



Design, modeling, and optimization of shell and tube exchangers in the thermal network of greenhouse effluent treatment

Amir Ghorashi Oskouie¹ | Morteza Khashehchi² | Masoud Dehghani Soufi³ | Shiva Gorjian⁴ | Ali Mashaallah Kermani⁵

1. Department of Agro-Technology Engineering, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran, Iran. E-mail: ghorashi.amir@ut.ac.ir
2. Department of Agro-Technology Engineering, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran, Iran. E-mail: m.khahshehchi@ut.ac.ir
3. Corresponding Author, Department of Agro-Technology Engineering, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran, Iran. E-mail: dehghanisoufi@ut.ac.ir
4. Department of Biosystem Mechanics Engineering, Faculty of Agriculture, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran. E-mail: gorjian@modares.ac.ir
5. Department of Agro-Technology Engineering, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran, Iran. E-mail: amkermani@ut.ac.ir

Article Info

ABSTRACT

Article type: Research Article

Article history:

Received: Apr. 29, 2024

Revised: June. 20, 2024

Accepted: July. 13, 2024

Published online: Winter 2024

Keywords:

**Agriculture,
Desalination,
Greenhouse Effluent,
Shell and Tube Converter,
Sustainable Development**

Due to the increase in freshwater demand and climatic threats such as the drought phenomenon, it is necessary to implement efficient methods in water and wastewater treatment. Therefore, it is very vital to provide solutions in the agricultural sector and related industries as the largest water consumer in the world. In this regard, the desalination of greenhouse effluent and its reuse by relying on different energy sources can be considered a big step towards the sustainable development of the agricultural industry. Shell and tube exchangers are widely used in various industries. This research is focused on design, simulation, and optimization of four exchangers connected together in the wastewater treatment network of a greenhouse with an area of 2000 m² located in Tehran using HYSYS and EDR software. One of the advantages of this method compared to reverse osmosis is that it reduces pollution of the environment and water sources. Among the innovations of this research is the use of thermal methods in the agricultural industry. The obtained result shows that the first converter with a square arrangement includes 37 tubes with a length of 1650 mm, the second converter with a square arrangement includes 52 tubes with a length of 1850 mm, the third converter with a triangular arrangement includes 24 tubes with a length of 1700 mm, and the fourth with a square arrangement consisting of 24 tubes with a length of 800 mm. The network is optimal, and 160 L/h of freshwater are delivered to the greenhouse.

Cite this article: Ghorashi Oskouie, A., Khashehchi, M., Dehghani Soufi, M., Gorjian, Sh., Mashaallah Kermani, A., (2024) Design, modeling, and optimization of shell and tube exchangers in the thermal network of greenhouse effluent treatment, *Iranian Journal of Biosystem Engineering*, 54 (4), 19-28. <https://doi.org/10.22059/ijbse.2024.375683.665547>

© The Author(s).

Publisher: The University of Tehran Press.

DOI: <https://doi.org/10.22059/ijbse.2024.375683.665547>



طراحی، مدل سازی و بهینه سازی مبدل های پوسته و لوله در شبکه حرارتی تصفیه پساب گلخانه

سید امیر قرشی اسکویی^۱ | مرتضی خشه چی^۲ | مسعود دهقانی صوفی^۳ | شیوا گرجیان^۴ | علی ماشاءالله کرمانی^۵۱. گروه مهندسی کشاورزی و فناوری، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران، ایران. رایانامه: ghorashi.amir@ut.ac.ir۲. گروه مهندسی کشاورزی و فناوری، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران، ایران. رایانامه: m.khahshehchi@ut.ac.ir۳. نویسنده مسئول، گروه مهندسی کشاورزی و فناوری، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران، ایران. رایانامه: dehghanisoufi@ut.ac.ir۴. گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران. رایانامه: gorjian@modares.ac.ir۵. گروه مهندسی کشاورزی و فناوری، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران، ایران. رایانامه: amkermani@ut.ac.ir

اطلاعات مقاله

چکیده

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۲/۱۰

تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۳/۳۱

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۴/۲۳

تاریخ انتشار: زمستان ۱۴۰۲

واژه های کلیدی:

توسعه پایدار،

کشاورزی،

پساب گلخانه،

نمکزدایی،

مبدل پوسته و لوله

با توجه به افزایش تقاضا آب شیرین و تهدیدات اقلیمی همچون پدیده خشکسالی، اجرای روش های کارآمد در تصفیه آب و پساب ضروری است؛ بنابراین ارائه راهکارها در بخش کشاورزی و صنایع وابسته به آن، به عنوان بزرگترین مصرفکننده آب شیرین در جهان، بسیار حیاتی است. در این راستا، نمکزدایی پساب گلخانهها و استفاده دوباره آن با اتکا به منابع مختلف انرژی، میتواند گامی بلند در جهت توسعه پایدار صنعت کشاورزی تلقی گردد. مبدلهای پوسته و لوله به عنوان رایجترین نوع مبدل در طیف گستردهای از صنایع کاربرد دارند. این پژوهش به طراحی، مدل سازی و بهینه سازی چهار مبدل حرارتی متصل به هم در شبکه حرارتی تصفیه پساب یک گلخانه به مساحت ۲۰۰۰ مترمربع واقع در تهران با استفاده از نرم افزارهای هایسیس و EDR پرداخته است. از مزایای این روش نسبت به اسمز معکوس، کاهش آلودگی محیط زیست و منابع آبی است. از جمله نوآوری های این مطالعه کاربرد روش حرارتی در صنعت کشاورزی است. نتیجه به دست آمده نشان میدهد که مبدل اول با چیدمان مربعی شامل ۳۷ لوله به طول ۱۶۵۰ میلیمتر، مبدل دوم با چیدمان مربعی شامل ۵۲ لوله به طول ۱۸۵۰ میلیمتر، مبدل سوم با چیدمان مثلثی شامل ۲۴ لوله به طول ۱۷۰۰ میلیمتر و مبدل چهارم با چیدمان مربعی شامل ۲۴ لوله به طول ۸۰۰ میلیمتر، شبکه در حالت بهینه بوده و در هر ساعت ۱۶۰ لیتر آب شیرین به گلخانه تحویل داده شد.

استناد: قرشی اسکویی؛ سیدامیر؛ خشه چی؛ مرتضی، دهقانی صوفی؛ مسعود، گرجیان؛ شیوا، ماشاءالله کرمانی؛ علی، (۱۴۰۲)، *مجله مهندسی بیوسیستم ایران*، ۵۴ (۴)، ۱۹-<https://doi.org/10.22059/ijbse.2024.375683.665547> .۲۸

© نویسندگان.

ناشر: مؤسسه انتشارات دانشگاه تهران.

DOI: <https://doi.org/10.22059/ijbse.2024.375683.665547>

مقدمه

منابع آبی ۷۱ درصد از سطح کره زمین را پوشانده است (Tofighy et al., 2011) که شامل دریاها، دریاچه‌ها، اقیانوس‌ها و آب‌های زیر زمینی است؛ ۹۷ درصد از این حجم به علت دارا بودن انواع املاح و ناخالصی‌ها غیر قابل مصرف بوده و استفاده به صورت مستقیم از آن مشکل است و تنها ۳ درصد آب‌های جهان قابل مصرف است، از این میزان نیز بخش عمده‌ای به صورت یخ و برف در قطب‌ها و کوه‌ها بوده که در حال حاضر امکان دسترسی به آن‌ها وجود ندارد.

با رشد سریع جمعیت و توسعه شهرنشینی به خصوص در کشورهای در حال توسعه میزان تقاضای آب شیرین به منظور تأمین نیازهای فردی و توسعه‌ای به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش یافته است. بر اساس پیش‌بینی‌ها، کمبود آب تا پایان سال ۲۰۲۵ یک چهارم جمعیت جهان را تحت تأثیر قرار خواهد داد و باعث می‌شود حداقل دو سوم جمعیت جهان با تنش آبی مواجه شوند (رهبر و علی‌پناه، ۱۳۹۴). بر اساس نتایج تحقیقات ارائه شده توسط مؤسسه اقیانوس آرام و گاردین در سال ۲۰۲۲، ۲۲۸ حادثه درگیری آبی در سطح جهان رخ داده است (Tang et al., 2024). به علاوه افزایش گازهای گلخانه‌ای که حاصل از تغییرات اقلیمی ناشی شده از فعالیت‌های انسانی و صنعتی شدن کشورها است، منجر به افزایش دمای زمین و گرمایش روزافزون شده است (Deemer et al., 2016). افزایش دما اثرات زیان باری روی چرخه هیدرولوژی و منابع آبی در چند دهه اخیر داشته است. خشکسالی‌های طولانی مدت در سراسر جهان چالش‌ها و تهدیدات جدی را در مناطق مختلف زمین با شرایط اقلیمی متفاوت ایجاد کرده است. این خشکسالی‌ها می‌توانند از شدت و ضعف متفاوتی برخوردار باشند (Purkey et al., 2008). خشکسالی در کشورهای خاورمیانه به ویژه ایران، دسترسی به آب آشامیدنی را به شدت کاهش داده است. این شرایط بحرانی، مشکلات اجتماعی، اقتصادی و سایر مشکلات را برای این مناطق به همراه دارد (ادیبی طوسی و همکاران، ۱۴۰۲). با توجه به افزایش تقاضا آب شیرین در جهان و همچنین تغییرات اقلیمی، این منابع آبی در معرض خطر و کمبود قرار گرفته، از طرفی تخریب و آلودگی آن‌ها نیز چالشی مضاعف ایجاد خواهد کرد. آلودگی منابع به عنوان یک معضل زیستی، مخاطرات جدی را متوجه سلامت انسان و سایر ارکان محیط‌زیست می‌نماید. پساب‌های صنعتی و کشاورزی از دلایل اصلی آلودگی منابع آبی محسوب می‌شوند. پساب گلخانه‌ها آغشته به مواد شیمیایی خطرناکی مانند کودها، سموم دفع آفات و دیگر ترکیبات مضر است که می‌تواند به منابع آبی آسیب برساند. آلودگی منابع آبی توسط پساب‌های گلخانه‌ها تهدیدی جدی برای پایداری و سلامت منابع آبی باقی‌مانده محسوب می‌شود.

بزرگ‌ترین مصرف‌کننده آب شیرین در جهان، بخش کشاورزی با حدود ۷۰ درصد است (Calzadilla et al., 2010) و در آسیا، ۸۱ درصد (Siyal et al., 2023) و در ایران این مقدار در حدود ۹۰ درصد است (Keshavarz et al., 2013) (عطاران و دهنوی، ۱۴۰۰). اگرچه بین کشورها تفاوت‌هایی وجود دارد، اما به طور کلی صنعت کشاورزی بزرگ‌ترین مصرف‌کننده آب شیرین است (Siyal et al., 2023). بر اساس بررسی‌های بخش کشاورزی مجلس شورای اسلامی، در یک سال زراعی حدود ۲۶/۸ میلیارد مترمکعب پساب تولید شده که ۴۵ درصد سطحی و مابقی زیرسطحی هستند. در سال ۱۴۰۰ از کل پساب وارد شده به بخش آب‌های زیر سطحی، نقش پساب کشاورزی ۸۷ درصد و نقش پساب خانگی و صنعتی به ترتیب ۱۱ و ۲ درصد بوده است؛ بنابراین با توجه به این که صنعت کشاورزی در ایران بزرگ‌ترین مصرف‌کننده آب است، به‌کارگیری روش‌های نوین تصفیه و نمک‌زدایی پساب در این بخش می‌تواند نقشی حیاتی در راستای ارتقای راندمان مصرف آب و حفاظت از منابع آبی کشور ایفا نماید.

