



مدل سازی فرآیند تغلیظ چند مرحله‌ای اجباری شورابه

عباس فروزی فشالمی، رامین کوهی کمالی*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۰/۰۳/۰۵

بازنگری: ۱۴۰۰/۰۶/۰۶

پذیرش: ۱۴۰۰/۰۶/۰۷

ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۰۶/۱۸

کلمات کلیدی:

واحد تغلیظ شورابه

تبخیرکننده لایه ریزان

طراحی ترمودینامیکی و ترموهیدرولیکی

جریان جابجایی اجباری

خلاصه: تغلیظ شورابه بدون تخلیه پساب، فرآیندی جامع از نظر شبیه‌سازی عملکرد است و نقش موثری در کاهش آلودگی زیست محیطی پساب خروجی از آب شیرین‌کن‌ها دارد. در پژوهش حاضر معادلات حاکم بر اجزای تغلیظ‌کننده لایه ریزان چند مرحله‌ای شورابه، تحت جریان جابجایی اجباری، تغذیه پیشرو، تعداد مراحل دلخواه و فشرده‌سازی بخار حرارتی در نرم‌افزار متلب مدل‌سازی شده است. نتایج مدل‌سازی ترمودینامیکی تغلیظ‌کننده دو مرحله‌ای نشان داد که از $6/25 \text{ ton/hr}$ پساب با غلظت 9000 ppm و 5 hr آب شیرین $1/25 \text{ ton/hr}$ شورابه با غلظت 45000 ppm حاصل شده است. نسبت بازدهی خروجی این واحد $2/63$ و سطح مخصوص انتقال حرارت $74/3$ است. همچنین با مدل‌سازی ترموهیدرولیکی، جهت کنترل رسوب و با افت فشار و سرعت جریان مجاز، به ازای طول‌ها، قطر‌ها و گذرهای مختلف لوله‌ها، سطح انتقال حرارت و تعداد لوله‌های تبخیرکننده هر مرحله محاسبه شده است. در انتها تأثیر پارامترهای طراحی بر بازده و سطح مخصوص انتقال حرارت بررسی شد. مشاهده شد که تعداد مراحل، دمای پساب تغذیه و دمای بخار راه‌انداز، سه پارامتر مهم در طراحی فرآیند است. افزودن یک مرحله، موجب افزایش 17 درصدی بازده و $23/5$ درصدی سطح مخصوص انتقال حرارت، افزایش 1 درجه دمای خوراک باعث افزایش $2/5$ درصدی سطح مخصوص انتقال حرارت و افزودن 1 درجه دمای بخار راه‌انداز، سبب کاهش 3 درصدی سطح مخصوص انتقال حرارت شده در حالی که اثر این دو پارامتر بر بازده ناچیز است.

۱- مقدمه

آب شیرین‌کن طی ۵۰ سال اخیر صورت گرفته است. این روش‌ها به تدریج بهینه شده و روش‌های کارآمد و نوینی از جمله دیدگاه فرآیند شیرین‌سازی آب دریا بدون تخلیه پساب^۱ معرفی و مدل‌سازی شده است. مقصود از پساب در پژوهش حاضر، آب با املاح یا شوری بالاتر از حد متعارف است که قابلیت مصرف مستقیم را ندارد و حاوی کلرید سدیم، بی‌کربنات کلسیم، سولفات منیزیم، سولفات کلسیم و سایر نمک‌های موجود در آب دریا است. آب شیرین‌کن‌های رایج در ازای ورود مقدار مشخصی از آب دریا با غلظت معین، مقداری آب شیرین و مقدار شورابه با غلظت بالای نمک به دست می‌دهند. این شورابه در انتهای فرآیند به دریا بازگردانده و تخلیه می‌شود که خود موجب آلودگی‌های زیست محیطی دریا و تغییر در غلظت آن و کاهش بازدهی سیستم آب‌شیرین‌کن در بلند مدت است. روش‌های شیرین‌سازی بدون پساب خروجی، فرآیندهایی مبتنی بر استفاده مجدد^۲ و بازگشت

افزایش جمعیت جهان و رشد نیاز صنایع به آب شیرین با حداقل شوری، بیانگر تقاضای قابل توجه مصرف‌کنندگان آب شیرین است که توجه محققان و مهندسان را به خود جلب کرده است [۱]. از حدود $7/8$ میلیارد نفر جمعیت ساکن در زمین، $1/4$ میلیارد نفر در مناطق خشک زندگی کرده و با کمبود آب شیرین مواجه هستند. در سال‌های اخیر و در کشور ما ایران، مردم استان‌های جنوبی به خوبی این کمبود را لمس کرده‌اند. اگر چه منابع آبی موجود در جهان قابل توجه است، اما به سبب شوری آب دریاها و میزان املاح آن‌ها، این آب‌ها به خودی خود و بدون طی فرآیند، قابلیت مصرف ندارند. بنابراین باید استفاده از آب شور دریاها، منابع آب‌های زیر زمینی، پساب‌ها و آب‌های روان در دستور کار قرار گیرد [۲].

به دلیل اهمیت گسترده‌ای که تولید آب شیرین در کشور و به خصوص در مناطق مجاور دریا دارد، تحقیقات و مطالعات زیادی بر روی سیستم‌های

1 Zero Liquid Discharge (ZLD)

2 Reuse

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: kouhikamali@guilan.ac.ir



تونلی و همکاران^{۱۱} [۶] به منظور شبیه‌سازی تبخیرکننده‌های چند مرحله‌ای، یک ابزار محاسباتی بر پایه‌ی یک مدل ریاضی معرفی کردند و نتایج خود را با نمونه‌ی تجربی مقایسه کرده و جواب مطلوبی گرفتند. هانبوری^{۱۲} [۷] یک راه حل در شرایط پایا برای معادلات عملکرد یک سیستم شیرین‌سازی آب چند مرحله‌ای^{۱۳} ارائه داد. فرض اساسی او در این مطالعه، تغییر خطی ضریب انتقال حرارت بود. علی^{۱۴} و فیکی^{۱۵} [۸] مدل ریاضی یک سیستم تبخیر چند مرحله‌ای را با در نظرگیری اثر پارامترهایی همچون دمای مرحله‌ی اول، تعداد مراحل و مقاومت رسوب بر ضریب عملکرد سیستم و سطح انتقال حرارت بررسی کردند. رحمان و همکاران^{۱۶} [۹] نیز با یک مطالعه‌ی تجربی، تغلیظ و تبخیر آب دریا در داخل لوله‌های تبخیرکننده‌ی تک مرحله‌ای با ۱۷۵ لوله‌ی ۵۰ سانتی‌متری را مورد بررسی قرار دادند و تطابق خوبی بین مدل تجربی و مدل تحلیلی خود یافتند. پارامالینگام^{۱۷} [۱۰] نیز اثر افزایش فشار ترموکمپرسور بر نسبت بهره‌وری خروجی^{۱۸} را در مدل تبخیرکننده‌ی چند مرحله‌ای خود مورد بررسی قرار داد. خادمی و همکاران [۱۱] با حل معادلات جرم و انرژی برای شرایط پایا، به شبیه‌سازی و سپس بهینه‌سازی فرآیند تقطیر چند مرحله‌ای پرداختند. در این بررسی پارامترهای دبی و دمای جریان تغذیه و فشار چگالنده بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفت. آن‌ها همچنین با بهره‌گیری از الگوریتم بهینه‌یابی ژنتیک، یک مدل اقتصادی بهینه برای سیستم مورد مطالعه ارائه دادند. پارک و همکاران^{۱۹} [۱۲] انواع آرایش لوله‌های تبخیرکننده‌ها به منظور افزایش میزان انتقال حرارت را بررسی کردند و به وسیله‌ی روش‌های تجربی نشان دادند که استفاده از لوله‌های خمیده و شیردار باعث افزایش ۵ تا ۱۰ برابری میزان انتقال حرارت در مبدل خواهد شد. همچنین کیم^{۲۰} با بهره‌گیری از یک روش عددی نشان داد که در حالتی که آب تغذیه در دمای اشباع وارد لوله‌های تبخیرکننده شود، بازدهی سیستم افزایش می‌یابد. همچنین او تأثیر ضخامت لایه‌ی پاششی را بر انتقال حرارت بررسی کرد و نشان داد ضخامت آن به رژیم جریان بستگی دارد. در سال‌های اخیر از تبخیرکننده‌های لایه ریزان عمودی در صنایع غذایی به خصوص صنایع شیر

پساب^۱ به چرخه شیرین‌سازی است. به صورتی که خروجی این فرآیند، عاری از پساب به حالت مایع باشد و یا به عبارت دیگر محصول خروجی این سیستم آب شیرین‌کن شامل آب شیرین و پودر نمک جامد است که علاوه بر شیرین‌سازی آب دریا، ارزش افزوده‌ای از طرف فروش پودر نمک جامد به همراه دارد. از جمله نخستین موارد استفاده از این سیستم در نیروگاه ۷۵۰ مگاواتی در ناحیه‌ی کم آب جنوب کالیفرنیا است که در ساخت آن از این روش به منظور غلبه بر مشکل کمبود آب شیرین مصرفی استفاده شده است [۲].

فرآیندهای شیرین‌سازی بدون تخلیه‌ی شورابه به سبب غلبه بر هزینه‌های ناشی از این میزان تغلیظ آب دریا، شامل دو سیستم متوالی تغلیظ‌کننده‌ی پساب^۲ و بلورساز^۳ است. تغلیظ‌کننده‌ی پساب، معمولاً یک تبخیرکننده‌ی یک یا چند مرحله‌ای شامل مبدل‌های حرارتی با جریان لایه‌ی ریزشی^۴ است. این تبخیرکننده‌ها در مدل‌های اولیه‌ی موجود یک مرحله‌ای بوده اما به تدریج در صنایع بزرگ و با حجم خوراک بالا، جهت افزایش راندمان کلی و بازدهی اقتصادی، به صورت تبخیرکننده‌های چند مرحله‌ای طراحی شده است.

با توجه به مزیت نسبی این سیستم تغلیظ پساب، مطالعات بسیاری در این خصوص صورت گرفته است. به عنوان نمونه‌ای از این مطالعات، العلی^۵ [۳] عملکرد بهینه برای سیستم شیرین‌سازی آب به کمک تبخیرکننده‌های چند مرحله‌ای با تغذیه پیشرو و همچنین استفاده از ترموکمپرسور جهت افزایش فشار بخار ورودی در این تبخیرکننده‌ها را مورد بررسی قرار داد. الدسوقی^۶ و اساسا^۷ [۴] به بررسی یک سیستم تبخیرکننده‌ی چند مرحله‌ای همراه با تراکم بخار حرارتی^۸ پرداختند. فرض‌های اساسی مدل آن‌ها، ثابت بودن سطح انتقال حرارت هر مرحله، مشخصات فیزیکی آب تغذیه و عدم استفاده از پیش‌گرمکن آب تغذیه بود. همچنین آن‌ها مقایسه‌ای بین این روش و سایر روش‌های حرارتی شیرین‌سازی آب ارائه دادند. درویش^۹ و هدیک^{۱۰} [۵]، مدل خود را بر پایه‌ی مشخصات فیزیکی سیستم و محاسبه‌ی سطح انتقال حرارت مورد نیاز برای سیستم‌های چند مرحله‌ای ارائه کردند.

