج استفاده از این حرارت اتلافی در بسیاری کشورهای غربی از جمله کانادا نشان می‌دهد که استفاده از سیستمی متشکل از یک مبدل حرارتی، بسته به تعداد مصرف‌کنندگان و سایر عوامل خارجی به لحاظ اقتصادی بسیار مقرون به صرفه بوده و در سطح ملی نیز برای کاهش مصرف انرژی و تولید گازهای گلخانه‌ای از جمله CO₂ تأثیر بسزایی دارد [۳].

در سطح جهانی مصرف انرژی در بخش داخلی میزان قابل‌توجهی از کل بودجه انرژی را در برمی‌گیرد. به عنوان مثال در کشور انگلستان مصرف این بخش از انرژی ۲۳٪ از کل تخمین زده شده [۳]، و در هنگ کنگ این میزان ۱۷٪ گزارش شده است [۴]. لازم به ذکر است که قسمت عمده‌ای از

مصرف انرژی در بخش داخلی مربوط به گرمایش آب برای مصارفی همچون شست و شوی لباس و ظروف، استحمام افراد، پخت و پز و... می گردد [۵]، که در انگلستان این میزان ۲۶٪ کل مصرف انرژی داخلی برآورد شده است [۶].

الگوی مصرف انرژی در کشور ایران نیز در بخش تجاری و خانگی حدود ۴۰ درصد و در بخش صنعت حدود ۲۷ درصد مصرف کل انرژی کشور است. از میان انرژی‌های مصرف‌شده در بخش خانگی حدود ۲۱ درصد آن صرف گرمایش آب می‌گردد که بخش عمده‌ای از این میزان برای تأمین آب گرم استحمام به مصرف می‌رسد [۷]؛ بنابراین می‌توان گفت یکی از رویکردهای کاهش مصرف انرژی در بخش خانگی و صنعتی استفاده از حرارت اتلافی آب‌های گرم مصرف‌شده به سمت فاضلاب است که در ساختمان‌های مسکونی دمایی تا حدود ۴۰ درجه سانتی‌گراد و در بخش صنعتی ۵۰ تا ۶۰ درجه سانتی‌گراد نیز گزارش شده‌اند.

بخش زیادی از انرژی مصرف‌شده جهت گرمایش آب برای تأمین نیازهای روزمره نیز در لوازم منزل هدر می‌رود [۸]. به عنوان مثال، یک ماشین ظرف‌شویی معمولی در طی عملکرد، دمای آب را به بیش از 80°C می‌رساند و بلافاصله پس از آن آب داغ مصرف‌شده را تنها با اندکی تفاوت دما در سیستم فاضلاب تخلیه می‌کند. در یک ماشین لباسشویی آب تا 60°C گرم می‌شود و با عملکردی مشابه، آب مصرف‌شده گرم در سیستم فاضلاب تخلیه می‌گردد و همچنین یک دوش شامل آب گرم بیش از 40°C ، آب گرم مصرف‌شده با دمای بین 30°C تا 38°C را به سیستم فاضلاب تخلیه می‌کند [۴]. این ارقام به وضوح نشان‌دهنده ناکارآمدی بزرگی در استفاده از انرژی در بخش خانگی می‌باشند؛ بنابراین حوزه کاری گسترده‌ای برای بهبود این وضعیت از طریق نصب و راه‌اندازی سیستم بازیابی حرارت اتلافی آب خروجی (DWHR)^۱ وجود دارد.

^۱ Drain Water Heat Recovery

۱-۲- پیشینه تحقیق

طرح اولیه مبذل بازیاب حرارت ابتدا در سال ۱۹۷۰ توسط اسمیت [۹] به صورت ابتدایی ابداع و در راستای بازیافت انرژی از آب گرم مصرفی دورریز انجام گردید. وی مخزن کوچکی را درون مخزن بزرگتری قرارداد که درون مخزن کوچک آب سرد و مخزن بزرگتر آب گرم استفاده شده قرار داشت. آزمایش‌های انجام شده توسط اسمیت بازدهی سیستم طراحی شده را ۱۰٪ نشان می‌داد. از مزایای این سیستم سادگی ساخت و تعمیرات آسان بود اما نشت مخزن و ترکیب آب فاضلاب و آب ورودی از ایرادات فنی وارد بر آن شمرده می‌شد. در سال ۱۹۸۰ پارکر و توکر [۱۰] آب ورودی به منزل را به جای اینکه درون مخزن کوچک وارد کنند مخزن کوچک را حذف و به جای آن لوله حلقوی کوئل شکل را درون مخزن بزرگتر قراردادند. بدین ترتیب با افزایش سطح تماس آب سرد و گرم باعث افزایش انتقال حرارت شدند که در نوع خود یک موفقیت در این راه به حساب می‌آمد؛ اما از مشکلات این طرح علاوه بر نشتی لوله و خطر آلودگی، به اشغال فضای زیاد نیز می‌توان اشاره کرد.

تحقیقات با ادغام انرژی خورشیدی و استفاده از بازیافت حرارت ادامه داشت تا بالاخره در سال ۲۰۰۷ شکل جدیدی از سیستم بازیافت حرارت آب فاضلاب توسط زالوم و گاسدروف [۱۱] طراحی و مورد آزمایش قرار گرفت. در این سیستم لوله مسی ۰/۵ اینچی به دور لوله مسی ۳ اینچی به طور مارپیچ قرار می‌گرفت و با عبور آب فاضلاب از لوله ۳ اینچی و آب سرد از لوله ۰/۵ اینچی عمل انتقال حرارت صورت می‌گرفت. مزیت این سیستم تشکیل فیلم نازکی از جریان در لوله ۳ اینچی بود که منجر به افزایش سطح تماس و در نتیجه افزایش انتقال حرارت می‌شد. لازم به توضیح است که این مبذل هم‌اکنون در دو نوع عمودی و افقی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

در سال ۲۰۰۹ وانگ و همکارانش [۴] به بررسی میزان جذب گرمای اتلافی در دوش حمام به کمک مبذل افقی پرداختند. آن‌ها از مدل آزمایشگاهی برای به دست آوردن تعداد بهینه واحدهای

انتقال حرارت (NTU)^۱ استفاده کردند. در نتیجه آن‌ها اثبات کردند که تنها به میزان ۴ تا ۱۵٪ از حرارت اتلافی دوش را می‌توان با کمک یک مبدل ۱/۵ متری تک مسیر افقی بازیابی نمود. در سال ۲۰۱۰ سان [۱۲] بازدهی قانون دوم این دسته از مبدل‌های حرارتی را برحسب تابعی از پارامتر کمترین تعداد واحدهای انتقال حرارت (NTU_{min}) موردبررسی قرارداد. در سال ۲۰۱۲ نیز مک نابولا و شیلد [۲] تحقیقی را در زمینه نوع افقی مبدل‌های DWHR انجام دادند و تغییرات در طراحی را به‌منظور دستیابی به بازدهی بالاتر اعمال کردند.

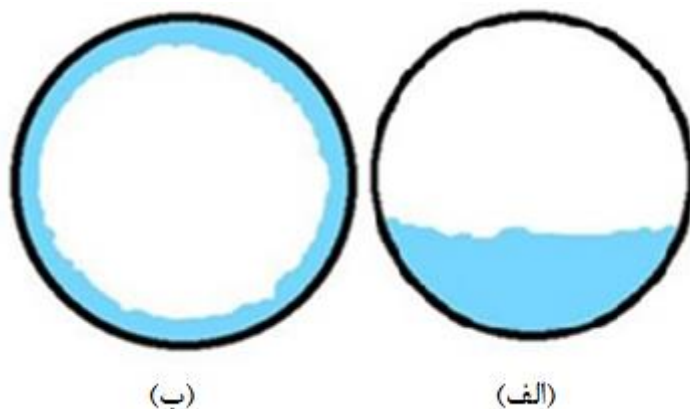
ایده‌ی بازیابی انرژی اتلافی از دوش‌ها فرصتی مناسب برای استفاده از مبدل‌های حرارتی در سیستم‌های خانگی پدید آورد. برخلاف دیگر سیستم‌های گرمایش آب خانگی، مبدل حرارتی به علت مجاورت جریان آب سرد ورودی و آب گرم تخلیه خروجی، اجازه جذب مقادیر مفیدی از انرژی اتلافی را به دست می‌دهد. دستگاه‌های متعددی به‌منظور تسهیل این نوع بازیافت انرژی در بازارهای غربی توسعه یافته و با حمایت دولت نفوذ قابل‌توجهی در بازار نیز به دست آورده‌اند. در این راستا، عملکرد هشت نوع متفاوت از مبدل‌های تجاری DWHR برای جذب انرژی اتلافی دوش‌ها در کانادا مورد آزمایش قرار گرفتند، هر کدام از مبدل‌ها در جهت عمودی تست شدند و بازدهی آن‌ها بسته به نوع دستگاه موردنظر و میزان دبی آب گرم مصرف‌شده‌ی خروجی از ۳۰٪ تا ۷۵٪ متفاوت بود [۱۱]. محققان در انگلستان نیز عملکرد مبدل DWHR مارپیچ با جهت‌گیری عمودی را موردبررسی قرار داده و بازده ۶۰٪ تا ۷۵٪ را برای آن تخمین زدند، این در حالی است که آزمایش‌ها نشان داد بهره‌وری این دستگاه زمانی که به‌صورت افقی نصب شده باشد به‌طور قابل‌توجهی کاهش می‌یابد. محققان در چین نشان داده‌اند بازدهی مبدل DWHR افقی برای دوش در آپارتمان‌های مسکونی در حدود ۵٪ تا ۱۵٪ است [۴]. به‌طور مشابه، تحقیقات در ایرلند در یک دستگاه DWHR مارپیچ نشان داده است راندمان از ۶۷٪ در جهت عمودی، به ۱۷٪ در جهت افقی کاهش یافته است که این امر باعث افزایش زمان بازگشت سرمایه از ۷/۳ سال به ۱۵/۱ سال شده است [۱۳]. با این حال تعداد زیادی از خانه‌ها در

^۱ Number of Thermal Units

سراسر جهان فضای کافی برای نصب مبدل در حالت عمودی را در اختیار نداشته و ملزم به استفاده از مبدل نوع افقی می‌باشند. مبدل‌های DWHR موجود در بازار به‌طور معمول ۱ تا ۲ متر طول دارند و در ساختمان‌های همکف معمولاً ۱ تا ۲ متر از فضای زیر دوش را اشغال می‌کنند [۱۴].

این فناوری را نه تنها در خانه‌های مسکونی بلکه در هتل‌ها، مراکز تفریحی، بیمارستان‌ها، سالن‌های ورزشی، استخرها و... می‌توان مورد استفاده قرار داد. بیشترین میزان بازدهی این سیستم‌ها مربوط به زمانی است که در منزل از دوش‌های الکتریکی استفاده می‌گردد که در این صورت مصرف برق خانوار به مقدار زیادی کاهش می‌یابد. با استفاده از سیستم DWHR آب سرد به جای ورود مستقیم به دوش الکتریکی، وارد کویل مارپیچ پیچیده شده به دور لوله حاوی آب گرم شده و مقداری از گرمای آن را دریافت می‌دارد. بدین ترتیب آب سرد پیش‌گرمایش شده و بنابراین برای رسیدن از دمای محیط به دمایی در حدود 40°C به میزان انرژی کمتری احتیاج خواهد داشت. لوله حاوی آب ورودی به فاضلاب برای دستیابی به انتقال حرارت بیشتر معمولاً از جنس مس و یا آلومینیوم ساخته می‌شود. در محل‌هایی نیز که از دوش الکتریکی استفاده نمی‌شود، آب سرد پیش‌گرم شده در تانک ذخیره‌سازی می‌شود [۱۵].

همان‌طور که در شکل ۱-۱ دیده می‌شود، جریان مایع در لوله‌های فاضلاب به‌گونه‌ای طراحی شده است که تنها بخشی از لوله را در برمی‌گیرد. بدین ترتیب که در لوله عمودی، آب مصرف‌شده در سراسر مرز دیواره لوله به‌صورت فیلمی از مایع جریان می‌یابد اما در لوله افقی، آب مصرف‌شده در قسمت پایینی لوله جاری می‌شود. از آنجاکه در مبدل افقی، تبادل حرارت تنها در یک بخش از لوله رخ می‌دهد همان‌طور که در تحقیقات آزمایشگاهی اثبات گردید، راندمان این نوع DWHR پایین‌تر است [۲].



شکل ۱-۱: ایجاد فیلم مایع درون لوله تخلیه فاضلاب؛ (الف) لوله عمودی (ب) لوله قائم

در این راستا محققان برای افزایش بازدهی مبدل‌های نوع افقی تغییراتی در طراحی‌های موجود ایجاد کردند که این امر تا حدود زیادی مشکل پائین بودن بازدهی این دسته از مبدل‌ها را مرتفع کرد و در ضمن به منظور استفاده در منازل مسکونی با فضای کمتر عملکرد مناسب‌تری داشت.

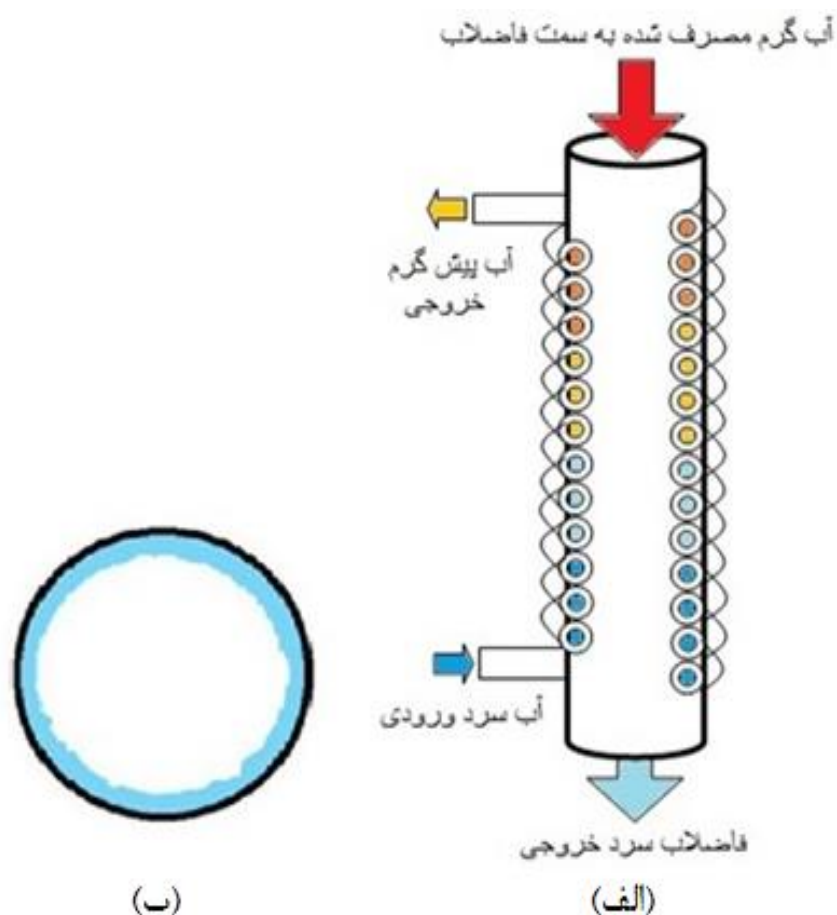
در یک سال گذشته نیز مطالعات متعددی در زمینه این نوع مبدل حرارتی مخصوصاً نوع عمودی آن انجام پذیرفته است. از جمله کاردانا و همکارانش [۱۶-۱۷] به توجیه مصرف آب و انرژی در سیستم دوش خانه‌های مسکونی تک خانوار و یک نمونه مطالعه اقتصادی در زمینه نوع نصب تجهیزات مربوط به این نوع مبدل و ارائه یک مدل اقتصادی بر اساس آمار کشور لهستان بر اساس چگونگی نصب واحد DWHR در ساختمان پرداختند. همچنین والین [۱۸-۱۹] به بررسی کارایی مبدل حرارتی DWHR در یک سیستم ارتقا یافته با کمک پمپ حرارتی پرداخت و نشان داد که افزودن یک واحد پمپ حرارتی به مجموعه DWHR باعث افزایش کارایی آن شده و سیستم را بهبود می‌بخشد.

رامین منوچهری و همکارانش [۲۰] نیز در سال ۲۰۱۴ مقاله‌ای در این زمینه منتشر کردند و بر روی سیستم بازبایی حرارتی عمودی DWHR تحقیقات آزمایشگاهی انجام دادند. آن‌ها با توجه به میزان پرشدگی لوله تخلیه و خیزی سطح داخلی دیواره میزان کارایی مبدل را تخمین زده و نشان دادند که با افزایش نرخ دبی جریان کارایی مبدل کاهش می‌یابد.

در حال حاضر چندین شرکت معتبر سازنده DWHR وجود دارند که اکثر آن‌ها در کانادا و امریکای شمالی مستقرند و واحدهای DWHR را در طول‌ها و مدل‌های مختلف تولید می‌کنند.

۱-۳- بیان مسئله

دستگاه‌های DWHR بر اساس اصل تبادل حرارت میان آب سرد ورودی به ساختمان و آب گرم مصرف‌شده به سمت فاضلاب عمل می‌کنند. با استفاده از این فناوری آب سرد به‌جای ورود مستقیم به آب گرم‌کن، وارد لوله مارپیچ شده و مقداری از گرمای آن را دریافت می‌کند. بدین ترتیب آب سرد، پیش‌گرمایش شده و بنابراین برای رسیدن از دمای محیط به دمایی مناسب برای استحمام به میزان انرژی کمتری احتیاج خواهد داشت. آب ورودی به فاضلاب در لوله مرکزی به‌صورت فیلم نازکی از جریان درآمده و از لوله عبور می‌کند که برای دستیابی به انتقال حرارت بیشتر معمولاً از جنس مس و یا آلومینیوم ساخته می‌شود شکل ۱-۲- (الف) نحوه کارکرد این مبدل را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۱-۲- (ب) دیده می‌شود، آب گرم مصرف‌شده در سراسر مرز دیواره لوله به‌صورت فیلم نازکی از مایع جریان می‌یابد و تنها بخشی از آن را در برمی‌گیرد علت این پدیده وجود کشش سطحی در جریان رو به پائین سیال است که باعث تشکیل فیلم نازکی از مایع در جداره لوله شده است. ایجاد این فیلم نازک به افزایش سطح تماس منجر شده که این امر باعث افزایش انتقال حرارت در سیستم می‌گردد و در نتیجه روشن است که این فیلم مایع باعث افزایش بازدهی تبادل حرارت در طول دیواره لوله داخلی می‌شود.



شکل ۱-۲: (الف) نحوه کارکرد مبدل DWHR عمودی (ب) ایجاد فیلم مایع درون لوله عمودی تخلیه فاضلاب

عملکرد هر مبدل حرارتی به کمک پارامترهای تعداد واحدهای انتقال حرارت (NTU) و اثربخشی هر جزء (ϵ) اندازه‌گیری می‌شود. هرچه NTU یک مبدل حرارتی بیشتر باشد انتقال حرارت بیشتری صورت می‌گیرد. میزان اثربخشی هر جزء نیز نسبت نرخ واقعی انتقال حرارت را به حداکثر میزان انتقال حرارت ممکن نشان می‌دهد؛ بنابراین لازم است در آزمایش واحدهای مبدل DWHR این پارامترها لحاظ شده و اثر هر کدام بر عملکرد کل واحد موردبررسی قرار گیرد. عامل دیگری که در نحوه عملکرد این نوع مبدل‌ها تأثیرگذار است، میزان افت فشار استاتیک در مسیر جریان درون لوله مارپیچ است که برای هر میزان از دبی جریان عبوری در لوله‌ها اندازه‌گیری شده و تأثیر آن بر دیگر عوامل بررسی می‌شود [۴].

مزایای استفاده از فناوری DWHR در منازل مسکونی عبارت‌اند از:

- هزینه نصب و راه‌اندازی پائین
- ذخیره ۴۰٪ تا ۶۰٪ انرژی برای گرم کردن آب تا دمای موردنیاز توسط آب گرم‌کن
- بهبود بازدهی هرگونه سیستم گرمایشی آب (مسکونی، تجاری، صنعتی)
- افزایش طول عمر آب گرم‌کن
- مدت‌زمان بازگشت هزینه پس از ۳ تا ۱۰ سال بسته به مدل، چگونگی نصب مبدل و کشور استفاده‌کننده
- کاهش تولید گازهای گلخانه‌ای به میزان قابل‌توجه و سازگاری با محیط‌زیست
- تنوع در سایز و طرح
- نصب، تعمیر و نگهداری آسان و عدم نیاز به سرویس کردن
- صد درصد قابل بازیافت به دلیل جنس مسی آن

پیاده‌سازی این فناوری در سطح ملی پتانسیل آن را دارد که کاهش قابل‌توجهی در مصرف انرژی و تولید گازهای گلخانه‌ای مانند CO₂ ایجاد کند. از این فناوری نه‌تنها در خانه‌های مسکونی بلکه در هتل‌ها، مراکز تفریحی، بیمارستان‌ها، سالن‌های ورزشی، استخرها و... نیز می‌توان استفاده کرد.

۱-۴- نوآوری تحقیق

همان‌طور که ملاحظه می‌شود اکثر مطالعات گذشته به‌صورت آزمایشگاهی انجام‌گرفته است. لذا در این پروژه سعی شده است که با مدل‌سازی یک مبدل حرارتی دولوله‌ای عمودی در دو طراحی متفاوت، چگونگی بازیافت بخشی از انرژی اتلافی در محل استحمام شبیه‌سازی و اثربخشی آن در کاهش مصرف انرژی فرایند گرمایش آب بررسی شود. در این پروژه با استفاده از نرم‌افزار تحلیلی فلوئنت میزان بازدهی این دسته از مبدل‌های حرارتی تخمین زده می‌شود. این کار در دو بخش، شامل یافتن ضخامت فیلم مایع درون لوله عمودی با دو روش عددی و تحلیلی و سپس مدل‌سازی مبدل حرارتی عمودی انجام می‌گردد.

۱-۵- اهداف پایان نامه

به طور خاص اهدافی که در این پایان نامه بررسی خواهند شد شامل پارامترهای افت فشار درون لوله مارپیچ، بازدهی حرارتی، میزان گرمای بازیابی شده و همچنین کمیت NTU خواهند بود و همچنین نشان داده می شود که با افزایش دبی جرمی سیال بازدهی مبدل کاهش می یابد. همین طور افت فشار درون لوله مارپیچ در دبی های متفاوت محاسبه می گردد. در انتهای پایان نامه نیز به بررسی میزان راندمان اگزرتیک و امکان سنجی این دسته مبدل ها از منظر قانون دوم پرداخته شده است. تحلیل اقتصادی استفاده از این فناوری نیز در جهت صرفه جویی در مصرف گاز در سطح ملی و همچنین امکان صدور این مقدار گاز صرفه جویی شده، به منظور یافتن زمان بازگشت سرمایه و مقرون به صرفه بودن این طرح در کشور عزیزمان ایران مورد بررسی قرار گرفته است.

۱-۶- مروری بر فصل های مختلف پایان نامه

این پایان نامه از یک فصل به عنوان مقدمه (فصل حاضر) و ۵ فصل اصلی و یک بخش جهت جمع بندی نتایج و پیشنهادات تشکیل شده است. در فصل دوم انواع مبدل های حرارتی، روش های نصب آنها و همچنین مبدل های مدل سازی شده در این پروژه بیان می شود. در فصل سوم معادلات حاکم و شرایط مرزی مورد استفاده در حل عددی ارائه می گردد و در فصل چهارم نتایج عددی حاصل از حل مبدل مدل سازی شده در نرم افزار فلوئنت نمایش داده می شوند. در فصل پنجم به تحلیل اگزرتی و تحلیل اقتصادی انجام این پروژه به منظور اثبات عملی بودن آن در سطح ملی پرداخته شده و در نهایت نیز فصل ششم به معرفی نتایج این رساله و ارائه پیشنهادها و توصیه هایی برای ارتقای سطح کیفی تحقیق حاضر و انجام مطالعات جامع تر در راستای موضوع این پایان نامه، می پردازد.

فصل دوم: آشنایی با انواع مبدل های حرارتی

۲-۱- مقدمه

آب مورد استفاده برای دوش گرفتن حاوی مقادیر زیادی انرژی در زمان دورریز به سمت فاضلاب است که حجم زیادی از این انرژی قابلیت بازیافت دارد. اصول کارکرد مبدل DWHR در اکثر نقاط دنیا شناخته شده است و واحدهای تجاری زیادی در خارج از کشور برای مصارف خانوار در دسترس اند. با توجه به افزایش تمرکز جامعه جهانی بر مسئله انرژی و محیط زیست و همچنین نیاز به وجود یک واحد بازیاب حرارتی کم هزینه، زمان آن فرارسیده است که ایده مبدل بازیاب حرارتی DWHR در همه جا ممکن و مورد استفاده گردد تا آنجایی که برای هر دوش در منازل و ادارات یک مبدل DWHR نصب گردد [۲۱].

۲-۲- مبدل بازیاب حرارتی DWHR

بازیاب حرارت آب اتلافی موسوم به DWHR یک مبدل حرارتی است که برای بازیابی بخشی از حرارت آب دورریز فعالیت هایی همچون شستن ظرف، شستن لباس و مخصوصاً دوش گرفتن استفاده می شود. این دستگاه همچنین با عناوینی نظیر بازیافت حرارت آب^۱، بازیاب حرارت آب فاضلاب^۲ و یا در مواردی بازیاب حرارتی دوش^۳ نامیده می شود.

اشاره به این نکته اهمیت دارد که خود آب دورریز به سمت فاضلاب دوباره مورد استفاده قرار نمی گیرد، بلکه تنها حرارت آن است که تا حدودی بازیابی می شود. تمامی سیستم های DWHR با روش پیش گرمایش آب ورودی به ساختمان با کمک استفاده از حرارت اتلافی آب های مصرف شده کار می کنند. تمرکز اصلی این پژوهش های انجام گرفته تاکنون برای زمانی است که این مبدل حرارتی با دوش ترکیب شود که این نوع استفاده از واحدهای DWHR مرسوم ترین و همچنین پربازده ترین مورد استفاده از این نوع سیستم ها در واحدهای مسکونی می باشد.

^۱ Water heat recycling

^۲ Grey water heat recovery

^۳ Shower water heat recover

آب مصرفی در حمام دمایی در حدود ۳۸ تا ۴۰ درجه سانتی‌گراد دارد و در خروجی به سمت فاضلاب دمای آن تقریباً ۳۵ تا ۳۷ درجه می‌گردد. این بدان معنی است که حدود ۹۰ درصد از انرژی‌ای که آب گرم‌کن صرف بالا بردن دمای آب کرده است اتلاف می‌شود؛ بنابراین الزام استفاده از چنین سیستمی مشهود است [۲۲].

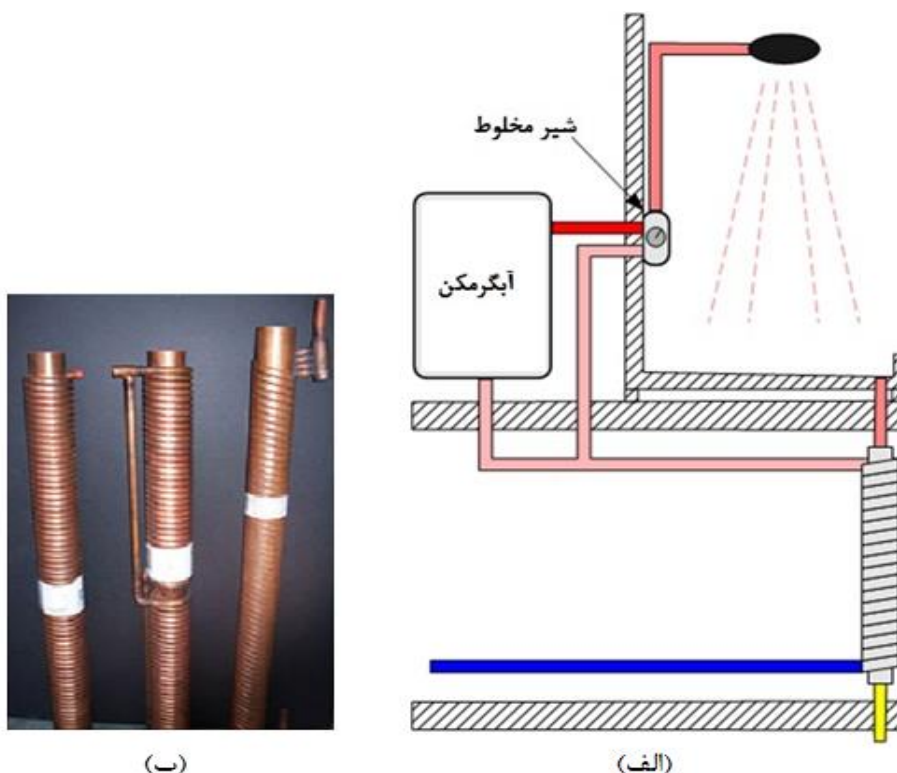
دماهای داده‌شده در آمار و ارقام شکل‌ها و نمودارهای شرکت‌های سازنده این دسته مبدل‌های حرارتی بیشتر تنها مثال‌هایی از دمای آب سرد، گرم و آب پیش گرم شده‌اند. دمای آب سرد با توجه به شرایط محلی و فصول سال متغیر است و دمای آب گرم بستگی به تجهیزات و عملکرد آب گرم‌کن دارد. دمای آب پیش گرم شده نیز به بازدهی سیستم DWHR، جریان آب دوش، دمای آب سرد ورودی و جزئیات نصب دستگاه بستگی خواهد داشت.

۳-۲- دسته‌بندی DWHR

دستگاه‌های DWHR تجاری برای مصارف خانگی را می‌توان به ۴ گروه زیر تقسیم کرد [۲۲]:

۲-۳-۱- دستگاه DWHR عمودی

سیستم عمودی به‌طور معمول از یک لوله مسی با قطر بزرگ تشکیل شده است که آب گرم مصرف‌شده از آن عبور می‌کند. آب به سطح مسی لوله چسبیده و فیلم نازکی از جریان را تشکیل می‌دهد که این امر به بهبود انتقال حرارت درون لوله کمک می‌کند. آب سرد نیز درون لوله‌ای با قطر کوچک‌تر که به دور لوله عمودی پیچیده شده است جریان دارد و مسیر عمودی لوله را سمت بالا در جهت مخالف جریان گرم طی کرده، حرارت اتلافی را از آب گرم دریافت می‌دارد و پیش گرم می‌شود. در شکل ۱-۲- (الف) شماتیکی از یک دستگاه DWHR عمودی نصب‌شده در زیر دوش مشاهده می‌شود. شکل ۱-۲- (ب) نیز نمونه‌هایی از مدل واقعی ساخته‌شده مبدل عمودی را نشان می‌دهد.

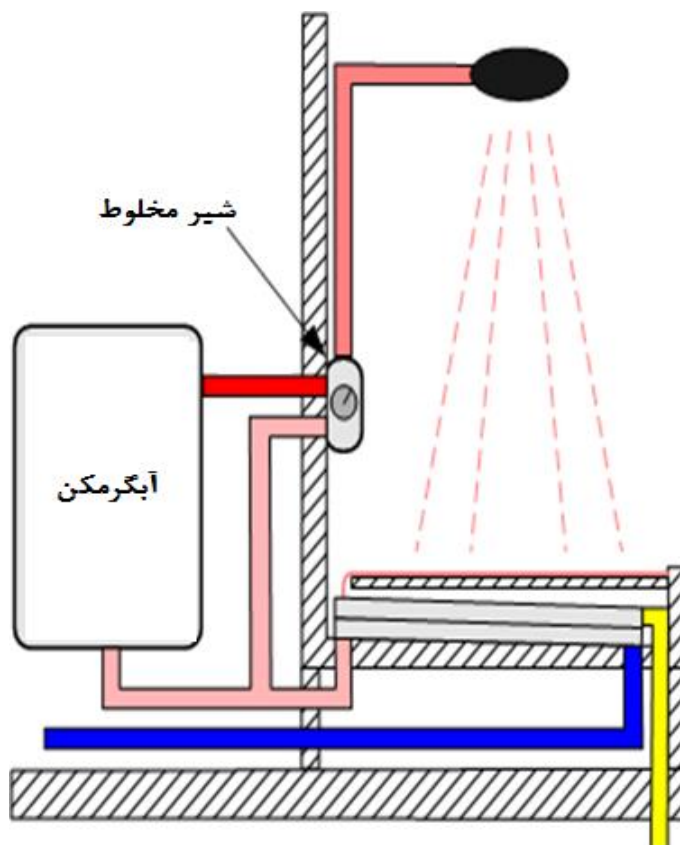


شکل ۲-۱: (الف) شماتیکی از یک دستگاه DWHR عمودی نصب شده زیر دوش (ب) نمونه واقعی مبدل‌های عمودی DWHR ساخته شده

دستگاه‌های عمودی در طول‌های مختلفی تا ۲ متر وجود دارند. این دسته از مبدل‌ها معمولاً باید در زیر دوش حمام نصب شوند و با توجه با ارتفاعشان معمولاً در زیر زمین تعبیه می‌گردند. از میان تمام انواع مبدل‌های DWHR نوع عمودی آن‌ها دارای بیشترین کارایی است. نوع عمودی DWHR توسط سازندگانی در ایالات متحده آمریکا، کانادا و برخی کشورهای اروپایی ساخته می‌شوند.