نمک‌زدایی به فرایندی اطلاق می‌شود که در آن نمک‌ها و سایر املاح محلول در آب جدا شده و آب باقیمانده تصفیه و یا به کیفیتی نزدیک به آب خالص برسد. فرایند نمک‌زدایی از آب تا چندی پیش محدود به منطقه شمال آفریقا و کشورهای خشک و کم آب خاورمیانه بود؛ اما امروزه به ابزاری مؤثر برای رفع نیاز رو به رشد جوامع درگیر با دغدغه آبی تبدیل شده است (Shatat et al., 2013). امروزه تنوعی از روش‌ها برای تولید آب شیرین وجود دارد که قابلیت کاربرد در سطوح مختلف را جهت تأمین آب آشامیدنی و مصارف صنعتی دارا هستند. روش‌های نمک‌زدایی به دو دسته اصلی حرارتی و غشایی تقسیم می‌شوند (Noy et al., 2007). عوامل مختلفی از جمله جغرافیا، میزان هزینه کرد، موارد مصرف، درصد نمک‌زدایی، شورابه^۱ تولیدی و دیگر پارامترهای مرتبط، بر انتخاب روش نمک‌زدایی تأثیر می‌گذارند. نمک‌زدایی به روش تبخیر چندمرحله‌ای از چند مرحله تبخیر متوالی تحت شرایط خلأ برای حذف نمک از آب در هر مرحله استفاده می‌کند. مبدل‌های حرارتی بخش اصلی سامانه‌های تصفیه پساب به روش حرارتی محسوب می‌شوند. به سامانه تبخیر چندمرحله‌ای دو جریان وارد می‌شود؛ جریان اول تأمین‌کننده انرژی بوده که عموماً نمک مذاب یا بخار با دمای بالا است و جریان دوم، پساب مدنظر برای تصفیه است.

در سامانه‌های نمک‌زدایی حرارتی، طراحی دقیق و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی، شبکه‌بندی و اتصال مناسب و دقیق آن‌ها از نظر حرارتی و ترمودینامیکی به‌صورت سری، نقش کلیدی در ارتقای کارایی و ساختار این سامانه‌ها ایفا می‌کند.

مدیریت پساب در گلخانه‌های ایران با چالش‌های متعددی روبه‌رو است. در این حوزه تصفیه پساب به ندرت انجام شده و روش غالب اسمز معکوس است. در روش اسمز معکوس بازیابی بین ۷۰ تا ۹۰ درصد و در روش حرارتی بین ۵۰ تا ۷۰ درصد است. از این رو شورا به تولیدی در روش حرارتی مقدار مواد جامد محلول کمتری (۵۰-۱ ppm) نسبت به روش غشایی (۵۰۰-۱۰ ppm) دارد (Ettouney et al., 2002). عدم مدیریت پساب و شورا به تولیدی به روش اسمز معکوس و تخلیه نامناسب آن به زمین‌های مجاور، منجر به تخریب محیط‌زیست و منابع آبی می‌شود. همچنین غلظت نامناسب آب خروجی در این روش نشان از ناکارآمدی آن بوده و باید روش دیگری انتخاب شود. علی‌رغم مزایای متعدد سامانه‌های تصفیه پساب به روش حرارتی، خلأ کاربرد این سامانه‌ها در صنعت کشاورزی ملموس است. با توجه به افزایش روزافزون اهمیت انرژی، طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های پوسته و لوله و تطبیق آن با نیازهای صنعت کشاورزی ضروری است. این امر مزایای متعددی از جمله کاهش مصرف انرژی و هزینه‌های ساخت، افزایش کارایی و انطباق و همچنین بهینه‌سازی مصرف آب و جلوگیری از هدررفت آن را به همراه خواهد داشت.

در این پژوهش، انتخاب و طراحی یک شبکه حرارتی بهینه از مبدل‌های متصل به هم برای تصفیه پساب تولیدی در یک گلخانه به مساحت دو هزار مترمربع واقع در استان تهران انجام شد. هدف این مطالعه، مصرف مجدد پساب تصفیه شده به منظور تأمین بخشی از نیاز آبی گلخانه، پیشگیری از پدیده شوری خاک و حفظ سلامت محیط‌زیست است. دو نرم‌افزار تخصصی EDR^۱ و هایسیس^۲ به منظور ارتقای عملکرد، کارایی و دقت پژوهش مورد استفاده قرار گرفت.

نوآوری‌های این پژوهش عبارت‌اند از

ارائه شبکه حرارتی تولید آب شیرین از پساب گلخانه به همراه ارائه نقشه ساخت مبدل‌های این شبکه حرارتی.

عدم نیاز پساب به فرایند پیش و پس پردازش در مقایسه با روش اسمز معکوس.

مدل‌سازی پیشرفته مبدل‌ها با نرم‌افزار تخصصی به منظور بررسی عملکرد آن‌ها.

طراحی و بهینه‌سازی نوین مبدل‌های حرارتی با هندسه و جنس متناسب با صنعت کشاورزی برای کاربرد در انواع گلخانه‌ها.

تحلیل رسوب‌گذاری و بررسی اثرات هندسی به منظور کاهش رسوب‌گیری در بخش پوسته.

بهینه‌سازی پارامترهای دما و فشار مبدل‌های ارائه شده به منظور کاهش مصرف انرژی و کاهش هزینه‌های ساخت.

بهینه‌سازی اقتصادی مبدل‌ها با هدف کاهش هزینه‌های تعمیر و نگهداری در طول دوره عمر بیست ساله.

بررسی ظرفیت حرارتی مبدل‌های متصل به هم در شبکه حرارتی.

پیشینه پژوهش

مبدل‌ها به منظور تبادل حرارت بین دو سیال طراحی و ساخته می‌شوند و کاربرد گسترده‌ای در صنایع مختلف از جمله نیروگاه‌ها، پالایشگاه‌ها و صنایع شیمیایی دارند. مبدل‌های حرارتی در کاربردهای متنوعی از جمله حرارتی و برودتی، چگالش و تبخیر طراحی و ساخته می‌شوند. با وجود تنوع گسترده در کارکرد آن‌ها، این تجهیزات از نظر ساختار مکانیکی به دسته‌های مختلفی تقسیم‌بندی می‌شوند. مبدل‌های پوسته و لوله از جایگاه ویژه‌ای در صنعت برخوردارند و سهمی ۵۰ درصدی از کل بازار مبدل‌ها را به خود اختصاص داده‌اند. مبدل پوسته و لوله از یک پوسته استوانه‌ای و مجموعه‌ای از لوله‌ها با قطر کوچک تشکیل شده است (Master et al., 2006). این مبدل‌ها به دلیل مزایای متعدد از جمله راندمان بالا، سهولت ساخت و تعمیر و نگهداری، تحمل فشار و دمای بالا به عنوان رایج‌ترین نوع مبدل در صنعت تصفیه آب شناخته می‌شوند (Bell, 2004). طراحی و ساخت آن‌ها بر اساس استاندارد TEMA^۳ صورت می‌گیرد. توزیع دمایی در این مبدل‌ها از نظر بررسی عملکرد از اهمیت قابل توجهی برخوردار است. انتقال حرارت، در مبدل‌های پوسته و لوله تحت تأثیر شرایط عملیاتی متغیر با گذر زمان دگرگونی‌های مختلفی را تجربه می‌کند. این دگرگونی‌ها شامل تغییرات دما، فشار، جریان و خواص سیالات در جداره‌ها است. به منظور ارتقای عملکرد مبدل‌های حرارتی به‌طور کلی از روش‌های بهینه‌سازی و آزمون و خطا، ساخت در مقیاس‌های آزمایشگاهی و صنعتی

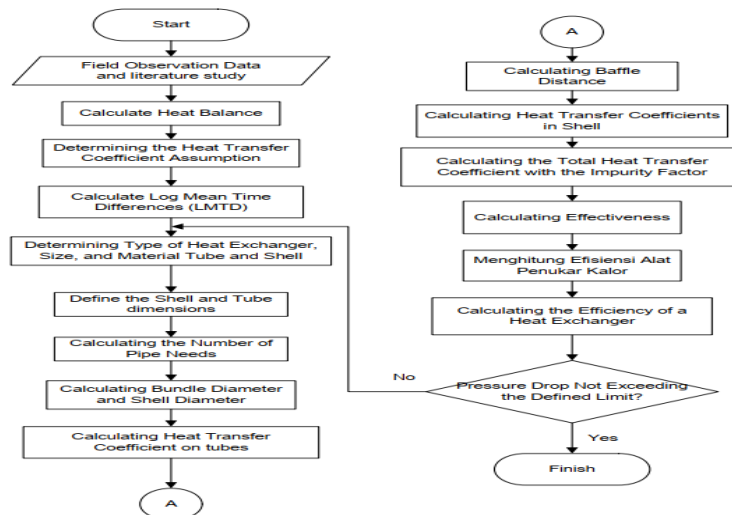
1. Part Per Million

2. Exchanger Design Rating

3. HYSYS

4. Tubular Exchangers Manufacturing Association

و همچنین جایگزینی لوله‌های پرده‌دار، تغییر طول و قطر پوسته و آرایش لوله‌ها استفاده نمود که تا ۵۰ درصد افزایش در سرعت انتقال حرارت و بازده را به دنبال می‌شوند (Bell, 1998). تحقیقات در زمینه طراحی و بررسی عملکرد مبدل‌ها از سابقه‌های دیرینه‌ای برخوردار است. دقت در برآورد سطح انتقال حرارت موردنیاز برای یک وظیفه حرارتی معین رکن اصلی در فرایند طراحی مبدل‌های حرارتی محسوب می‌شود. از این رو پژوهشگران متعددی در زمینه طراحی، مدل سازی و بررسی عملکرد مبدل‌ها به مطالعه پرداخته و روش‌های طراحی بهینه را ارائه کرده‌اند. نخستین مطالعات این حوزه در اواخر قرن نوزدهم میلادی بوده است. رویکرد طراحی مبدل‌ها در اکثر منابع علمی پیشین مشابه یکدیگر ارائه شده است. در دو پژوهش مراحل طراحی مبدل حرارتی به شرح زیر بیان شد (Sarkomaa, 1994 & Bell, 1998):



شکل ۱. مراحل طراحی فرایندی و هندسی مبدل‌های حرارتی (Sarkomaa, 1994 & Bell, 1998)