-
- 1 Recycle
 - 2 Brine Concentrator (BC)
 - 3 Crystallizer
 - 4 Falling film
 - 5 G. Aly
 - 6 El-Dessouky
 - 7 Assassa
 - 8 Multi Effect Evaporation with Thermal Vapor Compression (MEE-TVC)
 - 9 Darwish
 - 10 El-Hadik

-
- 11 Tonelli et al.
 - 12 Hanbury
 - 13 Multi Effect Desalination
 - 14 Narmine H. Aly
 - 15 K.El-Fiqi
 - 16 Rahman et al.
 - 17 Paramalingam
 - 18 Gained Output Ratio (GOR)
 - 19 Park et al.
 - 20 Kim

تبخیرکننده‌ها و همچنین مطالعه‌ی پارامتری کمیت‌ها و متغیرهای طراحی این مجموعه‌ی تغلیظ‌کننده‌ی پساب و اثر آن‌ها بر دو پارامتر بازدهی خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت است.

۲- تشریح فرآیند

در این تحقیق به بررسی یک واحد تبخیرکننده‌ی چند مرحله‌ای با تراکم بخار حرارتی و تغذیه‌ی پیشرو و تحت جریان جابجایی اجباری پرداخته شده است که تعداد مراحل آن توسط کاربر به عنوان ورودی مسئله اعمال می‌شود. لازم به ذکر است که واحدهای بدون تخلیه‌ی پساب معمولاً بخشی تحت عنوان پیش تصفیه دارند. از جمله این فرآیندهای پیش تصفیه می‌توان به اسمز معکوس^۵ و الکترودیالیز^۶ اشاره کرد. به عبارت دیگر، محصول فرآیندهای پیش تصفیه به عنوان تغذیه‌ی واحد تغلیظ بدون پساب در نظر گرفته می‌شوند. پس از تکمیل فرآیند در تبخیرکننده‌های چند مرحله‌ای، پساب خروجی وارد بلورساز می‌شود تا تخلیه‌ی شورابه وجود نداشته باشد. به دلیل ارتباط کم پیش تصفیه و بلورساز با اهداف این تحقیق، محاسبات مربوط به این دو بخش در نظر گرفته نشده است [۱۴].

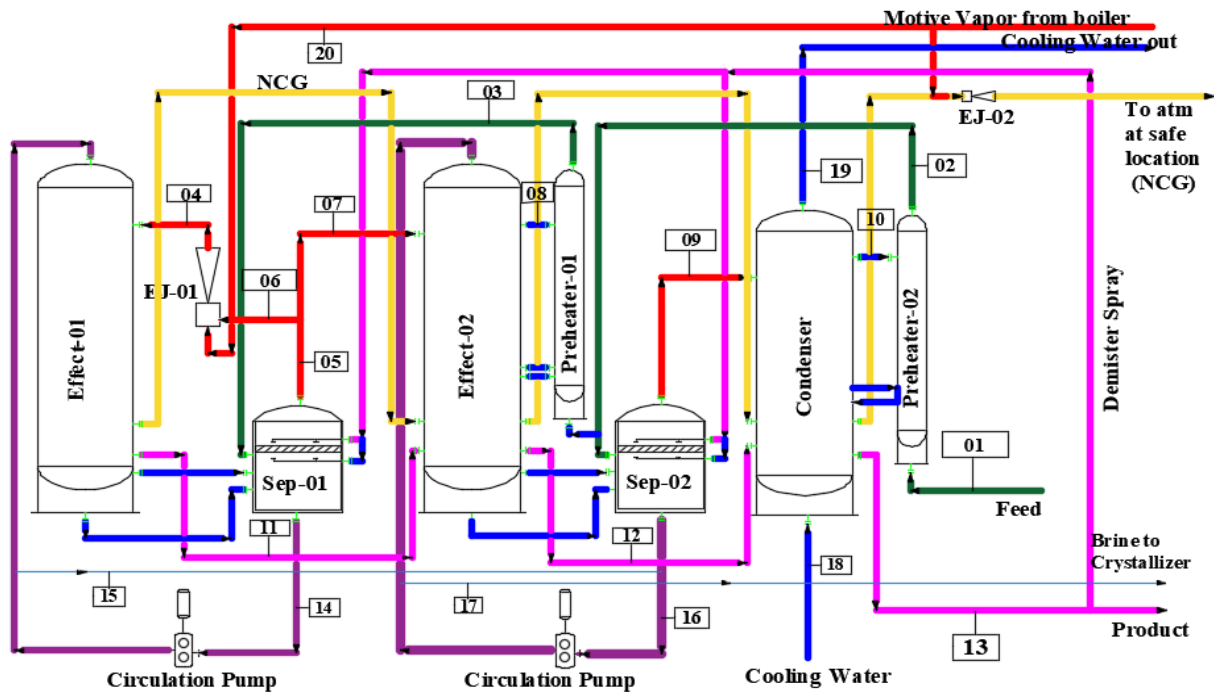
در تغلیظ‌کننده‌ی پساب که تبخیرکننده‌هایی با جریان لایه ریزان هستند، آب شور دریا به عنوان ماده‌ی سرد در لوله‌های تبخیرکننده و بخار آب فوق گرم از طرف یک دیگ بخار یا هر منبع حرارتی دیگری پس از تبدیل به حالت اشباع توسط دی‌سوپرهیتر^۷، به عنوان ماده‌ی گرم در سمت پوسته جریان می‌یابد. این فرآیند برای یک تبخیرکننده‌ی دو مرحله‌ای لایه ریزان در شکل ۱ نمایش داده شده است. پساب موجود در لوله‌های تبخیرکننده، گرمای مورد نیاز برای تبخیر را از بخار موجود در پوسته دریافت می‌کند. در نتیجه‌ی این انتقال حرارت، بخشی از آب درون لوله‌ها بخار شده و بخار بیرون لوله‌ها چگالش می‌یابد و به صورت لایه‌ی ریزان بیرون لوله‌ها تحت گرانش شروع به ریزش می‌کند. بخار مصرفی مرحله‌ی اول از یک دیگ بخار تأمین شده اما از مراحل بعد، به منظور صرفه‌جویی در هزینه و مصرف انرژی، بخار تولیدی در سمت لوله و خروجی از جداساز به عنوان مصرفی مرحله‌ی بعد در سمت پوسته مورد استفاده قرار می‌گیرد. باقی‌مانده‌ی آب تغذیه‌ی تبخیر کننده در داخل لوله‌ها به عنوان پساب تغذیه و به صورت پیشرو وارد لوله‌های تبخیرکننده‌ی بعدی می‌شود. در نهایت آب شیرین حاصل از چگالش بخار، روی سینی‌ها جمع‌آوری می‌شود. به منظور بازیابی بالاتر، بخشی از پساب هر

و لبنیات استفاده‌های بسیاری شده است. گالون آنجلس^۱ و همکاران [۱۳] یک تبخیرکننده‌ی چند مرحله‌ای لایه ریزان همراه با تراکم بخار حرارتی را برای یک صنعت غذایی مورد مطالعه قرار دادند و نتایج حاصل از مدل‌سازی را با اطلاعات گرفته شده از صنعت مقایسه نمودند. ساقری‌چی‌ها و همکاران [۱۴] یک مدل ترموهیدرولیکی از یک تبخیرکننده‌ی چند مرحله‌ای با تغذیه پیشرو را ارائه کردند و اثر پارامترهای مختلف ساختاری بر نسبت بهره‌وری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت^۲ را مورد بررسی قرار دادند. هجیبی و همکاران^۳ [۱۵] نیز در مدل‌سازی خود به مقایسه‌ی خروجی‌ها در دو آب شور تغذیه با غلظت ۱۵۰۰۰ میلی‌گرم در لیتر و غلظت بیشتر از ۱۰۰۰۰۰ میلی‌گرم در لیتر پرداختند و مشاهده کردند که با افزایش غلظت آب تغذیه، سطح مخصوص انتقال حرارت افزایش می‌یابد. نجفی و همکاران [۱۶] به مدل‌سازی ترمودینامیکی - اقتصادی سیستم نمک‌زدایی با ترکیب انرژی خورشیدی و تغلیظ‌کننده‌ی شورابه بدون تخلیه‌ی پساب بر اساس شرایط جوی تهران در چهار فصل سال پرداخته و اثر مصرف انرژی را در حضور و غیاب یارانه‌ی انرژی مورد بررسی قرار دادند. عظیمی باویل و جعفریان [۱۷] به تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی یک تغلیظ‌کننده‌ی لایه ریزان به عنوان بخشی از فرآیند تغلیظ شورابه بدون تخلیه‌ی پساب پرداختند. آن‌ها همچنین اثر روابط مختلف ضریب انتقال حرارت در بخش تبخیر داخل لوله و چگالش بیرون لوله را بررسی کردند. چن و همکاران^۴ [۱۸] به مدل‌سازی تغلیظ پساب با غلظت نمک ۷۰۰۰۰ ppm پرداختند و انرژی حرارتی مصرفی مخصوص، سطح مخصوص انتقال حرارت و بازدهی قانون دوم ترمودینامیک را محاسبه کردند.

تغلیظ‌کننده‌های بدون تخلیه‌ی پساب را می‌توان نسل جدید فرآیند نمک‌زدایی در نظر گرفت. چرا که در مقایسه با روش‌های سنتی میزان بازیافت بالاتری دارند و اکثر شرکت‌های متخصص در زمینه فناوری‌های نمک‌زدایی و تصفیه‌ی آب، برنامه‌ی آتی خود را دست‌یابی به فناوری‌های بدون تخلیه‌ی پساب ترسیم نموده‌اند. در این پژوهش، علاوه بر تشریح عملکرد و طراحی ترمودینامیکی و ترموهیدرولیکی یک سیستم تغلیظ‌کننده‌ی پساب، تأثیر تغییر پارامترهای عملکردی بر مشخصات فنی و عملکرد سیستم بررسی شده است. نوآوری پژوهش حاضر بررسی ترموهیدرولیکی فرآیند تغلیظ چند مرحله‌ای پساب به ازای ابعاد و گذرهای مختلف لوله‌های

- 1 Galvan-Angeles et al.
- 2 Specific Heat transfer Surface Area (SHSA)
- 3 Hajibi et al.
- 4 Chen et al.

- 5 Reverse Osmosis (RO)
- 6 ElectroDialysis (ED)
- 7 Desuperheater



شکل ۱. شماتیک فرآیند دو مرحله‌ای تغلیظ پساب در تبخیرکننده‌های لایه ریزان عمودی

Fig. 1. Schematic of a two-effect forced concentration process in falling film vertical tube evaporators.