۲-۳-۲- دوش و مبدل حرارتی یکپارچه

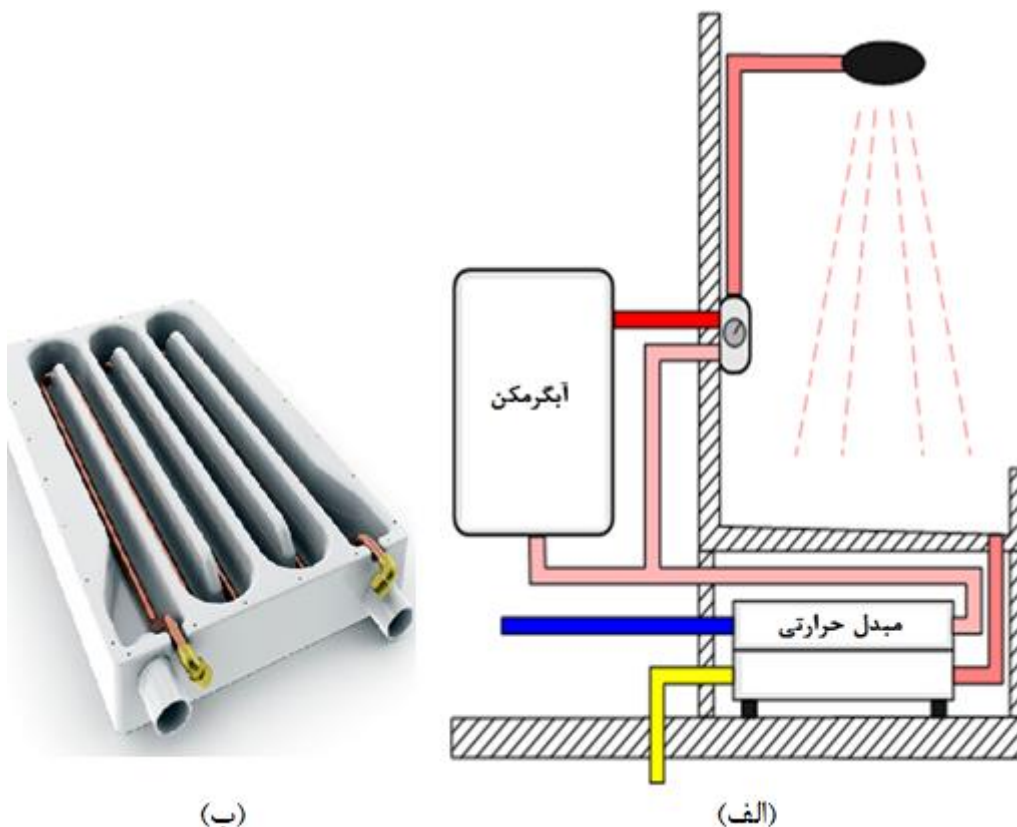
نوع دوم واحدهای DWHR نوع یکپارچه دوش و مبدل حرارتی است که چندان متداول نیست. زمانی که امکان نصب واحد عمودی DWHR وجود نداشته باشد می‌توان از این مدل استفاده کرد. این نوع مبدل‌ها معمولاً گران‌تر هستند و از کارایی کمتری نسبت به مدل عمودی نیز برخوردارند. شماتیک این نوع مبدل در شکل ۲-۲ به نمایش گذاشته شده است.



شکل ۲-۲: شماتیکی از مبدل DWHR مبدل یکپارچه

۲-۳-۳- دستگاه DWHR افقی

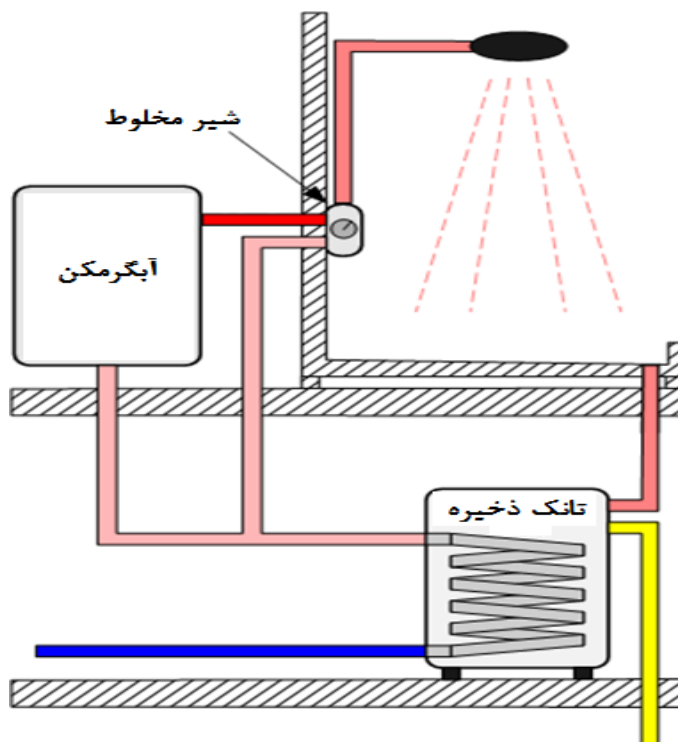
واحدهای افقی می‌توانند بستگی به دسترسی آسان به لوله تخلیه آب مصرفی فاضلاب و یا به ورودی آب سرد، نزدیک یا زیر دوش حمام نصب گردند. این نوع نصب بیشتر مناسب اضافه شدن به دوش‌های کابینتی است که امروزه مرسوم نیستند. شکل ۲-۳- (الف) شماتیک قرارگیری این مبدل در زیر دوش و شکل ۲-۳- (ب) نمونه‌ای از مدل ساخته‌شده آن را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۳: (الف) شماتیکی از مبدل DWHR مدل یکپارچه نصب شده در زیر دوش (ب) نمونه واقعی مبدل های افقی DWHR ساخته شده

۲-۳-۴- دستگاه DWHR تانک محور

چهارمین مدل از مبدل های DWHR از یک مخزن عایق استفاده می کند که آب مصرف شده به طور موقت در آن ذخیره می گردد تا زمانی که آب سرد وارد مبدل حرارتی شود. این مسئله اجازه می دهد تا بازیابی حرارت حتی از سایر لوازم خانگی نظیر ماشین لباسشویی و ماشین ظرفشویی انجام پذیرد زیرا این مدل وابسته به ورود همزمان آب سرد ورودی و آب گرم دورریز نیست. در شکل ۲-۴ نمونه ای از طریقه نصب این نوع مبدل قابل مشاهده است.



شکل ۲-۴: شماتیکی از مبدل تانک DWHR محور

۲-۴- نوع نصب دستگاه DWHR در محل

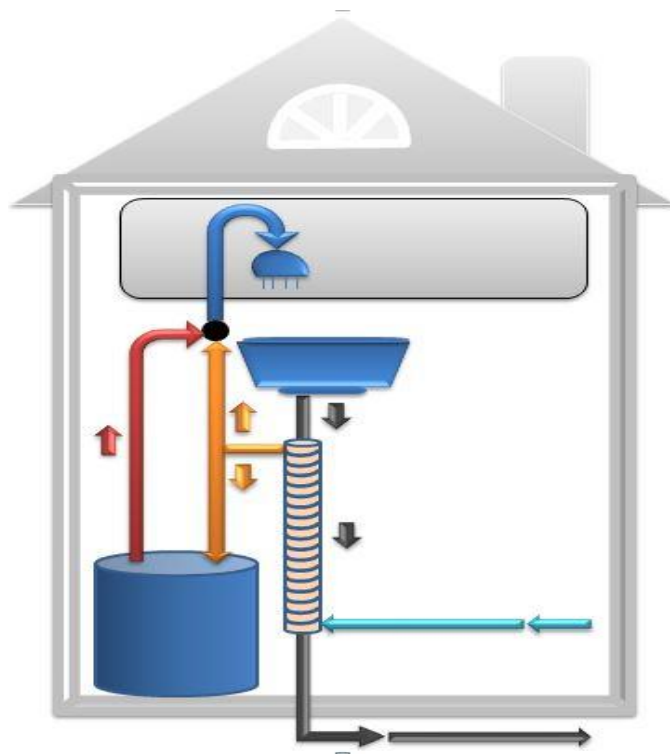
بسته به اینکه آب پیش گرم شده چگونه استفاده گردد طریقه نصب دستگاه‌های DWHR در منازل مسکونی به سه دسته کلی تقسیم می‌شود [۲۳]:

۲-۴-۱- پیش‌گرمایش آب سرد ورودی به آب‌گرم‌کن و دوش

این نوع اتصال اولین پیشنهاد شرکت‌های سازنده برای نصب واحد DWHR در منازل مسکونی است، زیرا بیشترین میزان بازدهی را دارا است. در این حالت آب‌لوله‌کشی به ورودی سیستم متصل شده و آب پیش گرم شده‌ی خروجی به‌طور همزمان آب‌گرم‌کن و دوش را تغذیه می‌کند؛ بنابراین زمانی که دوش در حال استفاده است، هم آب داغ و هم آب سرد شامل انرژی بازیافت شده می‌باشند. در این مورد جریان آب تخلیه با دبی آب سرد درون سیستم DWHR برابرند از این‌رو به آن تجهیز جریان متعادل نیز اطلاق می‌گردد و از نقطه‌نظر صرفه‌جویی در مصرف انرژی بهترین کارایی را دارد. شماتیکی از این نوع اتصال در شکل ۲-۵ قابل مشاهده است. مزیت این نوع اتصال بیشترین میزان

کارایی آن در میان انواع اتصالات DWHR در منازل مسکونی است. از معایب آن می‌توان به دو مورد زیر اشاره کرد:

- در بعضی موارد در زمان استفاده از دوش در سینک دستشویی به‌جای آب سرد، آب ولرم وارد خواهد شد.
- اگر آب‌گرم‌کن از محل خروجی فاضلاب دور باشد نصب این نوع سیستم معمولاً پیچیده‌تر و پرهزینه‌تر از حالت‌های دیگر است.



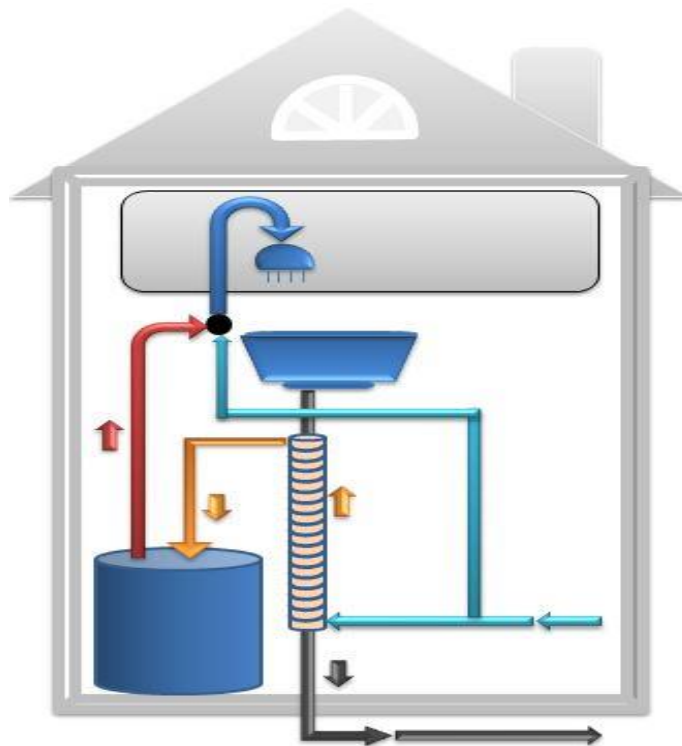
شکل ۲-۵: پیش‌گرمایش آب سرد ورودی به آب‌گرم‌کن و دوش

۲-۴-۲- پیش‌گرمایش آب سرد ورودی به آب‌گرم‌کن

دومین گزینه برای نصب اتصالات، تنها تغذیه آب‌گرم‌کن از آب پیش‌گرم شده خروجی از دستگاه DWHR است؛ بنابراین زمانی که دوش در حال استفاده است آب سرد ورودی به آب‌گرم‌کن پیش‌گرم شده و بنابراین آب‌گرم‌کن انرژی کمتری برای گرم کردن آب استفاده می‌کند. در اینجا جریان‌های درون واحد DWHR متعادل نبوده و جریان آب سرد ورودی کمتر از آب گرم دورریز خواهد بود. این

عامل باعث کاهش کارایی واحد DWHR در مقایسه با مدل جریان متعادل خواهد شد. شماتیک این نوع اتصال در شکل ۲-۶ قابل مشاهده است. مزیت این نوع نصب در آن است که هنگام استفاده از دوش، دمای آب سرد ورودی به سینک دستشویی تغییر نمی کند. از معایب آن می توان به موارد زیر اشاره نمود:

- اگر آب گرم کن از محل فاضلاب دور باشد ممکن است این نوع اتصال نیز پرهزینه و پیچیده باشد.
- حدود ۲۰٪ کارایی کمتری نسبت به حالت اول خواهد داشت.



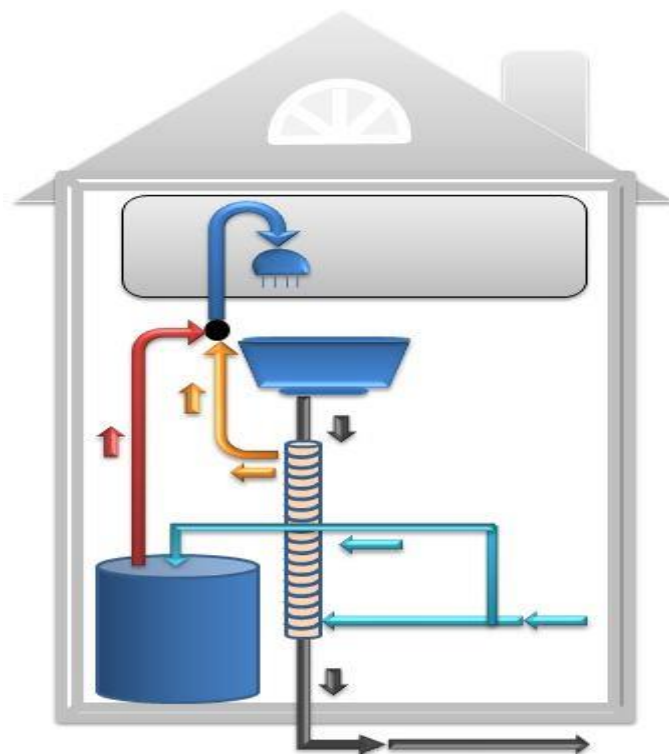
شکل ۲-۶: پیش گرمایش آب سرد ورودی به آب گرم کن

۲-۴-۳- پیش گرمایش آب سرد ورودی به دوش

تغذیه شیر اختلاط دوش حمام از آب پیش گرم گرم خروجی از واحد DWHR ساده ترین نوع نصب در میان انواع اتصالات موجود است. در این نوع نصب، تنها آب سرد ورودی به دوش، همزمان با عبور از واحد DWHR پیش گرمایش می شود؛ بنابراین هنگامی که حمام در حال استفاده است، آب سرد ورودی

به دوش از دمای بالاتری برخوردار است و برای رسیدن به درجه حرارت موردنظر برای حمام آب گرم کمتری موردنیاز است. در این حالت نیز جریان درون DWHR نامتعادل بوده که بازهم باعث کاهش کارایی آن در مقایسه باحالت اول می‌شود. شماتیکی از این نوع اتصال در شکل ۷-۲ قابل مشاهده است. مزیت این نوع اتصال نیز سادگی نصب و لوله‌کشی آن می‌باشد. بدین‌صورت که حتی اگر آب‌گرم‌کن به محل نصب واحد DWHR نزدیک نباشد بازهم امکان نصب به‌راحتی وجود دارد. از معایب آن نیز می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- در برخی شرایط زمانی که دوش در حال استفاده است آب سرد ورودی به سینک ظرف‌شویی نیز دمای بالاترین دارد.
- حدود ۲۰٪ کارایی کمتری نسبت به حالت اول خواهد داشت.



شکل ۷-۲: پیش‌گرمایش آب سرد ورودی به دوش

برای ارتقای یک ساختمان از پیش ساخته شده با سیستم DWHR نوع اتصال منتخب به عواملی همچون فاصله نسبی آب گرم کن از دوش، فضای خالی مناسب برای نصب مبدل زیر دوش، سهولت دسترسی به لوله کشی و غیره بستگی دارد و برای هر مورد باید این شرایط مورد توجه قرار گیرد. این در حالی است که برای یک ساختمان نوساز آزادی عمل در طراحی یک سیستم بهینه DWHR بسیار بیشتر است.

۵-۲- طراحی های متداول واحدهای DWHR

سه نسل متفاوت در طراحی مبدل DWHR در میان سازندگان متداول می باشد [۲۴]:

۵-۲-۱- نسل اول: (GFX)

متداول ترین و ساده ترین نوع از سری مبدل های DWHR است که برای دبی های متفاوت با مشخصات هندسی مختلف در کشورهای زیادی ساخته شده و مورد استفاده قرار می گیرد. در این دسته مبدل ها، لوله مارپیچ به صورت تک حلقه ای به دور لوله داخلی پیچیده شده است. شکل ۲-۸ نمونه ساخته شده از این نوع مبدل را توسط یکی از شرکت های غربی نشان می دهد. این نوع مبدل به دلیل وجود جریان ناهم سو، در صورت نصب درست در محل بازدهی بسیار بالایی خواهد داشت.



شکل ۲-۸: مبدل DWHR مدل GFX

سری‌های متفاوت این نسل بسته به میزان دبی عبوری به‌صورت زیر طبقه‌بندی شده است:

- سری ۱۰۰۰: مناسب دبی‌های پایین؛ حداکثر تا ۴ گالن بر دقیقه (۱۵ لیتر بر دقیقه)
- سری ۲۰۰۰: مناسب دبی‌های متوسط؛ حداکثر تا ۵ گالن بر دقیقه (۱۹ لیتر بر دقیقه)
- سری ۳۰۰۰: مناسب دبی‌های بالا؛ تا ۶ گالن بر دقیقه (۲۳ لیتر بر دقیقه)
- سری ۴۰۰۰: دبی‌های خیلی زیاد؛ بالاتر از ۷ گالن بر دقیقه (۲۶ لیتر بر دقیقه)

که هر کدام مشخصات هندسی خاص خود را دارند. مبدل‌های سری GFX به‌صورت خاصی نام‌گذاری می‌گردند. برای مثال مبدل GFX مورد مطالعه در کار پیش رو مدل 1340-A است؛ که در آن ۱ نشانگر سری ۱۰۰۰ یعنی مناسب برای دبی‌های پایین جریان، ۳ نشان‌دهنده قطر لوله عمودی داخلی و ۴۰ نمایانگر طول واحد مبدل حرارتی برحسب اینچ می‌باشد. علامت A نیز مشخص‌کننده قطر لوله مارپیچ عبوری جریان آب سرد ورودی است. جدول ۲-۱ چگونگی نام‌گذاری این دسته مبدل‌های حرارتی را نشان می‌دهد [۲۵].

جدول ۲-۱: نحوه نام‌گذاری مبدل سری GFX [۲۵].

Series 1000 – Low flow – Up to 4 gpm (15 Lpm) 2000 – Medium flow – Up to 5 gpm (19 Lpm) 3000 – High flow – Up to 6 gpm (23 Lpm) 4000 – Extreme flow – Up to 7 gpm (26 Lpm)			
Drain Diameter (K) Standard Dimensions: 2, 3 or 4 inches (50, 75 or 100 mm)			
Unit Length (L) Available from 30 to 100 inches (760 mm to 2540 mm)			
Option – Potable water connector diameter (M) A = 1/2 inch (12mm) B = 3/4 inch (19mm) C = 1 inch (25mm) D = 1- 1/4 inch (32mm) E = 1-1/2 inch (38mm)			
1	3	40	A

۲-۵-۲- نسل دوم:

نسل دوم مبدل‌های DWHR با نام Rethern شناخته می‌شوند. در این حالت دو یا تعداد بیشتری از لوله‌های مارپیچ حاوی آب سرد به موازات یکدیگر به دور لوله عمودی قرار می‌گیرند. در این حالت افت فشار جریان کاهش می‌یابد. این سری از مبدل DWHR از نوع جریان ناهم‌سو نیستند و به همین علت بازدهی کمتری نسبت به دیگر طراحی‌ها برخوردارند. شکل ۲-۹ نمونه‌ای از نسل دوم مبدل‌های DWHR را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۹: مبدل DWHR مدل Rethern

۲-۵-۳- نسل سوم:

نسل سوم مبدل DWHR با POWER-PIPE نام گذاری شده‌اند. در این نسل از مبدل‌های بهترین طراحی به گونه‌ای اعمال گردید که به‌طور همزمان دو یا چند لوله با قطرهای مساوی به‌صورت موازی حول لوله عمودی مرکزی پیچیده شده و یک واحد DWHR را تشکیل می‌دهند. این کار باعث افزایش سطح انتقال حرارت، افزایش ضریب انتقال حرارت کلی و درنهایت افزایش بازدهی به میزان قابل توجهی خواهد شد. همچنین به علت جریان ناهم‌سو بودن مبدل، به‌خودی‌خود از بازدهی بالاتری نسبت به نسل دوم برخوردار است؛ بنابراین این طراحی بالاترین میزان بازدهی را در میان انواع مبدل‌های بازیاب حرارت‌های اتلافی دارد. در شکل ۲-۱۰ نمونه‌هایی از این نسل مبدل مشهود است.



شکل ۲-۱۰: مبدل DWHR مدل POWER-PIPE

۲-۶-۲- ویژگی‌های مبدل DWHR

۲-۶-۲-۱- سلامت آب آشامیدنی

- به منظور عدم اختلاط آب آشامیدنی با فاضلاب، واحد DWHR باید دوجداره بوده و دارای هواکش باشد [۲۴].
- وجود دو دیواره جداکننده بین فاضلاب و آب تازه

۲-۶-۲-۲- افت فشار آب

- کاهش افت فشار برای پیشگیری از بروز مشکل در جریان آب سرد مدنظر قرار گیرد.

۲-۶-۲-۳- جریان ناهم‌سو

- جریان دو سیال در خلاف جهت یکدیگر سبب افزایش بازدهی مبدل خواهد شد.

۲-۶-۲-۴- پربازده و نیاز به کمترین میزان تعمیرات

- بازدهی بالا به دلیل تماس کامل بین دوجداره محصول

- طول عمر دراز، بدون نیاز به تعمیرات، عدم تشکیل رسوب باگذشت زمان

۲-۶-۵- تنوع در اندازه

- قطر لوله تخلیه ۲، ۳، ۴ و یا ۶ اینچ
- طول لوله تخلیه تا ۲/۵ متر

فصل سوم: نحوه حل عددی و شبیه سازی مبدل

۳-۱- مقدمه

در این بخش به بررسی تئوری و معادلات حاکم بر مسئله، نرم افزارهای مدل سازی جریان و شرایط مرزی اعمال شده برای شبیه سازی انتقال حرارت درون مبدل حرارتی موردنظر پرداخته شده است. درواقع تاکنون معادلات خاصی برای بررسی رفتار این گونه مبدل ها گزارش نشده و در تمامی مراجع از روابط مربوط به مبدل های حرارتی جریان ناهم سو استفاده شده است. مبدل مدنظر در پروژه حاضر نیز از دسته مبدل های جریان ناهم سو بوده و از این رو انتقال حرارت و در نتیجه کارایی این دسته مبدل ها بهتر است.

۳-۲- نرم افزارهای شبیه سازی

در این پروژه از نرم افزار مدل سازی گمبیت^۱ به منظور شبیه سازی و شبکه بندی مبدل استفاده شده است. نرم افزار گمبیت وابسته به شرکت نرم افزاری انسیس^۲ از سری نرم افزارهای رشته ی مهندسی مکانیک و به طور مستقیم در ارتباط با نرم افزار فلوئنت^۳ می باشد. درواقع گمبیت پیش پردازنده ی اصلی است که امکان تولید هندسه و شبکه مش مدل را فراهم می کند. شرایط مرزی کلی و ناحیه های وجود سیال قابل درک برای فلوئنت به طور دقیق در این نرم افزار تخصیص داده شده و سپس فایل خروجی از آن قابلیت ورود به نرم افزار فلوئنت را خواهد داشت [۲۶].

تحلیل کارایی و بررسی عملکرد مبدل های مورد مطالعه در این پروژه در نرم افزار تحلیل گر فلوئنت انجام گردید. نرم افزار فلوئنت، یک نرم افزار مهندسی به کمک رایانه در زمینه دینامیک سیالات محاسباتی برای مدل کردن جریان سیال و انتقال حرارت در هندسه های پیچیده است. نوع شبکه های قابل تولید و دریافت توسط این گروه نرم افزاری شامل شبکه هایی با المان های مثلثی و چهارضلعی (برای هندسه های دوبعدی) و چهاروجهی، شش وجهی، هرمی یا گوه ای (برای هندسه های سه بعدی)

GAMBIT^۱

ANSYS, inc^۲

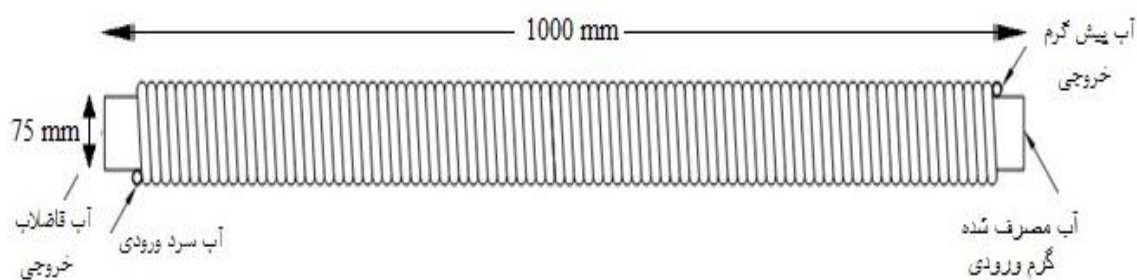
FLUENT^۳

می‌باشد. همچنین فلوئنت به کاربر اجازه‌ی بهبود شبکه (مثلاً ریز کردن یا درشت کردن شبکه در مرزها و مکان‌های لازم در هندسه) را می‌دهد؛ که در این پروژه نیز برای اطمینان از حل دقیق‌تر، شبکه در نواحی نزدیک به دیواره ریزتر گردید. این نرم‌افزار با زبان برنامه‌نویسی C نوشته شده است و از تمامی توان و قابلیت انعطاف این زبان بهره می‌برد [۲۷]. نرم‌افزار فلوئنت تا نسخه ۶/۳ محصول شرکت فلوئنت بوده اما بعد از خریداری نرم‌افزار در سال ۲۰۰۶ توسط شرکت انسیس به انسیس فلوئنت تغییر نام داده و در سال ۲۰۰۹ از نسخه ۶/۳ به نسخه ۱۲/۰ ارتقا پیدا کرد. در این پروژه نیز از نسخه ۱۲/۰ انسیس فلوئنت استفاده گردیده است [۲۷]. همچنین در بخشی از پروژه به منظور اعتبارسنجی نتایج حل تحلیلی موجود با نتایج حل عددی، معادلات ناویر-استوکس در نرم‌افزار محاسباتی متلب محاسبه گردید.

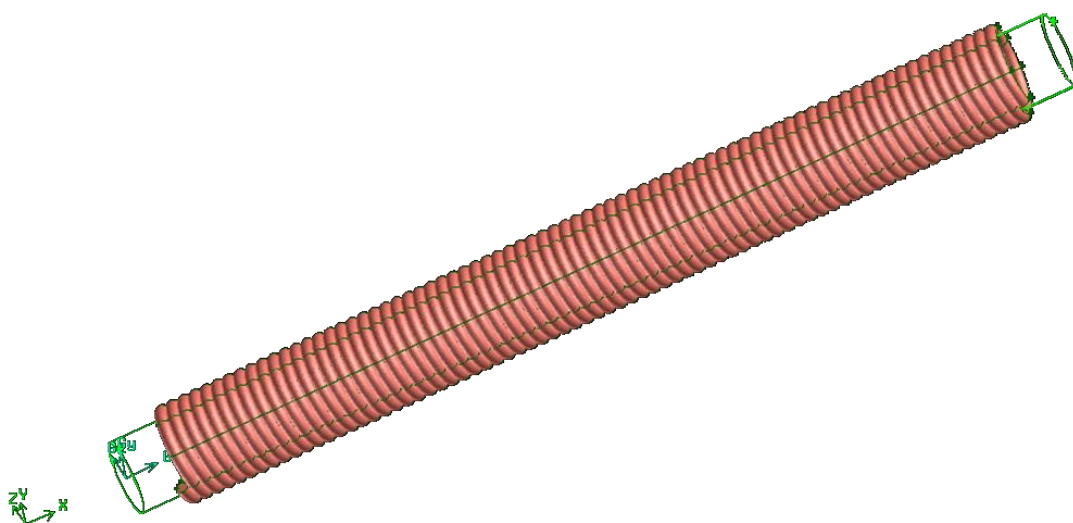
۳-۳- مبدل مورد مطالعه

اولین مبدل مورد مطالعه در این پروژه یکی از سری محصولات تولیدی در شرکت اکو-اینویشن^۱ در کشور کانادا است که در زمینه ساخت انواع مبدل‌های حرارتی سابقه‌ای طولانی دارد. هندسه این مبدل به شکل یک لوله داخلی به قطر ۷۵ میلی‌متر (۳ اینچ) در مرکز و یک لوله مارپیچ به قطر ۱۲ میلی‌متر (۰/۵ اینچ) در اطراف لوله مرکزی می‌باشد که درواقع یکی از سری مبدل‌های GFX مدل 1340-A است [۱۲]. نقشه هندسه این نمونه در شکل ۱-۳ قابل مشاهده است [۲۵]. این مبدل ۱ متر (۴۰ اینچ) طول داشته و تعداد ۶۲ حلقه از لوله مارپیچ به دور آن پیچیده شده است. به منظور انجام انتقال حرارت بهتر جنس هر دو لوله از مس بوده و ضخامت دیواره آن ۱/۲ میلی‌متر است که ضخامت استاندارد صفحه‌های مسی برای کاربردهای این‌چنینی در بازار است. اطلاعات مربوط به این مبدل به‌طور کامل در پیوست ضمیمه شده است. شکل ۲-۳ نیز نمونه اولیه شبیه‌سازی شد این مبدل در نرم‌افزار گمبیت را نشان می‌دهد.