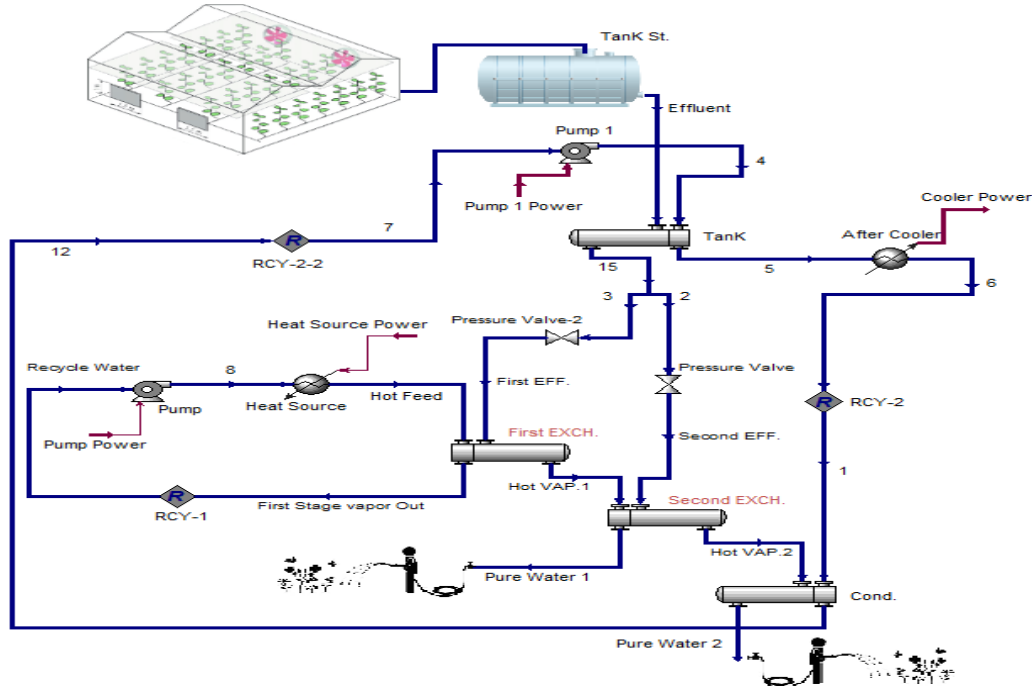
این مراحل به ندرت به صورت کاملاً متوالی و پیوسته طی می‌شوند و نتایج حاصل از هر مرحله غالباً بر انتخاب‌های قبلی اثر می‌گذارد به طوری که پیش از تکمیل طرح نهایی نیاز به انجام چندین تکرار و بازنگری وجود دارد. در پژوهشی به بررسی و تحلیل حرارتی مبدل‌های پوسته و لوله در صنایع تبرید پرداخته شد. در این پژوهش برنامه‌ای به زبان سی برای محاسبه تحلیل حرارتی با در نظر گرفتن جریان خلاف جهت در مبدل‌های آب و روغن ارائه شد. نتایج نشان داد این برنامه امکان انجام تحلیل حرارتی را با کمترین زمان و بالاترین دقت فراهم می‌کند (Haran & Reddy, 2013). در مطالعه‌ای به بررسی اثر آرایش‌های مختلف لوله‌ها شامل مثلثی، مثلثی چرخشی و ترکیبی بر عملکرد مبدل‌های پوسته و لوله پرداخته شد. نتایج نشان داد آرایش مثلثی به دلیل ضریب انتقال حرارت بیشتر و افت فشار مشابه با سایر چیدمان‌ها برای مبدل‌های پوسته و لوله مطلوب‌تر است (Petinrin & Dare, 2016). در پژوهشی به بررسی طراحی بهینه مبدل‌های پوسته و لوله با در نظر گرفتن اثرات هم‌زمان پارامترهای هندسی شامل قطر خارجی، گام، طول و فاصله بین لوله‌ها و هندسه بفل‌ها پرداخته شد. نتایج نشان داد برای طراحی بهینه و به تبع آن کاهش هزینه‌ها، لحاظ کردن هم‌زمان تمامی این پارامترها در طراحی ضروری است (Prasad & Anand, 2020). با وجود پیشرفت‌های قابل توجه در زمینه طراحی و مدل سازی مبدل‌های پوسته و لوله، همچنان چالش‌های متعددی در این حوزه باقی مانده است.

روش‌شناسی پژوهش

توصیف سیستم

شکل ۲ طرح‌واره شبکه حرارتی و محل قرارگیری مبدل‌های پوسته و لوله در فرایند نمک‌زدایی پساب گلخانه را نشان داده که در محیط نرم‌افزار هایسیس طراحی شده است. در این طرح‌واره ابتدا در یک سیکل بسته تأمین انرژی، دبی مورد نظری از آب توسط پمپ از نقطه (۸) به سمت منبع حرارتی انتقال می‌یابد. آب به عنوان سیال واسط برای دریافت انرژی از منبع حرارتی و انتقال آن به مبدل گره اول انتخاب شده است. برای آنکه سیال واسط این توانایی را داشته باشد هنگام خروج از منبع حرارتی از فاز مایع به بخار تبدیل شود باید تحت فشار تنظیم شده توسط پمپ وارد منبع حرارتی شود. منبع حرارتی در چرخه با دریافت و انتقال انرژی به سیال واسط باعث افزایش انرژی درونی سیال خواهد شد. میزان انرژی مصرفی در منبع حرارتی رابطه مستقیمی با وضعیت ترمودینامیکی سیال از سیکل اول به بعد خواهد

داشت. در خروجی منبع حرارتی بخار آب با دما و فشار مورد نظر وارد اولین مبدل حرارتی از مجموعه مبدل‌های شبکه حرارتی می‌شود.



شکل ۲. طرح‌واره شبکه حرارتی و محل قرارگیری مبدل‌های پوسته و لوله

مبدل‌ها دارای دو ورودی (سیال داغ و سرد) و سه خروجی (سیال داغ سرد شده، سیال سرد گرم شده، شورابه تولیدی) هستند. بخار داغ از بخش لوله‌ها، به همراه بخشی از پساب (۳) که از چرخه بازیاب حرارتی متصل به مخزن ذخیره عبور کرده (۱۵) است از بخش پوسته وارد مبدل حرارتی (گره اول و دوم) می‌شوند. با توجه به اینکه شبکه حرارتی پیشنهادی دارای چهار گره است پساب جمع شده در مخزن ذخیره به دو بخش غیرمساوی تقسیم و به دو مبدل در گره اول و دوم انتقال می‌یابد. بخش اول از مخزن جمع با عبور از چرخه بازیاب حرارتی به وسیله پمپ درون مخزن ذخیره با فشار و دمای متأثر از چرخه بازیاب حرارتی به مبدل اول انتقال داده خواهد شد. این پساب با دبی و دمای مورد نظر در حضور بخار درون لوله‌ها شروع به تبادل گرما کرده و باعث تبخیر در پوسته خواهد شد. بخار تولیدی در مبدل (گره اول عاری از هرگونه ناخالصی و مطابق با استاندارد آبیاری وارد بخش لوله‌های گره دوم می‌شود. سیال داغی که از سمت منبع حرارتی به گره اول وارد شده و با از دست دادن انرژی خود در طی انجام فرایند انتقال حرارت تبدیل به فاز مایع شده و با دما و فشار مورد نظر به ابتدای چرخه بازگردانده می‌شود. در طی این مسیر سیال همچنان دارای انرژی بوده و می‌تواند با دریافت اندکی انرژی دوباره شرایط ورود به گره اول را داشته باشد. در چرخه اول به حداکثر توان حرارتی منبع تولید گرما نیاز است درحالی که در چرخه‌های بعدی میزان دریافت انرژی به طور قابل توجهی کاسته خواهد شد. بخش دوم پساب (۲) با عبور از چرخه بازیاب حرارتی و تغییر فشار به میزان فشار طراحی و دمایی کمتر از دمای گره اول به بخش پوسته گره دوم وارد و با بخار داغ وارده از گره اول (پساب تبخیر شده در مرحله اول) شروع به تبادل حرارت کرده و همچون گره اول باعث تبخیر بخش دوم پساب خواهد شد. سیال خروجی از لوله‌ها در این مرحله به واسطه فعل و انفعالات رخ داده، کاملاً نمک‌زدایی شده و قابلیت مصرف برای آبیاری را خواهد داشت. همچنین بخار حاصله در بخش پوسته که در واقع همان پساب نمک‌زدایی شده است، به منظور استفاده مجدد باید طی فرایندی با سیال چرخه بازیاب حرارتی در گره سوم تبادل حرارت داشته باشد. این امر موجب افت انرژی و تغییر فاز از بخار به مایع می‌شود. بدین منظور بخار تولیدی در بخش پوسته گره دوم به سمت پوسته گره سوم انتقال یافته و سیال واسط چرخه بازیاب حرارتی نیز به بخش لوله‌ها (۱) در این گره انتقال داده می‌شود. انرژی از دست رفته در بخش پوسته، توسط سیال درون لوله‌ها جذب و به سمت مخزن (۱۲) چرخه بازیاب (گره چهارم) حرارتی انتقال داده می‌شود. پس از کاهش انرژی سیال مذکور (تبادل حرارت) و با تغییر فاز به مایع، سیال به سمت مخزن ذخیره آب جهت آبیاری هدایت می‌شود. سیال چرخه بازیاب (آب خالص) پس از دریافت انرژی به سمت لوله‌های گره چهارم در ابتدای چرخه انتقال داده می‌شود. انتقال حرارت از گره سوم به پوسته گره چهارم توسط سیال مذکور (۴)، سبب گرمایش پساب ورودی در پوسته خواهد شد. پساب قبل از ورود به شبکه حرارتی با عبور از چرخه بازیاب حرارتی (به جز چرخه اول) و دریافت انرژی از این چرخه می‌تواند نیاز به انرژی در مبدل‌های شبکه حرارتی را کاهش دهد. استفاده از چرخه بازیاب حرارتی منجر به کاهش مصرف انرژی در فرایند پیشنهادی برای تصفیه پساب گلخانه خواهد شد. به منظور تکمیل فرایند

و شبیه سازی با شرایط واقعی استفاده از یک کولر برای کاهش دمای سیال واسط در چرخه بازیاب و کوپل دمایی آن در چرخه ضروری است. این تجهیز باید قبل از ورود به گره سوم (۱) و بعد از گره چهارم (۵) نصب شود.

فرضیات حاکم

فرایند در حالت پایا و تا زمان تصفیه کامل پساب (۶ ساعت، ۶ چرخه) ادامه خواهد داشت. طراحی حرارتی مبدل ها مطابق با استاندارد TEMA C به منظور بهینه سازی فرایندی انجام شده است. طراحی مکانیکی مبدل ها مطابق با استاندارد ASME Sec. VIII, Div I به منظور بهینه سازی اقتصادی انجام شده است. شوری پساب در مدل سازی برابر با شوری آب دریای خزر (۱۵۰۰۰ ppm) در نظر گرفته شده است. شرایط ترمودینامیکی پمپ ها به صورت بی دررو^۱ و با کارایی ۷۵ درصد در نظر گرفته شده است. ضرایب انتقال حرارت در مبدل ها تابعی از دما، فشار و دبی است. از تأثیر انرژی جنبشی و پتانسیل در فرایند چشم پوشی شده است. از تلفات حرارتی در بخش های B,C چشم پوشی شده است. دمای پساب ورودی به مخزن چرخه بازیاب ۲۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است. دمای سیال واسط در چرخه تأمین انرژی در ابتدای فرایند ۲۵ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است. بر اساس استاندارد طراحی، افت فشار مجاز مبدل ها ۱۰ کیلوپاسکال و فشار پوسته مبدل دوم ۰/۸ بار در نظر گرفته شده است. تمامی فرضیات به منظور افزایش انطباق با شرایط واقعی در نظر گرفته شده اند و نه تنها مانعی در جهت دستیابی به اهداف پژوهش ایجاد نمی کنند، بلکه بر اطمینان از کارایی طرح پیشنهادی نیز می افزایند.

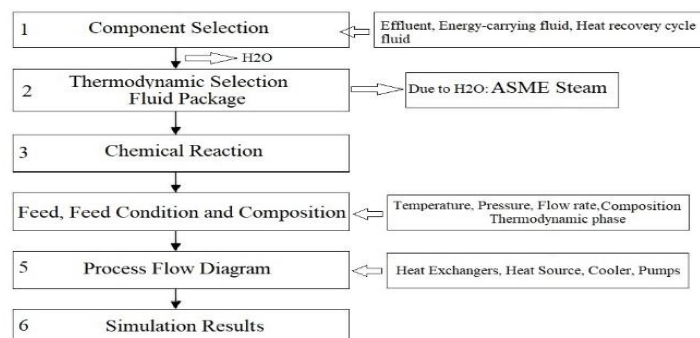
مراحل انتخاب و طراحی شبکه حرارتی با رویکرد کشاورزی

گلخانه مورد بررسی

بر اساس تحقیقات میدانی، گوجه فرنگی با وجود نیاز آبی بالا در مقایسه با سایر محصولات، از محبوبیت زیادی در میان محصولات کشاورزی برای کشت گلخانه ای در ایران و جهان، برخوردار است. کشت این محصول منجر به تولید حجم قابل توجهی پساب می شود. بدین منظور، عملکرد شبکه حرارتی ارائه شده برای یک گلخانه گوجه فرنگی با مساحت ۲۰۰۰ مترمربع واقع در استان تهران، با حداکثر تولید پساب روزانه به میزان ۸۰۰ لیتر (۲۳۴۰ ppm) مورد بررسی و شبیه سازی قرار گرفت.