می‌رسد تا میزان تشکیل رسوب در لوله‌های تبخیرکننده را کاهش دهد. البته افزایش غیر معمول سرعت جریان سیال داخل لوله‌ها موجب ارتعاش بیش از حد لوله می‌شود. بنابراین سرعت جریان سیال داخل لوله پارامتری کلیدی است که باید کنترل شود. همان‌طور که پیش از این گفته شد، برای افزایش فشار بخار از کمپرسورهای حرارتی موسوم به ترموکمپرسور استفاده شده است. به علاوه در این مدل‌سازی، ضریب انتقال حرارت به ازای مقادیر مختلف طول و قطر لوله محاسبه شده و سپس سطح انتقال حرارت به ازای ضریب انتقال حرارت کلی هر مرحله به دست آمده است. با توجه به طیف موارد بررسی شده، به منظور محدود کردن پاسخ‌ها و برای میل به جواب مطلوب، دو شرط افت فشار و سرعت مجاز برای جریان سیال داخل لوله‌های تبخیرکننده اعمال شده است. اساس این شرط‌ها بر کاهش میزان رسوب‌گذاری در دیواره‌ی داخلی لوله‌های تبخیرکننده‌ها، گردش مناسب جریان سیال و عدم ارتعاش بیش از حد لوله‌ها است.

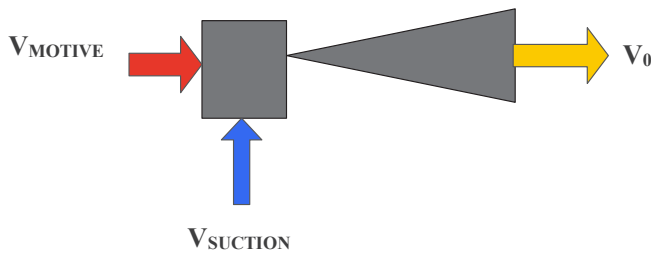
مرحله، تحت جریان جابجایی اجباری، به وسیله‌ی پمپ‌های گردش‌ی با نرخ جریان جرمی بالا، مجدد وارد لوله‌های تبخیرکننده می‌شود. تعیین مقدار این بازیابی توسط نسبت تبخیر مجاز^۱ هر مرحله، که رابطه‌ی مستقیم با میزان رسوب بر جای مانده بر دیواره‌ی داخلی لوله‌های تبخیرکننده‌ها دارد، سنجیده می‌شود. در انتهای فرآیند، بخار باقی‌مانده از آخرین مرحله وارد چگالنده شده، چگالش یافته و به آب شیرین تولیدی اضافه می‌شود. بخشی از پساب آخرین مرحله نیز به عنوان شورابه‌ی نهایی با غلظت نمک بالا، وارد بلورساز شده تا به آب شیرین و کیک نمک^۲ تبدیل شود.

تبخیرکننده‌ی لایه ریزان برای فرآیند بدون پساب به گونه‌ای طراحی می‌شود که با اختلاف دمای کمی بین سیال گرم و سیال سرد کار کند. همچنین نرخ جریان گردش‌ی بالاست؛ یعنی درصد قابل توجهی از خوراک تغلیظ شده‌ی هر مرحله (پساب)، برای تغلیظ بیشتر، دوباره به لوله‌های تبخیرکننده برگشت داده می‌شود. به علاوه سرعت مایع در لوله‌ها نیز بالاست، تا جایی که گاهی سرعت مایع در لوله‌ها به ۳ تا ۶ متر بر ثانیه

1 Permissible Evaporation Percent (PEP)
2 Salt cake

۳- مدل سازی ریاضی

۳-۱- فرض های حاکم بر مسئله



شکل ۲. شماتیک جریان های ورودی و خروجی ترموکمپرسور

Fig. 2. Schematic of a thermocompressor inputs and outputs flow.

روابط دینامیک گاز طراحی ترموکمپرسور است.

$$V_{MOTIVE} + V_{SUCTION} = V_0 \quad (1)$$

$$ER = \frac{V_{SUCTION}}{V_{MOTIVE}} \quad (2)$$

در دو رابطه ی فوق، ER نسبت مکش ترموکمپرسور و یک کمیت ورودی و متغیر طراحی است. V بخار راه انداز ورودی به اولین مرحله، $V_{SUCTION}$ بخار مکش شده ی ترموکمپرسور از مرحله ی اول و V_{MOTIVE} بخار محرک ورودی از سمت دیگ بخار یا هر منبع خارجی دیگری می باشد [۱۷].

۳-۲-۲- معادلات حاکم بر تبخیر کننده ی اول

پساب تغذیه وارد لوله های تبخیر کننده شده و بخشی از آن با دریافت گرمای بخار سمت پوسته تبخیر شده و باقی مانده به عنوان شورابه در نظر گرفته می شود. بخشی از این شورابه مجدد به وسیله ی پمپ های گردش وارد تبخیر کننده می شود و باقی مانده ی آن به عنوان تغذیه وارد لوله های تبخیر کننده ی بعدی می شود. بخار تولید شده نیز به عنوان منبع گرم تبخیر کننده ی بعدی مورد استفاده قرار می گیرد. همچنین تمام بخار سمت

مدل سازی صورت گرفته در حالت پایا^۱ فرض شده است. خواص ترموفیزیکی آب دریا شامل دانسیته، ویسکوزیته و ظرفیت گرمایی ویژه ثابت فرض شده است. البته این مشخصات با خواص آب خالص تفاوت دارد. محصول آب شیرین تولیدی در هر مرحله فاقد نمک و سایر املاح فرض شده است. در مدل سازی حاضر، تأثیر گازهای غیر قابل چگالش^۲ لحاظ نشده است. مکش ترموکمپرسور از تبخیر کننده ی مرحله ی اول صورت گرفته است. به این معنی که بخشی از بخار تولید شده در داخل لوله های تبخیر کننده ی مرحله ی اول توسط ترموکمپرسور مکش می شود. جنس لوله های تبخیر کننده ها ثابت (آلیاژ آلومینیوم برنج^۳) و با ضریب رسانش $100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ فرض شده است. اختلاف دمای بخار بین مراحل نیز ثابت فرض شده است. همچنین از تلفات حرارتی در تجهیزات از جمله اتلاف حرارتی در ترموکمپرسور، تبخیر کننده های مراحل و چگالنده صرفه نظر شده است.

۳-۲- موازنه جرم و انرژی سیستم مورد مطالعه

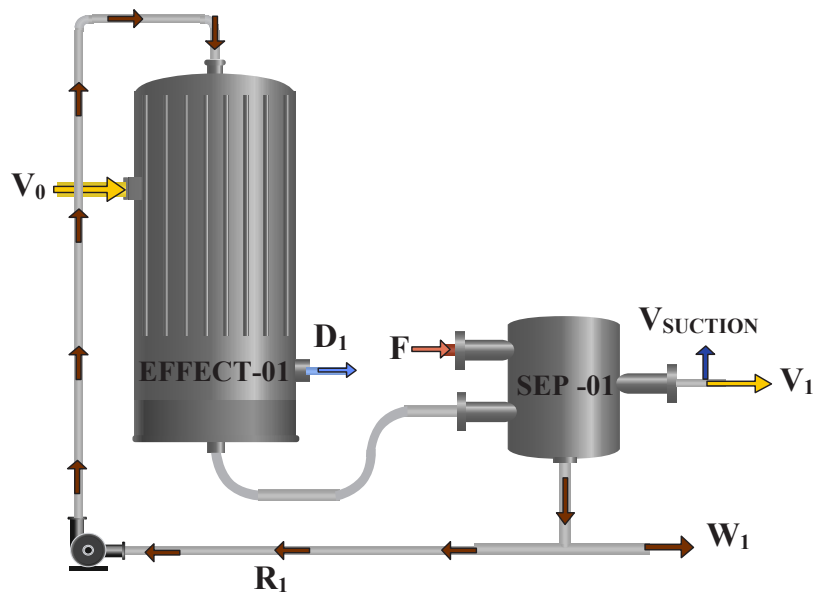
به منظور رسیدن به نتایج مورد بحث، باید معادلات توازن جرم و انرژی برای اجزای موجود در سیستم، از قبیل ترموکمپرسور، تبخیر کننده ها و چگالنده نوشته شود. با توجه به این که معادلات مرحله ی اول، به سبب مکش ترموکمپرسور از این مرحله، کمی متفاوت از سایر مراحل است، بنابراین معادلات آن جدا از معادلات سایر مراحل نوشته شده است. همچنین لازم به ذکر است که کمیت های جرمی مورد استفاده در معادلات بقای جرم و انرژی، از نوع دبی یا نرخ مشتق زمانی جریان جرمی بوده و در فهرست علائم تعریف شده اند.

۳-۲-۱- معادلات ترموکمپرسور

بخار محرک از سمت بویلر، به سبب مکش ایجاد شده توسط بخار تبخیر کننده ی اول، وارد ترموکمپرسور می شود. در این اجکتور، بخار محرک با گذر از یک نازل همگرا - واگرا، افزایش فشار یافته و به عنوان بخار ورودی به اولین مرحله مورد استفاده قرار می گیرد. شکل ۲ ورودی ها و خروجی های ترموکمپرسور را نشان می دهد. روابط حاکم بدون در نظرگیری

- 1 Steady state
- 2 Non Condensable Gas (NCG)
- 3 Aluminium brass

4 Entrainment Ratio



شکل ۳. شماتیک جریان‌های ورودی و خروجی تبخیرکننده‌ی مرحله اول

Fig. 3. Schematic of first effect inputs and outputs flow.

$$T_{V_1} - T_{V_0} = dT \quad (۷)$$

$$T_{W_1} = T_{V_1} + BPE_1 + \Delta T_{friction} \quad (۸)$$

در معادلات فوق، D_1 آب شیرین تولیدی مرحله‌ی اول و برابر بخار راه‌انداز ورودی به این مرحله (V_0) است. F پساب تغذیه‌ی ورودی به لوله‌های تبخیرکننده‌ی اول است. که بخشی از آن بخار و بخشی به عنوان شورابه (W_1) وارد تبخیرکننده‌ی بعدی می‌شود. بخشی از بخار تولیدی نیز به عنوان مکش ترموکمپرسور در نظر گرفته می‌شود. در معادله‌ی (۵)، x_F غلظت نمک در آب تغذیه و x_{W_1} غلظت نمک در شورابه است. همچنین در معادله‌ی (۶)، h معرف آنتالپی و T معرف دما بوده و برای جریان‌های مختلف استفاده شده است.