Eco-Innovation^۱

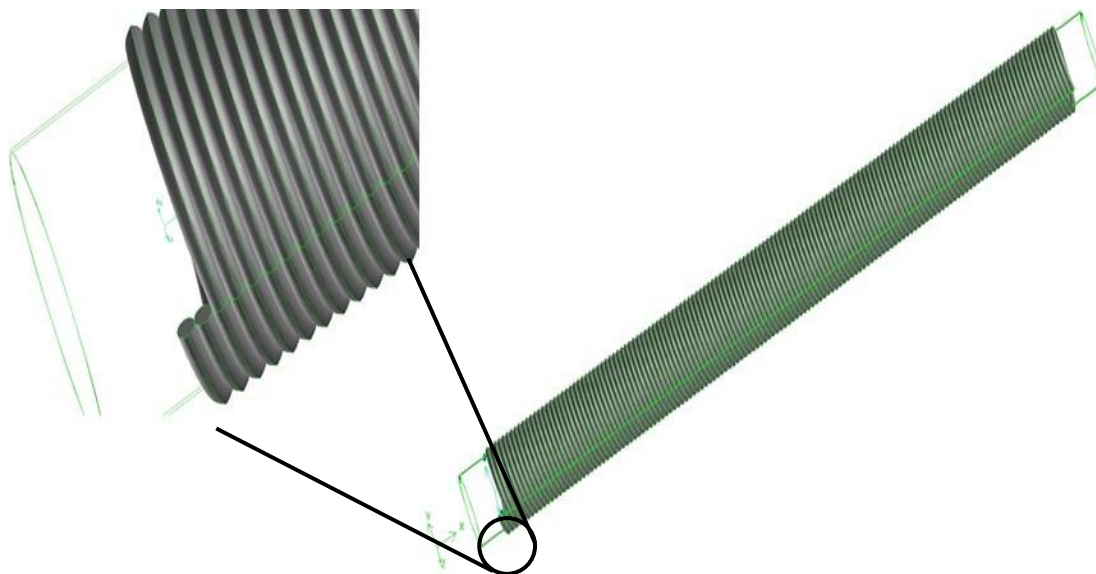


شکل ۳ - ۱: ابعاد نمونه مبدل مورد مطالعه مدل GFX, 1340A



شکل ۳ - ۲: نمونه اولیه شبیه سازی شده مبدل مدل GFX, 1340A در نرم افزار گمبیت

پس از آن به منظور آگاهی از تأثیر افزایش سطح مقطع بر روی کمیت‌های مؤثر بر کارایی، افت فشار و دیگر عوامل، نوع دیگری از این مبدل موسوم به POWER-PIPE شبیه‌سازی گردید. مشخصات هندسی این مبدل به صورت دو لوله مارپیچ موازی باهم به قطر ۶/۳۵ میلی‌متر (۰/۲۵ اینچ) پیچیده شده حول لوله مرکزی با مشخصاتی کاملاً منطبق با هندسه اول می‌باشد (لوله عمودی داخلی به قطر ۷۵ میلی‌متر و طول ۱ متر در مرکز، محل ریزش فاضلاب).



شکل ۳-۳: نمونه اولیه شبیه‌سازی شده مبدل مدل POWER-PIPE در نرم‌افزار گمبیت

۳-۴- روش حل و مدل‌سازی

روش انجام محاسبات مربوط به این پروژه شامل دو گام اساسی می‌باشد:

۳-۴-۱- گام اول

تعیین میزان ضخامت فیلم آب گرم تشکیل شده در جداره لوله داخلی؛ به منظور مدل‌سازی جریان آب گرم در لوله عمودی و ایجاد یک فیلم نازک از مایع در جداره لوله داخلی، در نرم‌افزار گمبیت از یک هندسه دوبعدی با شرط تقارن محوری^۱ شامل دو قسمت (۱) لوله مسی عمودی به طول ۱ متر و (۲) مخزنی معادل کف حمام که شماتیک آن همراه با ابعاد دقیق هندسی و همچنین شرایط مرزی، در شکل ۳-۴ نمایش شده است. برای تعیین ضخامت فیلم سیال از حل دوفازی VOF (حل ضمنی^۲ و با فرض وجود سطح آزاد جریان^۳) در شرایط حل نا پایا. و برای حل معادلات فشار و مومنتوم به ترتیب از مدل گسسته سازی پرستو^۴ و پادبادسو مرتبه یک^۵ در نرم‌افزار فلوئنت استفاده شده است.

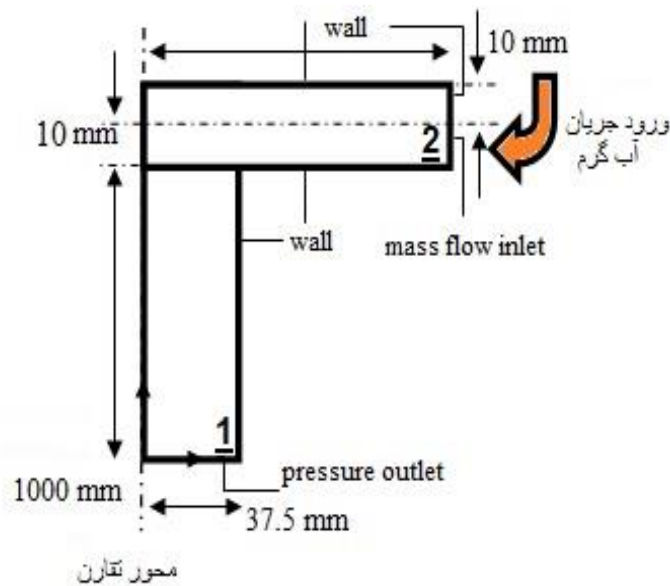
^۱ Axisymmetric

^۲ Implicit

^۳ Open Channel Flow

^۴ PRESTO!

^۵ First Order Upwind



شکل ۳-۴: شماتیکی از مدل سازی دوبعدی در نرم افزار گمبیت

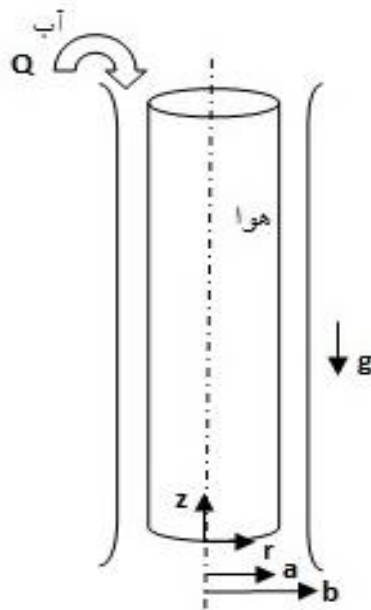
برای اطمینان از عدم وابستگی حل به نوع و تعداد شبکه با تعداد شبکه بندی های متفاوت حل عددی انجام گردید و نتایج مقایسه شد. جدول ۱ به طور خلاصه نتایج حاصل از مطالعه استقلال از شبکه برای تعیین ضخامت فیلم سیال را ارائه می دهد؛ بنابراین با توجه به داده های جدول ۱-۳ مشاهده می گردد که با تقریب بسیار خوبی می توان شبکه ای با ۴۴۴۰۰۰ گره محاسباتی را به عنوان شبکه مناسب برای انجام حل عددی انتخاب کرد.

جدول ۱-۳: استقلال حل عددی از شبکه در دبی ۳/۵ گالن بر دقیقه

تعداد شبکه	۹۸۰۰۰	۲۶۰۵۰۰	۴۴۴۰۰۰	۵۹۵۰۰۰
ضخامت فیلم سیال (mm)	۰/۸۵	۰/۸۷۷	۰/۹۱۷	۰/۹۱۸

به منظور اعتبار سنجی نتایج حاصل از این تحلیل، با استفاده از معادلات ناویر-استوکس^۱ در حالت استوانه ای نیز ضخامت فیلم مایع تشکیل شده محاسبه گردید و تطابق بسیار خوبی مشاهده شد. شماتیکی از طریقه حل مسئله در شکل ۳-۵ آورده شده است [۲۸].

^۱ Navier- Stocks Equations



شکل ۳ - ۵: شماتیکی از طریقه حل مسئله یافتن ضخامت فیلم مایع روی دیوار

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (1-3)$$

معادله مومنتم در جهت r

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \\ = - \frac{\partial p}{\partial r} + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(r \tilde{\tau}_{rr})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\tau}_{\theta r}}{\partial \theta} - \frac{\tilde{\tau}_{\theta \theta}}{r} + \frac{\partial \tilde{\tau}_{zr}}{\partial z} \right) + \rho g_r \end{aligned} \quad (2-3)$$

معادله مومنتم در جهت θ

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} - \frac{v_\theta v_r}{r} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) \\ = - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \left(\frac{1}{r^2} \frac{\partial(r^2 \tilde{\tau}_{r\theta})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\tau}_{\theta \theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tilde{\tau}_{z\theta}}{\partial z} + \frac{\tilde{\tau}_{\theta r} - \tilde{\tau}_{r\theta}}{r} \right) + \rho g_\theta \end{aligned} \quad (3-3)$$

معادله مومنتم در جهت z

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \\ = - \frac{\partial p}{\partial z} + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r \tilde{\tau}_{rz})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\tau}_{\theta z}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tilde{\tau}_{zz}}{\partial z} \right) + \rho g_z \end{aligned} \quad (۴-۳)$$

با توجه به اینکه سرعت در جهات r, θ و z تابع زمان نبوده و تنها بستگی به فاصله شعاعی از خط

تقارن دارد خواهیم داشت:

$$v_r = f(r) \quad (۵-۳)$$

$$v_\theta = 0 \quad (۶-۳)$$

$$v_z = f(r) \quad (۷-۳)$$

که با جایگذاری در روابط ناویر-استوکس:

$$v_r = 0 \quad (۸-۳)$$

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0 \quad (۹-۳)$$

به دست می‌آید؛ و سرعت سیال در جهت z از رابطه مومنتم و به صورت زیر خواهد بود:

$$v_z = \frac{-\rho g r^2}{4\mu} + A \ln(r) + B \quad (۱۰-۳)$$

که در معادله (۱۰-۳) v سرعت هر فاز در جهت قائم، ρ چگالی هر فاز، r فاصله از مرکز لوله و μ لزجت

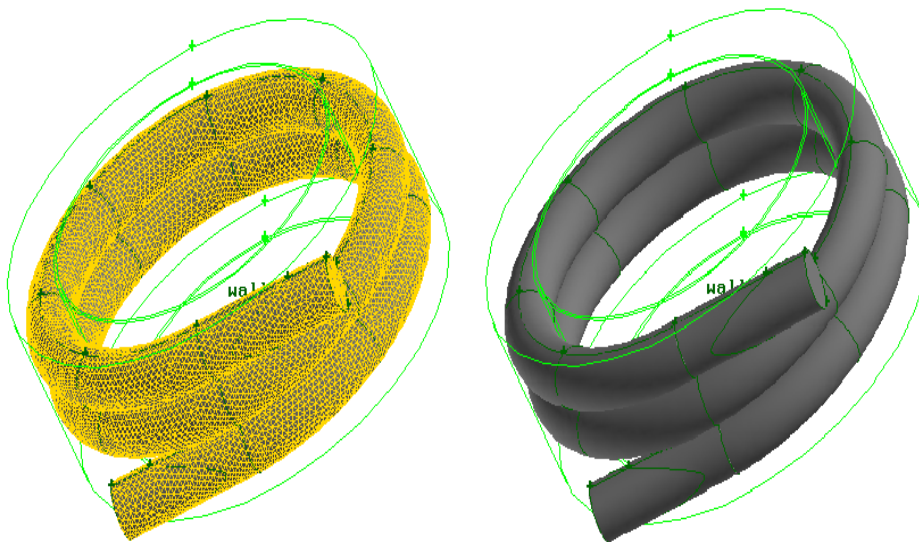
هر فاز می‌باشد. پس از اعمال شرایط مرزی برای هر دو فاز آب و هوا و به دست آوردن ضرایب A و B

توسط حل معادلات در نرم‌افزار متلب، مقادیر دقیق ضخامت فیلم مایع تشکیل شده بر روی دیواره

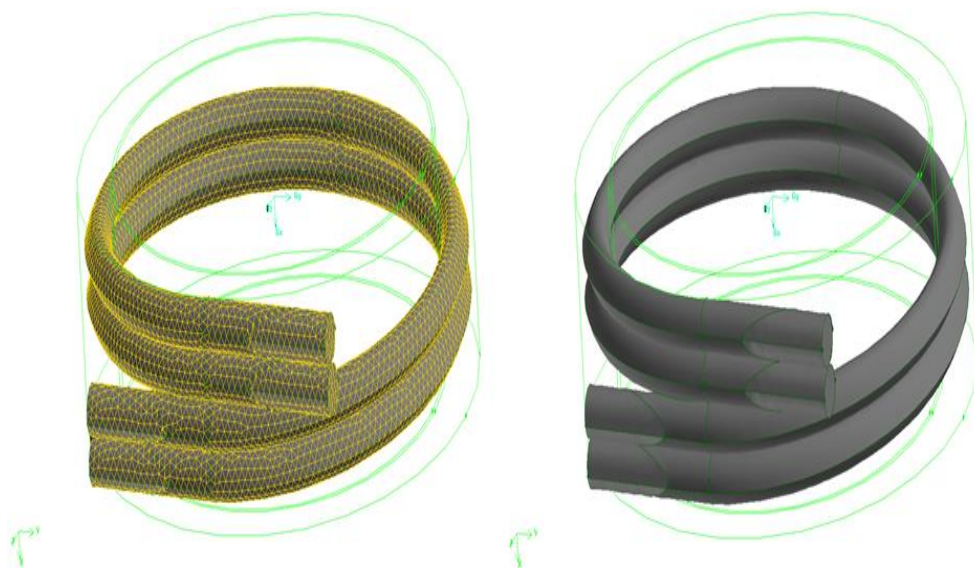
داخلی لوله به دست می‌آید.

۳-۴-۲- گام دوم

تعیین میزان انتقال حرارت در مبدل حرارتی عمودی DWHR؛ پس از محاسبه ضخامت فیلم مایع، مدل سازی مبدل حرارتی به صورت سه بعدی انجام گردید. به منظور استفاده از شبکه ریزتر و دقیق تر و همچنین حجم بالای تعداد گره های محاسباتی مبدل کامل در نرم افزار گمبیت، تصمیم بر آن شد که تنها دو حلقه از مبدل شبیه سازی شده و پس از آن به تعداد بیشتری از حلقه ها با استفاده از روابط مبدل حرارتی تعمیم داده شود؛ که البته صحت این تصمیم با تحلیل یک مبدل دو حلقه ای و همچنین تحلیل یک مبدل ده حلقه ای در یک دبی خاص و سپس مقایسه با روابط تأیید گردید. بدین صورت هرچقدر طول مبدل و همچنین تعداد حلقه ها افزایش یابد کارایی مبدل و همچنین کمیت NTU قابل محاسبه خواهد بود. نمونه ای از مدل سازی یک مبدل با دو حلقه و همچنین شبکه بندی آن در شکل ۳-۶ و شکل ۳-۷ آورده شده است.



شکل ۳-۶: مبدل حرارتی دو حلقه ای در GFX, 1340A در نرم افزار گمبیت و شبکه بندی آن



شکل ۳-۷: مبدل حرارتی دو حلقه‌ای POWER-PIPE در نرم‌افزار گمبیت و شبکه‌بندی آن

مبدل‌های حرارتی معمولاً با استفاده از روش‌های کارایی NTU و یا ε - NTU ارزیابی می‌شوند [۲۹]. با این روش کارایی (ε) یک سیستم DWHR که انرژی را از آب هدر رفت فاضلاب استحصال می‌کند با نرخ انتقال حرارت نسبت به بیشینه انتقال حرارتی که ممکن است در یک مبدل حرارتی به دست آید، بیان می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (۱۱-۳)$$

در معادله (۱۱-۳)، q انتقال حرارت صورت گرفته و q_{max} بیشترین میزان انتقال حرارت ممکن برای چنین سیستمی است. انتقال حرارت q در سیستم DWHR را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$q = (\dot{m}c_p)_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = (\dot{m}c_p)_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (۱۲-۳)$$

در معادله (۱۲-۳)، $\dot{m}$ نرخ دبی جرمی، C_p گرمای مخصوص، $T_{h,i}$ دمای آب گرم ورودی، $T_{h,o}$ دمای آب خنک شده خروجی، $T_{c,i}$ دمای آب سرد ورودی و $T_{c,o}$ دمای آب پیش گرم شده خروجی است. بیشینه انتقال حرارت در سیستم DWHR نیز از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$q_{max} = (\dot{m}c_p)_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (۱۳-۳)$$

$$\varepsilon = \frac{(\dot{m}c_p)_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{(\dot{m}c_p)_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{(\dot{m}c_p)_h(T_{h,o} - T_{h,i})}{(\dot{m}c_p)_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (۱۴-۳)$$

سیستم DWHR زمانی عمل می کند که آب داغ در جهت خروجی ریخته شده و به طور همزمان

آب سرد از لوله های مارپیچ به سمت بالا کشیده می شود. با فرض اینکه C_p در طول فرآیند DWHR

ثابت باقی بماند می توان رابطه زیر را نوشت:

$$(\dot{m}c_p)_h = (\dot{m}c_p)_c = (\dot{m}c_p)_{min} = \dot{m}c_p \quad (۱۵-۳)$$

بنابراین کارایی یک سیستم DWHR را می توان به صورت معادله (۱۶-۳) ارائه داد:

$$\varepsilon = \frac{(T_{c,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{(T_{h,o} - T_{h,i})}{(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (۱۶-۳)$$

یک سیستم DWHR را می توان در گروه مبدل های حرارتی لوله هم مرکز قرارداد بنابراین با توجه به

رابطه بالا، کارایی یک سیستم DWHR از رابطه (۱۷-۳) قابل محاسبه است:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{(1 + NTU)} \quad (۱۷-۳)$$

که عبارت NTU به صورت معادله (۱۸-۳) محاسبه می گردد:

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}c_p} \quad (۱۸-۳)$$

که در آن A سطح تبادل حرارت و U ضریب انتقال حرارت کلی است. با ترکیب روابط (۱۷-۳) و (۱۸-۳)

(۱۸) خواهیم داشت:

$$\varepsilon = \frac{UA/\dot{m}c_p}{1 + UA/(\dot{m}c_p)} = \frac{UA}{\dot{m}c_p + UA} \quad (۱۹-۳)$$

شرایط مرزی اعمال شده برای مبدل دو حلقه‌ای در نرم‌افزار گمبیت شامل یک استوانه داخلی حاوی آب گرم دورریز به ضخامت لایه مرزی محاسبه شده در گام اول (با توجه به دبی‌های آب گرم ورودی) است که خود از دو دیواره داخلی و خارجی تشکیل شده است. دیواره خارجی در تماس مستقیم با لوله مارپیچ بوده اما دیواره داخلی درواقع نقش مرز بین آب و هوا را بازی می‌کند. همچنین یک فضای خارجی حول مبدل حرارتی در نظر گرفته شد که از آن به عنوان محیط اطراف مبدل استفاده شده است. برای ورودی‌های لوله مارپیچ و سیلندر داخلی شرط دبی جرمی ورودی و برای خروجی‌های آن‌ها شرط فشار خروجی در نظر گرفته شده است.

برای مدل‌سازی مبدل حرارتی در نرم‌افزار فلوئنت شرایط پایا در نظر گرفته شده و به صورت تک فاز حل می‌گردد. دو جریان آب گرم و سرد هرکدام شرایط خاص خود را دارند بدین گونه که رژیم جریان آب سرد درون لوله مارپیچ آشفته است درحالی که رژیم جریان آب گرم درون لوله داخلی آرام است. برای رسیدن به جواب درست و قابل اطمینان مدل جریان آشفته $k-\epsilon$ در نظر گرفته شد؛ اما برای اعمال شرایط مرزی درون لوله آرام مقادیر k و ϵ بسیار کوچک و معادل با $1e-20$ قرار داده شد. بدین ترتیب این ناحیه با تقریب بسیار خوبی رژیم آرام جریان را خواهد داشت. روش حل معادلات فشار به صورت استاندارد و معادلات مومنتم، آشفستگی و انرژی پادبادسو مرتبه دو اعمال گردید.

فصل چهارم: تحلیل ارزشی و تحلیل اقتصادی

۴-۱- مقدمه

بازده انرژی امروزه یکی از شاخص‌های توسعه اقتصادی به شمار می‌رود و توجیه استفاده از آن موضوع تعداد زیادی از مطالعات علمی می‌باشد [۳۰-۳۴]. در سرتاسر جهان هدف صنایع به حداقل رساندن اثرات منفی استفاده از انرژی بر محیط‌زیست است. داده‌های سازمان بین‌المللی انرژی نشان می‌دهد که در سال ۲۰۱۰ تولید کربن‌دی‌اکسید حاصل از احتراق سوخت در جهان ۳۰۳۲۶ میلیون تن بوده است در حالی که در سال ۱۹۳۷ این میزان ۱۵۶۳۷ میلیون تن گزارش شده بود که نشان‌دهنده رشد ۹۴ درصدی تولید کربن‌دی‌اکسید در مقایسه با ۳۷ سال گذشته است [۳۵]. این افزایش قابل توجه در تولید گازهای گلخانه‌ای نتیجه افزایش تقاضای انرژی به خاطر رشد نرخ جمعیت و در نهایت افزایش شهرنشینی در جهان است. آلودگی محیط‌زیست به خاطر افزایش تولید CO_2 حاصل از احتراق سوخت‌های فسیلی نیاز به یافتن راه‌حلی برای کنترل آلودگی و همچنین افزایش ذخیره‌سازی انرژی و محافظت از اتمسفر را الزامی می‌کند.

۴-۲- تحلیل انرژی

تحلیل انرژی یک روش تحلیل ترمودینامیک است که بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک استوار بوده و روش روشن و شفاف دیگری برای ارزیابی و مقایسه سیستم‌ها به شکلی معنادار و منطقی ارائه می‌کند. به‌طور خاص، تحلیل انرژی میزان کارایی را در سیستم ارزیابی می‌کند که معیارهایی برای دستیابی به کارکرد ایده‌آل سیستم به دست می‌دهد و به‌طور روشن‌تری تحلیل‌های انرژی، دلایل و نقاط اتلاف ترمودینامیکی را معین می‌کند. در نتیجه، تحلیل انرژی می‌تواند در بهبود و بهینه‌سازی طراحی به کار گرفته شود [۳۶].

در صنعت مبدل‌های حرارتی، بازدهی به‌عنوان یک کمیت مهم در جهت شناخت میزان اثربخشی دستگاه مطرح است. همان‌گونه که در فصل گذشته مطرح گردید بازدهی یک مبدل حرارتی برابر با نرخ انتقال حرارت نسبت به بیشینه انتقال حرارتی که ممکن است در مبدل رخ دهد بیان می‌گردد؛ اما

برای به دست آوردن دید بهتری از عملکرد مبدل ضروری است بازدهی قانون دوم نیز در آن بررسی شده و انجام‌پذیری پروژه از لحاظ عملی نیز مورد ارزیابی قرار گیرد [۱۲].

در سال‌های اخیر افزایش استفاده و شناخت بیشتر فواید روش اگزرژی در صنعت، دولت و آموزش مشاهده شده است و اگزرژی به مسئله‌ای در حال رشد و جهانی درآمده است. در سه دهه گذشته کارهای بسیاری در راستای بررسی قانون دوم انواع مبدل‌های حرارتی انجام پذیرفته است. از جمله بیجن نشان داد که تولید آنتروپی در یک مبدل به علت وجود اختلاف دما و دبی سیال رخ می‌دهد. او همچنین روشی را برای طراحی مبدل‌های حرارتی بر اساس کمترین میزان تولید آنتروپی ارائه داد [۱۲].

می‌دانیم که این از قوانین بنیادی طبیعت است که انرژی نه به وجود می‌آید و نه از بین می‌رود (قانون اول ترمودینامیک). انرژی در شکل‌های گوناگون در دسترس است و می‌تواند از شکلی به شکل دیگر تبدیل شود. به هر حال، همیشه یک محدودیت سخت وجود دارد. انرژی‌های مختلف کیفیت‌های متفاوت دارند و این نشان می‌دهد که تا چه حد در تئوری قابلیت تبدیل به کار مکانیکی رادارند. این محدودیت که یک قانون طبیعت است، تنزل کیفیت انرژی را در هر تبدیل ایجاب می‌کند (قانون دوم ترمودینامیک).

کیفیت انرژی با مفهوم آنتروپی توصیف می‌شود و آنتروپی بالا، معادل باکیفیت پایین انرژی است. بر اساس آنچه قانون دوم می‌گوید تبدیل تنها با افزایش آنتروپی ممکن است. با معرفی اگزرژی، می‌توانیم انرژی و آنتروپی را در یک‌زمان مورد بحث قرار دهیم.

۴-۲-۱- کارکرد تحلیل‌های انرژی و اگزرژی

ترمودینامیک امکان توصیف رفتار، عملکرد و کارایی را برای تغییرات انرژی از یک صورت به صورتی دیگر در یک سیستم به دست می‌دهد. تحلیل‌های رایج ترمودینامیک بر قانون اول ترمودینامیک استوار است که قانون بقاء انرژی را بیان می‌کند. تحلیل انرژی یک سیستم تبدیل انرژی

در حقیقت محاسبه کننده انرژی‌های ورودی و خروجی است. انرژی خروجی به تولید و اتلاف قابل تقسیم است. کارایی‌ها معمولاً به عنوان نسبتی از کمیت‌های انرژی برآورد می‌شود و معمولاً برای ارزیابی و مقایسه سیستم‌های مختلف به کار می‌رود. نیروگاه‌ها، گرم‌کننده‌ها و سردکننده‌ها و انباره‌های حرارتی، برای مثال، بر اساس میزان کارایی باهم مقایسه می‌شوند.

بالین حال، کارایی انرژی معمولاً گمراه‌کننده است زیرا که معیاری برای تقریب کارکرد سیستم برای رسیدن به حالت ایده‌آل نمی‌دهد. علاوه بر آن، تلفات ترمودینامیکی که در یک سیستم اتفاق می‌افتند، به معنای عواملی که عملکرد سیستم را از حالت ایده‌آل دور می‌کند، معمولاً با تحلیل انرژی نمی‌توانند به‌طور دقیق شناسایی و ارزیابی شوند. نتایج تحلیل انرژی می‌تواند عدم کارایی‌های عمده را در بخش‌های نادرست سیستم نشان دهد؛ که تحلیل انرژی امکان برطرف کردن بسیاری از نواقص و کمبودهای روش تحلیل انرژی را فراهم می‌کند.

تحلیل انرژی بر پایه قانون دوم ترمودینامیک بوده و در شناسایی دلایل و نقاط اتلاف و مشخص کردن میزان ناکارایی بسیار مفید است. انرژی همراه با کمیت انرژی، فواید و کیفیت آن را ارزیابی کمی می‌کند. آنالیز انرژی می‌گوید که باوجود آنکه انرژی از بین نمی‌رود و به وجود نمی‌آید، اما می‌تواند در کیفیت تغییر سطح دهد و سرانجام به سطحی می‌رسد که در تعادل کامل با محیط اطراف است و بنابراین استفاده دیگری برای کار بیشتر نخواهد داشت.

میزان جریان انرژی یک سیال، بیشترین میزان کاری است که در فرایند بازگشت به حالت محیط با تبادل حرارت و ماده با محیط اطراف به دست می‌آید. در اصل، تحلیل انرژی محدودیت‌های تئوریک تحمیل شونده به یک سیستم را با اشاره به اینکه هیچ سیستم واقعی نمی‌تواند انرژی را ذخیره کند و این که تنها بخشی از انرژی ورودی می‌تواند بازیافت شود، بیان می‌کند. همچنین، تحلیل انرژی محدودیت‌های عملی را با ارائه میزان اتلاف به شکل اندازه مستقیم اتلاف انرژی به‌صورت کمی و عددی معلوم می‌کند.

۴-۲-۲- تعادل جرم، انرژی و آنتروپی

تعادل عمومی در یک سیستم می‌تواند به شکل زیر نوشته شود [۳۶]:

$$\text{ذخیره} = \text{ورودی} + \text{تولید} - \text{خروجی} - \text{مصرف}$$

ورودی و خروجی به ترتیب به مقادیر وارد شده به سیستم و خارج شده از سیستم بازمی‌گردد. تولید و مصرف به ترتیب به مقادیر تولید شده و مصرف شده توسط سیستم مربوط است. میزان ذخیره نیز کمیت مانده را (مثبت و یا منفی) برای سیستم نشان می‌دهد. نسخه‌هایی از رابطه تعادل عمومی بالا می‌تواند برای جرم، انرژی، آنتروپی و اگزرژی نوشته شود. ماده و انرژی، به عنوان موضوع قوانین بقاء، نمی‌توانند تولید و یا مصرف شوند. در نتیجه، رابطه تعادل عمومی برای هر کدام از این کمیت‌ها به شکل زیر نوشته می‌شود:

$$\text{انباشتگی جرم} = \text{جرم ورودی} - \text{جرم خروجی}$$

$$\text{انباشتگی انرژی} = \text{انرژی ورودی} - \text{انرژی خروجی}$$

پیش از ارائه رابطه تعادل برای اگزرژی، خوب است که بدانیم این کمیت‌ها برای آنتروپی به این صورت خواهد بود:

$$\text{انباشتگی آنتروپی} = \text{آنتروپی ورودی} + \text{آنتروپی تولید شده} - \text{آنتروپی خروجی}$$

آنتروپی در طی روند یک فرایند بر اساس تغییرناپذیری تولید می‌شود، اما نمی‌تواند مصرف شود. این روابط تعادل توضیح می‌دهند که در طی یک فرایند در یک سیستم بین دو لحظه از زمان چه اتفاقی می‌افتد. برای یک چرخه کامل فرایند که وضعیت آغازین و پایانی سیستم یکسان است، میزان انباشتگی برای تمام روابط تعادل صفر است.

۴-۲-۳- اگزرژی سیستم‌ها و جریان‌ها

۴-۲-۳-۱- اگزرژی یک سیستم بسته

اگزرژی یک سیستم بسته‌ی جرم، یا اگزرژی غیر جریانی^۱، به این صورت می‌تواند بیان شود:

$$Ex_{non-flow} = Ex_{ph} + Ex_o + Ex_{kin} + Ex_{pot} \quad (۱-۴)$$

$$Ex_{pot} = PE \quad (۲-۴)$$

$$Ex_{kin} = KE \quad (۳-۴)$$

$$Ex_o = \sum_i (\mu_{io} - \mu_{ioo}) N_i \quad (۴-۴)$$

$$Ex_{non-flow} = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (۵-۴)$$

که در آن سیستم دارای دمای T ، فشار P ، پتانسیل شیمیایی μ_i ، آنترپی s ، انرژی E ، حجم V و تعداد مول N_i برای جز i است. سیستم در یک محیط فرضی در یک وضعیت پایدار با خواص شدتی T_0 ، S_0 ، μ_{ioo} ، P_0 است. کمیت μ_{io} مقدار μ را در وضعیت محیطی مشخص می‌کند مفاهیم سمت راست معادله (۱-۴) به ترتیب نشان‌دهنده‌ی بخش‌های فیزیکی، شیمیایی، جنبشی و پتانسیل اگزرژی بی جریان سیستم هستند. اگزرژی Ex خاصیتی از سیستم و محیط فرضی است که می‌توان آن را ترکیب خواص شدتی و خواص مقداری سیستمی با خواص شدتی محیط دانست. اگزرژی فیزیکی غیر جریانی، بیشینه کار قابل‌دستیابی است که از سیستمی طی رسیدن به وضعیت محیطی به دست می‌آید (یعنی تعادل حرارتی و مکانیکی با محیط). اگزرژی شیمیایی غیر جریانی بیشینه کار قابل‌دستیابی است که از یک سیستم طی رسیدن به میرایی به دست می‌آید.

^۱ Non-flow exergy

۴-۲-۳-۲-۴-اگرژی جریانها

اگرژی گردش جریان ماده Ex_{flow} برابر است با مجموع اگرژی بی جریان و اگرژی وابسته به گردش کار جریان (با ارجاع به P_0) یعنی:

$$Ex_{flow} = Ex_{non-flow}(P - P_0)V \quad (۴-۶)$$

به صورت دیگر، می توان Ex_{flow} را با معادله (۴-۷) برای بخش های فیزیکی، شیمیایی، جنبشی پتانسیل آن تعریف کرد [۳۶]:

$$Ex_{flow} = Ex_{ph} + Ex_o + Ex_{kin} + Ex_{pot} \quad (۴-۷)$$

که در آن:

$$Ex_{pot} = PE \quad (۴-۸)$$

$$Ex_{kin} = KE \quad (۴-۹)$$

$$Ex_o = \sum_i (\mu_{io} - \mu_{i00}) N_i \quad (۴-۱۰)$$

$$Ex_{non-flow} = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \quad (۴-۱۱)$$

یک جرم کنترل را در نظر بگیرید، در ابتدا در وضعیت مرده که در حجم ثابتی در تعامل با سیستم دیگری گرم یا سرد شده است. حرارت انتقال یافته ی جرم کنترل Q است. جریان انرژی وابسته به انتقال گرما Q با Ex_Q نشان داده می شود و می تواند به این صورت تعریف شود [۳۶]:

$$Ex_Q = \int_i^f (1 - T_0/T) \delta Q \quad (۴-۱۵)$$

در رابطه (۴-۱۵) δQ انتقال حرارت زیادشونده و انتگرال از حالت اولیه i تا حالت نهایی f است. این اگرژی حرارتی کمینه کار مورد نیاز سیستم مرکب از جرم کنترل و محیط برای درآوردن جرم کنترل از وضعیت مرده به وضعیت نهایی است.