الگوریتم شبیه سازی با HYSYS و شرایط ترمودینامیکی حاکم بر فرایند

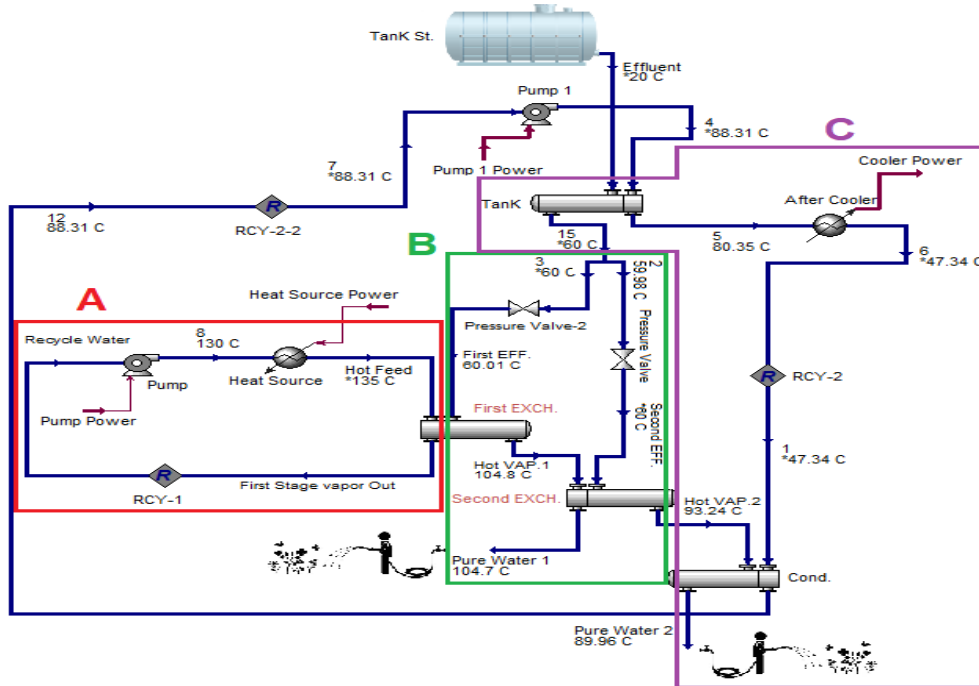
شکل ۳ مراحل شبیه سازی در نرم افزار هایسیس را در شش گام نشان می دهد. در گام و دوم، سیال های موجود در فرایند انتخاب شده و معادله حالت ترمودینامیکی متناسب با آن تعیین می شود. در گام سوم و چهارم، اطلاعات مربوط به واکنش ها و شرایط فرایندی به مدل ارائه می شود. در گام پنجم اجزاء و سیستم های مکانیکی موجود در شبکه حرارتی به یکدیگر متصل شده تا شبیه سازی تکمیل و نتایج حاصل شود.



شکل ۳. مراحل شبیه سازی در نرم افزار هایسیس و انتخاب اجزا

در شبکه حرارتی حاضر، هر سه سیال از خانواده آب بوده؛ از این رو H₂O به عنوان سیال جریان جرمی و معادله ترمودینامیکی بخار^۲

به عنوان مناسب ترین معادله حالت برای آن انتخاب می شود تا بیشترین همگرایی در نتایج حاصل شود. مدل شبیه سازی شده شامل سه بخش با چهار گره حرارتی بوده که در شکل ۴ نمایش داده شده است.



شکل ۴. بخش ها و گره های حرارتی در چرخه نمک زدایی پساب

تشریح و مدل سازی ترمودینامیکی فرایند

بخش اول (تأمین انرژی)

در هر بخش یک پمپ به منظور تأمین انرژی انتقال سیال و همچنین تأمین فشار مورد نیاز سیال در مبدل حرارتی آن بخش تعبیه شده است. در بخش اول (A)، سیال واسط (آب) موجود در چرخه تأمین انرژی، از نقطه ۸ با دمای ابتدایی ۲۵ درجه سلسیوس شروع به حرکت می کند. با افزایش انرژی درونی در اثر تکرار چرخه ها، دمای آن به حدود ۱۳۰ درجه سلسیوس می رسد. از این رو محدوده دمایی در بازه ۲۵ تا ۱۳۰ درجه سلسیوس تعیین شد. اطلاعات فرایندی این بخش به شرح جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱. مشخصات جریان تأمین انرژی در چرخه اول و دوم به بعد

سیال واسط بعد از پمپاژ		سیال واسط قبل از پمپاژ	
مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۲۵ - ۱۳۰	دما (°C)	۲۵ - ۱۳۰	دما (°C)
۲/۹	فشار (bar)	۲ و ۲/۸	فشار (bar)
۱۲۰	دبی (kg/h)	۱۲۰	دبی (kg/h)

آب در فشار ۲/۹ بار و دمای ۱۳۲/۳۷ درجه سلسیوس از فاز مایع به بخار تغییر حالت می دهد (Borgnakke et al., 2020). از این رو پمپ حاضر در بخش اول در فشار ۲/۹ بار تنظیم شده تا در اثر بالا رفتن دمای سیال (مایع) در منبع حرارتی (بیش از ۱۳۲/۳۷ درجه سلسیوس) به هنگام خروج تغییر فاز (بخار) رخ دهد. سیال واسط در چرخه اول توسط منبع حرارتی از دمای ۲۵ به ۱۳۵ درجه سلسیوس و در چرخه های بعدی از حدود دمای ۱۳۰ به ۱۳۵ درجه سلسیوس می رسد. از این رو دو مقدار توانی برای منبع حرارتی حاصل خواهد شد.

معادله حاکم بر منابع حرارتی (گرمایش و سرمايش)

توان مورد نیاز منبع حرارتی برای افزایش دمای آب و همچنین کاهش دمای آب توان توسط کولر با استفاده از رابطه زیر محاسبه می شود (Borgnakke et al., 2020):

$$\dot{Q} = (\dot{m} * C_p * (\Delta T)) + \dot{m} * L_v + (\dot{m} * C_p * (\Delta T)) \quad \text{رابطه (۱)}$$

\dot{Q} توان، C_p ظرفیت گرمایی ویژه، ΔT تغییرات دمایی، \dot{m} دبی جرمی و L_v گرمای نهان تبخیر آب است.

اطلاعات حاکم بر منبع حرارتی

توان منبع حرارتی باید در حدی باشد که قادر به تأمین انرژی بخش اول شبکه حرارتی (A) در هر دو حالت بیشینه و بهینه را داشته باشد. منبع حرارتی می‌تواند از منابع تجدیدپذیر باشد. اطلاعات فرایندی منبع در هر دو حالت در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲. اطلاعات فرایندی منبع حرارتی در شبکه

چرخه دوم به بعد				چرخه اول			
مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۱۳۵	دمای خروجی (°C)	۱۳۰	دمای ورودی (°C)	۱۳۵	دمای خروجی (°C)	۲۵	دمای ورودی (°C)
۲/۸	فشار خروجی (bar)	۲/۹	فشار ورودی (bar)	۲/۸	فشار خروجی (bar)	۲/۹	فشار ورودی (bar)
۱۳۰			دبی (kg/h)	۱۳۰			دبی (kg/h)

بخش دوم (تقسیم‌بندی پساب)

پساب گلخانه مورد بررسی در مخزن ذخیره جمع‌آوری و در زمان نمک‌زدایی به سمت مخزن بازیاب حرارتی انتقال داده می‌شود. اطلاعات فرایندی مربوط به پساب هنگام ورود و خروج از مخزن بازیاب حرارتی برای چرخه اول و مابقی چرخه‌ها به شرح جدول ۳ ارائه شده است.

جدول ۳. اطلاعات فرایندی پساب ورودی و خروجی از مخزن بازیاب حرارتی در چرخه اول و دوم به بعد

پساب بعد از بازیاب حرارتی		پساب قبل از بازیاب حرارتی	
مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۲۰ - ۶۰	دما (°C)	۲۰	دما (°C)
۱/۹	فشار (bar)	۲	فشار (bar)
۱۷۳	دبی (kg/h)	۱۷۳	دبی (kg/h)

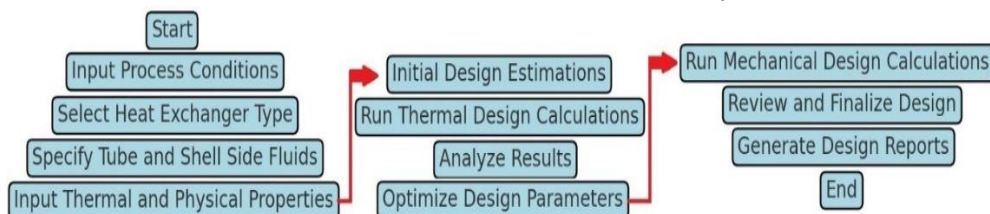
جریان پساب با گذر از مخزن بازیاب حرارتی به دو بخش نامساوی تقسیم شده و با عبور از شیر فشارشکن (تنظیم فشار طراحی) به دو گره حرارتی اول و دوم در بخش دوم (B) از شبکه حرارتی انتقال داده می‌شود. بخش اعظم پساب به سمت گره اول و بخش دیگر به سمت گره دوم هدایت می‌شود. اطلاعات مربوط به این دو بخش در جدول ۴ ارائه شده است.

جدول ۴. اطلاعات فرایندی بخش اول و دوم پساب در چرخه اول، دوم به بعد

بخش اول پساب قبل از گره اول		بخش دوم پساب قبل از گره دوم	
مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۲۰ - ۶۰	دما (°C)	۲۰ - ۶۰	دما (°C)
۱/۲	فشار (bar)	۰/۸	فشار (bar)
\dot{m}_1	دبی (kg/h)	\dot{m}_2	دبی (kg/h)

بخش سوم (گره‌های حرارتی) و الگوریتم طراحی با EDR

شکل ۵ مراحل طراحی میدل حرارتی در نرم‌افزار EDR را نشان می‌دهد. در گام نخست، شرایط اولیه سیالاتی و ترمودینامیکی دو سیال گرم و سرد شامل دبی، دما، فشار، فاز ترمودینامیکی و میزان رسوب‌گذاری تعیین می‌شود. در گام دوم و سوم، نوع میدل حرارتی و محل قرارگیری دو جریان سیال سرد و گرم تعیین شده و در گام چهارم، خواص فیزیکی و شیمیایی هر دو سیال از بانک اطلاعاتی نرم‌افزار فراخوانی شده تا مراحل مدل‌سازی تکمیل شود.



شکل ۵. مراحل طراحی و مدل‌سازی میدل حرارتی در نرم‌افزار

در الگوریتم فوق، برای محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه زیر استفاده می‌شود (Bergman et al., 2011):

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{D_o \cdot (\ln \frac{D_o}{D_i})}{2K} + \left(\frac{D_o \cdot R_{D_i}}{D_i} + R_{D_o} \right)} \quad \text{(رابطه ۲)}$$

h_0 ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در بخش خارجی، R_{D_i} و R_{D_o} نیز به ترتیب فاکتور رسوب‌گذاری داخل و خارج لوله‌ها است. برای محاسبه هزینه ساخت یک مبدل حرارتی در ایران از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$\text{Cost} = W * \text{Carbon Steel Cost} + D * A + 100\% (\text{Benefit}) \quad \text{رابطه ۳}$$

W وزن مبدل، C.S.C قیمت یک کیلوگرم ورق کربن استیل به کار رفته در مبدل، D تعداد روز صرف شده برای ساخت و A دستمزد روزانه پرداخت شده است.