در معادله‌ی (۸)، صعود نقطه‌ی جوش^۱ و $\Delta T_{friction}$ اختلاف دما به دلیل تلفات اصطکاکی و برابر $0/۲$ درجه‌ی سلسیوس است. صعود نقطه‌ی جوش

1 Boiling Point Elevation (BPE)

پوسته نیز چگالش یافته و به آب شیرین تبدیل می‌شود. اگر منبع حرارتی خارجی یک دیگ بخار کمکی باشد، می‌توان از آب شیرین تولیدی مرحله‌ی اول به عنوان آب جیرانی این دیگ بخار استفاده کرد. در شکل ۳، شماتیک یک تبخیرکننده‌ی لایه ریزان عمودی با کلیه‌ی ورودی‌ها و خروجی‌ها نشان داده شده است.

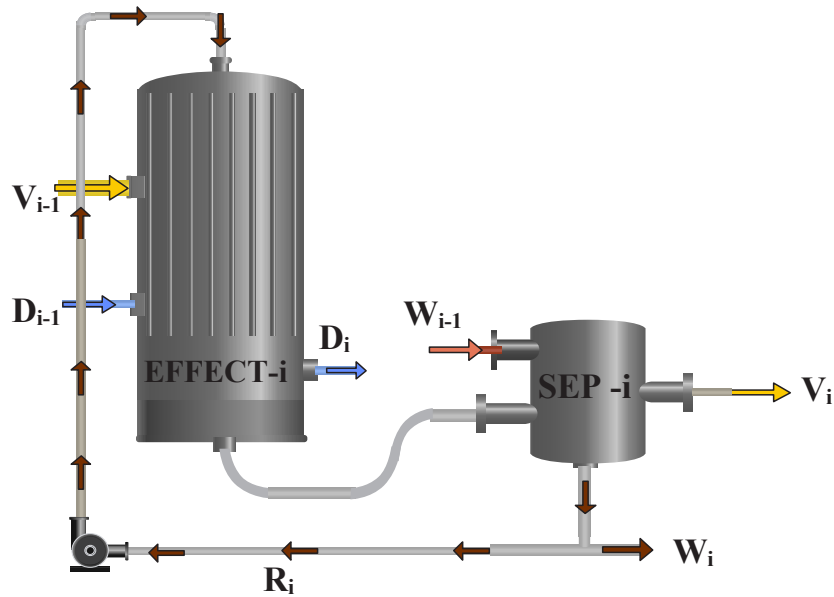
معادلات (۳) تا (۶) شامل معادلات بقای جرم تبخیرکننده در سمت داخل و بیرون لوله در سمت پوسته، بقای جرم نمک و بقای انرژی است [۱۷].

$$V_0 = D_1 \quad (۳)$$

$$F = (V_1 + V_{SUCTION}) + W_1 \quad (۴)$$

$$Fx_F = W_1x_{W_1} \quad (۵)$$

$$V_0h_{V_0} + Fh_F = (V_1 + V_{SUCTION})h_{V_1} + D_1h_{D_1} + W_1h_{W_1} \quad (۶)$$



شکل ۴. شماتیک جریان‌های ورودی و خروجی سایر تبخیرکننده‌ها

Fig. 4. Schematic of other effects inputs and outputs flow.

۳-۲-۳ - معادلات حاکم بر سایر تبخیرکننده‌ها

معادلات سایر مراحل نیز همانند معادلات مرحله‌ی اول، شامل معادلات بقای جرم داخل لوله و بیرون لوله سمت پوسته، بقای جرم نمک و بقای انرژی است. شکل ۴ نشان‌دهنده‌ی جریان‌های ورودی و خروجی به این تبخیرکننده‌ها است.

معادلات (۱۱) تا (۱۷) برای تبخیرکننده‌ی مرحله‌ی i ام نوشته شده

است [۱۷].

$$V_{i-1} + D_{i-1} = D_i \quad (11)$$

$$W_{i-1} = V_i + W_i \quad (12)$$

$$W_{i-1} x_{W_{i-1}} = W_i x_{W_i} \quad (13)$$

$$V_{i-1} h_{V_{i-1}} + D_{i-1} h_{D_{i-1}} + W_{i-1} h_{W_{i-1}} = V_i h_{V_i} + D_i h_{D_i} + W_i h_{W_i} \quad (14)$$

نیز عبارت است از مقدار افزایش دمای محلول نسبت به حلال خالص که ناشی از تأثیر وجود ماده‌ی حل‌شونده پدید می‌آید. بنابراین، صعود نقطه‌ی جوش تابعی از دمای سیال و غلظت املاح آن است.

مرجع [۱۴]، معادله‌ی (۹) را برای صعود نقطه‌ی جوش معرفی کرده است.

$$BPE = ax + bx^2 + cx^3$$

$$a = (8.325 \times 10^{-2}) + (1.883 \times 10^{-4} T) + (4.02 \times 10^{-6} T^2)$$

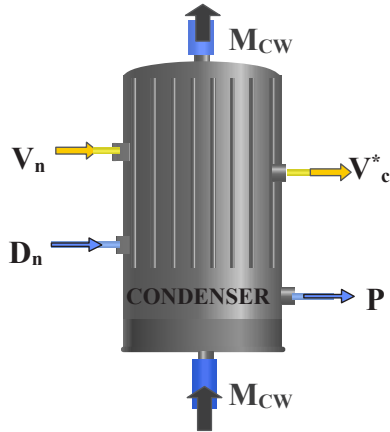
$$b = (-7.625 \times 10^{-4}) + (9.02 \times 10^{-5} T) + (-5.2 \times 10^{-7} T^2)$$

$$c = (1.522 \times 10^{-4}) + (-3 \times 10^{-6} T) + (-3 \times 10^{-8} T^2) \quad (9)$$

بدین ترتیب مقدار اختلاف دمای مرحله‌ی اول از رابطه‌ی (۱۰) به دست

می‌آید [۱۷].

$$T_{V_0} - T_{W_1} - BPE_1 - \Delta T_{friction} = \Delta T_1 \quad (10)$$



شکل ۵. شماتیک جریان‌های ورودی و خروجی به چگالنده

Fig. 5. Schematic of condenser inputs and outputs flow

از طرفی قانون اول ترمودینامیک یا همان بقای انرژی برای هر یک از مبدل‌ها به صورت رابطه‌ی (۲۴) است [۱۷]. لازم به ذکر است که انرژی حرارتی ورودی به مجموعه‌ی تبخیرکننده‌ها از طریق یک منبع خارجی مانند یک دیگ بخار کمکی یا بویلر بازباب یک نیروگاه تأمین می‌شود. این انرژی حرارتی در قالب بخار اشباع وارد پوسته‌ی تبخیرکننده‌ی اول می‌شود. انرژی حرارتی مراحل بعدی نیز از بخار تولیدی در مرحله‌ی قبل تأمین می‌شود.

$$Q = \dot{m}_i (h_{out,i} - h_{in,i}) = U_i A_i \Delta T_i \quad (24)$$

در رابطه‌ی (۲۴)، U ضریب کلی انتقال حرارت است و از رابطه‌ی (۲۵) به دست می‌آید [۱۷].

$$\frac{1}{U} = \frac{(d_o/d_i)}{h_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + R_f + \frac{1}{h_o} \quad (25)$$

در پیوست پژوهش حاضر، نحوه‌ی محاسبه‌ی ضرایب انتقال حرارت داخل و خارج از لوله آورده شده است.

در نهایت با نوشتن معادلات ذکر شده برای هریک از اجزا و با الگوریتمی مطابق شکل ۶ این دستگاه معادلات غیر خطی با $16 + 10(n-1)$ معادله و مجهول که n معرف تعداد مراحل است، به صورت همزمان و با بهره‌گیری از روش عددی شبه نیوتن^۱ توسط نرم افزار متلب حل شده و نتایج مربوطه

$$T_{V_{i-1}} - T_{V_i} = dT \quad (15)$$

$$T_{W_i} = T_{V_i} + BPE_i + \Delta T_{friction} \quad (16)$$

$$T_{V_{i-1}} - T_{W_i} - BPE_i - \Delta T_{friction} = \Delta T_i \quad (17)$$

۳-۲-۴ معادلات حاکم بر چگالنده

در انتهای فرآیند شیرین‌سازی آب دریا، بخار مرحله‌ی آخر وارد چگالنده شده و چگالش می‌یابد. همچنین در صورت عدم وجود پیش‌گرمکن برای مراحل، از چگالنده به عنوان پیش‌گرمکن آب تغذیه نیز استفاده می‌شود.

معادلات نوشته شده شامل معادلات نسبت بازیابی کل و معادلات انرژی حاکم بر چگالنده است [۱۷].

$$\beta = \frac{P}{F} \quad (18)$$

$$\beta = \frac{x_{W_n} - x_F}{x_{W_n}} \quad (19)$$

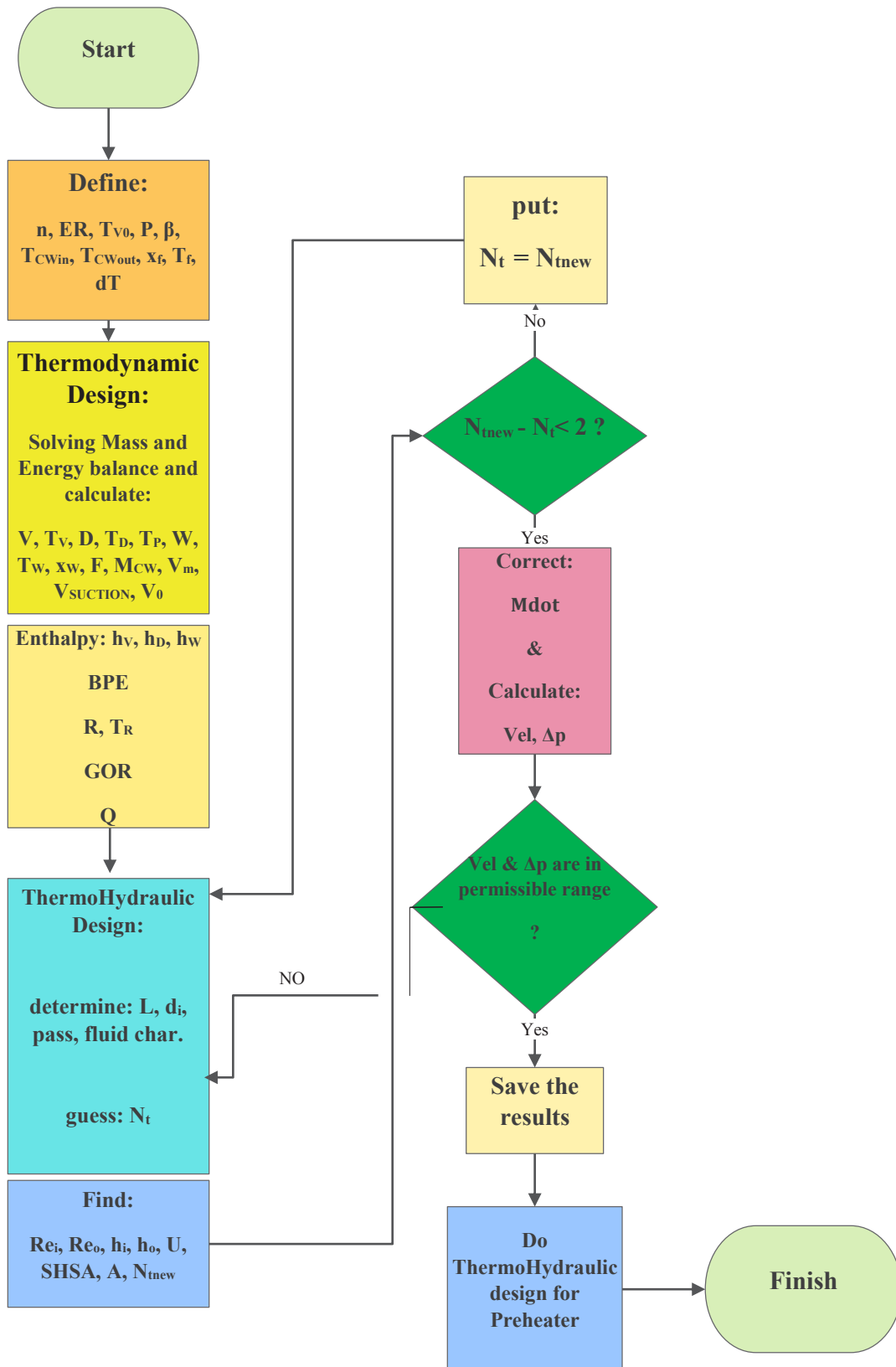
$$\begin{aligned} (V_n - V_c^*) h_{V_n} + D_n h_{D_n} - \\ (V_n + D_n) h_{D_c} = M_{cw} (h_{cw_{out}} - h_{cw_{in}}) \end{aligned} \quad (20)$$