عموماً کمیت داخل پراتنز این معادله "ضریب دمای اگزورژتیک" نامیده می‌شود و τ را مشخص می‌کند:

$$\tau = 1 - T_0/T \quad (۱۶-۴)$$

$$Ex_Q = (1 - T_0/T)Q = \tau Q \quad (۱۷-۴)$$

انتقال اگزورژی وابسته به کار انجام‌شده توسط سیستم براساس تغییر حجم همان کار قابل‌استفاده شبکه بر اساس میزان تغییر حجم است و با W_{net} نشان داده می‌شود.

$$(W_{net})_{1,2} = W_{1,2} - P_0(V_2 - V_1) \quad (۱۸-۴)$$

که در آن $W_{1,2}$ کار انجام‌شده توسط سیستم بر اساس تغییر حجم $(V_2 - V_1)$ است. عبارت $P_0(V_2 - V_1)$ ، کار جابجایی لازم برای تغییر حجم در برابر فشار ثابت P_0 اعمال‌شده توسط محیط است. همانند آنچه در کار شفت وجود دارد، اگزورژی وابسته به الکتریسیته برابر با انرژی است.

برای یک فرایند که در یک سیستم اتفاق می‌افتد، تفاوت بین انرژی کل که در داخل و خارج سیستم جریان دارد، منهای مقدار انباشتگی اگزورژی، میزان مصرف انرژی خواهد بود.

$$I = T_0 S_{gen} \quad (۱۹-۴)$$

معادله (۱۹-۴) نشان می‌دهد که مصرف اگزورژی با میزان تولید انتروپی متناسب است.

۴-۲-۴- مفاهیم نتایج تحلیل های اگزورژی

برای بررسی اگزورژتیک دستگاه به صورت یک مبدل حرارتی معادله اگزورژی به صورت زیر به‌دست می‌آید:

$$Ex_{cold} = \dot{m}_c \times \Psi = \dot{m}_c ((h_o - h_i) - T_0(S_o - S_i)) \quad (۲۰-۴)$$

$$Ex_{hot} = \dot{m}_h \times \Psi = \dot{m}_h ((h_o - h_i) - T_0(S_o - S_i)) \quad (۲۱-۴)$$

و بازده اگزورژتیک نیز از رابطه‌ی (۲۲-۴) به دست می‌آید [۳۷]:

$$\eta_{Ex} = \frac{(Ex_{cold} * \dot{m}_c)}{(Ex_{hot} * \dot{m}_h)} \quad (۲۲-۴)$$

۳-۴- تحلیل اقتصادی

موفقیت و شکست هر پروژه به تصمیم‌گیری آگاهانه و منطقی افراد و بنگاه‌های متولی پروژه بستگی دارد. نقطه‌ی آغازین در هر تلاش آگاهانه برای تصمیم‌گیری منطقی، فرایند مسئله‌یابی و انتخاب راهکار مناسب حل مسئله است. در فرایند مسئله‌یابی، شناخت مسئله از طریق جمع‌آوری اطلاعات و در انتخاب راهکار مناسب، آگاهی از تکنیک‌ها و روش‌ها بسیار حائز اهمیت است. با توجه به اهمیت ارزیابی اقتصادی پروژه‌ها تحلیل اقتصادی پروژه به‌عنوان یکی از مهم‌ترین روش‌های مقایسه و تصمیم‌گیری و انتخاب از میان مجموعه راهکارها بر اساس شرایط مطلوب اقتصادی تلقی می‌شود. هر پروژه‌ای قبل از اجرا می‌بایست از نظر مالی و فنی مورد ارزیابی قرار گرفته و امکان‌سنجی شود. فرایند امکان‌سنجی در جهت کسب اطمینان و ارزیابی قابلیت تأمین خواسته‌های مشتری صورت می‌گیرد.

۳-۴-۱- هزینه‌های تولید و جایگاه آن در هزینه‌های انرژی

در علم اقتصاد برای هزینه‌های تولید طبقه‌بندی خاصی بکار می‌برند که در زیر به شرح مهم‌ترین آن‌ها در کوتاه‌مدت می‌پردازیم:

۳-۴-۱-۱- هزینه‌های ثابت کل

هزینه‌های ثابت کل^۱ (TFC) هزینه‌ای است که میزان آن با تغییر مقدار تولید تغییر نمی‌کند. در واقع هزینه ثابت تابع مقدار تولید نیست و سازمان تولیدی صرف‌نظر از میزان تولید، این نوع هزینه را باید پرداخت نماید؛ مانند اجاره محل و ساختمان‌ها، حقوق کارمندان و مدیران عالی‌رتبه، بیمه،

^۱ Total Fixed Cost

مالیات‌ها، بهره قروض، هزینه چاپ و نوشت‌افزار، روغن و گریس و موادی که برای پاک کردن ماشین‌ها به کار می‌رود، آب و برق مصرفی، استهلاک دارائی‌ها، خدمات مختلف کارخانه از قبیل ناهارخوری، هزینه‌های رفاه کارکنان، هزینه‌های ایمنی و آتش‌نشانی و توسعه و تحقیقات و هرگونه کار و موادی که مستقیماً در ساخت کالا وارد نشده و نمی‌توان این‌گونه مخارج را به یک واحد هزینه بخصوصی ارتباط داد. هزینه‌ی ثابت به هزینه‌های غیرمستقیم، عمومی سربار ساخت و بالاسری معروف است.

۴-۳-۱-۲- هزینه‌های متغیر کل (TVC)

هزینه‌های متغیر کل^۱ (TVC) آن دسته از عوامل تولید است که مقدار آن نسبت با تغییر میزان تولید تغییر می‌کند. به عبارت دیگر هزینه متغیر تابع مقدار تولید است. اگر مقدار تولید افزایش یابد هزینه متغیر نیز افزایش پیدا می‌کند و اگر مقدار تولید کاهش یابد هزینه متغیر نیز کاهش می‌یابد و اگر کالایی تولید نشود هزینه متغیر صفر است؛ مانند دستمزدهای کارگران، بهای مواد اولیه، سوخت و مالیات‌های غیرمستقیم. هزینه‌های متغیر را هزینه‌های مستقیم یا مخارج مستقیم نیز می‌نامند.

۴-۳-۱-۳- هزینه کل تولید

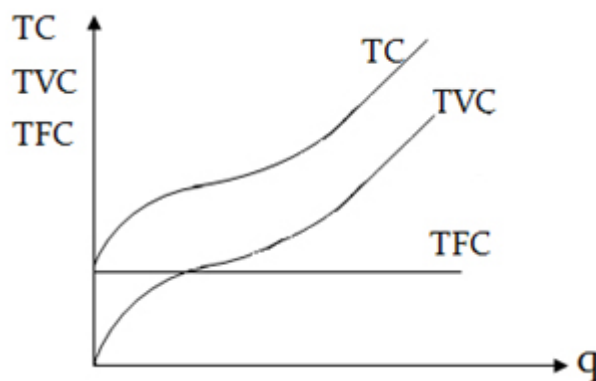
مجموعه هزینه‌های ثابت و متغیر را هزینه کل تولید^۲ (TC) می‌نامند. عدم تولید کالا، موجب برابری میزان هزینه کل با هزینه‌های ثابت می‌شود؛ در غیر این صورت، همانند هزینه‌های متغیر افزایش پیدا می‌کند. هزینه‌های تولید در کوتاه‌مدت به هزینه کل و هزینه نهایی تقسیم می‌شوند.

$$TC = TFC + TVC \quad (۴-۲۳)$$

شکل ۴-۱ هزینه ثابت، هزینه متغیر و هزینه کل تولید را نشان می‌دهد [۳۸].

Total Variable Cost^۱

Total Cost^۲



شکل ۴-۱: نمودار هزینه متغیر، هزینه ثابت و هزینه کل [1]

۴-۳-۲- هزینه نهایی (MC)^۱

هزینه اضافی برای تولید یک واحد اضافی کالا طبق رابطه (۴-۲۴) به دست می‌آید. به عبارتی تولید یا عدم تولید یک واحد اضافی محصول، تغییری در هزینه‌های ثابت ندارد؛ یعنی افزایش تولید در حد یک واحد، افزایش هزینه‌های ثابت را به دنبال نخواهد داشت؛ اما برای تولید یک واحد اضافی کالا، باید مواد اولیه اضافی داشته باشیم؛ که این خود موجب بالا رفتن هزینه متغیر می‌شود. منحنی هزینه نهایی ابتدا سیر نزولی داشته، سپس سیر صعودی پیدا خواهد کرد [۳۹].

$$TC_2 - TC_1 = MC \quad (۴-۲۴)$$

۴-۳-۳- روش‌های بررسی اقتصادی پروژه

مطالعه اقتصادی پروژه حاضر به دو روش علمی که در ادامه به توضیح آن پرداخته شده است انجام گردیده است.

۴-۳-۳-۱- روش ارزش حال خالص

ارزش فعلی خالص^۲ (NPV) عبارت است از مجموع ارزش فعلی جریان‌های نقدی ورودی منهای ارزش فعلی کل وجوهی که در زمان حال سرمایه‌گذاری می‌شود. ارزش فعلی خالص یکی از بهترین

^۱ Marginal Cost
^۲ Net Present Value

معیارهایی است که بدان وسیله طرح‌های سرمایه‌ای را ارزیابی می‌کنند. چون باگذشت زمان ارزش فعلی پول کاهش پیدا می‌کند نمی‌توان جریان نقدی هر سال را مستقیم باهم جمع کرد و باید ارزش فعلی جریان‌های نقدی را با استفاده از نرخ تنزیل و نرخ تورم محاسبه کرد و مجموع آن‌ها ارزش حال خالص پروژه را نشان می‌دهد. هرچه عدد حاصل بیشتر باشد پروژه به لحاظ اقتصادی جذاب‌تر است.

اگر NPV مقداری منفی باشد پروژه اقتصادی نیست و اگر NPV صفر باشد مخارج و درآمدهای پروژه در طی این چند سال سربه‌سر شده است [۴۱].

۴-۳-۲- روش بازگشت سرمایه

دوره بازگشت سرمایه^۱ (PB) در علم اقتصاد مهندسی، یکی از روش‌های استاندارد ارزیابی طرح‌های اقتصادی است. در این روش معیار ارزیابی طرح، کوتاهی و بلندی زمان بازگشت سرمایه است. طرح‌های با دوره بازگشت سرمایه کوتاه‌تر جذابیت بیشتری نسبت به طرح‌هایی با دوره بازگشت بلندتر دارند. این روش بخصوص در هنگام مقایسه دو یا چند طرح با یکدیگر کاربرد دارد. در این روش ارزش زمانی پول در نظر گرفته نشده است اما به دلیل کارایی آسان برای پروژه‌های کوچک کاربرد فراوانی دارد. این زمان بازگشت توسط رابطه (۴-۲۵) محاسبه می‌شود [۴۰].

$$PB = \frac{CC}{AC} \quad (۴-۲۵)$$

که در آن PB زمان بازگشت سرمایه (سال)، CC هزینه سرمایه‌ای پروژه (ریال) و AC صرفه‌جوئی هزینه خالص سالیانه (ریال) است.

۴-۳-۳- نرخ تنزیل

پایه و اساس تجزیه و تحلیل‌های مالی درک مفهوم این جمله است که هر رقم پیش‌بینی‌شده برای جریان‌ات نقدی در سال‌های آتی برابر یک سرمایه‌گذاری با نرخ سود سالانه در زمان حال می‌باشد.

^۱ Pay Back Period

مطابق آنچه در بحث ارزش زمانی پول ارائه گردید در تجزیه و تحلیل های مالی برای حذف عامل زمان در محاسبات، ارزش جریان های نقدی را که در سال های آتی کسب می گردد با استفاده از ضریب تنزیل به ارزش روز تبدیل می نمایند. در این حالت نرخ سود سالانه i که در محاسبات به عنوان نرخ سود سرمایه گذاری در یک بازار بدون ریسک می باشد را به عنوان نرخ تنزیل^۱ در نظر می گیرند.

در محاسبات مربوط به تحلیل مالی طرح ها به منظور پیش بینی نرخ تنزیل به طور معمول بدین صورت اقدام می گردد که سرمایه گذاری در طرح با سرمایه گذاری در یک روش بدون ریسک مانند سرمایه گذاری در بانک که سود سالانه ثابتی دارد مقایسه گردد و این بدان مفهوم است که اگر سرمایه گذار در طرح سرمایه گذاری نماید، فرصت سرمایه گذاری^۲ در یک روش بدون ریسک که باعث افزایش ارزش دارایی خواهد شد را از دست می دهد. به عنوان مثال اگر صاحب سرمایه در احداث و راه اندازی طرح سرمایه گذاری ننماید، می تواند با خرید اوراق مشارکت و یا سرمایه گذاری در حساب های کوتاه مدت و بلند مدت بانکی سالیانه مبلغی را به صورت ثابت و بدون هیچ ریسکی از محل این سرمایه گذاری به دست آورد. بر این اساس سرمایه گذاری در طرح بایستی در حالت حداقل بیش از این سپرده گذاری سوددهی داشته باشد تا فرد به سرمایه گذاری در طرح ترغیب شود. به نرخ تنزیل، نرخ بهره یا نرخ بازگشت^۳ نیز می گویند که رابطه (۴-۲۶) نحوه محاسبه آن را نشان می دهد [۴۰].

$$d_t = \frac{1}{(1+i)^n} \quad (۴-۲۶)$$

که در آن n شماره سال و i نرخ بهره یا نرخ تنزیل است. طبق آمار بانک مرکزی نرخ بهره در سال ۱۳۹۳ در سپرده های کوتاه مدت ۱۴ درصد است [۴۱].

Discount rate^۱
Opportunity Cost^۲
Rate Of Return^۳

۴-۳-۵- نرخ تورم

نرخ تورم^۱ از نظر علم اقتصاد اشاره به افزایش سطح عمومی تولید پول، درآمدهای پولی و یا قیمت دارد. تورم عموماً به معنی افزایش غیرمتناسب سطح عمومی قیمت در نظر گرفته می‌شود [۴۲]. تورم، روند فزاینده و نامنظم افزایش قیمت‌ها در اقتصاد است. هرچند بر پایه نظریه‌های گوناگون، تعریف‌های متفاوتی از تورم ارائه می‌شود، اما تمامی آن‌ها به روند فزاینده و نامنظم افزایش در قیمت‌ها اشاره دارند. هر چه میزان تورم بیش‌تر شود، قدرت خرید یک واحد پول کم‌تر می‌گردد. تورم از جمله پدیده‌هایی است که می‌تواند آثار و تبعاتی مثبت و منفی به دنبال داشته باشد و مهم‌ترین اثر آن توزیعی است. به نحوی که به نفع گروه‌های پردرآمد و به ضرر گروه‌های فقیر و کم‌درآمد و حقوق‌بگیر است. به عبارت دیگر تورم به افراد دارای درآمدهای پولی ثابت، ضرر می‌زند و از قدرت خرید آنان می‌کاهد و در مقابل، به نفع اغلب کسانی تمام می‌شود که درآمدهای پولی متغیر دارند. دلیل اینکه تورم در پروژه‌ها به صورت مستقیم مورد مطالعه قرار می‌گیرد آن است که تورم باعث می‌شود با گذشت زمان ارزش واقعی جریان‌ات نقدینگی کاهش یابد. ارزش واقعی مقدار پول S که در آن n سال زمانی تحقق می‌یابد را می‌توان با استفاده از رابطه (۴-۲۷) معین نمود [۴۰].

$$RV = S \times \left(1 + \frac{i}{100}\right)^{-n} \quad (۴-۲۷)$$

۴-۳-۶- تحلیل اقتصادی پروژه پیش‌گرمایش آب ساختمان

برای تحلیل اقتصادی این پروژه ابتدا باید میزان صرفه‌جویی انرژی در آب گرم‌کن بعد از اجرای پروژه به دست آورده شود. بدین منظور با دانستن میزان بازدهی دستگاه DWHR انرژی مصرف‌شده برای گرمایش آب در حالت قبل از نصب مبدل با انرژی مصرف‌شده در حالت پس از نصب آن مقایسه گردید. سپس با دانستن ارزش حرارتی سوخت، میزان مترمکعب گاز صرفه‌جویی شده پس از اضافه کردن واحد DWHR به تأسیسات ساختمان محاسبه شد.

^۱ Inflation rate

درروش ارزش حال خالص طبق (۲۸-۴) داریم [9]:

$$NPV_k = CF_{k0} \cdot d_0 + CF_{k1} \cdot d_1 + CF_{k2} \cdot d_2 + \dots + CF_{kn} \cdot d_n = \sum_{t=0}^n CF_{kn} \cdot d_t \quad (28-4)$$

که در آن CF_k جریانات نقدینگی است که طبق رابطه (۲۹-۴) برابر است با [۹]:

$$CF_k = -INV_{kt} + SK_t \quad (29-4)$$

INV جریان‌های نقدی خارج‌شده و یا به عبارتی هزینه‌های کل و متغیر است. از طرفی SK_t

صرفه‌جویی و یا سود پروژه است که طبق رابطه (۳۰-۴) محاسبه می‌شود [۹]:

$$SK_t = (C_{rot} - C_{rkt}) \cdot C_{et} \quad (30-4)$$

در این معادله C_{et} بهای مصرف انرژی است. C_{rkt} نیز بیانگر میزان انرژی مصرف‌شده در آب‌گرم‌کن

برحسب کیلوکالری بوده که اندیس k نشان‌دهنده نوع نصب واحد DWHR در ساختمان است. اندیس

k با توجه به نحوه اتصال مجموعه از صفر تا ۳ شماره‌گذاری می‌گردد، بدین ترتیب که $k=0$ بیانگر ادامه

کار مجموعه بدون مبدل حرارتی است. میزان مصرف انرژی در حالت k را می‌توان از معادله (۳۱-۴)

محاسبه کرد [۹].

$$C_{rkt} = \frac{365 \cdot D \cdot p \cdot \dot{m}_h \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)}{n \times 4.5 \times 4} \quad (31-4)$$

که در آن n بازدهی آب‌گرم‌کن بوده و با توجه به اطلاعات شرکت سازنده، مقدار آن ۷۵٪ تخمین

زده‌شده است. T_1 و T_2 به ترتیب دمای آب ورودی و آب خروجی از آب‌گرم‌کن است. در این پروژه دمای

آب سرد ورودی به آب‌گرم‌کن مقدار ۲۰ درجه در نظر گرفته‌شده است؛ همچنین در این معادله D

نشان‌دهنده تعداد افراد خانواده بوده که میانگین این عدد در کشور چهار نفر لحاظ شده است و p زمان

استفاده از حمام برحسب دقیقه است که در ایران با تحقیقات انجام‌شده این عدد ۱۵ دقیقه برای هر

فرد در نظر گرفته می‌شود. $\dot{m}_h$ نیز دبی آب گرم استفاده‌شده در حمام و برحسب لیتر بر دقیقه است.

با توجه به ارزش حرارتی گاز طبیعی که ۸۶۰۰ کیلوکالری بر مترمکعب است، با تقسیم رابطه (۴-۳۱) بر ارزش حرارتی گاز مقدار مترمکعب گاز مصرف شده در آب گرم کن به دست خواهد آمد که در معادله (۴-۳۲) با V نشان داده شده است.

$$V = \frac{C_{rkt}}{8600} \quad (۴-۳۲)$$

۴-۳-۷- داده‌ها و فرضیات لازم در تحلیل اقتصادی

طبق آمار بانک مرکزی در سال ۱۳۹۳ آخرین میزان تورم در کشور ۳۰٪ و بهره بانکی ۱۴٪ است که در محاسبات لحاظ شده است [۴۲]؛ اما باید توجه کرد که بهای گاز با نرخ تورم افزایش پیدا نمی‌کند و صرفه‌جویی انجام شده رابطه مستقیم با بهای گاز دارد. شرکت گاز این عدد افزایشی را در ده سال آینده به‌طور متوسط ۵ درصد برای هر سال اعلام کرده است. همچنین میزان بهای هر مترمکعب گاز طبق اعلام شرکت گاز در قبض‌های گاز خانگی بین ۹۰ تا ۱۳۰ تومان است که در این پروژه ۱۰۰ تومان گرفته شده است. بهای گاز صادراتی نیز با استعلام از شرکت گاز طبق آخرین قرارداد ۳۰ سنت گرفته شده است و همچنین با توجه به نوسانات قیمت دلار، هر دلار در این پروژه ۲۷۰۰ تومان در نظر گرفته شده است که در صورت صادرات گاز میزان سودآوری پروژه برای دولت نیز قابل محاسبه خواهد بود. قیمت تمام شده ساخت مبدل حرارتی ۳۰۰ هزار تومان و هزینه تولید آن تقریباً ۲۲۰۰۰۰ تومان برآورد شده است. هزینه نصب مبدل و لوله‌کشی‌های اضافه نیز ۱۳۰ هزار تومان در نظر گرفته شده است؛ که در مجموع نصب این مبدل ۳۵۰ هزار تومان برای مصرف‌کننده هزینه در بردارد [۴۴]. به علاوه بررسی‌های اقتصادی با این فرض که در طی این ده سال آینده پروژه هزینه متغیری نخواهد داشت انجام شده است زیرا مبدل حرارتی DWHR با لوله مسی و با ساختاری ساده نهایتاً نیاز به یک جرم-گیری ساده خواهد داشت.

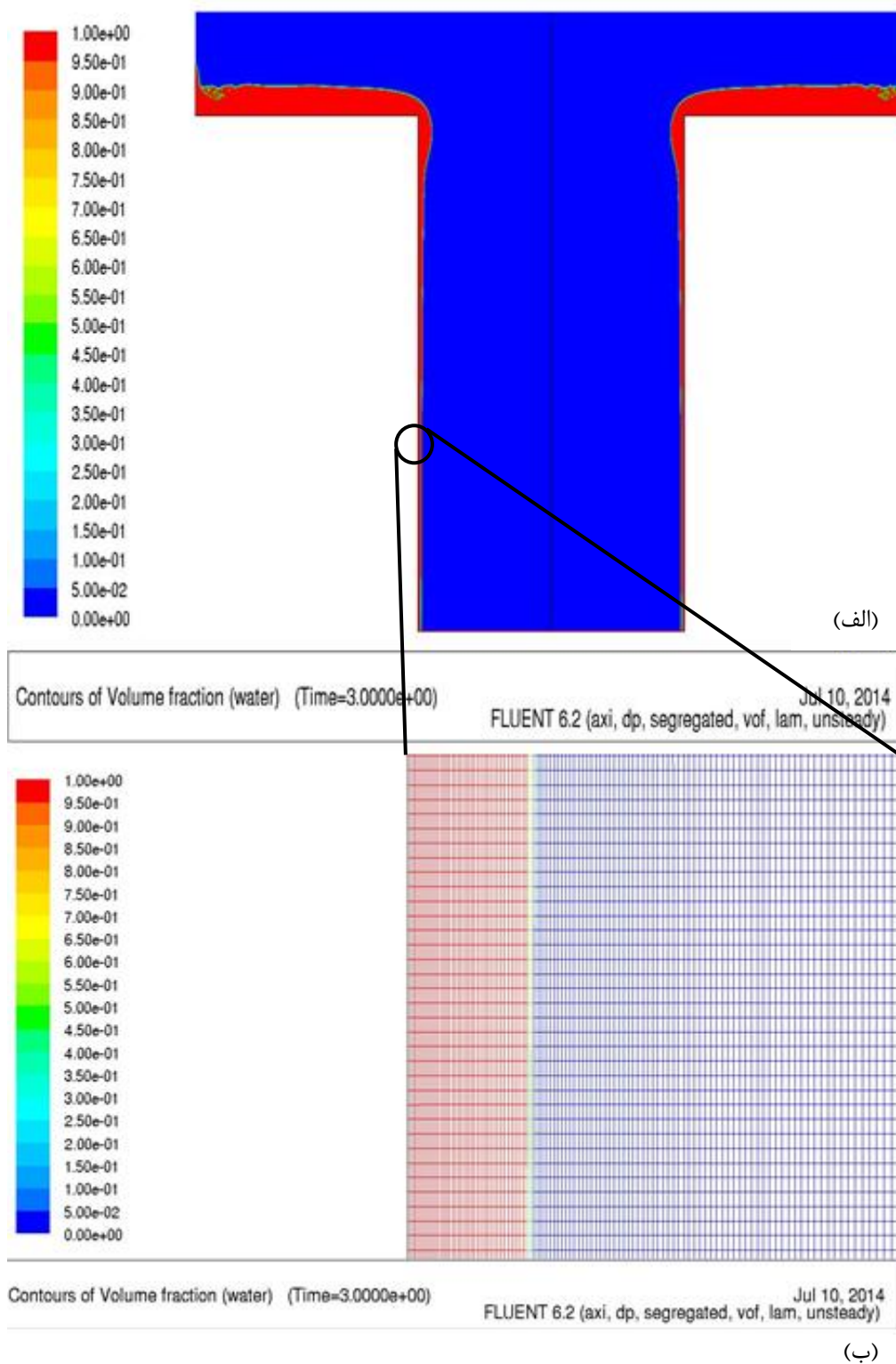
فصل پنجم: نتایج حاصل از حل عددی

۵-۱- مقدمه

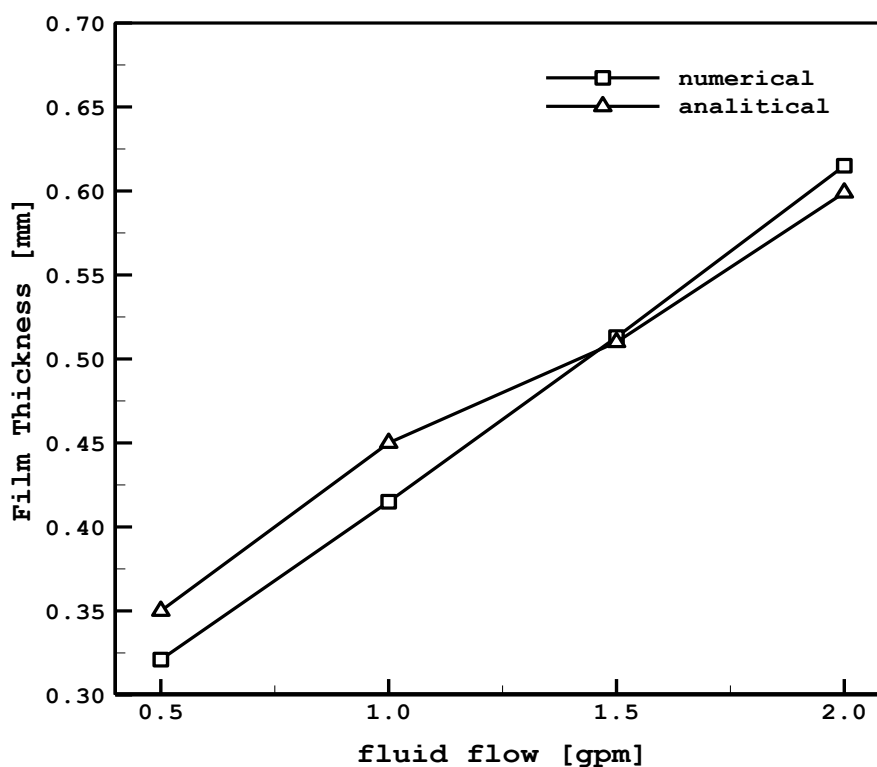
در این فصل به ارائه نتایج حاصل انجام حل عددی برای دو مبدل مدل GFX و مبدل مدل POWER-PIPE پرداخته شده است و اعتبار سنجی نتایج با حل تحلیلی موجود در قسمت برآورد ضخامت فیلم مایع و پس از آن مقایسه نتایج حل عددی مبدل حرارتی با کارهای آزمایشگاهی موجود انجام گردیده است. در نهایت کمیت‌های میزان بازدهی مبدل تحت شرایط گوناگون، افت فشار در مسیر لوله مارپیچ، توان حرارتی تولیدی و کمیت NTU مبدل حرارتی در دماها و دبی‌های متفاوت و همچنین بازدهی اگزِرژتیک مبدل در شرایط موجود استخراج گردید. در انتها نیز نتایج حاصل از مطالعات اقتصادی مورد بحث قرار می‌گیرد.

۵-۲- ضخامت فیلم مایع

همان‌طوری که در بخش ۳-۴-۱ عنوان گردید به منظور مدل‌سازی جریان آب گرم در لوله عمودی و ایجاد یک فیلم نازک از مایع در جداره لوله داخلی، در نرم‌افزار گمبیت یک هندسه دوبعدی با شرط تقارن محوری مدل‌سازی شده و پس از آن در نرم‌افزار فلوئنت تحلیل گردید. شکل ۵-۱-الف نمونه‌ای از کانتور کسر حجمی فاز آب را در دبی $3/5$ گالن بر دقیقه برای گام اول نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌گردد سیال به صورت فیلمی از مایع به دیواره داخلی چسبیده و لایه نازکی از آب را تشکیل داده است. در شکل ۵-۱-ب نیز نمای نزدیک‌تری از آن به نمایش گذاشته شده است. همان‌گونه که قبلاً نیز اشاره شد ضخامت فیلم مایع تشکیل شده بر جداره لوله با استفاده از روابط نیز محاسبه گردید و صحت حل عددی در مقایسه با کار تحلیلی بررسی شد. شکل ۵-۲ نشانگر مقایسه نتایج دو روش مذکور در به دست آوردن ضخامت فیلم مایع در 4 دبی متفاوت از آب گرم دورریز به سمت فاضلاب است.



شکل ۵-۱: (الف) نمونه‌ای از کانتور کسر حجمی آب در دبی ۳/۵ گالن بر دقیقه (ب) نمای نزدیک‌تری از فیلم مایع تشکیل‌شده روی دیواره



شکل ۵-۲: مقایسه نتایج عددی و تحلیلی ضخامت فیلم مایع

نتایج حل تحلیلی ضخامت‌های فیلم مایع برای ورود به بخش شبیه‌سازی مبدل حرارتی در جدول ۵-۱ آورده شده است.

جدول ۵-۱: ضخامت‌های فیلم مایع در دبی‌های مختلف

دبی سیال (gpm)	۰/۵	۱	۱/۵	۲	۲/۵	۳	۳/۵	۴
ضخامت فیلم مایع (mm)	۰/۳۵	۰/۴۵	۰/۵۱	۰/۵۵۵	۰/۶۰۵	۰/۶۴	۰/۶۷	۰/۷

۵-۳- نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی

بر اساس ضخامت‌های به‌دست‌آمده در قسمت ۵-۲ شبیه‌سازی مبدل حرارتی در نرم‌افزار گمبیت انجام‌شده و تحلیل مبدل برای دبی‌های متفاوت از ۰/۵ تا ۴ گالن بر دقیقه و برای دمای آب سرد

ورودی ۲۰ درجه سانتی گراد و سه دمای آب گرم خروجی شامل ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی گراد بررسی گردید. تحلیل مبدل در این سه دمای آب گرم خروجی به سمت فاضلاب به دلیل مدنظر قرار دادن کارکرد آن در محیط‌های گوناگون از جمله مصارف ساختمانی و صنعتی و... انجام گردید.

همان‌طوری که در بخش ۳-۴-۲ اشاره شد، به‌منظور استفاده از شبکه ریزتر و دقیق‌تر و همچنین حجم بالای تعداد گره‌های محاسباتی مبدل کامل در نرم‌افزار گمبیت، تصمیم بر آن شد که تنها دو حلقه از مبدل شبیه‌سازی شده و پس از آن به تعداد بیشتری از حلقه‌ها با استفاده از روابط مبدل حرارتی تعمیم داده شود؛ در جدول‌های ۵-۲ و ۵-۳ نتایج حاصل از انجام حل عددی و تحلیلی برای دو مبدل دو حلقه‌ای و ده حلقه‌ای مدل GFX برای دو دبی ۲/۵ گالن بر دقیقه و ۴ گالن بر دقیقه آمده است که صحت تعمیم حل تحلیلی را از دو حلقه به ده حلقه نشان می‌دهد (این تعمیم به کمک روابط (۳-۱۷) الی (۳-۱۹) انجام می‌گیرد)؛ بنابراین می‌توان از این روش برای تعمیم حل عددی با استفاده از روابط ذکر شده به ۶۲ حلقه با اطمینان استفاده نمود.