بخش چهارم (بازیاب حرارتی)

اطلاعات فرایندی سیال چرخه بازیاب حرارتی، قبل و بعد از پمپاژ توسط پمپ شماره ۱ به گره چهارم در جدول ۵ ارائه شده است. جدول ۵. اطلاعات فرایندی سیال چرخه بازیاب حرارتی (قبل و بعد از پمپاژ در شبکه حرارتی)

چرخه دوم به بعد				چرخه اول			
بعد از پمپاژ		قبل از پمپاژ		بعد از پمپاژ		قبل از پمپاژ	
مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
T_1	دمای خروجی ($^{\circ}\text{C}$)	T_1	دمای ورودی ($^{\circ}\text{C}$)	۲۰	دما ($^{\circ}\text{C}$)	۲۰	دما ($^{\circ}\text{C}$)
۲	فشار خروجی (bar)	۱/۷	فشار ورودی (bar)	۲	فشار (bar)	۱	فشار (bar)
۸۰۰	دبی خروجی (kg/h)	۸۰۰	دبی ورودی (kg/h)	۸۰۰	دبی (kg/h)	۸۰۰	دبی (kg/h)

اطلاعات فرایندی سیال چرخه بازیاب حرارتی، قبل و بعد از کولر به منظور ورود به گره سوم در جدول ۶ ارائه شده است. جدول ۶. اطلاعات فرایندی سیال چرخه بازیاب حرارتی (قبل و بعد از کولر در شبکه حرارتی)

چرخه دوم به بعد				چرخه اول			
بعد از کولر		قبل از کولر		بعد از کولر		قبل از کولر	
مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
T_2	دمای خروجی ($^{\circ}\text{C}$)	T_1	دمای ورودی ($^{\circ}\text{C}$)	۲۰	دمای خروجی ($^{\circ}\text{C}$)	۲۰	دمای ورودی ($^{\circ}\text{C}$)
۱/۸	فشار خروجی (bar)	۱/۹	فشار ورودی (bar)	۱/۸	فشار خروجی (bar)	۱/۹	فشار ورودی (bar)
۸۰۰	دبی خروجی (kg/h)	۸۰۰	دبی ورودی (kg/h)	۸۰۰	دبی خروجی (kg/h)	۸۰۰	دبی ورودی (kg/h)

یافته‌ها و بحث

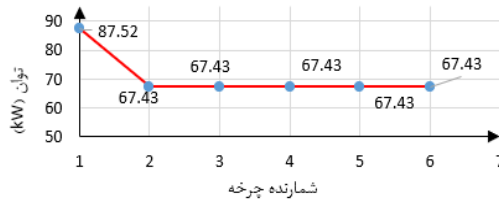
شبیه‌سازی چرخه شبکه حرارتی با نرم‌افزار هایسیس نسخه ۱۴ و طراحی، مدل‌سازی و بهینه‌سازی گره‌های حرارتی با نرم‌افزار EDR توسط نسخه ۱۴ انجام شد. خواص مواد، مشخصات ترمودینامیکی، تجهیزات مکانیکی و حرارتی موجود در شبیه‌سازی از بانک اطلاعاتی نرم‌افزار استخراج شده و طراحی گره‌های حرارتی بر مبنای اصول و قواعد استاندارد TEMA در نرم‌افزار EDR صورت گرفت.

بررسی تأثیر متغیرها بر عملکرد و طراحی گره‌های حرارتی

طراحی گره‌های حرارتی تحت تأثیر عوامل متعددی قرار دارد. عدم دقت در تعیین این عوامل منجر به کاهش کارایی مبدل، عدم طراحی بهینه و افزایش وزن آن می‌شود. این امر در نهایت موجب غیراقتصادی شدن مبدل خواهد شد. در ادامه اثرات متغیرهای اصلی مورد بحث قرار خواهد گرفت.

رابطه دبی و توان منبع حرارتی با توان گره اول

بر اساس یافته‌های این پژوهش و مطابق با شکل ۶ جهت افزایش دمای سیال واسط از ۲۵ به ۱۳۵ درجه سلسیوس با دبی ۱۲۰ کیلوگرم بر ساعت در بخش تأمین انرژی، در چرخه اول به ۸۷/۵۲ کیلووات و در سایر چرخه‌ها به ۶۷/۴۳ کیلووات انرژی نیاز است. تفاوت مصرف انرژی در چرخه اول با سایر چرخه‌ها در حدود ۲۳ درصد است. بر این اساس کمینه توان گره اول باید برابر با توان مصرفی چرخه دوم باشد. این توان در کمترین حالت ۶۷/۴۳ کیلووات خواهد بود. از این رو وجود یک چرخه بسته در بخش تأمین انرژی، موجب ارتقای بهره‌وری انرژی در شبکه حرارتی تصفیه پساب خواهد شد.



شکل ۶. توان منبع حرارتی در شش چرخه متوالی

تأثیر تقسیم‌بندی پساب بر توان منبع حرارتی و گره اول

بر اساس یافته‌های این پژوهش، برای آنکه توان حرارتی گره اول متناسب با توان منبع حرارتی باشد، مقدار ایده‌آل و بهینه توزیع پساب برای گره‌های اول و دوم به ترتیب ۱۱۰ و ۶۳ کیلوگرم بر ساعت است.

نتایج طراحی گره اول

بر اساس نتایج و مفروضات تعریف شده برای طراحی یک مبدل حرارتی استاندارد، گره اول طراحی و اطلاعات آن به همراه نتایج فرایندی در جدول ۷ ارائه شده است.

جدول ۷. نتایج فرایندی به دست آمده برای مبدل اول

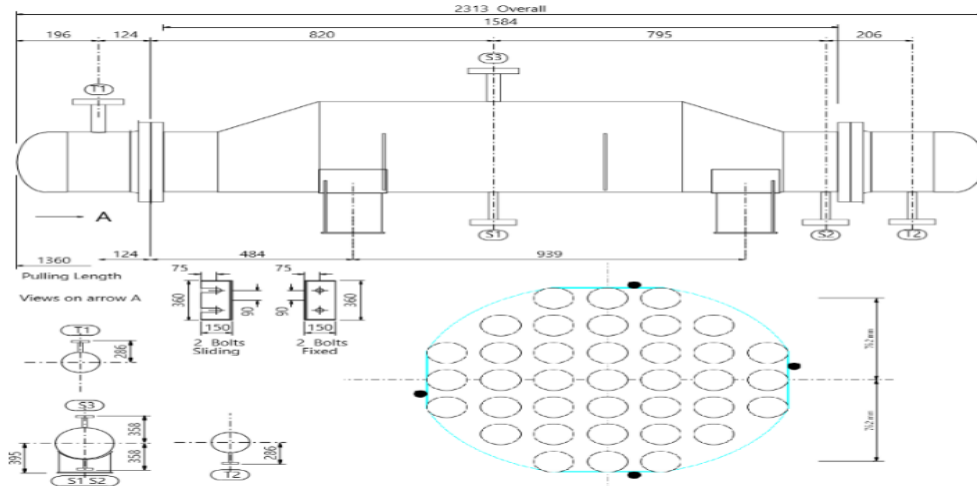
پوسته (پساب)		لوله (بخار)		واحد	مشخصات		
۱۱۰		۱۲۰		kg/h	دبی کل		
۱۰۰	۰	۸	۱۲۰	kg/h	دبی بخار (ورود / خروج)		
۱۰	۱۱۰	۱۱۲	۰	kg/h	دبی مایع		
۱۰۴/۳۲		۱۳۰/۸۴		°C	دما (ورودی / خروجی)		
۰/۷۳	۹۸۳/۶۳	۱۰۰۷/۴۲	۱/۴۹	۹۳۳/۶۶	۱/۴۹	kg/m ³	چگالی (بخار / مایع)
۱/۹۰۹	۴/۱۰۲	۴/۰۷	۲/۳۳۵	۴/۲۲	۲/۲۱۵	kJ/(kg.K)	ظرفیت گرمایی ویژه
۲۲۴۴/۵		۲۱۶۳/۷		۲۱۶۲/۹		kJ/kg	حرارت نهان
۱/۱۷۱۵۴		۱/۲		۲/۷۸۰۱۴	۲/۸	bar	فشار
۰/۸		۰/۴۳		۲/۷۹	۱/۴۸	m/s	سرعت (میانگین / بیشینه)
۲/۸۴۶		۱۰		۱/۹۸۶	۱۰۰	kPa	افت فشار (مجاز / حاصله)
۰/۰۰۰۳۵		۰/۰۰۰۱		۹E-۵		m ² .K/W	مقاومت برابر رسوب

مبدل حرارتی مناسب این گره، بهینه‌سازی و نتیجه آن در جدول ۸ ارائه شده است.

جدول ۸. مشخصات هندسی مبدل اول در حالت بهینه

نوع: BKM	مساحت: ۳/۵ (مترمربع)، (SA-۵۱۶) (G ۷۰)	ابعاد بدنه: ۱۶۵۰*۴۰۰*۲۶۰ (میلی‌متر)
مشخصات لوله (SA-۲۱۴)		
طول: ۱۶۵۰ (میلی‌متر)	قطر - ضخامت: ۱۹/۰۵ - ۱/۲	تعداد: ۳۷
گام: ۲۵/۴ (میلی‌متر)	چیدمان: ۹۰ درجه	نوع: ساده
پاس پوسته: ۱		پاس لوله: ۱
درصد برش بفل: ۰		تعداد بفل: ۰
عملکرد: ۱/۸۱	LMTD-MTD: ۴۷/۹۹ - ۲۶/۲۹ (°C)	توان: ۶۷/۹ کیلووات

نتایج نشان داد، توان حاصله کاملاً با توان منبع حرارتی در چرخه دوم مطابقت داشته و نشان از بهینه‌سازی مناسب دارد. نقشه این مبدل با اعمال ملاحظات بهینه‌سازی در شکل ۷ ارائه شده است.



شکل ۷. نقشه مبدا اول با اعمال ملاحظات بهینه‌سازی

توان حرارتی گره دوم

در شبکه حرارتی، گره اول به عنوان منبع انرژی گره دوم ایفای نقش می‌کند. از این رو توان گره دوم تابعی از چهار متغیر دما، فشار، دبی بخش دوم پساب ورودی به پوسته و شرایط ترمودینامیکی بخار داغ ورودی به لوله‌ها از سمت گره اول است.

نتایج طراحی گره دوم

بر اساس نتایج حاصله از طراحی گره اول، گره دوم طراحی و اطلاعات آن به همراه نتایج فرایندی در جدول ۹ ارائه شده است. جدول ۹. نتایج فرایندی به دست آمده برای مبدا دوم

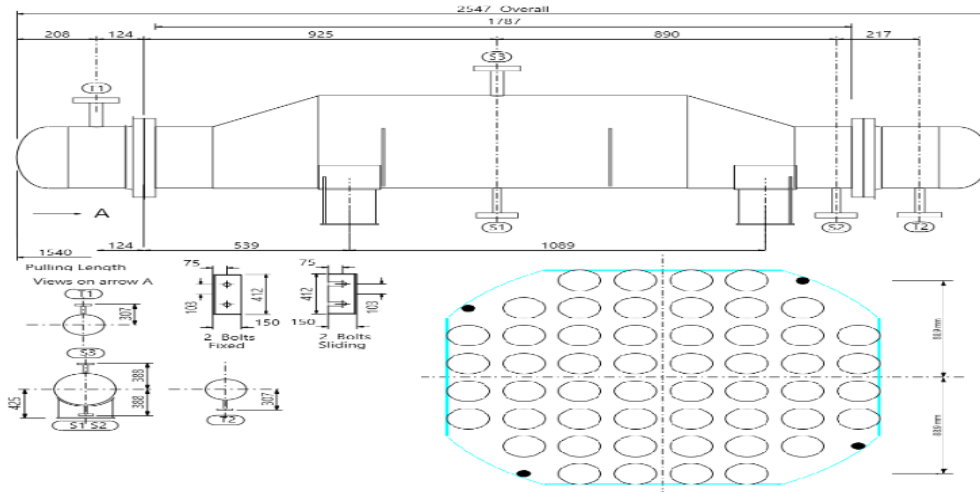
پوسته (پساب)				لوله (بخار)				واحد	مشخصات
۶۳				۱۰۰				kg/h	دبی کل
۶۰				۳۶				kg/h	دبی بخار (ورود / خروج)
۳				۶۴				kg/h	دبی مایع
۹۳/۱۱				۱۰۳/۲۶				°C	دما (ورودی / خروجی)
۰/۴۹	۹۹۰/۳۶	-	۱۰۰۷/۴۲	۰/۶۶	۹۵۶/۴۴	۰/۶۷	-	kg/m ³	چگالی (بخار / مایع)
۱/۸۹۸	۴/۰۹۳	-	۴/۰۷	۲/۰۸۹	۴/۱۹۷	۲/۰۹۳	-	kJ/(kg.K)	ظرفیت گرمایی ویژه
۲۲۷۴/۴				۲۲۴۳/۴				kJ/kg	حرارت نهان
۰/۷۷۴۷۳				۱/۱۳۹۴۴				bar	فشار
۰/۴۶				۳/۶۶				m/s	سرعت (میانگین / بیشینه)
۰/۰۲۵۲۷				۰/۰۲۰۵۵				bar	افت فشار (مجاز / حاصله)
۰/۰۰۰۳۵				۰/۰۰۰۱				m ² .K/W	مقاومت برابر رسوب

مبدا حرارتی مناسب این گره، بهینه‌سازی و نتیجه آن در جدول ۱۰ ارائه شده است.