$$V_c^* h_{V_n} = F(h_{F_2} - h_{F_1}) \quad (21)$$

در معادلات فوق نیز، β نسبت بازیابی کل و M_{cw} دبی آب خنک‌کن چگالنده است. همچنین برای محاسبه‌ی نرخ جریان گردشی در هر تبخیرکننده، از رابطه‌ی درصد مجاز تبخیر استفاده می‌شود. رابطه‌ی (۲۲) برای اولین مرحله و رابطه‌ی (۲۳) برای سایر مراحل است [۱۷].

$$PEP_1 = \frac{V_1 + V_{SUCTION}}{R_1} \quad (22)$$

$$PEP_i = \frac{V_i}{R_i} \quad (23)$$



شکل ۶. فلوچارت مدل سازی

Fig. 6. Modeling flowchart

جدول ۱. متغیرهای ورودی طراحی سیستم مورد نظر

Table 1. Input design variables of following system.

مقدار عددی	کمیت
۲	تعداد مراحل
۱	نسبت مکش ترموکمپرسور
۷۵	دمای بخار راه انداز ($^{\circ}\text{C}$)
۴۰	دمای آب خوراک ($^{\circ}\text{C}$)
۵	شدت جریان محصول (ton/hr)
۰/۰۹	غلظت نمک و املاح موجود در آب تغذیه ورودی (g/g)
۸۰٪	درصد بازیابی کل واحد
۱۰	اختلاف دمای بخار هر مرحله ($^{\circ}\text{C}$)
۳۰	دمای آب خنک کن ورودی چگالنده ($^{\circ}\text{C}$)
۴۰	دمای آب خنک کن خروجی چگالنده ($^{\circ}\text{C}$)
۱۰۰	ضریب رسانش (W/m)
۱٪	درصد تبخیر مجاز

ترموهیدرولیکی تقسیم می‌شوند. جهت صحت‌سنجی، نتایج مدل‌سازی حاضر با داده‌های خروجی مرجع [۱۷] مقایسه می‌شود. در انتها، به مطالعه‌ی پارامتری مدل پرداخته می‌شود. به این ترتیب که اثر تغییر پارامترهای طراحی مختلف بر کمیت‌های عملکردی سیستم مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد.

۴- تحلیل نتایج

جدول ۱، کمیت‌های ورودی مدل‌سازی و مطالعه‌ی موردی روی یک واحد تغلیظ‌کننده‌ی دو مرحله‌ای را نشان می‌دهد. ملاک و معیار انتخاب مقادیر ورودی در جدول ۱ و جدول ۳، داده‌های تجربی مدل‌های نیمه صنعتی طراحی شده‌ی پیشین است و معمولاً طرح‌های اولیه‌ی نیمه صنعتی، ظرفیت‌هایی در همین حدود دارند.

کمیت‌های فوق به عنوان متغیرهای طراحی به صورت ورودی به سیستم داده شده و نتایج به صورت جدول ۲ به دست آمده است.

نتایج جدول ۲ نشان می‌دهد که با ورود ۶/۵۲ تن بر ساعت پساب با غلظت معین PPM ۹۰۰۰۰ به عنوان خوراک، ۵ تن بر ساعت آب شیرین و ۱/۵۲ تن در ساعت پساب با غلظت PPM ۴۵۰۰۰۰ حاصل می‌شود.

همچنین نتایج فوق نشان می‌دهد که در ازای تولید ۵ تن بر ساعت آب شیرین، به حدود ۱/۸۹ تن بر ساعت بخار محرک اشباع با دمای ۷۵ درجه سلسیوس که در حدود ۲۷۷۶ کیلووات انرژی را به عنوان انرژی ورودی جهت راه اندازی و اجرای فرآیند ها تأمین می‌کند، نیاز است.

که از طرف یک منبع خارجی مانند یک بویلر کمکی، بویلر بازیاب و یا

ارائه شده است. روش شبه نیوتن از جمله مشهورترین روش‌های تکرارشونده برای حل مسائل مرتبط با دستگاه معادلات جبری غیرخطی بر اساس یک اصلاح روش نیوتن و به وسیله‌ی تقریب ماتریس هسین^۱ است. رویه‌ی حل به گونه‌ای است که ابتدا ماتریس دستگاه معادلات با $16 + (n-1) \times 10$ معادله و همین تعداد مجهول نوشته می‌شود. مقادیر اولیه برای مجهولات در نظر گرفته شده و با استفاده از روش تکراری شبه نیوتن، پارامترهای ترمودینامیکی از جمله دماها و نرخ‌های جریان محاسبه می‌شود. سپس با معلوم بودن دبی‌ها و فرض اولیه تعداد لوله‌های مبدل، دبی گذرنده از هر لوله و میزان انتقال حرارت محاسبه می‌شود. سپس با استفاده از روابط آورده شده در پیوست A، ضرایب انتقال حرارت تبخیری داخل لوله و چگالشی بیرون لوله و سپس ضریب انتقال حرارت کلی محاسبه می‌شود. با مشخص بودن اختلاف دما، ضریب انتقال حرارت و میزان انرژی حرارتی منتقل شده، سطح انتقال حرارت هر مرحله محاسبه می‌شود. با معلوم بودن ابعاد هندسی لوله‌های مبدل، تعداد لوله‌های مبدل محاسبه شده و با تعداد لوله‌های فرض شده در ابتدای مسیر حل مقایسه می‌شود. این مراحل برای هر یک از تبخیرکننده‌ها تا زمانی که اختلاف تعداد لوله‌ها محسوس است، ادامه می‌یابد.

در بخش بعدی، نتایج حاصل از مدل‌سازی فرآیند تغلیظ پساب در تغلیظ‌کننده‌های جابجایی اجباری ارائه شده است. این نتایج، به دو بخش کلی نتایج حاصل از طراحی ترمودینامیکی و نتایج حاصل از طراحی

1 Hessian matrix

جدول ۲. نتایج خروجی از مدل‌سازی ترمودینامیکی

Table 2. Output results of thermodynamic modeling.

مقدار	کمیت
۳/۷۸	شدت جریان بخار مصرفی (ton/hr)
۶/۲۵	شدت جریان خوراک (ton/hr)
۸۸/۶۲	شدت جریان آب خنک‌کن چگالنده (ton/hr)
۱/۸۹	شدت جریان بخار محرک (ton/hr)
۱/۸۹	شدت جریان بخار مکش ترموکمپرسور (ton/hr)
۲/۶۳	نسبت بهره‌وری
۵۵	دمای محصول آب شیرین تولیدی ($^{\circ}\text{C}$)

مرحله دوم	مرحله اول	کمیت
۱/۲۵	۲/۷۷	شدت جریان پساب (ton/hr)
۵/۳۷	۳/۷۸	شدت جریان آب شیرین تولیدی (ton/hr)
۱/۵۲	۱/۵۹	شدت جریان بخار (ton/hr)
۱۵۱/۷۸	۳۴۸/۲۲	نرخ جریان گردشی (ton/hr)
۵۵/۶	۶۷/۲	دمای جریان پساب ($^{\circ}\text{C}$)
۵۵/۶	۶۷/۲	دمای جریان گردشی ($^{\circ}\text{C}$)
۶۵	۷۵	دمای جریان آب شیرین تولیدی ($^{\circ}\text{C}$)
۵۵	۶۵	دمای جریان بخار ($^{\circ}\text{C}$)
۰/۴۵	۰/۲	غلظت پساب خروجی (g/g)
۰/۴۵	۰/۲	غلظت جریان گردشی (g/g)

کلی مجاز سیال، در طول‌های ۲ الی ۱۰ متر، قطرهای ۱ الی ۲ اینچ و تعداد گذرهای ۱ الی ۶ گذر و برای مراحل مختلف محاسبه و با توجه به محدودیت‌ها و شروط اعمال شده، طول و قطرهای مناسب و بهینه، به همراه مقادیر قیود و خروجی‌های اصلی این طرح به دست آمده و نتایج آن در جدول ۳ ارائه شده است. ایده‌ی اصلی ارائه‌ی جدول ۳، محاسبه‌ی سطح انتقال حرارت و تعداد لوله‌ها و تحلیل تغییر آن، به عنوان دو کمیت حائز اهمیت برای طراحان، کارفرمایان پروژه‌های صنعتی و محققان، با در نظر گیری محدودیت‌های سرعت و افت فشار جریان داخل لوله و به ازای مقادیر مختلف ابعاد هندسی لوله‌های تبخیرکننده است. این جدول بیان می‌کند که تغییر ابعاد هندسی لوله‌ها، در قدم اول چه تأثیری بر کمیت‌هایی که به عنوان قید در نظر گرفته شده‌اند و در قدم بعدی بر سطح انتقال حرارت و تعداد لوله‌ها به عنوان دو عامل تأثیرگذار بر هزینه‌های طرح دارد.