جدول ۵-۲: نتایج حل عددی و تحلیلی مبدل ده حلقه‌ای در دبی ۲/۵ گالن بر دقیقه

	تعمیم حل عددی مبدل ده حلقه‌ای به مبدل ده حلقه‌ای	حل عددی مبدل ده حلقه‌ای در نرم‌افزار فلوئنت
ΔT	۵/۰۸۷۹۵۱	۵/۰۷۲۶۵
ε	۰/۱۲۷۱۹۹	۰/۱۲۶۸۹۱
NTU	۰/۱۴۵۷۳۶	۰/۱۴۴۶۹۵

جدول ۵-۳: نتایج حل عددی و تحلیلی مبدل ده حلقه‌ای برای دبی ۴ گالن بر دقیقه

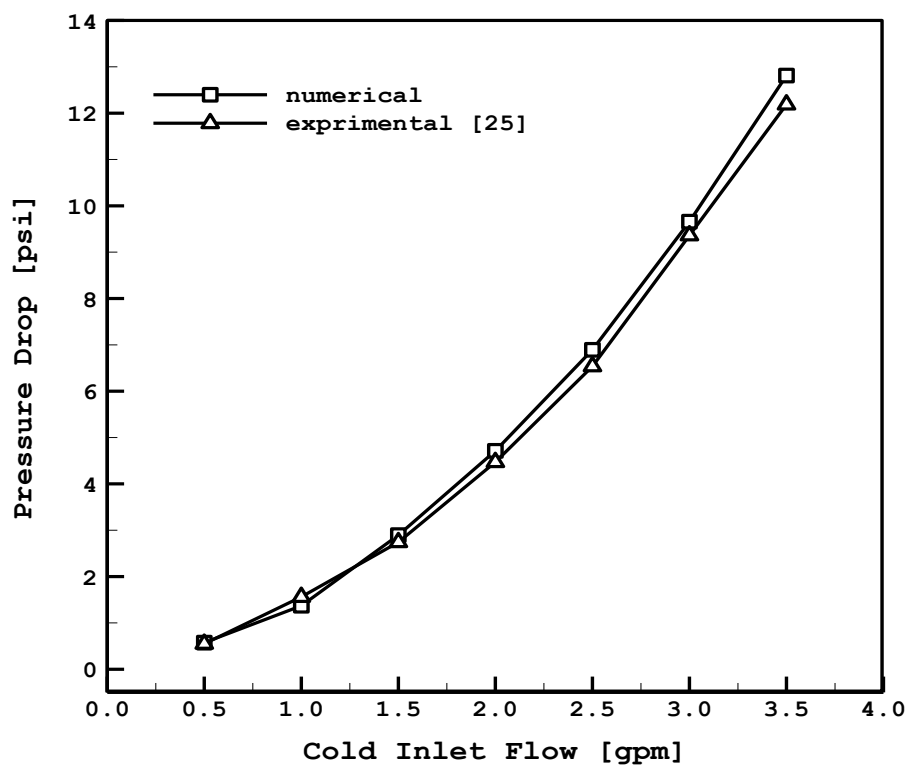
	تعمیم حل عددی مبدل ده حلقه‌ای به مبدل ده حلقه‌ای	حل عددی مبدل ده حلقه‌ای در نرم‌افزار فلوئنت
ΔT	۴/۱۷۶۰۳	۴/۱۶۵۳۴
ε	۰/۱۰۴۴۰۱	۰/۱۰۲۳
NTU	۰/۱۱۶۵۷۱	۰/۱۱۴۲۳۸

بر همین اساس در مبدل نوع POWER-PIPE نیز حل عددی برای یک حلقه از مبدل انجام شده و سپس به ۵۱ حلقه با استفاده از روابط و همانند مبدل GFX تعمیم داده شد.

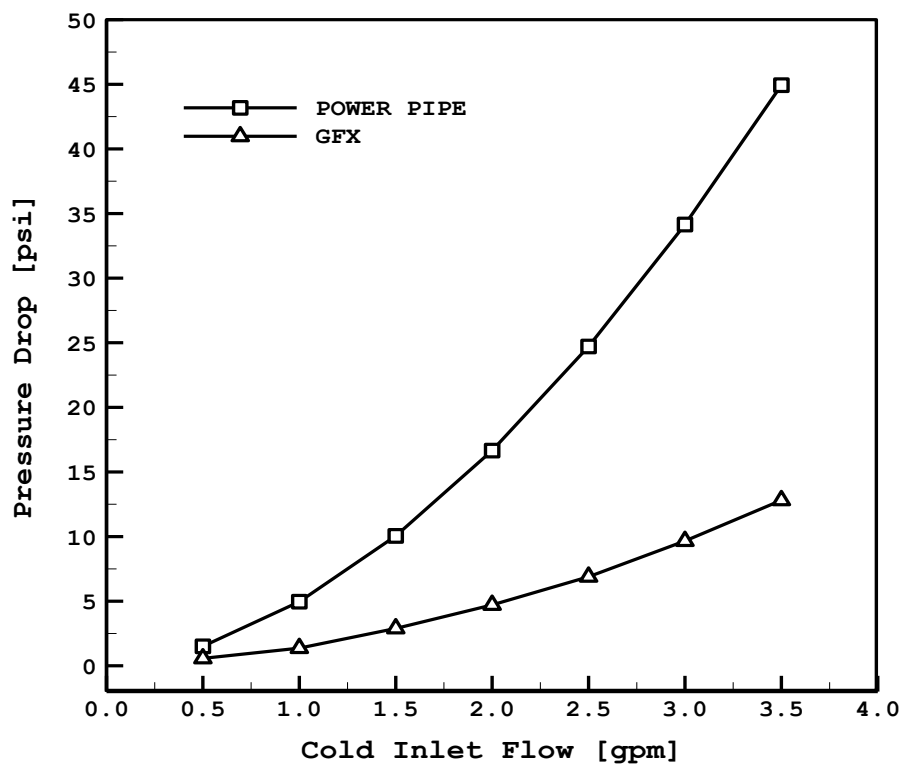
در ادامه افت فشار درون لوله مارپیچ، اثر افزایش دبی آب گرم و سرد برافزایش کارایی مبدل، توان حرارتی مبدل و همچنین کمیت NTU برای هر دو مبدل حرارتی GFX و POWER-PIPE موردبررسی قرارگرفته و با نتایج حاصل از مطالعات منوچهری [۲۰] و کار آزمایشگاهی [۲۵] مقایسه گردید.

۵-۳-۱- افت فشار درون مبدل‌های حرارتی

شکل ۳-۵ تأثیر افزایش دبی آب ورودی را بر افت فشار جریان درون لوله مارپیچ نشان می‌دهد که مطابقت بسیار خوبی با داده‌های آزمایشگاهی [۲۵] دارد. شکل ۴-۵ نیز میزان افت فشار در دو مبدل مدل GFX و POWER-PIPE را برحسب افزایش میزان دبی آب سرد ورودی نشان می‌دهد. همان‌طوری که مشاهده می‌گردد افت فشار در مسیر لوله‌های مبدل POWER-PIPE بیشتر است که با توجه به کوچک‌تر بودن قطر لوله‌ها و تعداد بیشتر حلقه‌ها نسبت به مبدل GFX این میزان افزایش در افت فشار جریان قابل پیش‌بینی بود.



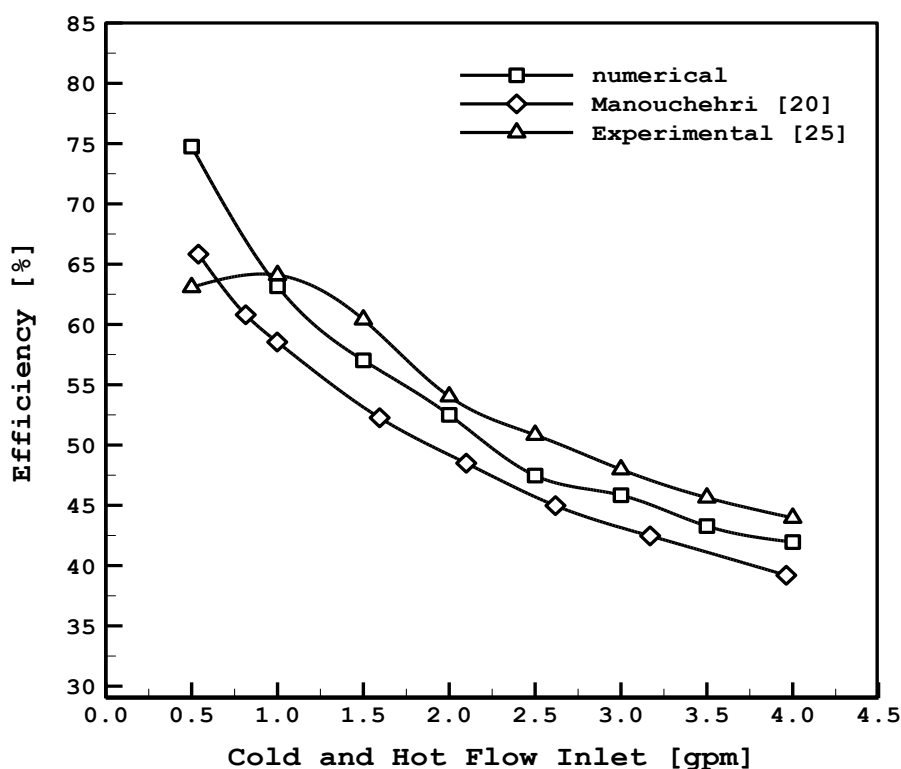
شکل ۵-۳: تأثیر افزایش دبی آب ورودی بر افت فشار جریان درون لوله مارپیچ



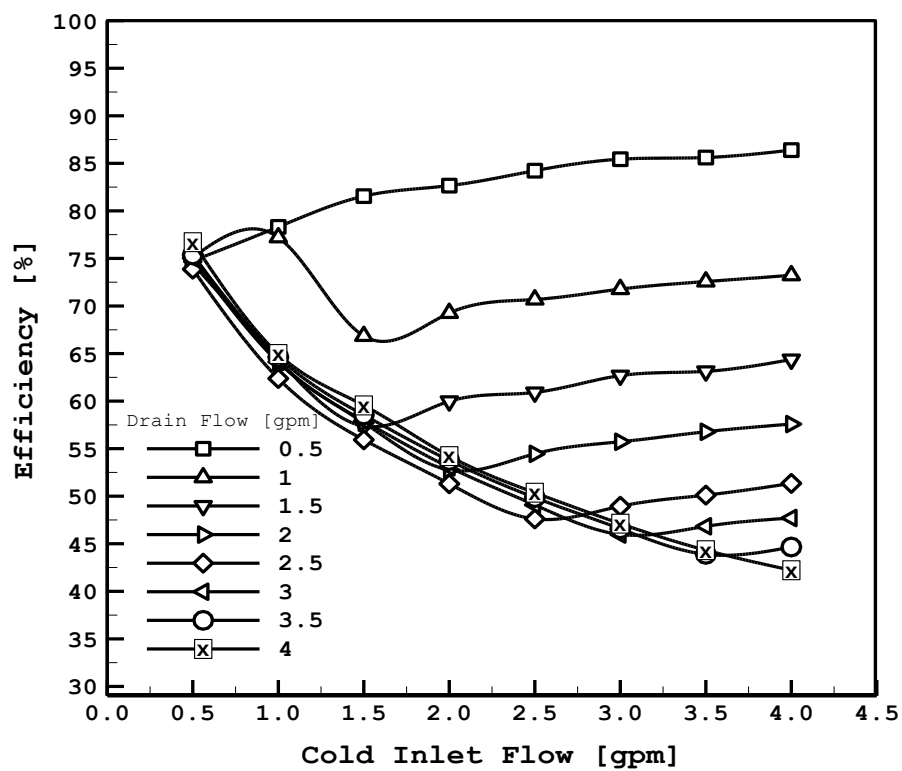
شکل ۵-۴: تأثیر افزایش دبی آب ورودی بر افت فشار جریان درون لوله مارپیچ دو مبدل POWER-PIPE و GFX

۵-۳-۲- بازدهی مبدل‌های حرارتی

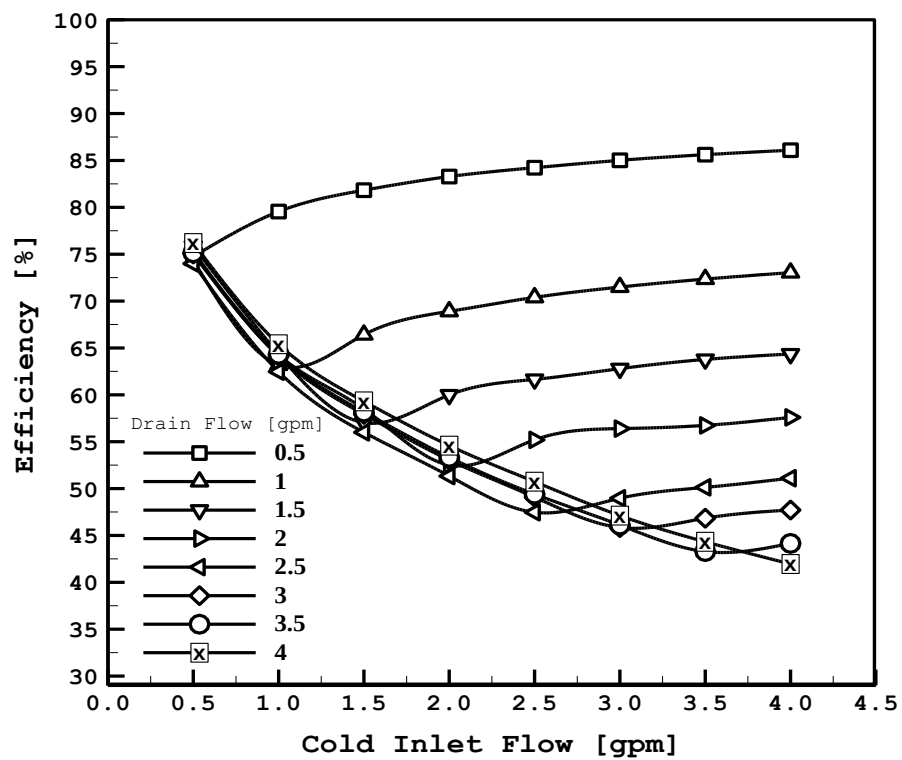
در شکل ۵-۵ بازدهی مبدل حرارتی مدل GFX برحسب افزایش دبی آب سرد و گرم ورودی (دبی آب سرد و گرم مساوی) نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می‌گردد نتایج حاصل از تحلیل عددی مطابقت خوبی با نتایج آزمایشگاهی و کار منوچهری دارد. نتایج حاصل از کار عددی نشان داد که با افزایش دبی، بازدهی مبدل حرارتی از ۷۴ درصد در دبی ۰/۵ گالن بر دقیقه به حدود ۴۲ درصد در دبی ۴ گالن بر دقیقه کاهش می‌یابد؛ که البته این مهم در شرایط دبی‌های آب گرم و سرد برابر ارزیابی شد. شکل ۵-۶ بازدهی مبدل حرارتی GFX را در شرایط دمای آب گرم مصرف شده ۴۰ درجه سانتی‌گراد و شکل ۵-۷ بازدهی مبدل حرارتی GFX را در شرایط دمای آب گرم مصرف شده ۶۰ درجه سانتی‌گراد برحسب افزایش دبی آب سرد ورودی و دبی‌های متفاوت آب گرم از ۰/۵ تا ۴ گالن بر دقیقه نشان می‌دهد.



شکل ۵-۵: بازدهی مبدل حرارتی مدل GFX برحسب افزایش دبی آب سرد و گرم ورودی

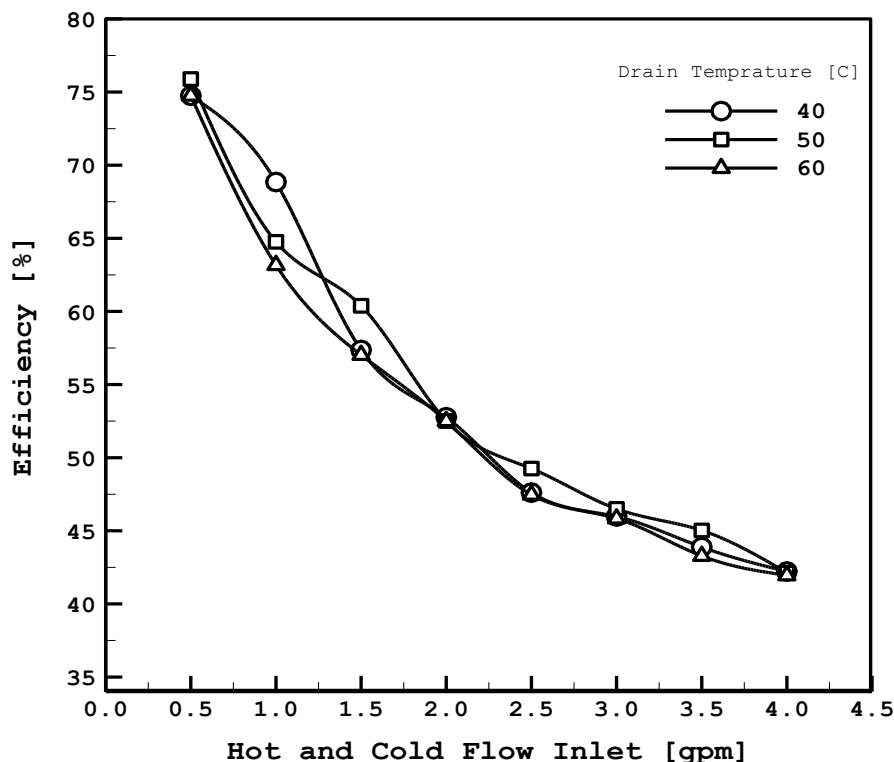


شکل ۵-۶: بازدهی مبدل حرارتی GFX در دمای آب گرم مصرف شده ۴۰ درجه سانتی‌گراد



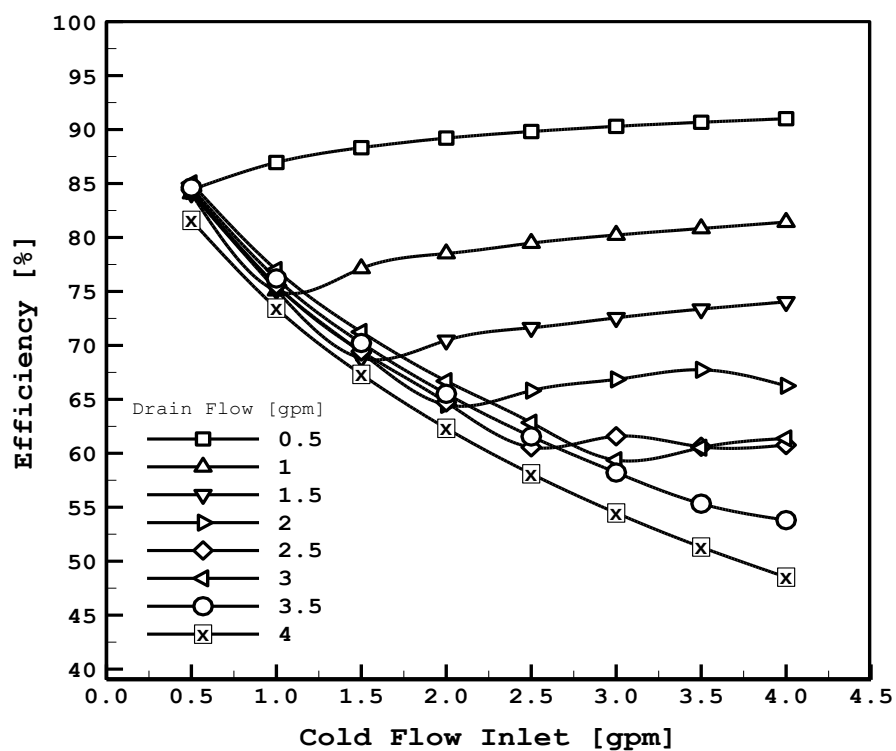
شکل ۵-۷: بازدهی مبدل حرارتی GFX در دمای آب گرم مصرف شده ۶۰ درجه سانتی‌گراد

شکل ۵-۸ مقایسه بازدهی مبدل حرارتی GFX در سه شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد را در دبی‌های آب گرم و سرد مساوی نشان می‌دهد. همان‌گونه که در شکل مشاهده می‌گردد بازدهی مبدل در دماهای متفاوت تغییر چندانی نداشته و با تقریب خوبی می‌توان گفت که بازدهی مستقل از دمای آب گرم خروجی است.

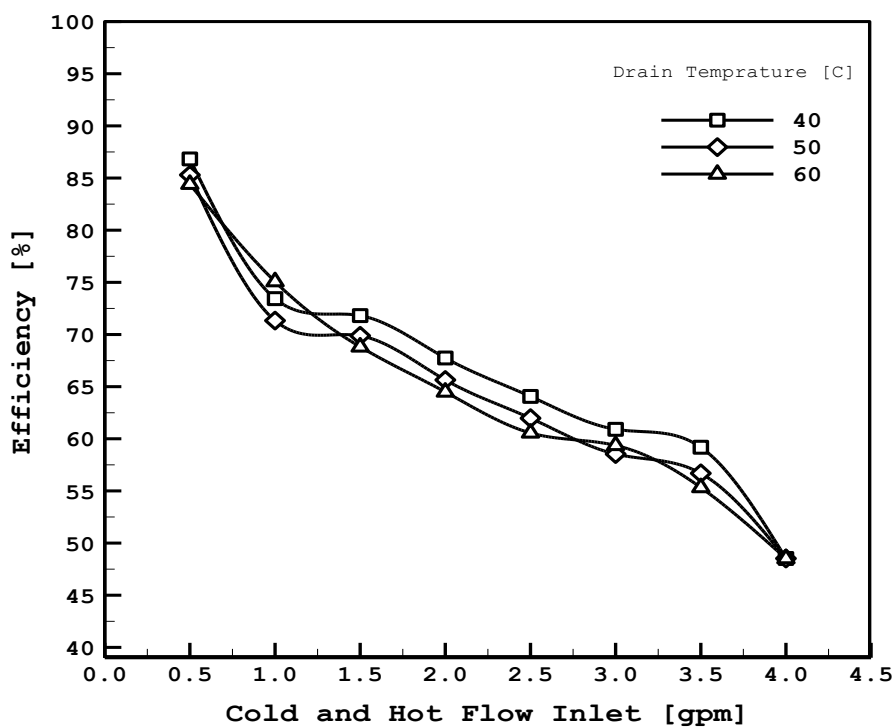


شکل ۵-۸: بازدهی مبدل حرارتی GFX در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد

بازدهی مبدل حرارتی POWER-PIPE نیز در شرایط دمای آب گرم مصرف‌شده ۶۰ درجه سانتی‌گراد برحسب افزایش دبی آب سرد ورودی و دبی‌های متفاوت آب گرم از ۰/۵ تا ۴ گالن بر دقیقه در شکل ۵-۹ قابل‌ملاحظه است. مقایسه افزایش دما بر بازدهی مبدل POWER-PIPE برحسب افزایش دبی آب سرد و گرم ورودی در شکل ۵-۱۰ آورده شده است که بازهم نشانگر استقلال بازدهی مبدل از دمای آب گرم ورودی است.



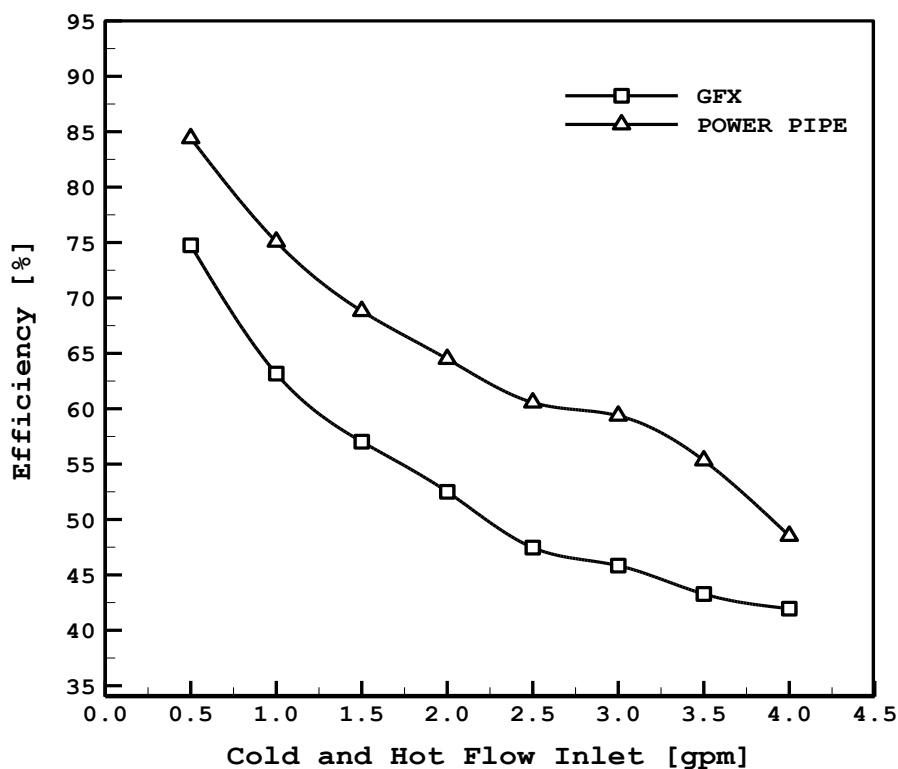
شکل ۵-۹: بازدهی مبدل حرارتی POWER-PIPE در دمای آب گرم مصرف‌شده ۶۰ درجه سانتی‌گراد



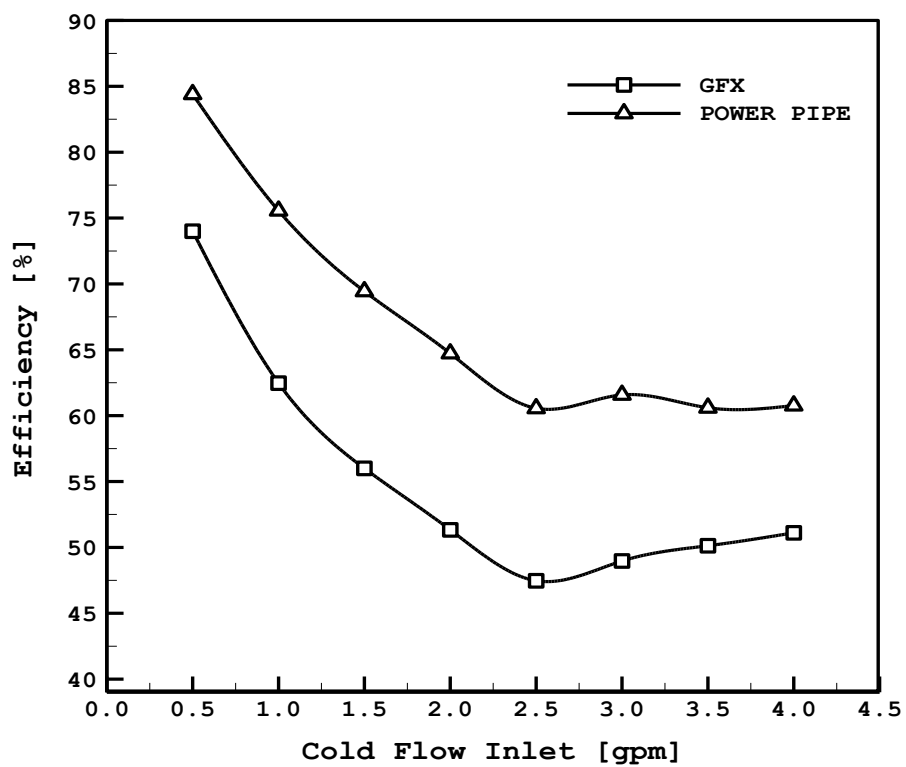
شکل ۵-۱۰: بازدهی مبدل حرارتی POWER-PIPE در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد

در نمودارهای ۵-۶ و ۵-۹ مشاهده می‌شود که با افزایش دبی آب سرد و ثابت بودن دبی آب گرم در نقاطی که دبی آب گرم و سرد باهم برابرند کمترین بازدهی وجود دارد؛ و پس از آن نمودار صعودی می‌شود. با توجه به رابطه ۳-۱۴ و وجود عبارت دبی مینیمم در مخرج کسر، زمانی که دبی آب سرد بیشتر از دبی آب گرم باشد این کسر بزرگ‌تر از یک بوده و در نتیجه افزایش دبی بر کاهش اختلاف دما غلبه کرده و بازدهی را افزایش می‌دهد. به عبارت دیگر درست است که دمای آب سرد خروجی کم می‌شود اما دمای حجم بیشتری از این آب سرد، با توجه به ثابت بودن دبی آب گرم، بالا می‌رود.

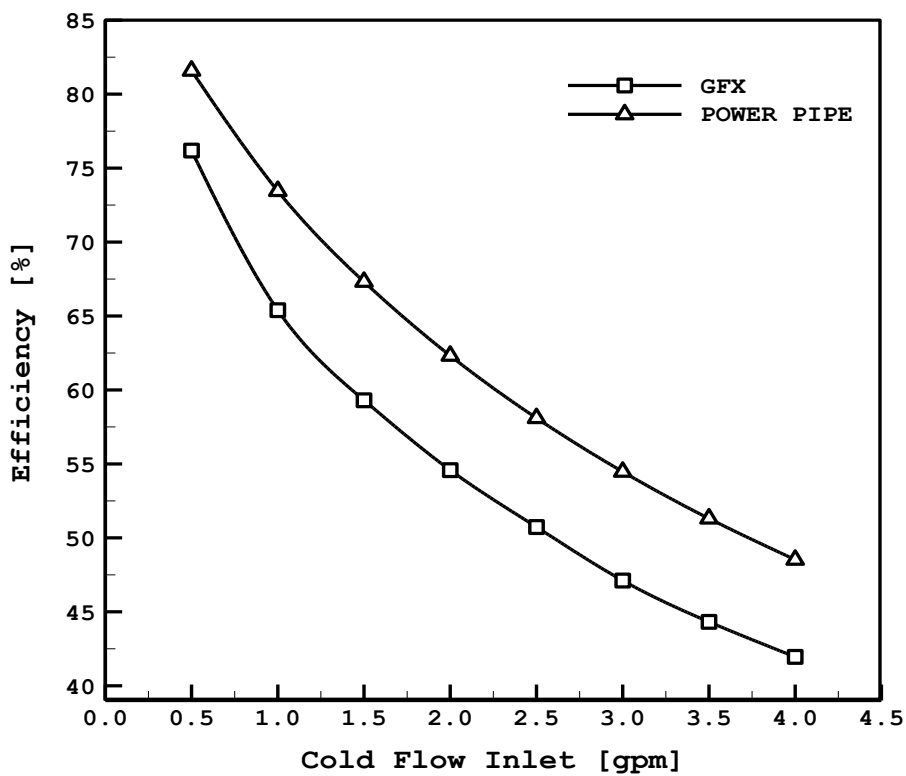
نتایج حاصل از حل عددی نشان داد بازدهی مبدل حرارتی POWER-PIPE به میزان ۱۰ تا ۱۵ درصد در دبی‌های متفاوت بالاتر از بازدهی مبدل GFX است. شکل ۵-۱۱ نشان‌دهنده مقایسه‌ای میان بازدهی دو مبدل GFX و POWER-PIPE در دما و دبی آب گرم ثابت است. شکل ۵-۱۲ و شکل ۵-۱۳ بازدهی دو مبدل GFX و POWER-PIPE را به ترتیب در دبی آب گرم ۲/۵ و ۴ گالن بر دقیقه در دمای ثابت نشان می‌دهند.