جدول ۱۰. مشخصات هندسی مبدا دوم در حالت بهینه

نوع: BKM	مساحت: ۵/۶ (مترمربع)، (SA-۵۱۶) (G 70)	ابعاد بدنه: ۳۰۰*۴۶۰*۱۸۵۰ (میلی‌متر)
مشخصات لوله (SA-۲۱۴)		
تعداد: ۵۲	قطر - ضخامت: ۱۹/۰۵ - ۱/۲	طول: ۱۸۵۰ (میلی‌متر)
نوع: ساده	چیدمان: ۹۰ درجه	گام: ۲۵/۴ (میلی‌متر)
پاس لوله: ۱		پاس پوسته: ۱
تعداد بفل: ۰		درصد برش بفل: ۰
توان: ۴۰/۱ کیلووات	LMTD-MTD: ۲۳/۷۳ - ۹/۸۵ (°C)	عملکرد: ۱/۳۳

نتایج نشان داد، توان حاصله کاملاً با توان منبع حرارتی و با توان حرارتی گره اول به عنوان منبع انرژی گره دوم مطابقت دارد. با توجه به نسبت تقسیم‌بندی پساب میان دو گره اول و دوم (۱/۷۴)، نتایج نشان داد نسبت توان گره اول به دوم نیز ۱/۶۹ به دست آمده که نشان از بهینه‌سازی مناسب دارد. نقشه این مبدا با اعمال ملاحظات بهینه‌سازی در شکل ۸ ارائه شده است.



شکل ۸. نقشه مبدا دوم با اعمال ملاحظات بهینه‌سازی

توان حرارتی گره سوم

نتایج نشان داد، توان گره سوم تابعی از چهار متغیر دما، فشار و دبی جرمی سیال خروجی از کولر و همچنین شرایط ترمودینامیکی بخار داغ ورودی به پوسته از گره دوم است. از طرفی انتظار می‌رود با وجود عواملی همچون کاهش ۳ کیلوگرمی در دبی گره سوم نسبت به گره دوم، وجود تغییر فاز ترمودینامیکی در هر دو گره و همچنین برابری محدوده فشار، توان گره سوم در محدوده توان گره دوم قرار گیرد.

نتایج طراحی گره سوم

بر اساس نتایج حاصله از طراحی گره دوم، گره سوم طراحی و اطلاعات آن به همراه نتایج فرایندی در جدول ۱۱ ارائه شده است.

جدول ۱۱. نتایج فرایندی به دست آمده برای مبدا دوم سوم

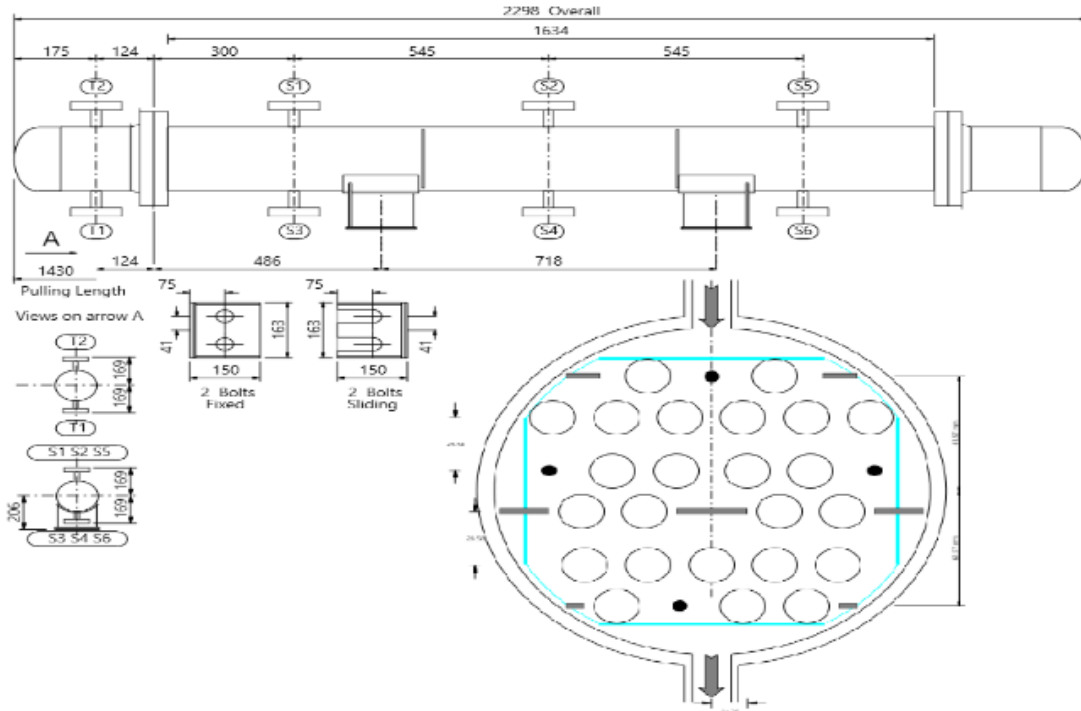
پوسته (بخار)		لوله (آب خالص)		واحد	مشخصات	
۶۰		۸۰۰		kg/h	دبی کل	
۰	۶۰	۰	۰	kg/h	دبی بخار (ورود / خروج)	
۶۰	۰	۸۰۰	۸۰۰	kg/h	دبی مایع	
۸۸/۱۷	۹۳/۱۱	۸۸/۳۱	۴۷/۳۴	°C	دما (ورودی / خروجی)	
-	۹۶۷/۷۷	-	۹۶۷/۶۸	-	۹۹۱/۷۴	چگالی (بخار / مایع)
-	۴/۱۹	-	۴/۱۹	-	۴/۱۸۶	ظرفیت گرمایی ویژه
-	۲۲۷۳/۱	-	-	-	-	حرارت نهان
۰/۷۶۰۷۱	۰/۷۷	۱/۷۸۷۱۶	۱/۸	bar	فشار	
۱/۱۹	۰/۶	۰/۲۶	۰/۱۳	m/s	سرعت (میانگین / بیشینه)	
۰/۰۰۹۲۹	۰/۱۰۷۷	۰/۰۱۲۸۴	۰/۱	bar	افت فشار (مجاز / حاصله)	
۹E-۵		۰/۰۰۰۱		۹E-۵	m ² ·K/W	مقاومت برابر رسوب

مبدا حرارتی مناسب این گره، بهینه‌سازی و نتیجه آن در جدول ۱۲ ارائه شده است.

جدول ۱۲. مشخصات هندسی مبدا سوم در حالت بهینه

نوع: BXM	مساحت: ۲/۳ (مترمربع)، (SA-۵۱۶) (G 7۰)	ابعاد بدنه: ۱۷۵*۱۷۰۰ (میلی‌متر)
مشخصات لوله (SA-۲۱۴)		
تعداد: ۲۴	قطر - ضخامت: ۱۹/۰۵ - ۱/۲	طول: ۱۷۰۰ (میلی‌متر)
نوع: ساده	چیدمان: ۳۰ درجه	گام: ۲۵/۴ (میلی‌متر)
پاس لوله: ۴	پاس پوسته: ۱	
تعداد بفل: ۰	درصد برش بفل: ۰	
توان: ۳۸/۲ کیلووات	LMTD-MTD: ۱۶/۸۳ - ۱۶/۷۵ (°C)	عملکرد: ۱/۰۱

نتایج نشان داد، توان حاصله مطابق با انتظار در محدوده توان گره دوم بوده و این مطابقت نشان از بهینه‌سازی مناسب دارد. نقشه این مبدا با اعمال ملاحظات بهینه‌سازی در شکل ۹ ارائه شده است.



شکل ۹. نقشه میدل سوم با اعمال ملاحظات بهینه‌سازی

توان حرارتی گره چهارم

نتایج نشان داد، توان گره چهارم تابعی از چهار متغیر دما، فشار و دبی جرمی پساب ورودی به بخش پوسته و همچنین شرایط ترمودینامیکی سیال برگشتی از گره سوم به بخش لوله‌ها است.

نتایج طراحی گره چهارم

بر اساس نتایج حاصله از طراحی گره سوم، گره چهارم طراحی و اطلاعات آن به همراه نتایج فرایندی در جدول ۱۳ ارائه شده است. جدول ۱۳. نتایج فرایندی به دست آمده برای میدل چهارم

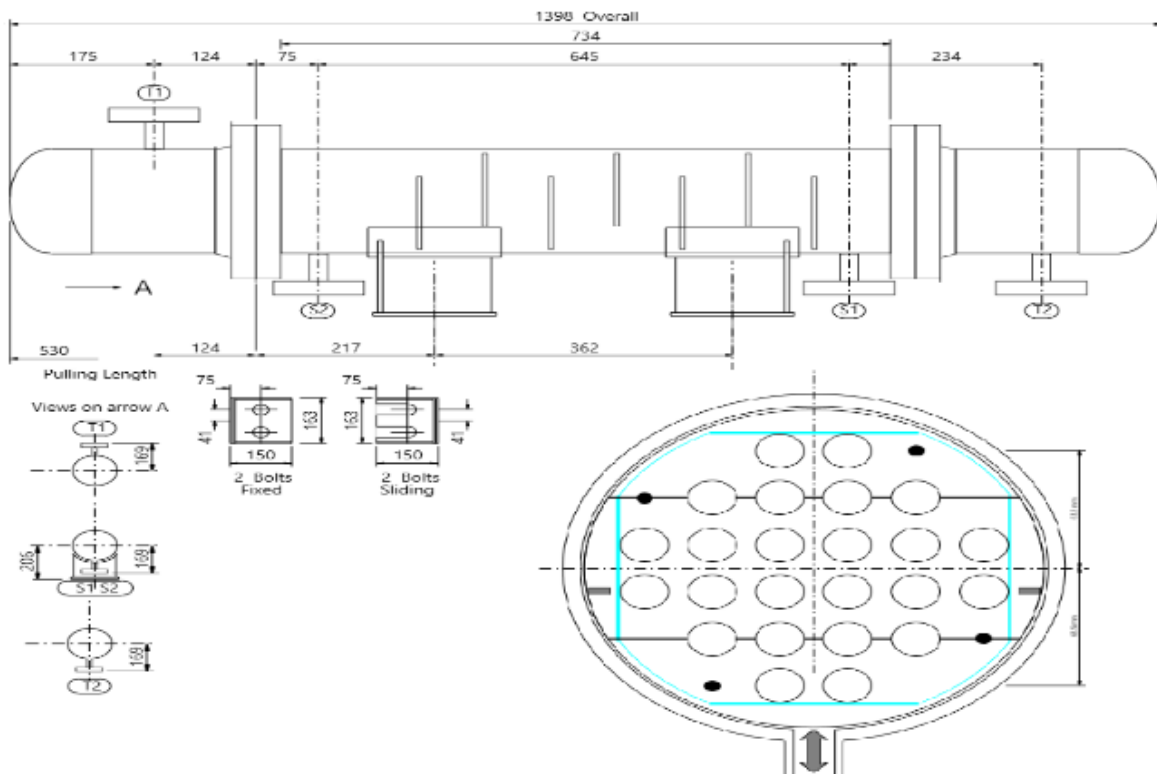
پوسته (پساب)		لوله (بخار)		واحد	مشخصات	
۱۷۳		۸۰۰		kg/h	دبی کل	
۰	۰	۰	۰	kg/h	دبی بخار (ورود / خروج)	
۱۷۳	۱۷۳	۸۰۰	۸۰۰	kg/h	دبی مایع	
۶۰	۲۰	۷۹/۹۱	۸۸/۳۱	°C	دما (ورودی / خروجی)	
-	۱۰۰۷/۴۲	-	۱۰۱۹/۹۹	۹۶۷/۶۸	۹۷۳/۵۲	چگالی (بخار / مایع)
-	۴/۰۷	-	۴/۰۷۵	۴/۱۹	۴/۱۸۸	ظرفیت گرمایی ویژه
-	-	-	-	kJ/kg	حرارت نهان	
۱/۹۹۹۴۴	۲	۱/۹۸۹۵۴	۲	bar	فشار	
۰/۰۱۰۴۶	۰/۱	۰/۰۱۰۴۶	۰/۱	bar	افت فشار (مجاز/ حاصله)	
۰/۰۰۰۳۵		۰/۰۰۰۱	۹E-۵	m ² ·K/W	مقاومت برابر رسوب	

میدل حرارتی مناسب این گره، بهینه‌سازی و نتیجه آن در جدول ۱۴ ارائه شده است.