نتایج جدول ۳ نشان می‌دهد که در طول‌ها، قطر‌ها و گذرهای مختلف، محدوده‌ی سرعت‌های به دست آمده برای مراحل، بین 3 m/s تا 6 m/s و برای چگالنده در حدود 1 m/s است. با توجه به غلظت بسیار بالای پساب هر مرحله، سرعت‌های پایین‌تر از 3 m/s امکان تشکیل رسوب را تشدید

بخار خروجی از زیرکش توربین‌های نیروگاه تأمین می‌شود. حاصل تقسیم این دو کمیت نرخ جریان، نسبت عملکرد واحد بوده و برابر $2/63$ می‌باشد که این عدد برای مجموعه‌ی تغلیظ‌کننده‌ی دو مرحله‌ای، عدد معقولی می‌باشد. همچنین مشاهده شده است که نرخ جریان گردشی در هر دو مرحله بالا است و این به معنی تشکیل رسوب اندک است. نرخ جریان پساب طی عبور آن از مرحله‌ی اول به دوم حدود ۵۵ درصد کاهش یافته و نرخ جریان گردشی هر مرحله نیز حدود ۵۶ درصد کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که نرخ جریان آب شیرین تولیدی، با پیش‌روی در مراحل، حدود ۴۲ درصد افزایش یافته و در نهایت آب شیرین این تغلیظ‌کننده‌ی چند مرحله‌ای با آب شیرین حاصل شده از فرآیند تغلیظ شورابه در بلورساز جمع شده و محصول آب شیرین تولیدی نهایی فرآیند تغلیظ شورابه بدون تخلیه‌ی پساب را به دست می‌دهد. همچنین غلظت پساب خروجی نیز طی عبور از مرحله‌ی اول به دوم، افزایش ۱۲۵ درصدی داشته است.

به منظور بررسی بهتر مدل‌سازی هیدرولیکی تبخیرکننده‌های لایه‌ی ریزان عمودی، کمیت‌های طراحی مرتبط که عبارت‌اند از: سطح انتقال حرارت و تعداد لوله‌های تبخیرکننده‌ی هر مرحله، در سرعت و افت فشار

جدول ۳. نتایج خروجی مدل‌سازی ترموهیدرولیکی به ازای لوله‌ها با طول‌ها، قطر‌ها و گذرهای مختلف

Table 3. Output results of thermohydraulic modeling at different tubes length, diameter and pass.

خروجی				ورودی			
تعداد لوله	سطح انتقال حرارت (m^2)	افت فشار (bar)	سرعت (m/s)	تعداد گذر	مراحل	قطر لوله (in)	طول لوله (m)
۳۸۴	۶۲/۷۷	۰/۳۰	۳/۰۱	۶	مرحله اول	۱	۲
۱۲۳	۲۰/۲۵	۰/۳۵	۴/۲۵	۶	مرحله دوم		
۱۱۰	۱۸/۰۱	۰/۲۵	۱/۹۱	۴	چگالنده		
۲۷۰	۶۶/۱۷	۰/۴۲	۳/۰۲	۴	مرحله اول	۱	۳
۸۲	۲۰/۱۷	۰/۴۸	۴/۲۶	۴	مرحله دوم		
۸۵	۲۱/۰۲	۰/۳۳	۱/۲۳	۲	چگالنده		
۲۰۴	۶۳/۰۱	۰/۴۵	۳/۵۸	۶	مرحله اول	۱/۲۵	
۷۱	۲۲/۱۴	۰/۴۰	۳/۰۶	۴	مرحله دوم		
۸۶	۲۶/۶۵	۰/۳۲	۰/۸۰	۲	چگالنده		
۱۹۲	۷۰/۸۲	۰/۴۱	۲/۹۸	۶	مرحله اول	۱/۵	
۵۸	۲۱/۵۶	۰/۴۴	۳/۸۹	۶	مرحله دوم		
۵۳	۱۹/۷۷	۰/۳۶	۱/۷۰	۴	چگالنده		
۱۸۷	۶۱/۲۷	۰/۶۵	۴/۳۰	۴	مرحله اول	۱	۴
۵۸	۱۹/۱۷	۰/۸۱	۵/۸۰	۴	مرحله دوم		
۵۴	۱۷/۸۶	۰/۴۷	۱/۹۰	۲	چگالنده		
۱۶۳	۶۷/۱۵	۰/۵۴	۳/۱۰	۴	مرحله اول	۱/۲۵	
۵۰	۲۰/۶۴	۰/۶۱	۴/۳۸	۴	مرحله دوم		
۵۱	۲۱/۱۷	۰/۴۴	۱/۲۸	۲	چگالنده		
۱۳۲	۶۵/۱۵	۰/۵۹	۳/۹۳	۶	مرحله اول	۱/۵	
۴۵	۲۲/۱۵	۰/۵۳	۳/۳۶	۴	مرحله دوم		
۳۱	۱۵/۳۲	۰/۴۳	۱/۴۶	۲	چگالنده		
۱۴۳	۵۸/۵۱	۰/۹۷	۵/۶۲	۴	مرحله اول	۱	۵
۵۱	۲۰/۹۸	۰/۶۹	۳/۴۱	۲	مرحله دوم		
۴۳	۱۷/۶۴	۰/۵۳	۱/۷۱	۱	چگالنده		
۱۲۳	۶۳/۳۳	۰/۹۷	۴/۱۰	۴	مرحله اول	۱/۲۵	
۳۸	۱۹/۸۲	۱/۲۶	۵/۷۰	۴	مرحله دوم		
۳۶	۱۸/۸۶	۰/۶۵	۱/۸۰	۲	چگالنده		
۱۱۱	۶۸/۴۰	۰/۶۵	۳/۱۲	۴	مرحله اول	۱/۵	
۳۱	۱۹/۶۰	۰/۷۲	۴/۷۵	۴	مرحله دوم		
۳۵	۲۱/۷۸	۰/۵۴	۱/۲۹	۲	چگالنده		
۱۳۴	۶۶/۰۱	۰/۷۸	۲/۹۸	۲	مرحله اول	۱	۶
۴۱	۲۰/۱۸	۰/۹۲	۴/۲۶	۲	مرحله دوم		
۴۲	۲۰/۶۷	۰/۶۳	۱/۲۵	۱	چگالنده		
۹۸	۶۰/۸۵	۰/۹۸	۵/۱۱	۴	مرحله اول	۱/۲۵	
۲۹	۱۸/۴۲	۰/۷۶	۳/۶۷	۲	مرحله دوم		
۴۲	۲۶/۲۷	۰/۶۱	۰/۷۷	۱	چگالنده		
۸۸	۶۵/۱۵	۰/۸۳	۳/۹۴	۴	مرحله اول	۱/۵	
۲۷	۲۰/۲۹	۰/۹۶	۵/۵۱	۴	مرحله دوم		
۲۶	۱۹/۴۱	۰/۶۶	۱/۷۳	۲	چگالنده		

حاضر با نتایج مرجع [۱۷] پرداخته می‌شود. لازم به ذکر است که در این مرجع، مکش ترموکمپرسور از تبخیرکننده‌ی مرحله‌ی آخر گرفته شده است. همچنین به منظور تبدیل بخار فوق گرم خروجی ترموکمپرسور به بخار اشباع، از دی‌سوپرهیتر استفاده شده است. در این مرجع، دی‌سوپرهیتر از طریق پاشش ۰/۱ تن بر ساعت سیال خنک، باعث تثبیت دمای بخار خروجی ترموکمپرسور در دمای اشباع می‌شود. در جدول ۴ به صحت‌سنجی نتایج مدل‌سازی حاضر پرداخته شده است.

مقایسه‌ی نتایج مدل‌سازی حاضر با نتایج مرجع [۱۷]، نشان داده که بیش‌ترین خطا مربوط به دبی آب خنک‌کن چگالنده و به مقدار حدود ۱۳ درصد است. به طور کلی، میانگین خطای مدل‌سازی حاضر حدود ۲/۷ درصد بوده و این نشان دهنده‌ی تطابق مناسب نتایج این پژوهش است. علت خطای اندک ایجاد شده، به سبب تقریب‌های موجود ناشی از گرد کردن و فرض‌هایی است که صورت گرفته است.

نتایج دیگر پژوهش حاضر، در قالب مطالعات موردی و در چند بخش به شرح زیر ارائه شده است.

۴-۱- رابطه‌ی تغییر تعداد مراحل با نسبت بهره‌وری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

نسبت بهره‌وری خروجی نسبت مقدار محصول آب شیرین تولیدی به بخار مصرفی محرک است و یک پارامتر مهم برای درک عملکرد و کیفیت طراحی است. به طوری که هر چه میزان نسبت بهره‌وری خروجی بیشتر باشد، عملکرد واحد بهتر است. در رابطه‌ی بین تعداد مراحل و نسبت بهره‌وری خروجی، همان‌طور که در شکل ۷ نمایش داده شده، ملاحظه می‌شود که با افزودن هر مرحله به تعداد مراحل، میزان نسبت بهره‌وری خروجی ۱۷٪ افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر به ازای مقدار معین محصول تولیدی در صورت کسر، هر چه تعداد مراحل بیشتر شود، میزان بخار محرک مصرفی کمتر می‌شود.

همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش تعداد مراحل، سطح مخصوص انتقال حرارت که جمع جبری سطوح انتقال حرارت مراحل و چگالنده در ازای تولید محصول معین است ۲۳/۵ درصد افزایش می‌یابد.

در واقع با افزودن هر مرحله، امکان استفاده‌ی بیشتر از انرژی بخار تشکیل شده برای تبخیر آب شور فراهم می‌شود. در غیاب اتلاف انرژی، به میزان بخار چگالیده، آب شور تبخیر و به آب شیرین تولیدی اضافه می‌شود. بنابراین باید به اندازه‌ی واحد به نسبت بازده خروجی افزوده شود. اما به دلیل اتلاف انرژی و افزایش گرمای نهان تبخیر با کاهش دما، مقدار بخار کمتری