شکل ۵-۱۱: بازدهی مبدل GFX و POWER-PIPE در دما و دبی آب گرم ثابت



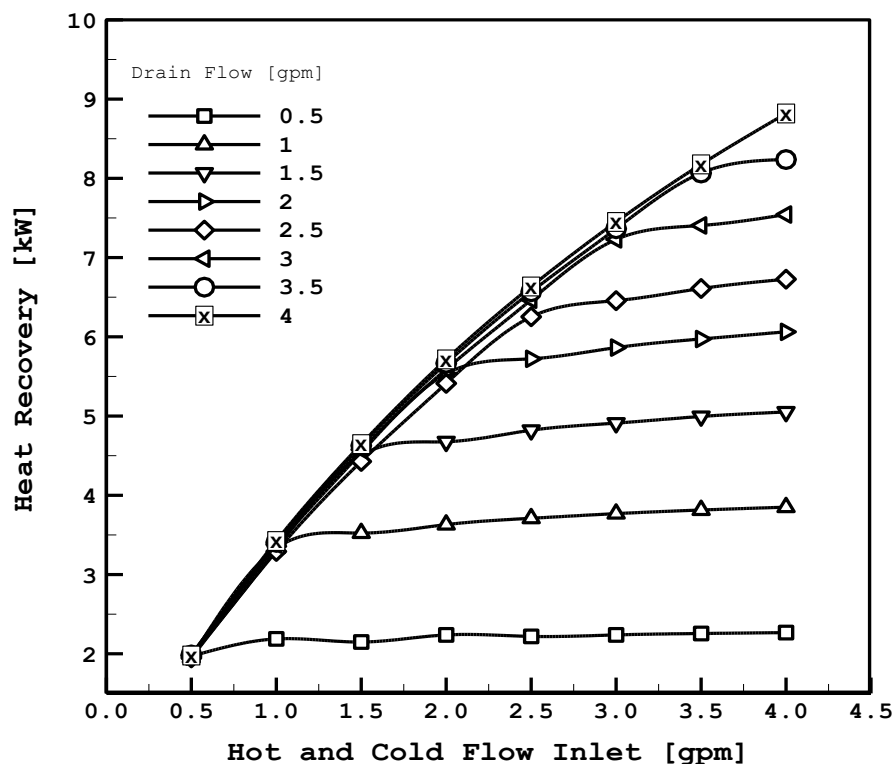
شکل ۵-۱۲: بازدهی مبدل GFX و POWER-PIPE را در دبی آب گرم ۲/۵ گالن بر دقیقه در دمای ثابت



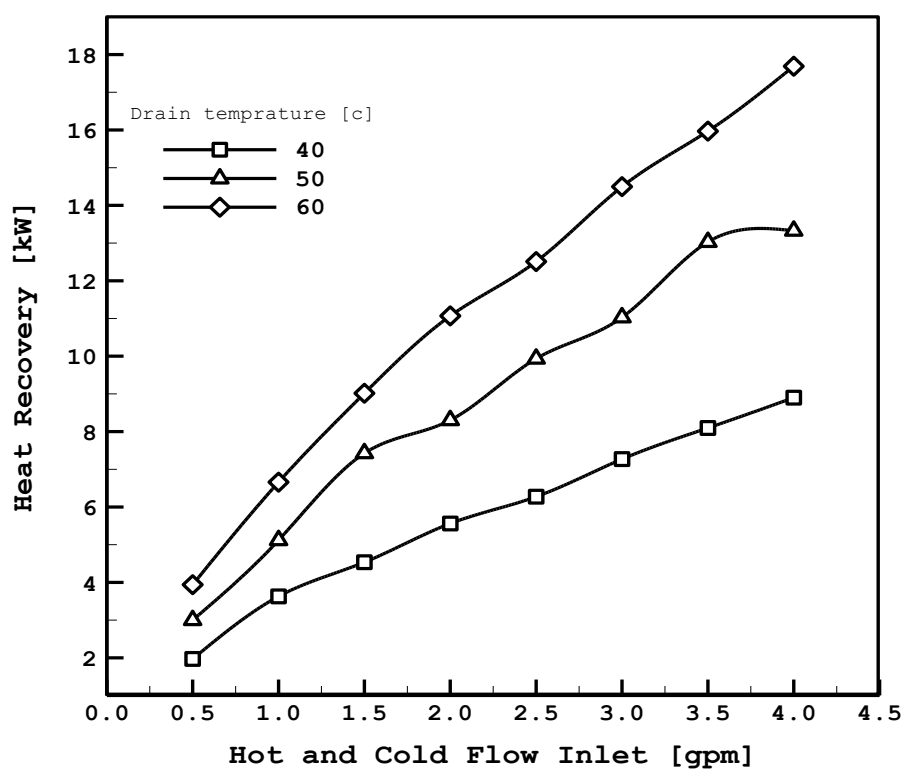
شکل ۵-۱۳: بازدهی مبدل GFX و POWER-PIPE را در دبی آب گرم ۴ گالن بر دقیقه در دمای ثابت

۵-۳-۳- توان حرارتی و کمیت NTU مبدل‌ها

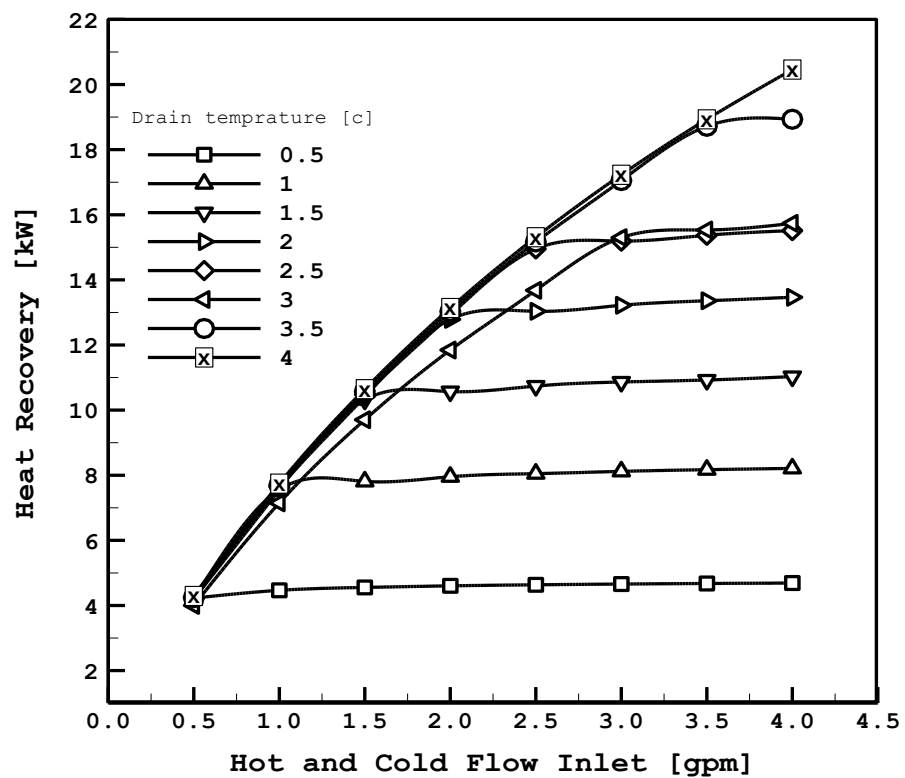
در اینجا نمودارهای توان حرارتی مبدل برحسب تابعی از دبی جریان‌های آب سرد و گرم ورودی در شرایط متفاوت آورده شده است و همان‌طور که انتظار می‌رفت با افزایش دبی جریان این کمیت افزایش می‌یابد. شکل ۵-۱۴ توان حرارتی مبدل GFX را در دمای ثابت ۴۰ درجه سانتی‌گراد برحسب افزایش دبی آب گرم و سرد ورودی نشان می‌دهد. شکل ۵-۱۵ توان حرارتی مبدل GFX را در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد نشان می‌دهد و مشاهده می‌شود که با افزایش دمای آب گرم خروجی به سمت فاضلاب توان حرارتی مبدل افزایش می‌یابد. شکل ۵-۱۶ توان حرارتی مبدل POWER-PIPE را در دمای ثابت آب گرم مصرف‌شده ۶۰ درجه سانتی‌گراد برحسب افزایش دبی آب گرم و سرد ورودی نشان می‌دهد. در شکل ۵-۱۷ نیز توان حرارتی مبدل POWER-PIPE در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد قابل مشاهده است.



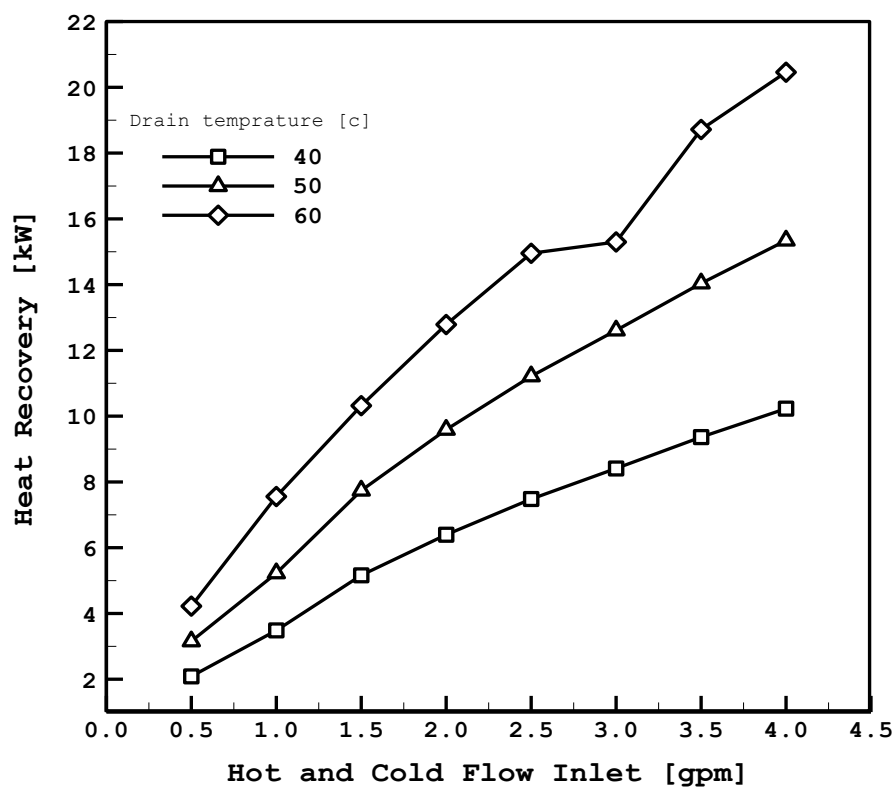
شکل ۵-۱۴: توان حرارتی مبدل GFX در دمای آب گرم مصرف‌شده ۴۰ درجه سانتی‌گراد



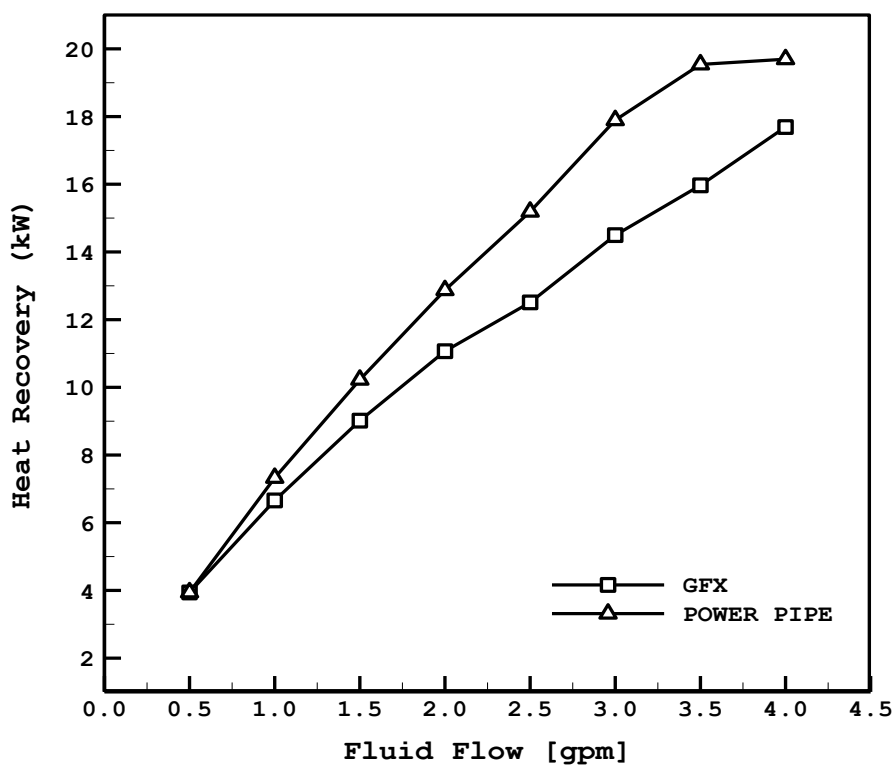
شکل ۵-۱۵: توان حرارتی مبدل GFX در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد



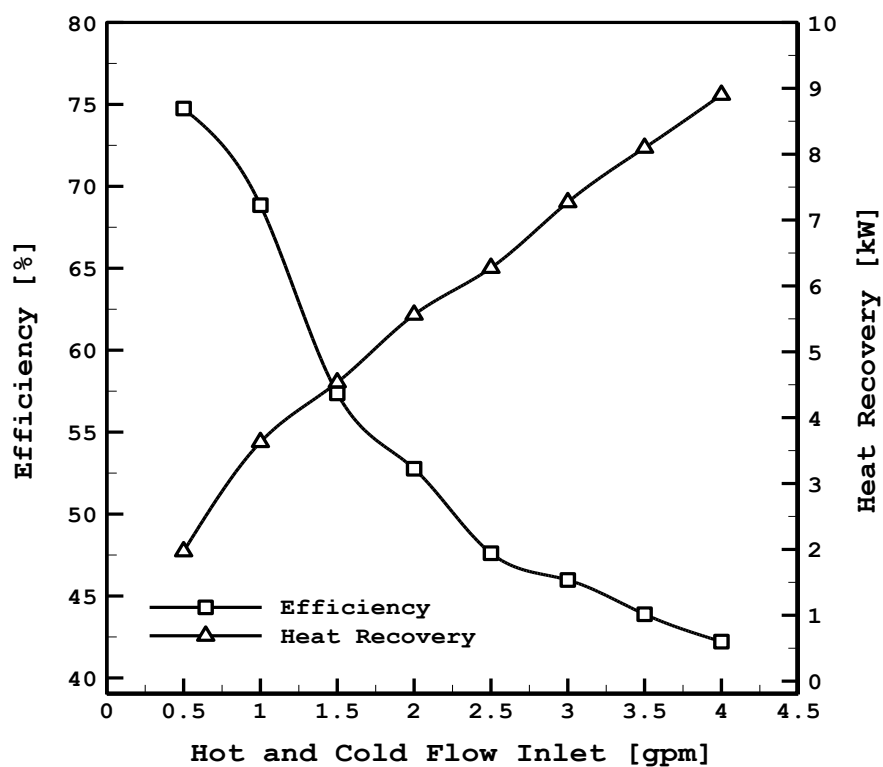
شکل ۵-۱۶: توان حرارتی مبدل POWER-PIPE را در دمای آب گرم مصرف‌شده ۶۰ درجه سانتی‌گراد



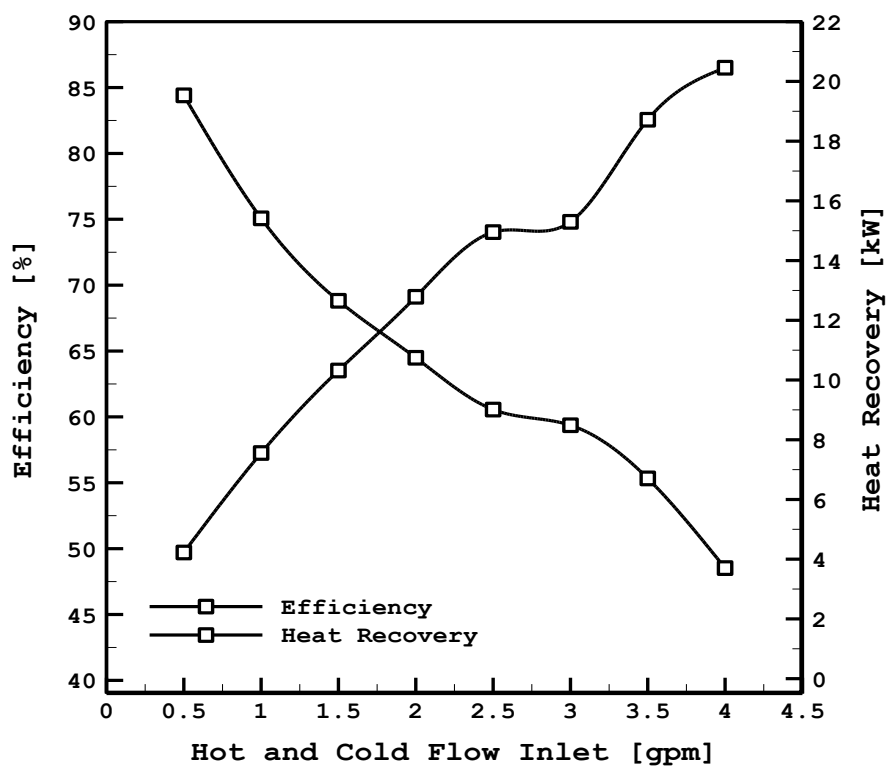
شکل ۵-۱۷: توان حرارتی مبدل POWER-PIPE در شرایط دمایی آب گرم مصرف شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی گراد



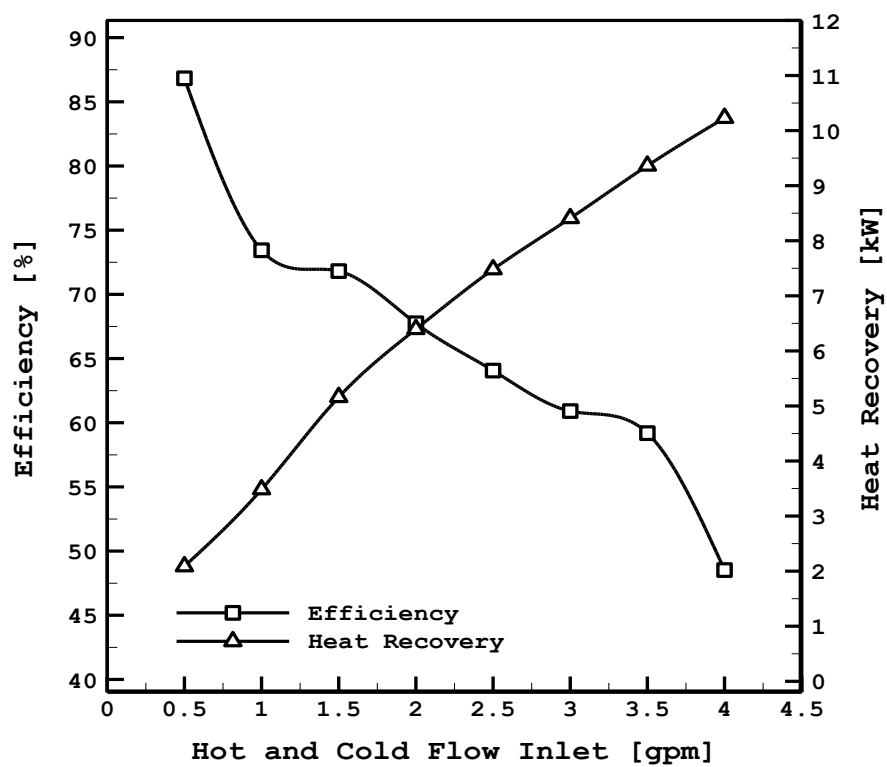
شکل ۵-۱۸: توان حرارتی مبدل GFX و POWER-PIPE در دمای آب گرم ثابت



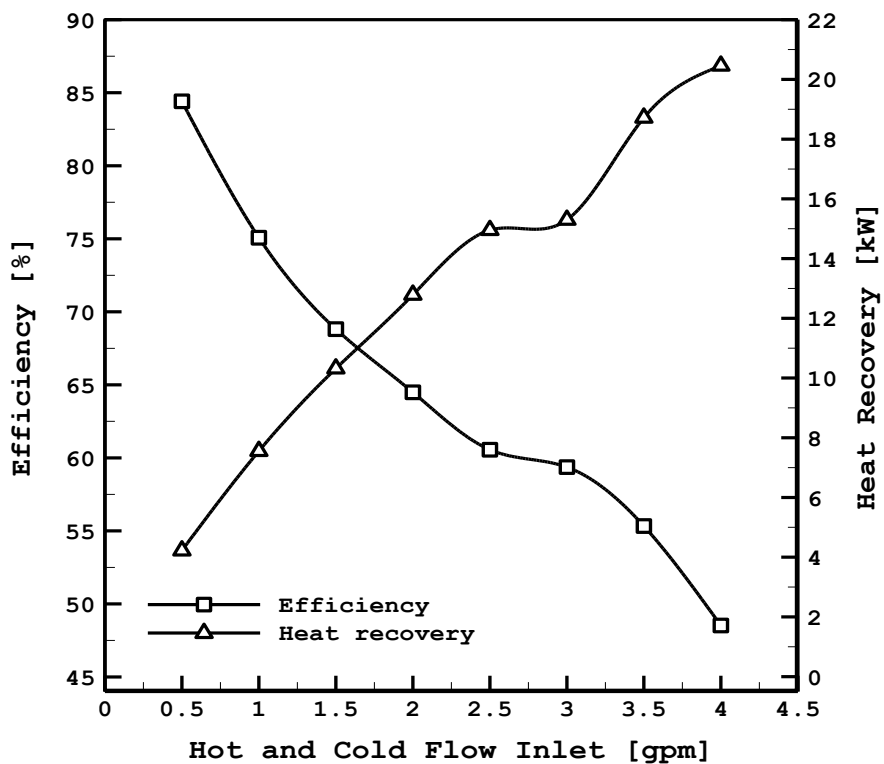
شکل ۵-۱۹: بازدهی و توان حرارتی مبدل GFX در دمای ثابت ۴۰ درجه سانتی‌گراد



شکل ۵-۲۰: بازدهی و توان حرارتی مبدل GFX در دمای ثابت ۶۰ درجه سانتی‌گراد



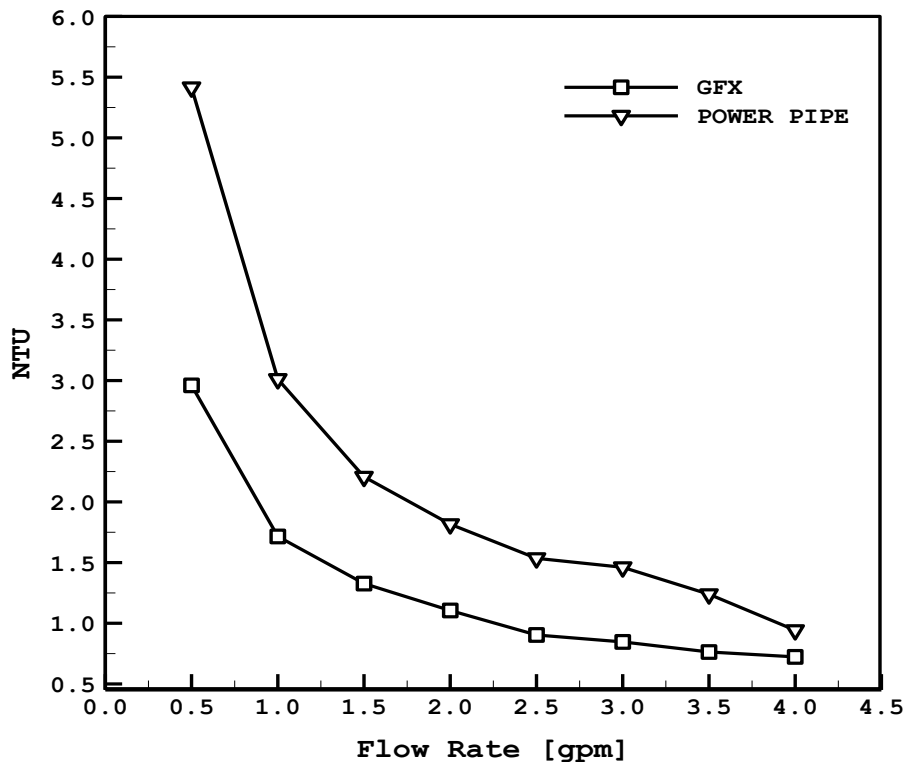
شکل ۵-۲۱: بازدهی و توان حرارتی مبدل POWER-PIPE در دمای ثابت ۴۰ درجه سانتی‌گراد



شکل ۵-۲۲: بازدهی و توان حرارتی مبدل POWER-PIPE در دمای ثابت ۶۰ درجه سانتی‌گراد

شکل ۵-۱۸ مقایسه‌ای میان توان حرارتی دو مبدل GFX و POWER-PIPE در دما و دبی آب گرم ثابت است. شکل ۵-۱۹ و شکل ۵-۲۰ به ترتیب بازدهی و توان حرارتی مبدل GFX را در دمای ثابت ۴۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد نشان می‌دهند. در شکل ۵-۲۱ و ۵-۲۲ نیز به ترتیب بازدهی و توان حرارتی مبدل POWER-PIPE در دمای ثابت ۴۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد آورده شده است.

شکل ۵-۲۳ کمیت NTU دو مبدل حرارتی GFX و POWER-PIPE را برای دبی‌های مساوی آب گرم و سرد نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود این کمیت در مبدل POWER-PIPE به میزان ۴۵ درصد در دبی ۰/۵ گالن بر دقیقه تا ۳۳ درصد در دبی ۴ گالن بر دقیقه از مبدل GFX بالاتر است. علت این موضوع افزایش سطح مقطع انتقال حرارت در طراحی مبدل نوع POWER-PIPE نسبت به مدل GFX است که در نهایت باعث افزایش بازدهی و توان حرارتی مبدل نوع POWER-PIPE نسبت به نوع GFX شده است.

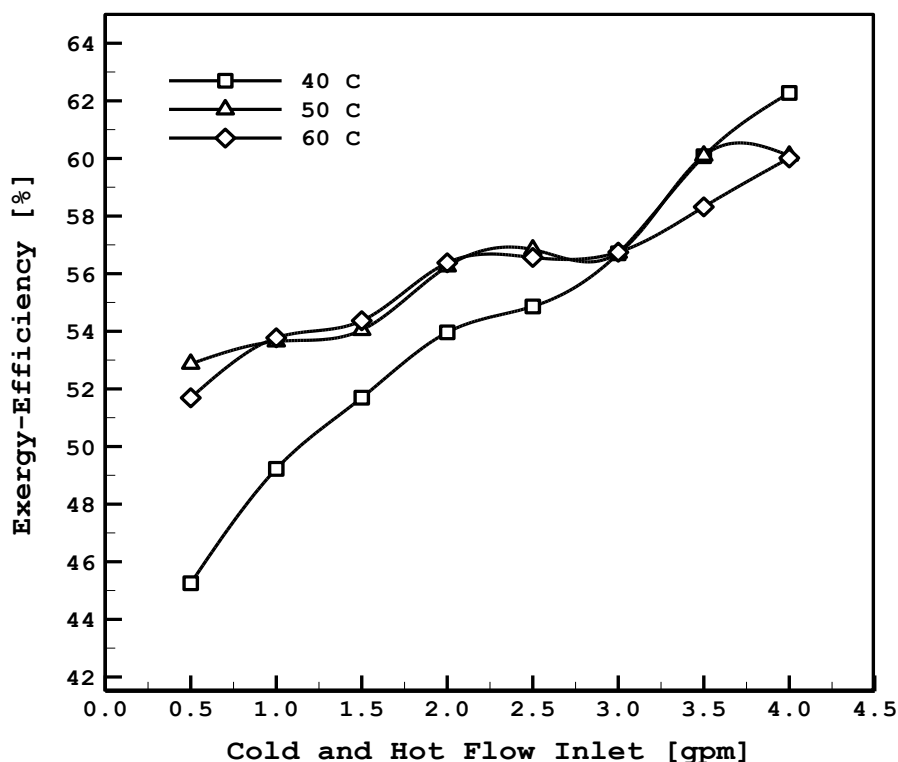


شکل ۵-۲۳: کمیت NTU مبدل GFX و POWER-PIPE

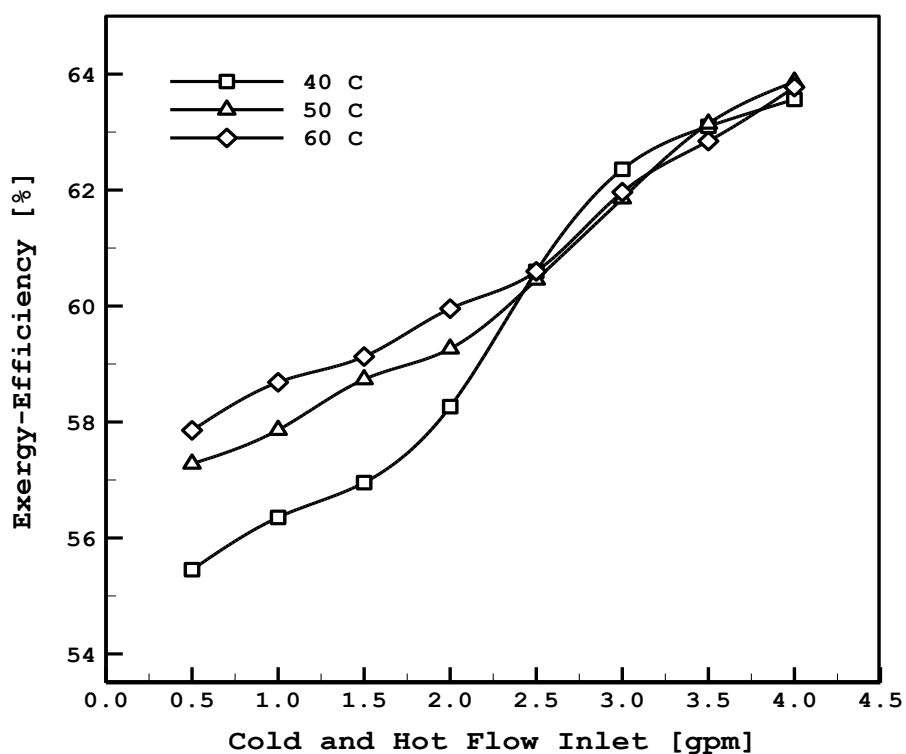
۵-۳-۴- بازده اگزرتیک

بازده اگزرتیک مبدل‌های GFX و POWER-PIPE برای دبی‌های مساوی آب گرم و سرد محاسبه گردید و مقادیر به‌دست‌آمده نشان از افزایش این کمیت همراه با افزایش دبی جریان‌های آب گرم و سرد داشت. شکل ۵-۲۴ بازده اگزرتیک مبدل GFX را در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد نشان می‌دهد. با افزایش دمای جریان آب گرم نیز بازده اگزرتیک افزایش یافته است که نشانگر کارایی بهتر این مبدل در دماهای آب گرم بالاتر است.

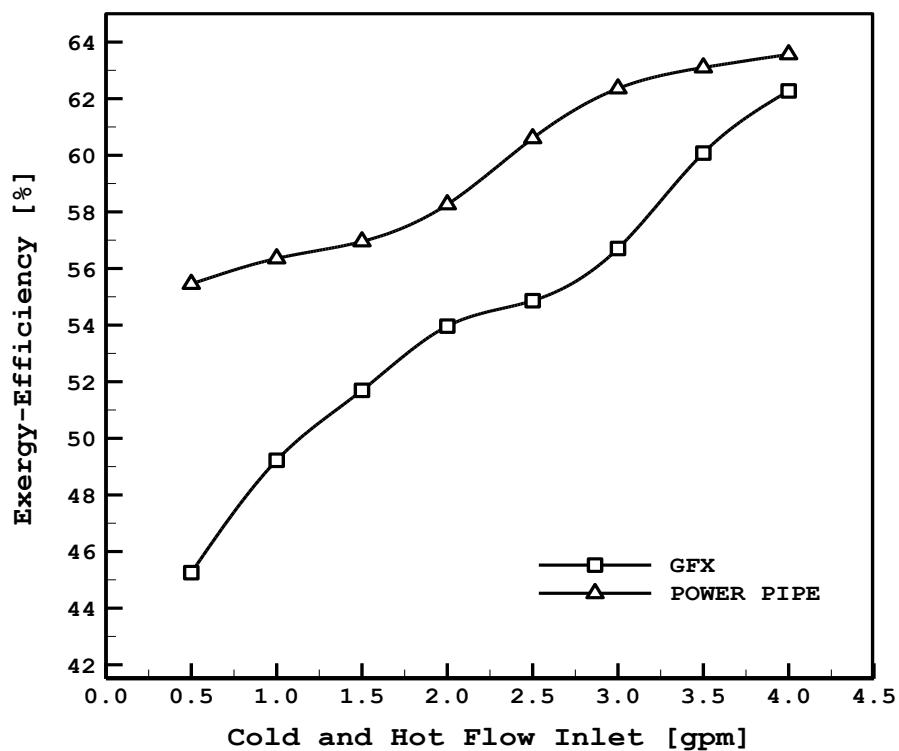
در شکل ۵-۲۵ بازده اگزرتیک مبدل POWER-PIPE در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد آورده شده است و شکل ۵-۲۶ نیز مقایسه‌ای میان بازده اگزرتیک دو مبدل در شرایط دمایی یکسان است.