جدول ۱۴. مشخصات هندسی میدل چهارم در حالت بهینه

نوع: BEM	مساحت: ۱/۱ (مترمربع)، (SA-۵۱۶G) (۷۰)	ابعاد بدنه: ۸۰۰*۱۷۵ (میلی‌متر)
مشخصات لوله (SA-۲۱۴)		
تعداد: ۲۴	قطر - ضخامت: ۱۹/۰۵ - ۱/۲	طول: ۸۰۰ (میلی‌متر)
نوع: ساده	چیدمان: ۹۰ درجه	گام: ۲۵/۴ (میلی‌متر)
پاس لوله: ۱	پاس پوسته: ۱	
تعداد بفل: ۷	درصد برش بفل: ۲۸/۲۳	
توان: ۷/۸ کیلووات	LMTD-MTD: ۴۲/۱۵ - ۴۲/۱۶ (°C)	عملکرد: ۱/۴

نتایج نشان داد، توان حاصله برای این مبدل ۷/۸ کیلووات است. نقشه این مبدل با اعمال ملاحظات بهینه‌سازی در شکل ۱۰ ارائه شده است.



شکل ۱۰. نقشه مبدل چهارم با اعمال ملاحظات بهینه‌سازی

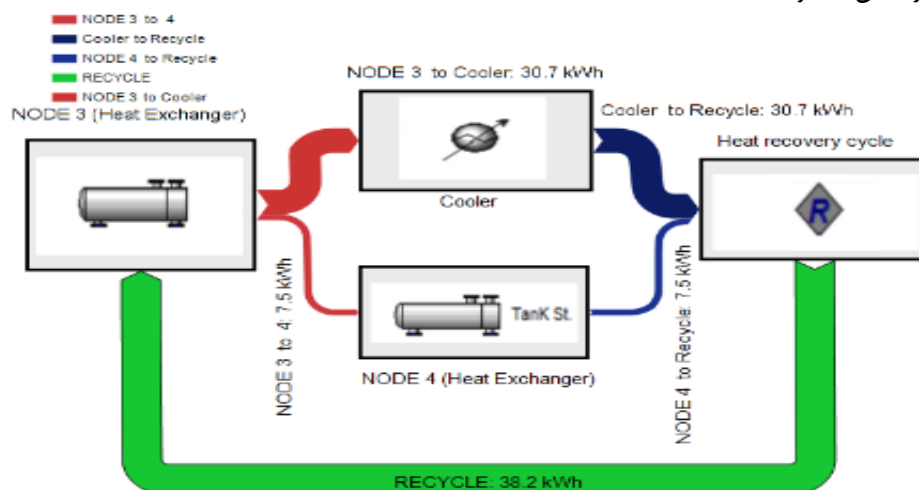
توان کولر و رابطه آن با توان حرارتی گره سوم و چهارم

بر اساس نتایج حاصله از رابطه ۱، برای کاهش دمای سیال چرخه بازیاب حرارتی از ۸۰/۳۵ به ۴۷/۳۴ درجه سلسیوس در چرخه دوم به بعد، کولر به توانی معادل ۳۰/۷۳ کیلووات نیاز دارد. بر اساس اصل بقای انرژی در چرخه، مجموع انرژی‌های ورودی و خروجی باید برابر باشد. از این رو مجموع توان کولر و گره چهارم باید برابر با توان گره سوم باشد:

$$E_3 = |E_{\text{cooler}}| + E_4 \rightarrow 38.2 = 30.73 + 7.8 \quad (\text{رابطه ۴})$$

تطبيق نتیجه حاصله با اصل پایستگی انرژی، نشان از صحت در طراحی و بهینه‌سازی مطلوب گره حرارتی چهارم دارد. نمودار

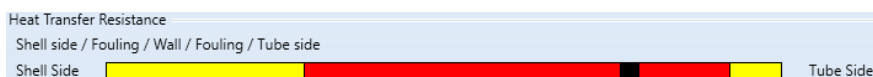
سانکی^۱ این بخش در شکل ۱۱ ارائه شده است.



شکل ۱۱. اجزای چرخه بازیاب حرارتی

تأثیر چیدمان لوله‌های مبدل و رسوب‌گذاری

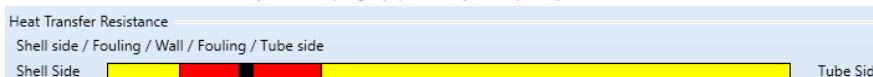
بر اساس اصول طراحی، استفاده از چیدمان ۳۰ درجه نسبت به ۹۰ درجه مناسب‌تر است؛ بر اساس نتایج حاصله، در چیدمان ۹۰ درجه، افت فشار و کاهش انتقال حرارت به طور قابل توجهی بیشتر از چیدمان ۳۰ درجه است. با این حال، در طراحی مبدل‌های اول، دوم و چهارم از آرایش ۹۰ درجه استفاده شد. از این رو برای جبران کاهش انتقال حرارت در تبخیر پساب گلخانه، میزان شوری پساب ۶/۴ برابر بیشتر از مقدار واقعی در نظر گرفته شد تا بر اساس رابطه ۲، با در نظر گرفتن این ضریب اطمینان، به حد قابل قبولی طراحی بهینه شود و بر افت حاصل از چیدمان غلبه گردد. همچنین به دلیل حضور سیال رسوب‌گذار در پوسته این سه مبدل، استفاده از چیدمان ۹۰ درجه از نظر اقتصادی و هزینه‌های تعمیر و نگهداری مقرون به صرفه است. نتایج به دست آمده از تحلیل مقاومت حرارتی و رسوب‌گذاری بر اساس نوع آرایش و شوری نشان از طراحی مناسب دارد که در اشکال ۱۲ تا ۱۵ ارائه شده است.



شکل ۱۲. زنجیره مقاومت حرارتی در مبدل اول



شکل ۱۳. زنجیره مقاومت حرارتی در مبدل دوم



شکل ۱۴. زنجیره مقاومت حرارتی در مبدل سوم



شکل ۱۵. زنجیره مقاومت حرارتی در مبدل چهارم

تحلیل اقتصادی مبدل‌های حرارتی در شبکه تصفیه پساب گلخانه توسط (EDR¹ BCE)

در کنار روش‌های سنتی تحلیل اقتصادی مبدل‌های حرارتی، می‌توان وزن را به عنوان معیاری مهم در ارزیابی صرفه اقتصادی این تجهیزات در نظر گرفت. با توجه به نتایج حاصله از بهینه‌سازی مبدل‌های شبکه حرارتی بر اساس استاندارد TEMA کلاس C، گره چهارم کمترین و گره دوم بیشترین وزن را دارند. با وجود سهم کمتر گره دوم به نسبت گرهِ اول از پساب، اعمال شرایط فشاری (۸/۰ بار) بر پوسته گرهِ دوم، منجر به تغییر هندسه و افزایش وزن مبدل دوم شده است. اطلاعات مربوط به جرم چهار مبدل حرارتی در جدول شماره ۱۵ ارائه شده است.

جدول ۱۵. مشخصات جرمی چهار گرهِ حرارتی حاضر در شبکه حرارتی

شماره گرهِ	اول	دوم	سوم	چهارم
وزن خالص (kg)	۲۸۳/۱	۳۵۳/۲	۱۷۹/۵	۱۳۴/۲
وزن عملیاتی (kg)	۴۲۳	۵۶۵/۷	۲۱۸/۷	۱۵۱/۵

بر اساس وزن‌های به دست آمده، بخش تحلیلگر اقتصادی نرم‌افزار EDR، هزینه تولید این چهار گرهِ حرارتی را با توجه به دستمزد کارگر (۷/۲۵ دلار در هر ساعت) در ایالات متحده، مطابق با جدول ۱۶ ارائه داده است.

جدول ۱۶. قیمت ساخت چهار گرهِ حرارتی در ایالات متحده

گرهِ	هزینه مواد اولیه (²\$)	هزینه لوله (\$)	هزینه کارگری (\$)	هزینه کل (\$)
اول	۱۷۷۸	۱۹۶	۱۲۴۱۷	۱۴۳۹۱
دوم	۲۰۰۶	۳۰۸	۱۳۹۵۶	۱۶۲۷۰
سوم	۱۲۶۸	۱۳۱	۶۵۵۲	۷۹۵۱
چهارم	۱۱۶۷	۶۲	۶۵۶۴	۷۷۹۳

نتایج نشان داد، سهم قیمت مواد مصرفی در تولید یک گرهِ حرارتی، حدود ۱۳ تا ۱۸ درصد و سهم دستمزد کارگری، ۸۲ درصد از

کل هزینه را تشکیل می‌دهد. همچنین مطابق با نتایج حاصله از رابطه ۴، هزینه ساخت این چهار گره حرارتی در ایران (نیمه اول سال ۱۴۰۳) در جدول ۱۷ ارائه شده است.

جدول ۱۷. قیمت ساخت چهار گره حرارتی در ایران

گره	هزینه کل (ریال)	گره	هزینه کل (ریال)
اول	۳۴۰/۷۶۲/۵۰۰	سوم	۲۴۴/۸۰۰/۰۰۰
دوم	۴۰۵/۳۱۵/۰۰۰	چهارم	۲۰۳/۲۸۷/۵۰۰

نتایج نشان داد، بومی‌سازی مبدل‌های حرارتی متناسب با صنعت کشاورزی در مقایسه با واردات آنها، دارای توجیه اقتصادی قوی است و شرایط را برای تولید انبوه، استفاده گسترده و صادرات این تجهیزات به سایر کشورها فراهم می‌کند. نتایج نشان می‌دهد، مجموع هزینه ساخت چهار گره حرارتی شبکه تصفیه پساب گلخانه با طول عمر بیست ساله در ایران، با در نظر گرفتن دستمزد روزانه سه میلیون و پانصد هزار ریال، طی ده روز کاری و تأمین ورق کربن استیل به ارزش هر کیلوگرم پانصد هزار ریال، نسبت به سامانه‌های اسمز معکوس وارداتی مشابه^۱ در این مقیاس صنعتی که نیاز به تعویض دوره‌ای فیلترها دارند، به‌صرفه‌تر است.

اعتبارسنجی

به منظور تأیید و اعتبارسنجی پژوهش انجام شده، نتایج توان و اختلاف دمای لگاریتمی حاصله از شبیه‌سازی چرخه با نرم‌افزار هایسیس، با نتایج توان و اختلاف دمای لگاریتمی حاصله از مدل‌سازی گره‌های حرارتی با نرم‌افزار EDR با یکدیگر مقایسه و تطبیق داده شد. یافته‌های این بخش در جدول ۱۸ ارائه شده است.