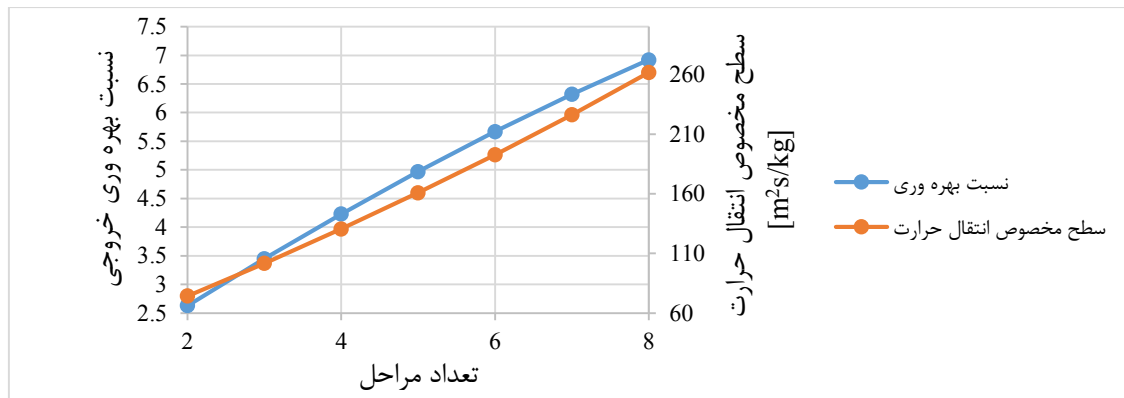
می‌کند. همچنین افت فشار کلی به دست آمده عموماً عددی کوچکتر از ۱ بار است. بخش عمده‌ای از این افت فشار مربوط به افت فشار گرانشی است که با توجه به مقادیر طول لوله‌ها، افت فشار در محدوده‌ی مجاز قرار دارد. نتایج به دست آمده نشان‌دهنده‌ی آن است که به ازای سایر شرایط ثابت، افزایش طول مبدل سبب افزایش افت فشار گرانشی و افت فشار کل می‌شود. بنابراین استفاده از لوله‌ها با طول‌های بیش‌تر از ۷ متر، از نظر فاکتور افت فشار توجیه ندارد. همچنین نتایج موجود در جدول ۳ نشان می‌دهد که به ازای قطر ثابت ۱ اینچ لوله‌های تبخیرکننده، با افزایش طول لوله‌ها از ۳ متر به ۴ متر، سرعت جریان داخل لوله‌های تبخیرکننده مرحله اول ۴۲/۳ درصد افزایش، افت فشار جریان داخل لوله‌ها ۵۴/۷۶ درصد افزایش، سطح انتقال حرارت ۷/۴۱ درصد کاهش و تعداد لوله‌ها ۳۰/۴۷ درصد کاهش داشته است. به عبارت دیگر، با افزایش طول لوله‌های مبدل، تعداد لوله‌های کمتری به جهت تأمین سطح انتقال حرارت مطلوب نیاز است. بنابراین ضمن ثابت بودن نرخ جریان ورودی به لوله‌ها، با کاهش تعداد لوله‌ها، به هر یک از آن‌ها مقدار بیشتری از این دبی اختصاص می‌یابد. با افزایش نرخ جریان گذرنده از هر لوله و ثابت بودن مساحت مقطع آن، سرعت جریان داخل لوله‌ها افزایش می‌یابد. با افزایش سرعت، رینولدز جریان افزایش یافته و باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. بنابراین به ازای نرخ انتقال حرارت و اختلاف دمای ثابت، افزایش ضریب انتقال حرارت از یک طرف و کاهش تعداد لوله‌ها از طرف دیگر منجر به کاهش سطح انتقال حرارت می‌شود. همچنین با توجه به این که افت فشار اصطکاکی و افت فشار گرانشی با افزایش طول لوله افزایش می‌یابند، به همین سبب موجب افزایش افت فشار کلی نیز می‌شوند. از دیدگاهی دیگر، به ازای طول لوله‌ی ثابت ۴ متر، با افزایش قطر لوله‌های تبخیرکننده مرحله اول از ۱ به ۱/۲۵ اینچ، سرعت جریان داخل لوله‌ها ۲۷/۹ درصد کاهش، افت فشار جریان ۱۶/۹ درصد کاهش، سطح انتقال حرارت ۹/۶ درصد افزایش و تعداد لوله‌های این تبخیرکننده ۱۲/۸ درصد کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر، به ازای طول ثابت، افزایش قطر لوله‌ها باعث افزایش سطح مقطع و کاهش سرعت جریان سیال داخل لوله‌ها می‌شود. و همچنین ضریب انتقال حرارت را کاهش داده و بنابراین منجر به افزایش سطح انتقال حرارت می‌شود. همچنین با توجه به این که تعداد لوله‌های تبخیرکننده با قطر لوله‌ها رابطه‌ی عکس داشته و بنابراین با افزایش قطر، تعداد لوله‌ها کاهش می‌یابد. همچنین افت فشار اصطکاکی تابع قطر لوله‌ها بوده و با افزایش آن، کاهش می‌یابد و منجر به کاهش افت فشار کلی می‌شود.

انکون، بنا بر پژوهش‌های پیشین، به اعتبارسنجی نتایج مدل‌سازی

جدول ۴. مقایسه‌ی نتایج خروجی از مدل‌سازی حاضر با نتایج عظیمی‌باویل و جعفریان [۱۷]

Table 4. Output results of present modeling in comparison with Azimibavil and Jafarian results [17]

درصد خطا	داده‌های مرجع [۱۷]			مدل حاضر			کمیت
	مقدار ورودی			مقدار ورودی			
-	۳			۳			تعداد مراحل
-	۰/۶۱			۰/۶۱			نسبت مکش ترموکمپرسور
-	۷۳			۷۳			دمای بخار راه انداز (°C)
-	۲۰			۲۰			دمای آب خوراک (°C)
-	۶/۷۵			۶/۷۵			دبی محصول (ton/hr)
-	۰/۰۹			۰/۰۹			غلظت نمک آب تغذیه (g/g)
-	٪۶۳			٪۶۳			درصد بازیابی کل واحد
-	۳۵			۳۵			دمای آب ورودی چگالنده (°C)
-	۴۵			۴۵			دمای آب خروجی چگالنده (°C)
درصد خطا	مقدار خروجی			مقدار خروجی			کمیت
٪۰/۳۴	۲/۹۷			۲/۹۸			دبی بخار مصرفی (ton/hr)
٪۰/۰۰	۱۰/۷۱			۱۰/۷۱			دبی خوراک (ton/hr)
٪۱۳/۱۵	۷۹			۶۸/۶۱			دبی آب چگالنده (ton/hr)
٪۳/۷۸	۱/۷۸			۱/۸۵			دبی بخار محرک (ton/hr)
٪۳/۵۴	۱/۰۹			۱/۱۳			دبی بخار مکش ترموکمپرسور (ton/hr)
٪۲/۴۷	۳/۵۵			۳/۶۴			نسبت بهره‌وری
٪۳/۸۴	۵۰			۵۲			دمای محصول آب شیرین (°C)
درصد خطا	مرحله ۳	مرحله ۲	مرحله ۱	مرحله ۳	مرحله ۲	مرحله ۱	کمیت
٪۰/۱۶	۳/۹۶	۶/۳۴	۸/۵۷	۳/۹۶	۶/۳۱	۸/۵۷	دبی پساب (ton/hr)
٪۰/۳۵	۷/۳۴	۵/۱۱	۲/۹۷	۷/۳۸	۵/۱۲	۲/۹۸	دبی آب شیرین (ton/hr)
٪۰/۵۷	۲/۳۲	۲/۲۳	۲/۱۴	۲/۳۴	۲/۲۵	۲/۱۴	دبی بخار (ton/hr)
٪۰/۱۸۵	۵۸	۵۵/۸	۵۳/۵	۵۸/۷۲	۵۶/۴۳	۵۳/۶	دبی جریان گردشی (ton/hr)
٪۱/۴۰	۵۳	۶۱	۶۷	۵۴/۸	۶۱/۰	۶۷/۶	دمای جریان پساب (°C)
-	-	-	-	۵۴/۸	۶۱/۰	۶۷/۶	دمای جریان گردشی (°C)
-	-	-	-	۵۹	۶۶	۷۳	دمای جریان آب شیرین (°C)
٪۱/۲۸	۵۰	۵۹	۶۶	۵۲	۵۹	۶۶	دمای جریان بخار (°C)
٪۰/۳	۰/۲۴۳	۰/۱۵۲	۰/۱۱۲	۰/۲۴۳۲	۰/۱۵۲۷	۰/۱۱۲۵	غلظت پساب خروجی (g/g)
-	-	-	-	۰/۲۴۳۲	۰/۱۵۲۷	۰/۱۱۲۵	غلظت جریان گردشی (g/g)
٪۹/۵۳	۳/۲	۲/۰	۱/۴۰	۲/۶	۱/۸	۱/۴۰	صعود نقطه‌ی جوش (°C)



شکل ۷. رابطه‌ی تعداد مراحل با نسبت بازده خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

Fig. 7. Gained Output Ratio and Specific Heat transfer Surface Area versus number of effects.

تقریباً ثابت در نظر گرفت.

همچنین با افزایش ۱ درجه سلسیوس دمای خوراک، سطح مخصوص مورد نیاز برای انتقال حرارت ۲/۵ درصد افزایش می‌یابد. علت این پدیده، کاهش میزان بخار مصرفی به دلیل کمتر شدن انرژی مورد نیاز برای بالا بردن دمای خوراک است. به عبارت دیگر، کاهش اختلاف دما (به خصوص در مرحله‌ی اول) مسبب اصلی افزایش سطح انتقال حرارت است.

۴-۳- رابطه‌ی تغییر دمای بخار ورودی با نسبت بهره‌وری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

افزایش ۱ درجه ای دمای بخار ورودی به مرحله اول، موجب کاهش ۰/۱ درصدی نسبت بازده خروجی با شیب کم می‌شود. افزایش ماکزیمم دمای سیستم، موجب افزایش اختلاف دمای هر مرحله و در نتیجه افزایش دمای بخار هر مرحله می‌شود، چرا که گرمای نهان تبخیر بخار آب با افزایش دما کاهش می‌یابد. بدین صورت، در هر مرحله مقدار کمتری آب شور بخار می‌شود که با ثابت بودن محصول آب شیرین، موجب افزایش مصرف بخار محرک می‌شود و در نتیجه نسبت بازده خروجی به آهستگی کاهش می‌یابد. با توجه به این که افزایش دمای بخار موجب تغییر اندک در نسبت بازده‌ی خروجی شده است، بنابراین با توجه به مقدار ثابت محصول، سبب بار حرارتی یکسان روی سیستم می‌شود که در تعداد مراحل معین، میزان تبادل حرارت تقریباً ثابتی را منتج می‌شود. با توجه به رابطه‌ی (۲۴)، افزایش ۱ درجه‌ای اختلاف دما موجب کاهش سطح انتقال حرارت در هر مرحله می‌شود

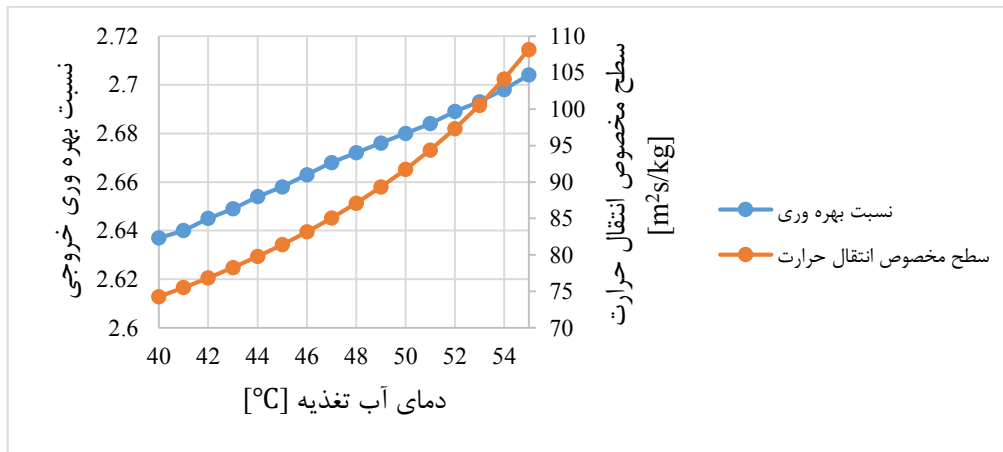
تشکیل می‌شود و در نتیجه نسبت بازده خروجی کمتر از ۱ واحد افزایش می‌یابد که این مقدار افزوده با بیشتر شدن تعداد مراحل کمتر نیز می‌شود.