شکل ۵-۲۴: بازده اگزرتیک مبدل GFX در شرایط دمایی آب گرم مصرف‌شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد



شکل ۵-۲۵: بازده اگزرجتیک مبدل POWER-PIPE در شرایط دمایی آب گرم مصرف شده ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی گراد

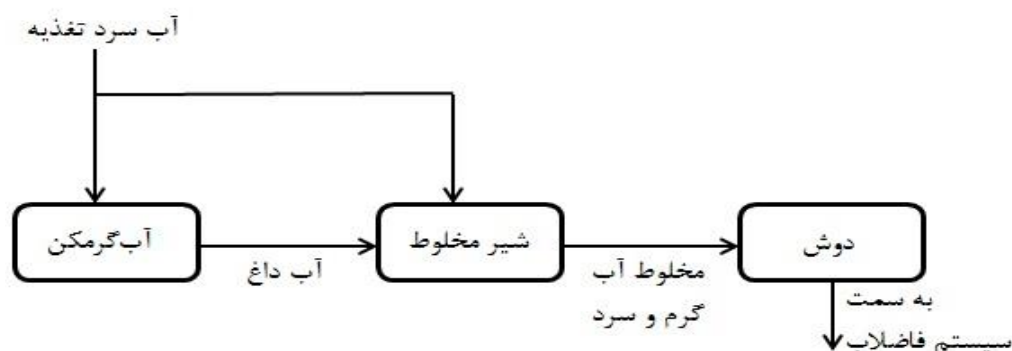


شکل ۵-۲۶: بازده اگزرجتیک مبدل GFX و POWER-PIPE در دمای ثابت

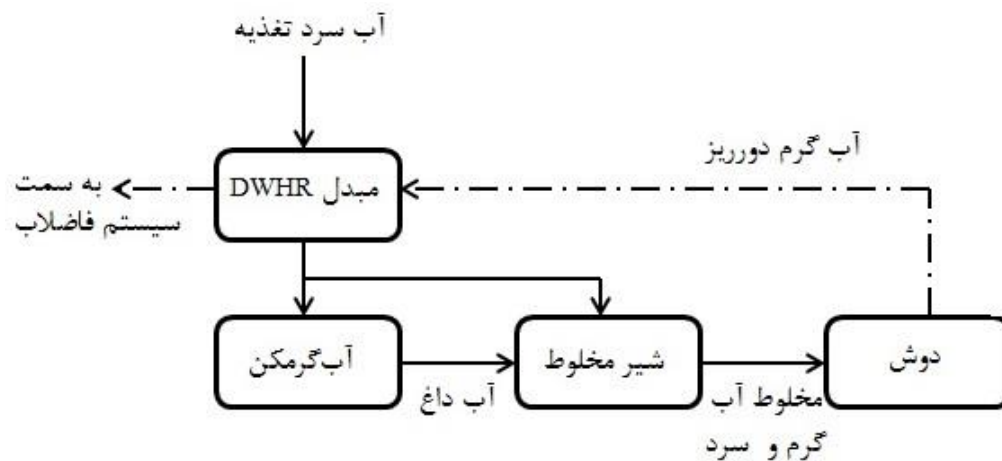
۵-۴- نتایج تحلیل اقتصادی

همان طوری که در بخش ۲-۴ توضیح داده شد آب پیش گرم شده در خروجی مبدل به سه صورت قابل استفاده است. در حالت اول آب پیش گرم شده به دو قسمت تقسیم شده، قسمتی وارد آب گرم کن و بخش دیگر آن وارد محل استحمام می شود (option1). شکل ۵-۲۸ این حالت را نشان می دهد. در حالت دوم آب پیش گرم شده تنها آب گرم کن را تغذیه کرده و تمامی آن وارد آب گرم کن می شود (option2) که در شکل ۵-۲۹ مشاهده می شود. نوع سوم نیز انتقال تمام آب پیش گرم شده به محل استحمام است (option3). در شکل ۵-۳۰ نیز این حالت قابل ملاحظه است. حالت صفر نیز درواقع حالت استفاده از حمام بدون نصب مبدل است (Option0). شکل ۵-۲۷ حالت بدون نصب مبدل را نشان می دهد.

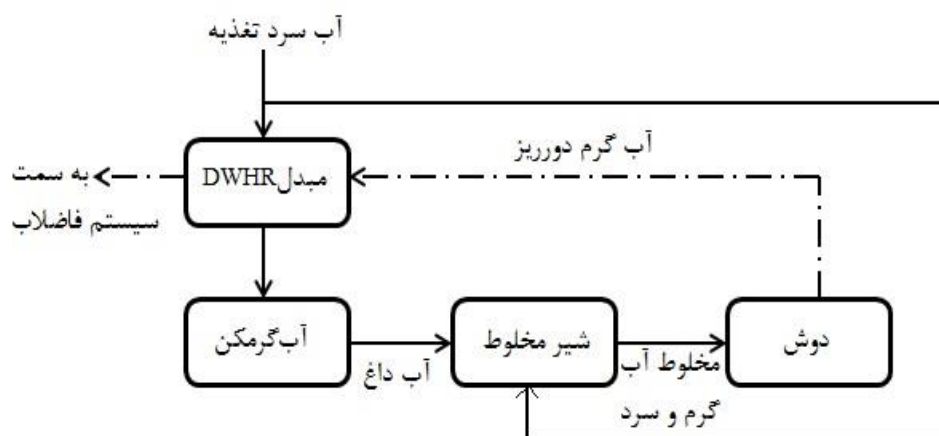
در این قسمت محاسبات اقتصادی مربوط به هر کدام از این سه حالت با توجه به بازده های به دست آمده برای دو مبدل GFX و POWER-PIPE در مقایسه با زمانی که تأسیسات منزل فاقد سیستم DWHR است انجام شده و میزان صرفه جویی در مصرف گاز مورد نیاز آب گرم کن برای گرمایش آب به دست آمده است. پس از آن نیز میزان سودآوری و زمان بازگشت سرمایه برای مصرف خانوار و نیز ارزش آوری طرح برای دولت از جهت صادرات بخش صرفه جویی شده در گاز ارزیابی شده است.



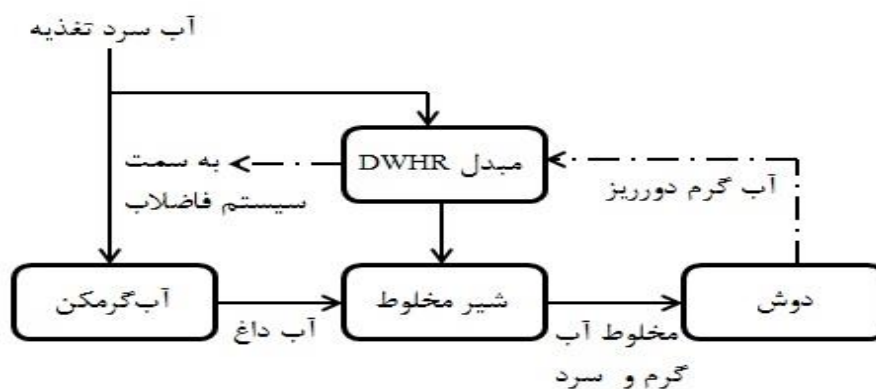
شکل ۵-۲۷: حالت صفر؛ سیستم تأسیسات بدون نصب مبدل DWHR



شکل ۵- ۲۸: حالت اول؛ پیش گرمایش آب سرد ورودی به آب گرم کن و دوش



شکل ۵- ۲۹: حالت دوم؛ پیش گرمایش آب سرد ورودی به آب گرم کن



شکل ۵- ۳۰: حالت سوم؛ پیش گرمایش آب سرد ورودی به دوش

۵-۴-۱- مدل مطالعاتی

در این قسمت مبدل GFX در شرایط دمایی آب گرم ۴۰ درجه سانتی‌گراد و دبی ۳ گالن بر دقیقه به‌عنوان نمونه مورد مطالعه انتخاب شده و نتایج حاصل از آن در ادامه آمده است. مطالعات مربوط به دبی‌های ۲ و ۴ گالن بر دقیقه و نیز دماهای ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد برای هر دو مبدل GFX و POWER-PIPE انجام گردید اما از آوردن آن در این پایان‌نامه به علت حجم بالای داده‌ها خودداری گردیده، البته در انتهای فصل نتایج آن در غالب نمودار ارائه شده است.

۵-۴-۲- میزان صرفه‌جویی پروژه

نتایج حاصل از میزان انرژی و مترمکعب گاز مصرفی در آب‌گرم‌کن در هر سه حالت برای مبدل GFX در دبی ۳ گالن بر دقیقه و دمای ۴۰ درجه سانتی‌گراد در جدول ۵-۴ آمده است. جدول ۵-۵ نیز میزان صرفه‌جویی گاز را برحسب مترمکعب در هر حالت نشان داده و صرفه‌جویی خالص ریالی آن را با فرض در نظر گرفتن هر مترمکعب گاز ۱۰۰۰ ریال در بخش داخلی و ۹۰۰۰ ریال در بخش صادراتی نشان می‌دهد.

جدول ۵-۴: انرژی و مترمکعب گاز مصرفی آب‌گرم‌کن

	C_{rkt} (kcal)	V (m ³)
$k=0$	۳۰۶۹۱۶۲	۳۵۶/۸۷۹۳
$k=1$	۸۲۹۰۳۵/۳	۹۶/۳۹۹۴۵
$k=2$	۱۶۵۸۰۷۱	۱۹۲/۷۹۸۹
$k=3$	۱۵۳۴۵۸۱	۱۷۸/۴۳۹۶

جدول ۵-۵: صرفه‌جویی خالص در دو حالت داخلی و صادراتی

	صرفه‌جویی خالص نرخ صادراتی گاز (ریال)	صرفه‌جویی خالص نرخ داخلی گاز (ریال)	گاز صرفه‌جویی شده (m^3)
$k=1$	۲۳۴۴۳۱۸	۲۶۰۴۹۷/۸	۲۶۰/۴۷۹۸
$k=2$	۱۴۷۶۷۲۳	۱۶۴۰۸۰/۳	۱۶۴/۰۸۰۳
$k=3$	۱۶۰۵۹۵۷	۱۷۸۴۳۹/۶	۱۷۸/۴۳۹۴

۵-۴-۳- ارزش حال خالص پروژه

در این قسمت ارزش حال خالص پروژه برای هر سه حالت مذکور در جدول‌های ۵-۶ تا ۵-۱۱ آورده شده است. هزینه ساخت مبدل در هر حالت ۳۵۰۰۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده و میزان سودآوری پروژه در ده سال آینده بررسی شده است. در این قسمت نیز نتایج برای مبدل مدل GFX با شرایط دبی آب گرم ۳ گالن بر دقیقه و دمای ۴۰ درجه سانتی‌گراد آورده شده است.

در جدول ۵-۶ نتایج بررسی ارزش حال خالص پروژه با فرض نصب مبدل DWHR در حالت اول با نرخ داخلی گاز نشان داده شده است. مثبت بودن جمع ستون ارزش حال خالص به معنای سودآوری پروژه و رسیدن به نقطه بازگشت سرمایه در این ده سال است.

در جدول ۵-۷ نیز همین حالت تنها با تفاوت در نرخ صادراتی گاز بررسی شده است. مشاهده می‌شود که عدد به‌دست‌آمده برای میزان ارزش حال خالص پروژه بزرگ‌تر در حالت در نظر گرفتن صادراتی بزرگ‌تر از نرخ داخلی گاز است. این بدان معناست که نرخ صادراتی گاز پروژه را جذاب‌تر و در نتیجه بازگشت سرمایه سریع‌تری را به دنبال خواهد داشت. (تمامی ارقام داده شده در جداول برحسب ریال می‌باشند.)

جدول ۵- ۶: ارزش حال خالص حالت اول نصب سیستم در ده سال با نرخ داخلی گاز

سال	مقدار سرمایه گذاری	صرفه جویی خالص	فاکتور تورم	فاکتور تنزیل	ارزش حال
	(a)	(b)	(c, % ^۵)	(e, % ^{۱۰})	(a+b)*c*e
۰	-۳۵۰۰۰۰۰	۰/۰۰	۱/۰۰	۱/۰۰	-۳۵۰۰۰۰۰
۱		۲۶۰۴۷۹/۸	۱/۰۵	۱/۱۰	۳۰۰۸۵۴/۲
۲		۲۶۰۴۷۹/۸	۱/۱۰	۱/۲۰	۳۴۳۸۳۳/۳
۳		۲۶۰۴۷۹/۸	۱/۱۵	۱/۳۰	۳۸۹۴۱۷/۳
۴		۲۶۰۴۷۹/۸	۱/۲۰	۱/۴۰	۴۳۷۶۰۶/۱
۵		۲۶۰۴۷۹/۸	۱/۲۵	۱/۵۰	۴۸۸۳۹۹/۶
۶		۲۶۰۴۷۹/۸	۱/۳۰	۱/۶۰	۵۴۱۷۹۸/۰
۷		۲۶۰۴۷۹/۸	۱/۳۵	۱/۷۰	۵۹۷۸۰۱/۱
۸		۲۶۰۴۷۹/۸	۱/۴۰	۱/۸۰	۶۵۶۴۰۹/۱
۹		۲۶۰۴۷۹/۸	۱/۴۵	۱/۹۰	۷۱۷۶۲۱/۸
۱۰		۲۶۰۴۷۹/۸	۱/۵۰	۲/۰۰	۷۸۱۴۳۹/۴
					NPV ۱۷۵۵۱۸۰/۰

جدول ۵- ۷: ارزش حال خالص حالت اول نصب سیستم در ده سال با نرخ صادراتی گاز

سال	مقدار سرمایه گذاری	صرفه جویی خالص	فاکتور تورم	فاکتور تنزیل	ارزش حال
	(a)	(b)	(c, %۵)	(e, %۱۰)	(a+b)*c*e
۰	-۳۵۰۰۰۰۰	۰/۰۰	۱/۰۰	۱/۰۰	-۳۵۰۰۰۰۰
۱		۲۳۴۴۳۱۸/۲	۱/۰۵	۱/۱۰	۲۷۰۷۶۸۷/۵
۲		۲۳۴۴۳۱۸/۲	۱/۱۰	۱/۲۰	۳۰۹۴۵۰۰/۰
۳		۲۳۴۴۳۱۸/۲	۱/۱۵	۱/۳۰	۳۵۰۴۷۵۵/۷
۴		۲۳۴۴۳۱۸/۲	۱/۲۰	۴۰/۱	۳۹۳۸۴۵۴/۶
۵		۲۳۴۴۳۱۸/۲	۱/۲۵	۱/۵۰	۴۳۹۵۵۹۶/۶
۶		۲۳۴۴۳۱۸/۲	۱/۳۵	۱/۶۰	۴۸۷۶۱۸۱/۹
۷		۲۳۴۴۳۱۸/۲	۱/۳۵	۱/۷۰	۵۳۸۰۲۱۰/۳
۸		۲۳۴۴۳۱۸/۲	۱/۴۰	۱/۸۰	۵۹۰۷۶۸۱/۹
۹		۲۳۴۴۳۱۸/۲	۱/۴۵	۱/۹۰	۶۴۵۸۵۹۶/۶
۱۰		۲۳۴۴۳۱۸/۲	۱/۵۰	۲/۰۰	۷۰۳۲۹۵۴/۶
NPV					۴۳۷۹۶۶۱۹/۷

جدول ۵- ۸: ارزش حال خالص حالت دوم نصب سیستم در ده سال با نرخ داخلی گاز

سال	مقدار سرمایه گذاری	صرفه جویی خالص	فاکتور تورم	فاکتور تنزیل	ارزش حال
	(a)	(b)	(c, %۵)	(e, %۱۰)	(a+b)*c*e
۰	-۳۵۰۰۰۰۰	۰/۰۰	۱/۰۰	۱/۰۰	-۳۵۰۰۰۰۰
۱		۱۶۴۰۸۰/۳	۱/۰۵	۱/۱۰	۱۸۹۵۱۲/۸
۲		۱۶۴۰۸۰/۳	۱/۱۰	۱/۲۰	۲۱۶۵۸۶/۱
۳		۱۶۴۰۸۰/۳	۱/۱۵	۱/۳۰	۲۴۵۳۰۰/۱
۴		۱۶۴۰۸۰/۳	۱/۲۰	۱/۴۰	۲۷۵۶۵۵/۰
۵		۱۶۴۰۸۰/۳	۱/۲۵	۱/۵۰	۳۰۷۶۵۰/۷
۶		۱۶۴۰۸۰/۳	۱/۳۰	۱/۶۰	۳۴۱۲۸۷/۱
۷		۱۶۴۰۸۰/۳	۱/۳۵	۱/۷۰	۳۷۶۵۶۴/۴
۸		۱۶۴۰۸۰/۳	۱/۴۰	۱/۸۰	۴۱۳۴۸۲/۵
۹		۱۶۴۰۸۰/۳	۱/۴۵	۱/۹۰	۴۵۲۰۴۱/۴
۱۰		۱۶۴۰۸۰/۳	۱/۵۰	۲/۰۰	۴۹۲۲۴۱/۰
<i>NPV</i>					-۱۸۹۶۷۹/۰

همان طوری که از جدول ۵-۶ و ۵-۸ مشاهده می شود $NPV_1 > NPV_2$ که نمایانگر صرفه اقتصادی بیشتر حالت اول نسبت به حالت دوم است و در هر دو حالت نرخ صادراتی بازگشت سرمایه سریع تری نسبت به بهای داخلی گاز دارد، زیرا در ایران نرخ انرژی پایین بوده و این اختلاف بازگشت سرمایه قابل پیش بینی بوده است.

جدول ۵- ۹: ارزش حال خالص حالت دوم نصب سیستم در ده سال با نرخ صادراتی گاز

سال	مقدار سرمایه گذاری	صرفه جویی خالص	فاکتور تورم	فاکتور تنزیل	ارزش حال
	(a)	(b)	(c, %۵)	(e, %۱۰)	(a+b)*c*e
۰	-۳۵۰۰۰۰۰	۰/۰۰	۱/۰۰	۱/۰۰	-۳۵۰۰۰۰۰
۱		۱۴۷۶۷۲۳/۱	۱/۰۵	۱/۱۰	۱۷۰۵۶۱۵/۲
۲		۱۴۷۶۷۲۳/۱	۱/۱۰	۱/۲۰	۱۹۴۹۲۷۴/۵
۳		۱۴۷۶۷۲۳/۱	۱/۱۵	۱/۳۰	۲۲۰۷۷۰۱/۱
۴		۱۴۷۶۷۲۳/۱	۱/۲۰	۱/۴۰	۲۴۸۰۸۹۴/۸
۵		۱۴۷۶۷۲۳/۱	۱/۲۵	۱/۵۰	۲۷۶۸۸۵۵/۹
۶		۱۴۷۶۷۲۳/۱	۱/۳۰	۱/۶۰	۳۰۷۱۵۸۴/۱
۷		۱۴۷۶۷۲۳/۱	۱/۳۵	۱/۷۰	۳۳۸۹۰۷۹/۶
۸		۱۴۷۶۷۲۳/۱	۱/۴۰	۱/۸۰	۳۷۲۱۳۴۲/۳
۹		۱۴۷۶۷۲۳/۱	۱/۴۵	۱/۹۰	۴۰۶۸۳۷۲/۲
۱۰		۱۴۷۶۷۲۳/۱	۱/۵۰	۲/۰۰	۴۴۳۰۱۶۹/۴
NPV					۲۶۲۹۲۸۸۸/۹

جدول ۵- ۱۰: ارزش حال خالص حالت سوم نصب سیستم در ده سال با نرخ داخلی گاز

سال	مقدار سرمایه گذاری	صرفه جویی خالص	فاکتور تورم	فاکتور تنزیل	ارزش حال
	(a)	(b)	(c, %۵)	(e, %۱۰)	(a+b)*c*e
۰	-۳۵۰۰۰۰۰	۰/۰۰	۱/۰۰	۱/۰۰	-۳۵۰۰۰۰۰
۱		۱۷۸۴۳۹/۶	۱/۰۵	۱/۱۰	۲۰۶۰۹۷/۸
۲		۱۷۸۴۳۹/۶	۱/۱۰	۱/۲۰	۲۳۵۵۴۰/۳
۳		۱۷۸۴۳۹/۶	۱/۱۵	۱/۳۰	۲۶۶۷۶۷/۲
۴		۱۷۸۴۳۹/۶	۱/۲۰	۱/۴۰	۲۹۹۷۷۸/۶
۵		۱۷۸۴۳۹/۶	۱/۲۵	۱/۵۰	۳۳۴۵۷۴/۳
۶		۱۷۸۴۳۹/۶	۱/۳۰	۱/۶۰	۳۷۱۱۵۴/۴
۷		۱۷۸۴۳۹/۶	۱/۳۵	۱/۷۰	۴۰۹۵۱۸/۹
۸		۱۷۸۴۳۹/۶	۱/۴۰	۱/۸۰	۴۴۹۶۶۷/۹
۹		۱۷۸۴۳۹/۶	۱/۴۵	۱/۹۰	۴۹۱۶۰۱/۲
۱۰		۱۷۸۴۳۹/۶	۱/۵۰	۲/۰۰	۵۳۵۳۱۸/۹
NPV					۱۰۰۰۱۹/۵

جدول ۵- ۱۱: ارزش حال خالص حالت سوم نصب سیستم در ده سال با نرخ صادراتی گاز

ارزش	فاکتور	فاکتور	صرفه جویی	مقدار	
حال	تنزیل	تورم	خالص	سرمایه گذاری	سال
(a+b)*c*e	(e, %۱۰)	(c, %۵)	(b)	(a)	
-۳۵۰۰۰۰۰	۱/۰۰	۱/۰۰	۰/۰۰	-۳۵۰۰۰۰۰	۰
۱۸۵۴۸۷۹/۹	۱/۱۰	۱/۰۵	۱۶۰۵۹۵۶/۶		۱
۲۱۱۹۸۶۲/۸	۱/۲۰	۱/۱۰	۱۶۰۵۹۵۶/۶		۲
۲۴۰۰۹۰۵/۲	۱/۳۰	۱/۱۵	۱۶۰۵۹۵۶/۶		۳
۲۶۹۸۰۰۷/۲	۱/۴۰	۱/۲۰	۱۶۰۵۹۵۶/۶		۴
۳۰۱۱۱۶۸/۷	۱/۵۰	۱/۲۵	۱۶۰۵۹۵۶/۶		۵
۳۳۴۰۳۸۹/۸	۱/۶۰	۱/۳۰	۱۶۰۵۹۵۶/۶		۶
۳۶۸۵۶۷۰/۵	۱/۷۰	۱/۳۵	۱۶۰۵۹۵۶/۶		۷
۴۰۴۷۰۱۰/۷	۱/۸۰	۱/۴۰	۱۶۰۵۹۵۶/۶		۸
۴۴۲۴۴۱۰/۵	۱/۹۰	۱/۴۵	۱۶۰۵۹۵۶/۶		۹
۴۸۱۷۸۶۹/۹	۲/۰۰	۱/۵۰	۱۶۰۵۹۵۶/۶		۱۰
NPV	۱۰۰۰۱۹/۵				

۵-۴-۴- بازگشت سرمایه

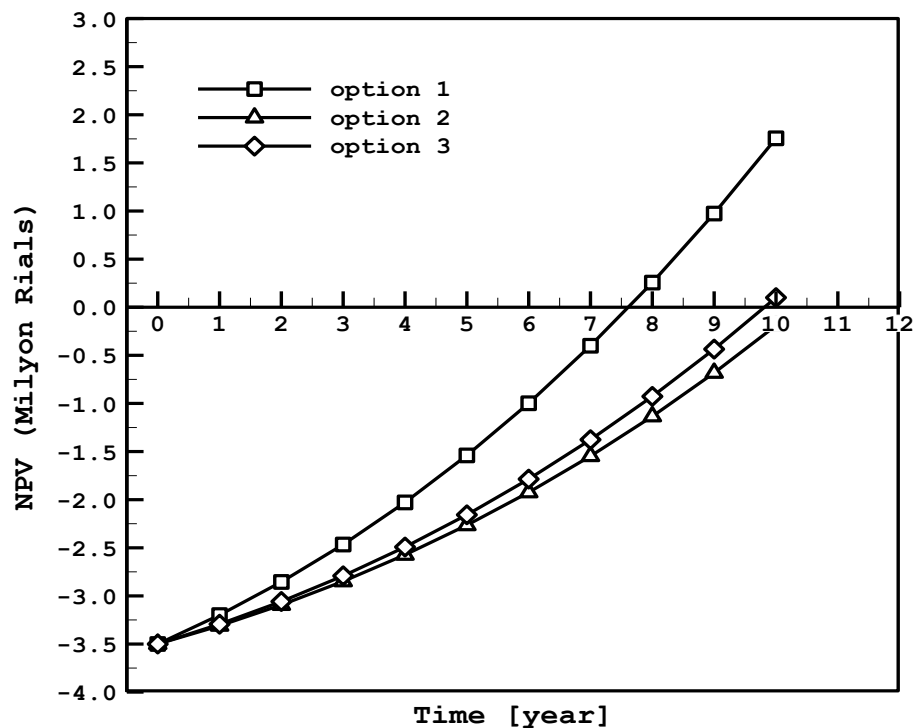
نقطه سربه‌سر در روش ارزش حال خالص زمانی اتفاق می‌افتد که $NPV=0$ باشد و از این مرحله به بعد سود پروژه تلقی می‌شود. برای محاسبه دقیق زمان بازگشت سرمایه از جدول ارزش حال خالص که در بخش ۵-۴-۳ محاسبه گردید درون‌یابی کرده و زمان دقیق بازگشت سرمایه برای هر حالت محاسبه می‌شود.

در این قسمت تمامی حالات هر دو مبدل حرارتی GFX و POWER-PIPE در دبی‌های آب گرم ۲، ۳ و ۴ گالن بر دقیقه و دماهای آب گرم ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد با هر دو نرخ داخلی و صادراتی گاز مورد بررسی قرار گرفته و با یکدیگر مقایسه شده‌اند؛ بنابراین اثر افزایش دبی جریان و همین‌طور افزایش دمای آب گرم در هر حالت قابل مقایسه است.

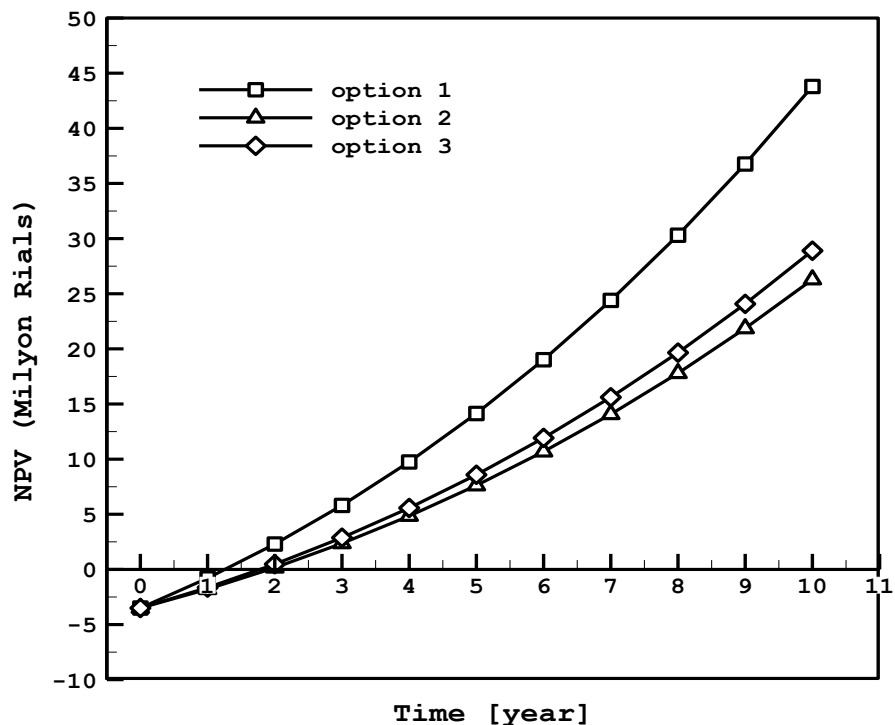
شکل ۵-۳۱ بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز را در سه حالت نصب مبدل GFX در دبی ۳ گالن بر دقیقه و دمای ۴۰ درجه سانتی‌گراد نشان می‌دهد. در شکل ۵-۳۲ نیز همین حالت با بهای صادراتی گاز قابل ملاحظه است.

مشاهده می‌شود که با مدنظر قرار دادن ارزش داخلی گاز در محاسبات نرخ بازگشت سرمایه در بهترین حالت یعنی حالت اول حدود ۷/۵ سال، در حالت سوم ۱۰ سال و در حالت دوم با برون‌یابی حدود ۱۰/۵ سال تخمین زده می‌شود. این در حالی است که با نرخ صادراتی گاز بازگشت سرمایه در حالت اول حدود ۱/۵ سال و در حالت دوم و سوم ۲ سال برآورد شده است.

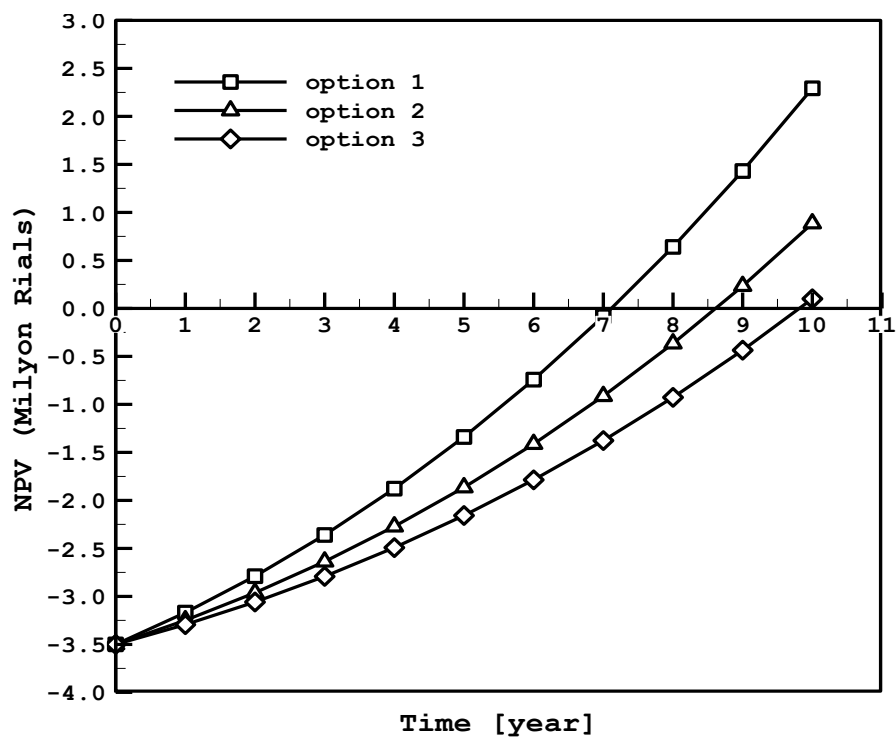
در شکل‌های ۵-۳۳ و ۵-۳۴ نیز همین موارد برای مبدل حرارتی مدل POWER-PIPE با شرایط یکسان یعنی دبی ۳ گالن بر دقیقه و دمای ۴۰ درجه سانتی‌گراد مشاهده می‌گردد؛ که همان‌گونه که انتظار می‌رفت بازگشت سرمایه در این مدل سریع‌تر و در حالت اول ۷ سال برآورد شده است.