جدول ۱۸. اعتبارسنجی و مقایسه نتایج به دست آمده

توان گره اول (kW)		توان گره دوم (kW)		توان گره سوم (kW)		توان گره چهارم (kW)	
هایسیس	EDR	هایسیس	EDR	هایسیس	EDR	هایسیس	EDR
۶۷/۴۷	۶۷/۹	۴۰/۲۵	۴۰/۱	۲۸/۱۵	۲۸/۲	۷/۴	۷/۸
LMTD ^۲ گره اول (°C)		LMTD ^۲ گره دوم (°C)		LMTD ^۲ گره سوم (°C)		LMTD ^۲ گره چهارم (°C)	
هایسیس	EDR	هایسیس	EDR	هایسیس	EDR	هایسیس	EDR
۴۸/۹۸	۴۷/۹۹	۱۹/۹۱	۲۳/۸۳	۱۵/۷۰	۱۶/۸۳	۴۱/۰۱	۴۲/۴

انطباق و همگرایی میان مقادیر به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی توسط هایسیس و مقادیر حاصل از مدل‌سازی توسط EDR بسیار بالا بوده و نشان دهنده صحت طراحی و کیفیت بهینه‌سازی شبکه حرارتی پیشنهادی برای تصفیه پساب گلخانه است.

نتیجه‌گیری و پیشنهادها

در این پژوهش، به منظور ارائه راه حلی مناسب برای بحران آب و حفظ محیط‌زیست در حوزه کشاورزی، طراحی، شبیه‌سازی و بهینه‌سازی شبکه حرارتی پیشنهادی برای نمک‌زدایی از پساب گلخانه انجام شده است. نتایج نشان داد برای نمک‌زدایی پساب هر گلخانه با هر مساحتی تنها به یک چرخه با چهار گره حرارتی نیاز است. در چرخه پیشنهادی، طراحی به گونه‌ای انجام شده است که مصرف انرژی در حالت بهینه (۸۷/۵۲ کیلووات) بوده و قابلیت تأمین آن از منابع تجدیدپذیر وجود دارد. نتایج نشان داد، با در نظر گرفتن وزن به عنوان تابع هدف در بهینه‌سازی مبدل‌ها، منجر به اقتصادی شدن تصفیه پساب گلخانه به روش حرارتی می‌شود. عواملی همچون کارایی، ضریب انتقال حرارت، افت فشار قابل قبول، رسوب‌گذاری و همچنین قیمت ساخت گره‌های حرارتی بررسی شد و نتایج نشان داد، شبکه تصفیه پیشنهادی، انطباق و همگرایی مناسبی با ضوابط و قواعد حاکم بر استاندارد TEMA دارد که نشان از کیفیت و طراحی مناسب گره‌ها و تطبیق آنها با نیاز صنعت کشاورزی بوده و صرفه تولید این تجهیزات به مراتب بیشتر از واردات آنها است. پیشنهاد می‌شود تحقیقاتی در حوزه استفاده از سایر سیال‌های واسط حرارتی به عنوان جایگزین آب انجام شود. این امر به منظور بهینه‌سازی مصرف انرژی در چرخه پیشنهادی و یا تأیید بر عملکرد مناسب آب به عنوان سیال واسط حرارتی است.

1. Xiamen ollital RO System 250 Lph (\$3690 in 2024)
2. Logarithmic Mean Temperature Difference



منابع

- ادیبی طوسی، سید سینا؛ گشایشی، حمیدرضا؛ زحمتکش، ایمان؛ نجاتی، وحید (۱۴۰۲). ارزیابی آزمایشگاهی آب شیرین کن خورشیدی پلکانی همراه با نانو مواد تغییر فاز دهنده هیبریدی تحت میدان مغناطیسی. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، ۵۳ (۱)، pp. ۱۳-۲۲.
- رهبر، نادر؛ علی پناه، فاطمه (۱۳۹۴). بررسی عددی تأثیر ابعاد پله بر عملکرد یک آب شیرین کن خورشیدی پلکانی. مهندسی مکانیک و ارتعاشات، ۶ (۱)، pp. ۱۵-۲۱.
- عطاران، امیرحسین؛ دهنوی، علی (۱۴۰۰). برآورد حجم آب تلف شده ناشی از ضایعات محصولات سیب زمینی و گوجه فرنگی (مطالعه موردی: مزارع شهرستان اصفهان). نشریه پژوهش های آب و خاک، جلد بیست و هشتم، شماره دوم، pp. ۱۴۱-۱۵۸.

REFERENCES

- Adibi Toosi, Seyyed Sina, Goshaeshi, Hamidreza, Zahmatkesh, Iman, Nejati, Vahid (2023). Laboratory evaluation of stepped solar desalination with hybrid phase change nanomaterials under magnetic field. *Tabriz University Mechanical Engineering*, 53(1), 13-22. (In Persian).
- Attaran, Amir Hossein, Dehnavi, Ali (2021). Estimation of water losses volume due to waste of potato and tomato crops (Case study: Isfahan city fields). *J. of Water and Soil Conservation*, Vol. 28(2). (In Persian).
- Bell, K. J. (1998). 3.1. 3 INTRODUCTION TO HEAT EXCHANGER DESIGN: Logic of the design process. *Heat Exchanger Design Updates*, 5(1).
- Bell, K. J. (2004). Heat exchanger design for the process industries. *J. Heat Transfer*, 126(6), 877-885.
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Introduction to heat transfer. John Wiley & Sons*.
- Blaylock, A. D. (1994). Soil salinity, salt tolerance, and growth potential of horticultural and landscape plants. Laramie, WY, USA: University of Wyoming, Cooperative Extension Service, *Department of Plant, Soil, and Insect Sciences, College of Agriculture*.
- Borgnakke, C., & Sonntag, R. E. (2020). *Fundamentals of thermodynamics. John Wiley & Sons*.
- Calzadilla, A., Rehdanz, K., & Tol, R. S. (2010). The economic impact of more sustainable water use in agriculture: A computable general equilibrium analysis. *Journal of Hydrology*, 384(3-4), 292-305.
- Deemer, B. R., Harrison, J. A., Li, S., Beaulieu, J. J., DelSontro, T., Barros, N.,... & Vonk, J. A. (2016). Greenhouse gas emissions from reservoir water surfaces: a new global synthesis. *BioScience*, 66(11), 949-964.
- Ettouney, H. M., El-Dessouky, H. T., Faibish, R. S., & Gowin, P. J. (2002). Evaluating the economics of desalination. *Chemical engineering progress*, 98(12), 32-39.
- Haran, H., & Reddy, R. (2013). Sreehari, "Thermal Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger Using C and Ansys". *International Journal of Computer Trends and Technology (IJCTT)*-volume, 4.
- Keshavarz, M., Karami, E., & Vanclay, F. (2013). The social experience of drought in rural Iran. *Land use policy*, 30(1), 120-129.
- Master, B. I., Chunangad, K. S., Boxma, A. J., Kral, D., & Stehlik, P. (2006). Most frequently used heat exchangers from pioneering research to worldwide applications. *Heat Transfer Engineering*, 27(6), 4-11.
- Noy, A., Park, H. G., Fornasiero, F., Holt, J. K., Grigoropoulos, C. P., & Bakajin, O. (2007). Nanofluidics in carbon nanotubes. *Nano today*, 2(6), 22-29.
- Petirrin, M., & Dare, A. (2016). Performance of shell and tube heat exchangers with varying tube layouts. *British Journal of Applied Science & Technology*, 12(2), 1-8.
- Prasad, A. K., & Anand, K. (2020). Design Analysis of Shell Tube Type Heat Exchanger. *Int. J. Eng. Res. Technol*, 9(01).
- Purkey, D. R., Joyce, B., Vicuna, S., Hanemann, M. W., Dale, L. L., Yates, D., & Dracup, J. A. (2008). Robust analysis of future climate change impacts on water for agriculture and other sectors: a case study in the Sacramento Valley. *Climatic Change*, 87(Suppl 1), 109-122.
- Rahbar, Nader & AliPanah, Fatemeh (2015). Numerical investigation of the effect of step dimensions on the performance of a stepped solar water softener. *Mechanical and Vibration Engineering*, 6(1), 15-21. (In Persian).
- Sarkomaa Pertti, (1994). Lämmönsiirtimien Suunnittelumenetelmät ja Lämpötekninen Mitoitus. LTKK, Opetusmoniste C-65, Lappeenranta.
- Shatat, M., Worall, M., & Riffat, S. (2013). Opportunities for solar water desalination worldwide. *Sustainable cities and society*, 9, 67-80.
- Siyal, A. W., Gerbens-Leenes, P. W., & Vaca-Jiménez, S. D. (2023). Freshwater competition among

agricultural, industrial, and municipal sectors in a water-scarce country. Lessons of Pakistan's fifty-year development of freshwater consumption for other water-scarce countries. *Water Resources and Industry*, 29, 100206.

Tang, X., Huang, Y., Pan, X., Liu, T., Ling, Y., & Peng, J. (2024). Managing the water-agriculture-environment-energy nexus: Trade-offs and synergies in an arid area of Northwest China. *Agricultural Water Management*, 295, 108776.

Tofighy, M. A., Shirazi, Y., Mohammadi, T., & Pak, A. (2011). Salty water desalination using carbon nanotubes membrane. *Chemical engineering journal*, 168(3), 1064-1072.



Design, Modeling, and Optimization of Shell and Tube Exchangers in the Thermal Network of Greenhouse Effluent Treatment

EXTENDED ABSTRACT

Goal

This study was carried out to reuse production effluent in a greenhouse to provide part of the greenhouse's water needs, as well as to prevent the phenomenon of soil salinity and preserve the health of the environment. For this purpose, the design, simulation, and optimization of shell and tube exchangers in the thermal network (series) were done to purify (thermal method) greenhouse effluent. The primary objective is to acquire and design the best possible thermal network of interconnected converters for the treatment of effluent produced in a greenhouse within an area of 2000 m² located in Tehran Province.

Research Method

The effluent treatment cycle produced in the greenhouse was designed and simulated using HYSYS software. Also, the design, simulation, and optimization of shell and tube exchangers in the effluent treatment thermal network were carried out using EDR software. This software uses TEMA and ASME standards to design the two main thermal and mechanical parts of nodes.

Findings

The results showed that the design of thermal nodes is influenced by several factors. In order to increase the temperature of the intermediate fluid from 25 to 135 °C with a flow rate of 120 kg/h, 87.52 kW of energy is needed in the first cycle of the process and 67.43 kW of energy in the other cycles. Therefore, the difference in energy consumption between the first cycle and the other cycles is about 23%. In order for the thermal power of the first node to be proportional to the power of the heat source, the ideal amount of effluent distribution for the first and second nodes is 110 and 63 kg/h, respectively. Therefore, the power of the first thermal node was 67.9 kW. On the other hand, due to the fact that the first thermal node is the energy source of the second thermal node and also because the amount of effluent in the second thermal node is less than the first thermal node, the power of the second node was 40.1 kW. Despite the lower input flow in the second node compared to the first node, the special conditions of stress in the shell of the second node have led to a change in the geometry and an increase in the weight of the second converter. On the other hand, the decrease of 3 kg in the flow rate of the third node compared to the second node caused the power of the third node to be in the range of the power of the second node, and it was equal to 38.2 kW. The power of the cooler to reduce the water temperature from 80.35 to 47.34 °C from the second cycle onwards, according to the results, is 30.73 kW. For this reason, according to the principle of energy conservation, the power of the fourth thermal node was 7.8 kW. Also, the results showed that the share of consumables in the construction of heat exchangers is between 13 and 18%, and the share of labor wages is 82% of the total cost. Also, the results showed that in the 90° arrangement, the pressure drop and heat transfer reduction are significantly higher than in the 30° arrangement. With the presence of sediment depositing fluid in the shell of the first, second, and fourth nodes, the use of a 90° arrangement is more optimal from the point of view of the economy (repair and maintenance), and with the design and optimization done, the pressure drop and thermal performance were compensated to an acceptable level.

Conclusions

The results showed that only one cycle with four thermal nodes is needed for the desalination of the effluent for each greenhouse with any area. In the proposed cycle, energy consumption is optimal, and it is possible to supply it from renewable sources. The results showed that the optimization of the exchangers led to the economicization of wastewater treatment by the thermal method. The complete compliance of the heating network with the functional, design, and construction criteria of the TEMA standard is proof of quality and compliance with the highest levels of international standards in this field. These requirements include efficiency, heat transfer coefficient, pressure drop, resistance to corrosion, and deposition.