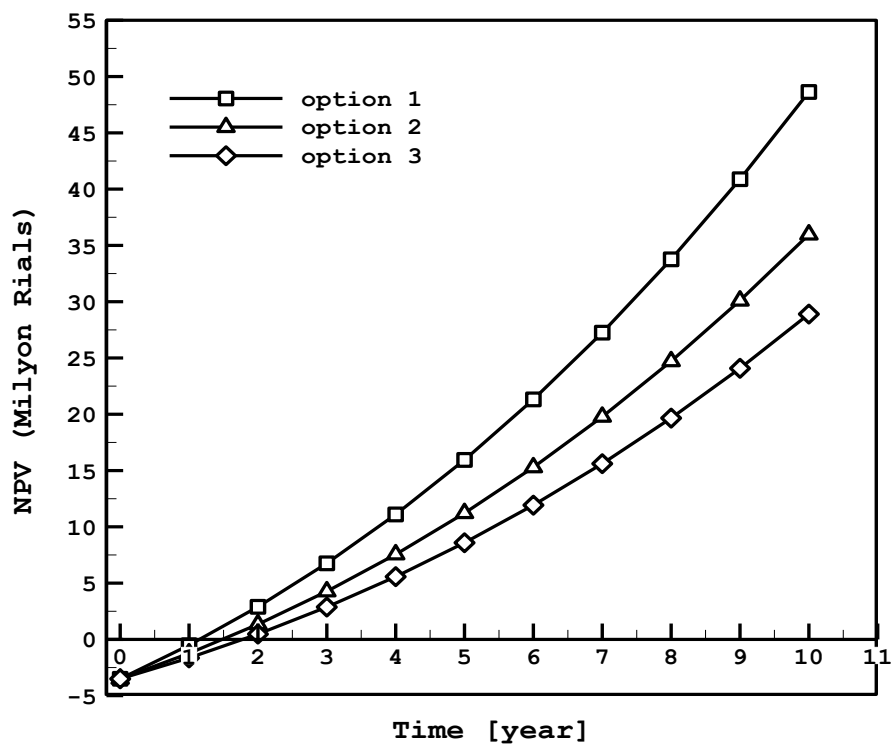
شکل ۵-۳۱: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز، مبدل GFX، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی‌گراد



شکل ۵-۳۲: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای صادراتی گاز، مبدل GFX، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی‌گراد



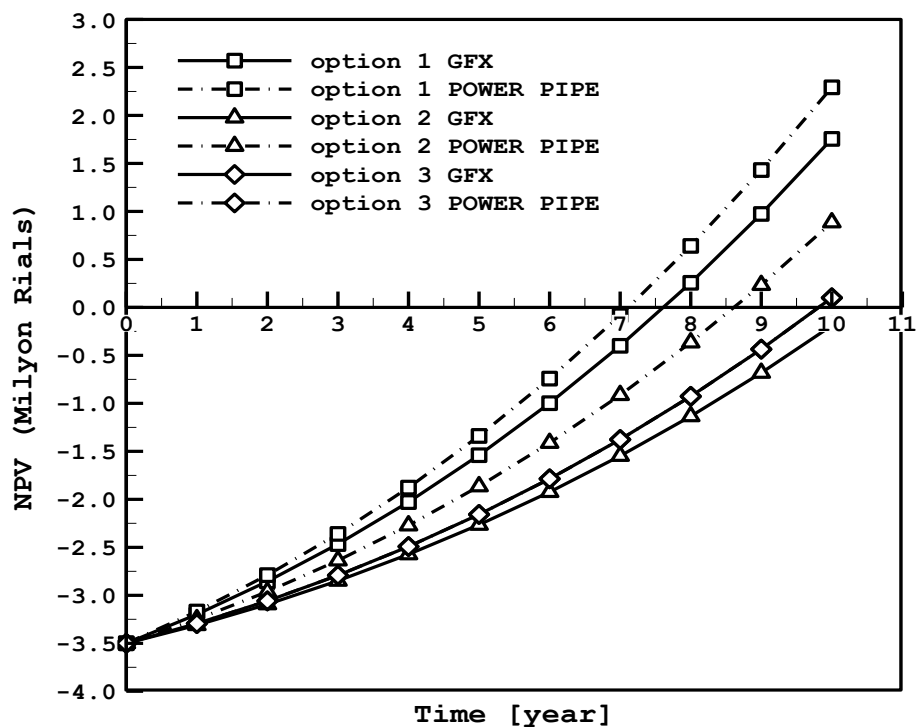
شکل ۵-۳۳: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز، مبدل POWER-PIPE، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی گراد



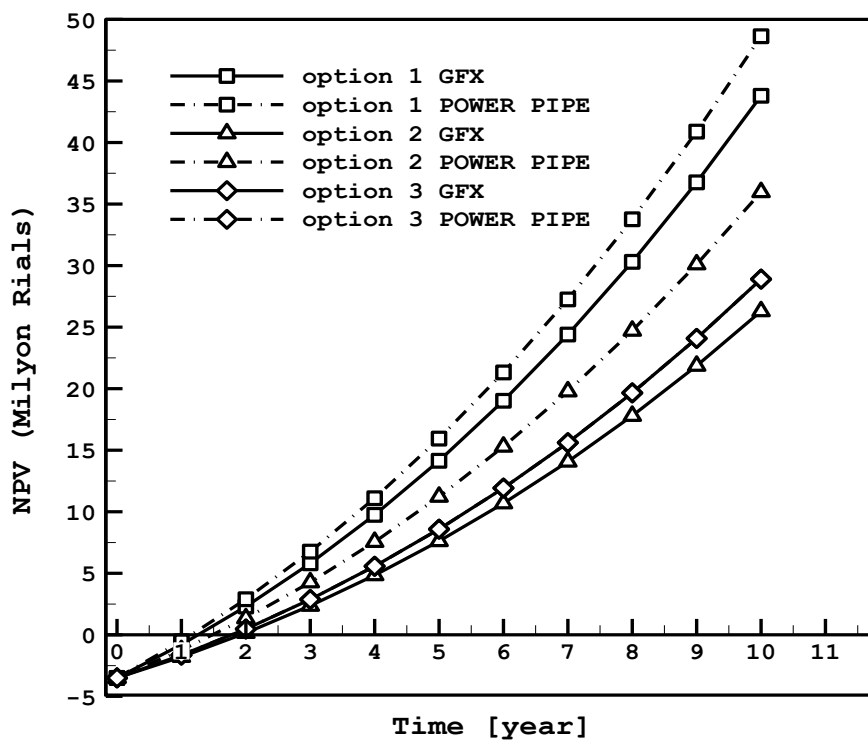
شکل ۵-۳۴: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای صادراتی گاز، مبدل POWER-PIPE، ۳ گالن بر دقیقه، ۴۰ درجه سانتی گراد

در شکل ۵-۳۵ بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص را با بهای داخلی گاز برای دو مبدل GFX و POWER-PIPE در شرایط کاملاً یکسان در هر سه حالت مقایسه می‌شود. در شکل ۵-۳۶ نیز همین حالت را با بهای صادراتی گاز به نمایش گذاشته است که مشاهده می‌شود مبدل مدل POWER-PIPE بازگشت سرمایه سریع‌تری به‌خصوص در حالت اول نصب مبدل دارد.

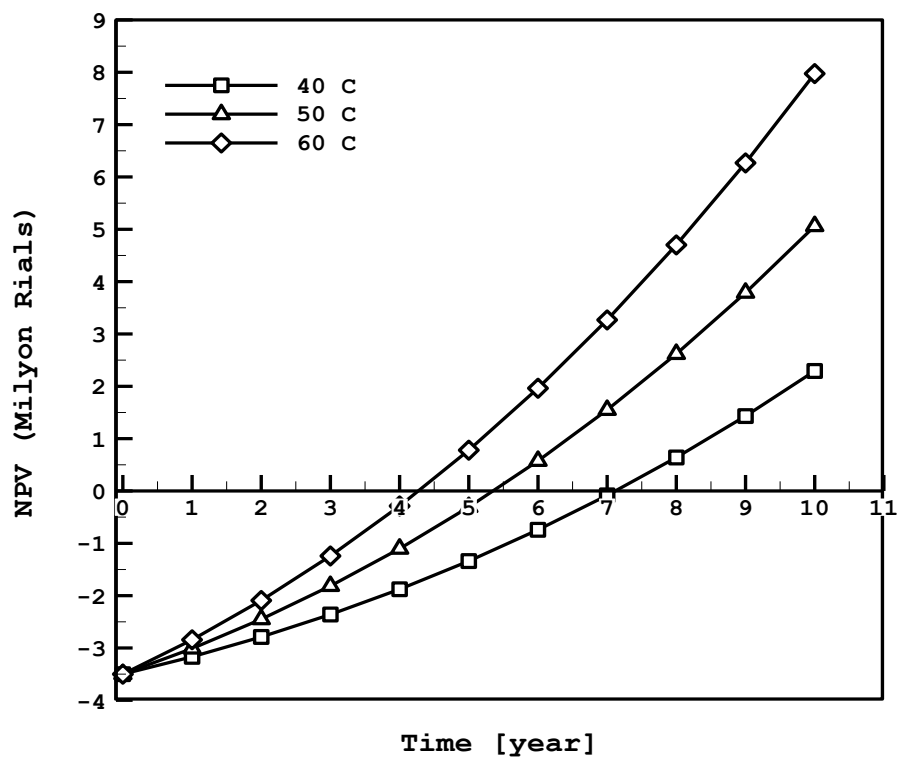
پس‌ازاین در شکل‌های ۵-۳۷ و ۵-۳۸ در مبدل مدل POWER-PIPE در حالت اول نصب مبدل DWHR در سیستم، دبی را ثابت و برابر ۳ گالن بر دقیقه فرض کرده با افزایش دما میزان زمان بازگشت سرمایه با دو روش بهای داخلی و صادراتی گاز ترسیم گردید که ملاحظه می‌شود با افزایش دمای آب گرم سرعت بازگشت سرمایه بیشتر خواهد بود. همچنین در شکل‌های ۵-۳۹ و ۵-۴۰ این بار دمای آب گرم را ثابت و برابر ۴۰ درجه سانتی‌گراد و اثر افزایش میزان دبی بر سرعت بازگشت سرمایه بررسی گردید. در این حالت نیز با افزایش میزان دبی آب گرم بازگشت سرمایه زودتر اتفاق می‌افتد.



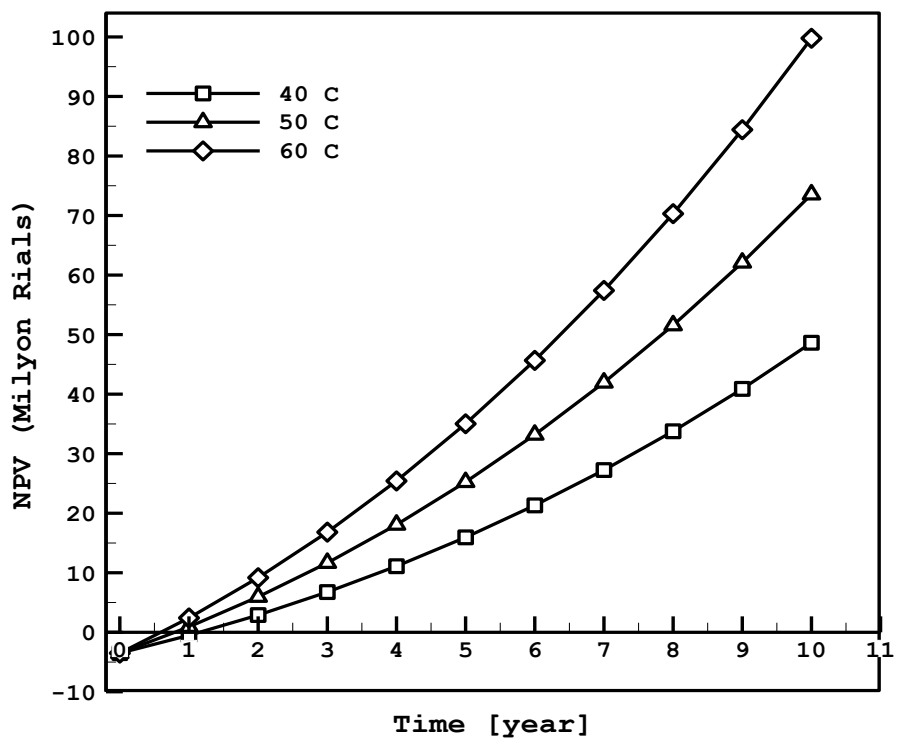
شکل ۳۵-۵: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز، دو مبدل GFX و POWER-PIPE در شرایط یکسان



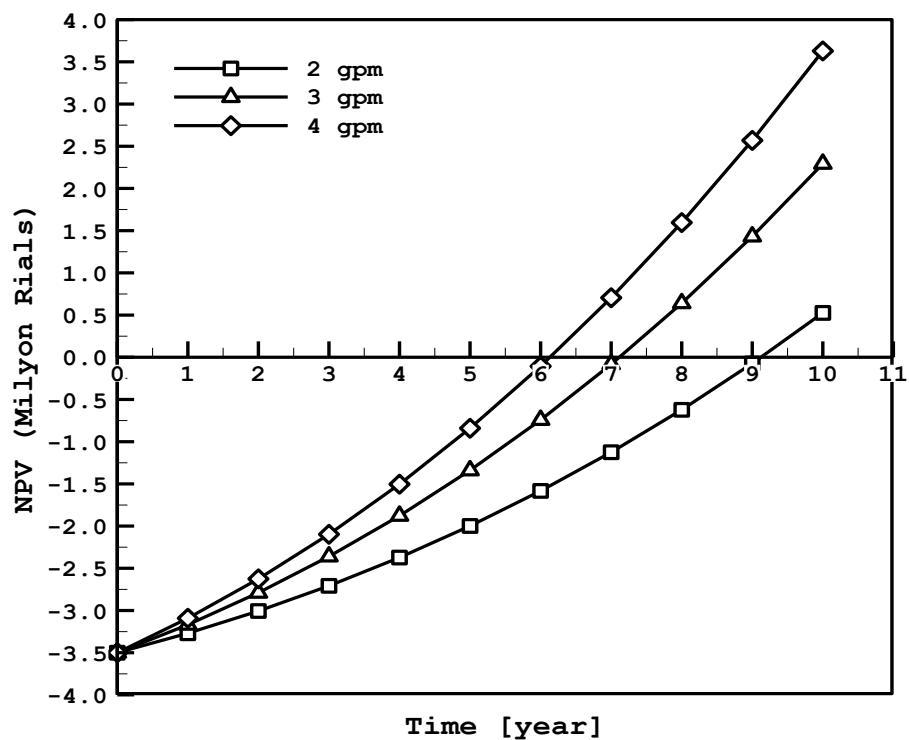
شکل ۳۶-۵: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای صادراتی گاز، دو مبدل GFX و POWER-PIPE در شرایط یکسان



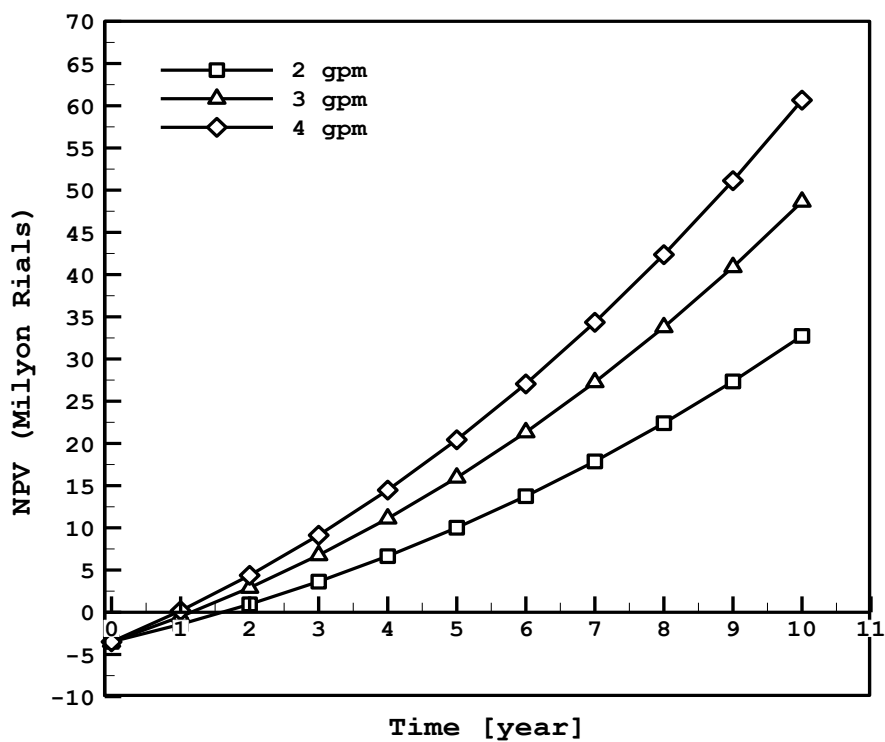
شکل ۵-۳۷: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز، مبدل POWER-PIPE



شکل ۵-۳۸: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای صادراتی گاز، مبدل POWER-PIPE



شکل ۵-۳۹: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای داخلی گاز، مبدل POWER-PIPE، ۴۰ درجه سانتی‌گراد



شکل ۵-۴۰: بازگشت سرمایه با روش ارزش حال خالص با بهای صادراتی گاز، مبدل POWER-PIPE، ۴۰ درجه سانتی‌گراد

فصل ششم: نتیجه گیری و پیشنهادها

۶-۱- نتیجه گیری

در این پایان سعی شده است که با مدل سازی یک مبدل حرارتی دو لوله ای عمودی، چگونگی بازیافت بخشی از انرژی اتلافی در محل استحمام و آب های گرم دورریز شبیه سازی و اثربخشی آن در کاهش مصرف انرژی فرایند گرمایش آب بررسی گردد؛ و همچنین با استفاده از نرم افزار تحلیلی فلوئنت میزان بازدهی این دسته از مبدل های حرارتی تخمین زده شود. این کار در دو بخش شامل یافتن ضخامت فیلم مایع درون لوله عمودی با دو روش عددی و تحلیلی و سپس مدل سازی مبدل حرارتی انجام گردید. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که ضخامت فیلم مایع چسبیده به لوله عمودی در حدود 0.7 میلی متر برای بیشترین دبی آب گرم و 0.35 میلی متر در کمترین دبی آب گرم می باشد. همچنین کمیت هایی نظیر افت فشار در لوله مارپیچ، بازدهی حرارتی، میزان گرمای بازیابی شده و کمیت NTU محاسبه گردید که نتایج این محاسبات نشان می دهد، با افزایش دبی جرمی سیال بازدهی مبدل از 74 درصد در دبی 0.5 گالن بر دقیقه به حدود 42 درصد در دبی 4 گالن بر دقیقه برای مبدل مدل GFX و از 85 درصد برای دبی 0.5 گالن بر دقیقه تا 50 درصد در دبی 4 گالن بر دقیقه برای مبدل مدل POWER-PIPE کاهش می یابد. همین طور افت فشار درون لوله مارپیچ در بیشترین دبی به میزان حدوداً 90 کیلو پاسکال است که مطابق با گزارشات آزمایشگاهی موجود می باشد. توان حرارتی در این دسته مبدل ها با افزایش دبی جریان افزایش می یابد و در حدود $17/7$ کیلووات در دبی 4 گالن بر دقیقه ارزیابی می شود. کمیت NTU نیز برای دبی های مساوی جریان آب سرد و گرم ورودی بررسی و مشاهده گردید با افزایش دبی این کمیت افت پیدا کرده و باعث کاهش بازدهی نیز می گردد.

همچنین با ارزیابی اقتصادی پروژه برای هر دو مبدل GFX و POWER-PIPE ارزش حال خالص و میزان سودآوری پروژه و زمان بازگشت سرمایه آن برای مدت ده سال محاسبه شد. در نتیجه نشان داده شد برای مبدل GFX در دبی آب گرم 3 گالن بر دقیقه و دمای آب گرم 40 درجه سانتی گراد

بازگشت سرمایه حدود ۸ سال خواهد بود اما برای مبدل مدل POWER-PIPE در همین شرایط بازگشت سرمایه با در نظر گرفتن نرخ داخلی گاز ۷ سال برآورد شد. این در حالی است که زمان بازگشت سرمایه برای این دو مبدل با در نظر گرفتن نرخ صادراتی گاز بسیار کوتاهتر و حدود ۱ سال است. این امر نشان گر ارزان بودن قیمت انرژی در داخل کشور است.

۶-۲- پیشنهادات

برای پژوهشگرانی که می‌خواهند در زمینه مبدل‌های بازیاب حرارت در ساختمان‌ها و صنایع به در زمینه حل عددی به مطالعه بپردازند پیشنهادات زیر ارائه می‌گردد:

۱- بررسی اثر اضافه کردن پمپ حرارتی به مجموعه مبدل بازیاب به منظور ارتقای سطح کیفی سیستم.

۲- بررسی انواع مدل‌های مبدل DWHR در اندازه‌ها و طرح‌های متفاوت برای استفاده در شرایط محیطی گوناگون و یافتن بهینه‌ترین مدل برای نصب در منازل.

۳- تلاش برای بومی سازی طرح و استفاده از این فناوری به خصوص در واحدهای انبوه‌سازی مسکن برای کاهش تلفات حرارتی و حذف تأسیسات اضافی.

۴- بررسی فنی و اقتصادی طرح برای استفاده از آب‌های گرم دورریز در صنایع با درجه حرارت بالاتر.

۵- بررسی سهم دولت در اعطای یارانه و اختصاص تسهیلات برای تشویق مصرف‌کنندگان و محاسبه سودآوری طرح برای دولت در صورت استفاده در پروژه‌های بزرگ.



Data sheet model 1340-A

Eco-GFX[™]

Drain water heat exchanger

Characteristics* :

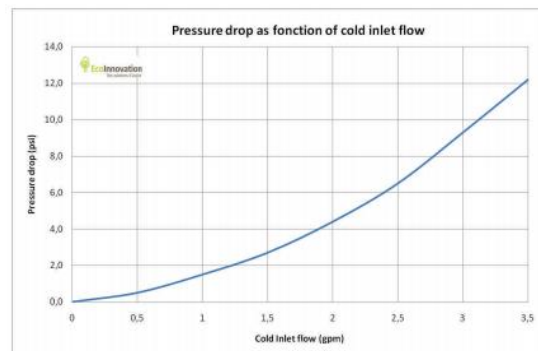
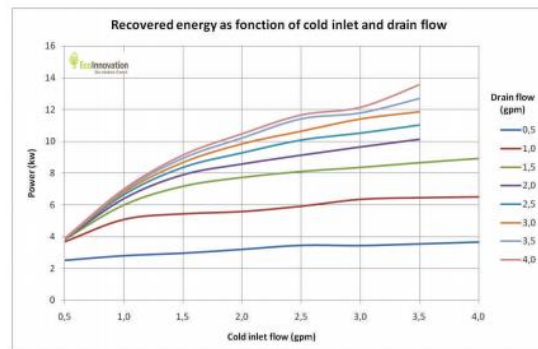
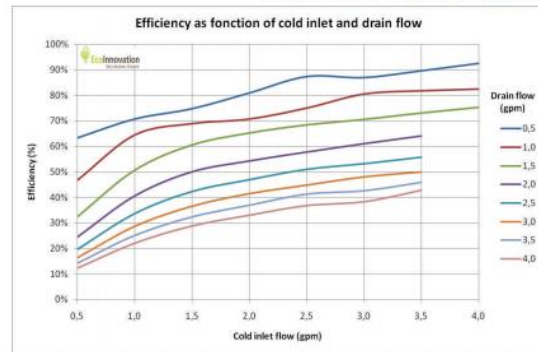
Standardized efficiency : 50.9%
 Pressure drop : 6.5 psi (44.8 kPa)
 Power capacity: 10.0 kW
 Length : 40" (1016mm)
 Nominal drain diameter: 3" (75mm)
 Potable connection: 1/2" (12mm)
 Nb of coils : 1
 Max. pressure : 150 psi (1034 kPa)

Applications :

Residential single housing
 Low flow rates
 Single installation
 Entry level model

Materials :

Central drain tube : ASTM 306
 1/2" Type L outer coil: ASTM B-88



Series				
1000	-	Low flow	-	up to 4 gpm (15 Lpm)
2000	-	Medium flow	-	up to 5 gpm (19 Lpm)
3000	-	High flow	-	up to 6 gpm (23 Lpm)
4000	-	Extreme flow	-	up to 7 gpm (26 Lpm)
Drain Diameter (K)				
Standard Dimensions: 2, 3 or 4 inches (50, 75 or 100 mm)				
Unit Length (L)				
Available from 30 to 100 inches (760 mm to 2540 mm)				
Option - Potable water connector diameter (M)				
A = 1/2 inch (12mm)				
B = 3/4 inch (19mm)				
C = 1 inch (25mm)				
D = 1-1/4 inch (32mm)				
E = 1-1/2 inch (38mm)				
Options - see below				
Leave this blank if no option selected				
1	3	40	A	

Model number example

* Equal flow, 2.5 gpm (9.5 lpm), 30°C dT

منابع و مراجع:

- [۱] دفتر معاونت و برنامه‌ریزی، دفتر برنامه‌ریزی‌های کلان برق و انرژی، "ترازنامه انرژی وزارت نیرو، جمهوری اسلامی ایران، بخش هشتم، انرژی و محیط زیست"
- [2] McNabola A. & Shields K., "*Efficient drain water heat recovery in horizontal domestic shower drains*," *Energy and Buildings*, vol. 59, 2013, pp. 44–49.
- [3] Johnston I. & Bertényi T., "*Domestic Energy Use and Sustainability*," Cambridge-MIT institute, Department of Engineering, University of Cambridge, 2005.
- [4] Wong L.T., Mui K. W., & Guan Y., "*Shower water heat recovery in high-rise residential buildings of Hong Kong*," *Applied Energy*, vol. 87, 2009, pp. 703–709.
- [5] Prado T.A. & Goqalves M., "*Water heating through electric shower and energy demand*," *Energy and Buildings* vol. 29, 1998, pp. 77-82.
- [6] "*Domestic energy consumption in the UK between 1970 and 2012*". ECUK. 1-10, 2013.
- [۷] رضاپور، ک. "مبانی صرفه‌جویی و اصول مدیریت"، سازمان بهره‌وری انرژی ایران، ۱۳۸۹
- [8] Meggers F. & Leibundgut H., "*The potential of wastewater heat and exergy: Decentralized high-temperature recovery with a heat pump*," *Energy and Buildings*, vol. 43, 2011, pp. 879–886.
- [9] Smith L.E., "*The Recovery And Utilization Of Heat From Waste Water in The Home*", *Applied Energy*, vol. 1, 1975, pp. 205-214
- [10] Parker G. J. & Tucker A. S., "*Dynamic Simulation of a Domestic Hot-Water System*", *Applied Energy*, vol. 40, 1991, pp. 1-19.
- [11] Zaloum C., Lafrance M., & Gusdorf J., "*Drain Water Heat Recovery Characterization and Modeling*", *Sustainable Buildings and Communities*, Natural Resources, Canada, Ottawa, 2007.
- [12] San J.Y., "*Second-law performance of heat exchangers for waste heat*

recovery", Energy, vol. 35, 2010, pp. 1936-1945.

[13] Shields K., "*Drain water heat recovery*," MSc, Department of Civil, Structural & Environmental Engineering, Trinity College Dublin, Ireland, 2011.

[14] Liu L., Fu L., & Jiang Y., "*Application of an exhaust heat recovery system for domestic hot water*," Energy and Buildings, vol. 35, 2010, pp. 1476–1481.

[15] Chapin F.W. & Chapin H. D., "*A waste water heat exchanger for laundromats technical and behavioral considerations*" Heat Recovery Systems, vol. 4, 1984, pp. 99-100.

[16] Kordana S., Słys D. & Dziopak J., "*Rationalization of water and energy consumption in shower systems of single-family dwelling houses*", Cleaner Production, vol. 82, 2014, pp. 58-69.

[17] Słys D. & Kordana S., "*Financial analysis of the implementation of a Drain Water Heat Recovery unit in residential housing*", Energy and Buildings, vol. 71, 2014, pp. 1–11.

[18] Wallin J.& Claesson J., "*Analyzing the efficiency of a heat pump assisted drain water heat recovery system that uses a vertical inline heat exchanger*", Sustainable Energy Technologies and Assessments, vol. 8, 2014, pp. 109-119.

[19] Wallin J.& Claesson J., "*Investigating the efficiency of a vertical inline drain water heat recovery heat exchanger in a system boosted with a heat pump*", Energy and Buildings, vol. 80, 2014, pp. 7–16.

[20] Beentjes I., Manouchehri R. & Collins, M.R., "*An investigation of drain-side wetting on the performance of falling film drain water heat recovery systems*" Energy and Buildings, vol. 82, 2014, pp. 660–667.

[21] <http://www.ecofriend.com/power-pipe-device-to-recover-heat-from-drain-water.html>

[22] <http://www.meanderhr.com/technical/types-of-dwhr-system/>

[23] Installation Guide For Drain Water Heat Recovery Units, Three Connection Cnfigurations. Energy Efficiency Fund, for Gaz Metro Customers.

- [24] Van Decker G., "*Drain Water Heat Recovery, On the Road to Becoming a Mainstream Supplemental Water Heating Technology*," American Council for an Energy-Efficient Economy (ACEEE), RenewABILITY Energy Inc., 2011
- [25] Eco innovation, Eco-GFX drain water heat exchanger, "*data sheet model 1340-A*", info@ecoinnovation.ca
- [26] [http://en.wikipedia.org/wiki/Gambit \(scheme implementation\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Gambit_(scheme_implementation))
- [27] <http://fa.wikipedia.org/wiki/فلوئنت/>
- [28] White F., "*Fluid mechanics, fourth edition. Chapter 3, solution of the Newtonian viscous flow equations*".
- [29] Kays W.M. & London A.L., "*Heat Exchanger Thermal and Pressure-Drop Design. Compact Heat Exchangers*", McGraw-Hill Book Company, Stanford, 1984, pp. 16–20.
- [30] Turne W.Cr & Doty S., *Energy Management Handbook*, The Fairmont Press Inc. Lilburn, 2007.
- [31] Tsioliariidou E.& Bakos G.C., " *A new methodology for renewable and rational use of energy policy in buildings sector: case study for the island of Crete*", *Energy and Buildings*, vol. 38, 2006, pp. 196–206.
- [32] Schaumann G., "*The efficiency of the rational use of energy*", *Applied Energy*, vol. 84, 2007, pp. 719–728.
- [33] Chwieduk D., "*The role of Polish Energy Conservation Agency in promoting energy efficiency and renewable energy in Poland*", *Renewable Energy*, vol. 10, 1997, pp. 323–326.
- [34] Pilavachi P.A., "*European Union initiatives to promote energy efficiency in the process industries*", *Revue Generale de Thermique*, vol. 37, 1998, pp. 159–164.
- [35] Organisation for Economic Co-operation and Development (OECD), International Energy Agency (IEA), *Key World Energy Statistics*, Paris, 2012.
- [36] I. D. M. A. Rosen, *EXERGY: Energy, Environment and Sustainable Development*, Oxford: Elsevier, 2012.

[37] Bejan A., Tsatsaronis G. & Moran M. "Thermal Design and Optimization, " Wiley & Sons, 2012, pp. 1995- 560

[۳۸] ذبیحی، ع. "برنامه ریزی انرژی،" انتشارات صنعت آب و برق، ۱۳۹۰

[۳۹] صدیقی، فرخ. "تحلیل سیستم‌های انرژی،" نگاه شرقی سبز، ۱۳۸۴

[۴۰] زیتون‌نژاد، ع. "مبانی اقتصاد مهندسی" انتشارات آوای نور، ۱۳۸۹

[۴۱] حسینی، ا. "راهبردهای برنامه‌سازی برای اصلاح الگوی مصرف،" پژوهش‌های ارتباطی،

۱۳۸۹

[42] <http://fa.wikipedia.org/wiki/تورم>

[43] <http://www.cbi.ir/category/1611.aspx>

[۴۱] رضاپور، م. "بررسی فنی و اقتصادی سیستم پیش گرمایش آب ورودی به ساختمان‌های

مسکونی به روش تجربی" دانشگاه شاهرود، ۱۳۹۳

Numerical investigation of Drain Water Heat Recovery (DWHR) systems in residential buildings

Fatemeh Movahed

M.Sc Thesis

School of Mechanical Engineering

Abstract:

Energy loss recovery in an industrial or building unit provides an attractive opportunity for management of regional energy resources. A large percentage of produced energy in a country is used for domestic and commercial consumption whose significant part is consumed for heating water. This project examines the way to retrieve a part of energy lost in bathhouse and its effectiveness in reducing energy consumption of water heating process by modelling of a vertical Drain Water Heat Recovery, (DWHR). In DWHR exchanger, warm water from showering passes through a copper pipe after running down the drain and it transfers a part of its thermal energy to cold water flowing through a pipe coiled around the vertical one. In this paper, efficiency of this group of thermal exchangers is estimated exploiting ANSYS FLUENT analytical software. This aim is achieved in two parts, including film thickness measurement in vertical tube using numerical and analytical methods and the thermal modelling of the heat exchanger. Finally, parameters of pressure drop in the coiled pipe, thermal efficiency, heat recovered, as well as NTU are calculated and it is shown that an increase in mass flow rate, decreases the exchanger efficiency. The pressure drop in the coiled pipe in maximum mass flow rate is about 90 kpa which is available according to experimental reports.

Keywords: energy recovery, vertical two-tube thermal exchanger of DWHR



Shahrood University of Technology
Engineering Department

Title:

**Numerical investigation of Drain Water Heat Recovery
(DWHR) systems in residential buildings**

By:

Fatemeh Movahed

Supervisors:

Dr. A. Abbasnejad

Advisor:

Dr. P. Akbarzadeh

A Thesis

Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of
M.Sc. in
Mechanical Engineering

February 2015