۴-۲- رابطه‌ی تغییر دمای آب تغذیه با نسبت بهره‌وری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

دمای آب تغذیه یک کمیت مهم و تاثیرگذار بر عملکرد سیستم است که از دو جنبه حائز اهمیت است. جنبه‌ی اول تابعیت میزان حلالیت نمک‌ها و ناخالصی‌های خوراک به دمای آن است. به صورتی که هر چه دما بالاتر می‌رود، میزان حلالیت یون‌های گوناگون از جمله یون سدیم، کلسیم، منیزیم، پتاسیم، کلر و سولفات در آب کمتر می‌شود و هر چه حلالیت کمتر شود، میزان رسوب‌گذاری نمک در دیواره‌ی داخلی لوله‌های تبخیرکننده بیشتر می‌شود. مساله رسوب از مهمترین مشکلات واحد تغلیظ پساب است که در این پژوهش با محدودیت‌های اعمال شده، مشکل تشکیل رسوب به حداقل رسیده است و از پمپ‌های گردشی با سرعت گردش بالا استفاده شده است. جنبه‌ی دیگر، تأثیر تغییر دمای آب تغذیه بر میزان مصرف انرژی و

نسبت بهره‌وری و همچنین صرف هزینه و سطح انتقال حرارت است.

همان طور که از شکل ۸ برمی‌آید، با افزایش ۱ درجه سلسیوس دمای خوراک، نسبت بهره وری حدود ۰/۱ درصد افزایش می‌یابد، زیرا افزایش دمای خوراک منجر به کاهش میزان بخار مصرفی می‌شود. بدین ترتیب مخرج کسر کوچک شده و نسبت بهره‌وری خروجی افزایش می‌یابد. اما چون این کاهش چشمگیر نیست، بنابراین می‌توان نسبت بهره‌وری خروجی را



شکل ۸. رابطه‌ی دمای آب تغذیه با نسبت بازده خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

Fig. 8. Gained Output ratio and Specific Heat transfer surface Area versus Feed temperature.

که با افزایش غلظت نمک در آب تغذیه از ۱ درصد به ۰.۱ درصد، نسبت بهره‌وری خروجی ۰/۵ درصد کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش غلظت املاح موجود در آب تغذیه، مقدار صعود نقطه‌جوش افزایش و دمای بخار تولیدی خروجی از هر مرحله کاهش می‌یابد. بدین ترتیب اختلاف دمای هر مرحله کاهش یافته و سطح مخصوص انتقال حرارت ۰/۳٪ افزایش می‌یابد.

۴-۵- رابطه‌ی تغییر نسبت بازیابی کل با نسبت بهره‌وری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

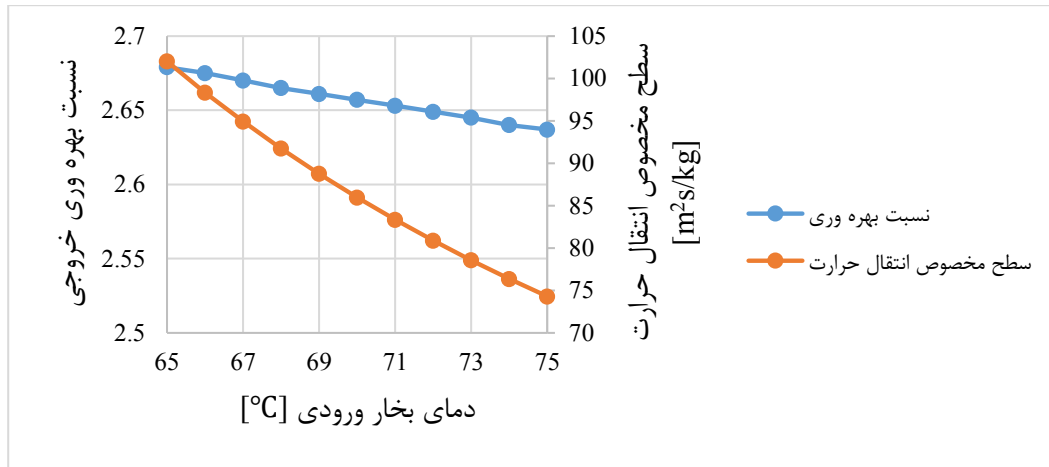
مطابق شکل ۱۱، افزایش ۱۰٪ نسبت بازیابی کل و تغلیظ بیشتر، موجب افزایش ۱/۵٪ نسبت بازدهی خروجی و عملکرد به صرفه‌تر سیستم می‌شود. در واقع با ثابت نگه داشتن میزان محصول نهایی (پارامتر ورودی)، افزایش نسبت بازیابی به معنی کاهش میزان مصرف آب تغذیه است. در نتیجه آب شور کمتری به سیستم وارد می‌شود و گرمای کمتری برای تبخیر آن نیاز است و در نهایت مقدار بخار مصرف شده (بخار محرک) کمتر می‌شود که سبب افزایش نسبت بازدهی خروجی خواهد شد. این تأثیر در تعداد مراحل بیشتر واضح‌تر نمایان می‌شود.

همچنین با افزایش نسبت بازیابی کل، سطح مخصوص انتقال حرارت نیز افزایش جزئی می‌یابد.

و به طور کلی با توجه به محصول ثابت، موجب کاهش ۳٪ سطح مخصوص انتقال حرارت کل سیستم می‌شود.

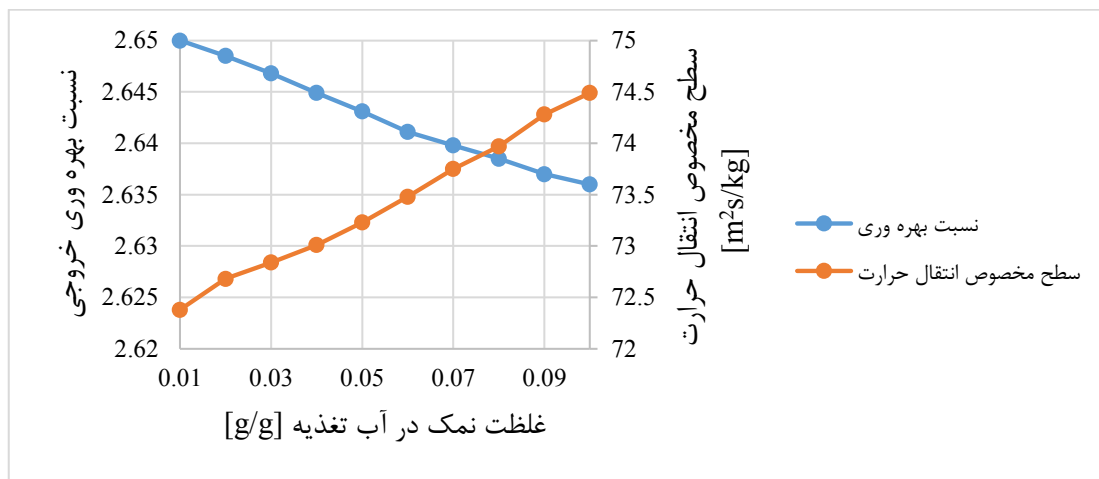
۴-۴- رابطه‌ی تغییر غلظت املاح موجود در آب تغذیه با نسبت بهره‌وری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

تأثیر افزایش شوری آب دریا بر عملکرد سیستم در شکل ۱۰ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش غلظت نمک و املاح موجود در آب تغذیه، میزان نسبت بهره‌وری خروجی کاهش می‌یابد. زیرا با توجه به رابطه‌ی (۵) که همان موازنه‌ی جرم نمک است، ضمن ثابت بودن نرخ آب تغذیه، افزایش غلظت آن به معنی افزایش سمت چپ تساوی است. بنابراین با فرض شوری ثابت پساب خروجی، میزان این پساب افزایش می‌یابد. همچنین با توجه به رابطه‌ی (۴) که موازنه‌ی جرم داخل لوله است، در نرخ آب تغذیه‌ی ثابت، افزایش میزان پساب تولیدی به معنی کاهش میزان بخاری است که در مرحله‌ی بعد چگالیده شده و به آب شیرین تبدیل می‌شود. بنابراین میزان آب شیرین تولیدی کاهش یافته و نسبت بهره‌وری نیز کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر، افزایش غلظت آب تغذیه به معنی تولید بخار کمتر و تولید بخار کمتر به معنی میزان تولید آب شیرین کمتر خواهد بود. البته همان‌طور که از نمودار شکل ۱۰ مشخص است، تغییرات نسبت بهره‌وری با افزایش غلظت آب تغذیه اندک بوده و در تعداد مراحل پایین می‌توان اثر آن را ناچیز دانست. به گونه‌ای



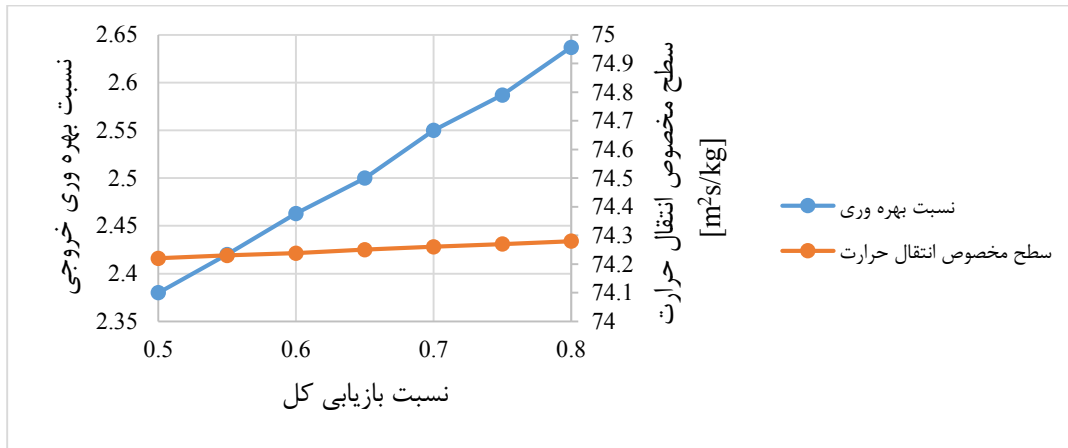
شکل ۹. رابطه‌ی دمای بخار ورودی به مرحله اول با بازدهی خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

Fig. 9. Gained Output Ratio and Specific Heat transfer Surface Area versus first effect inlet steam temperature.



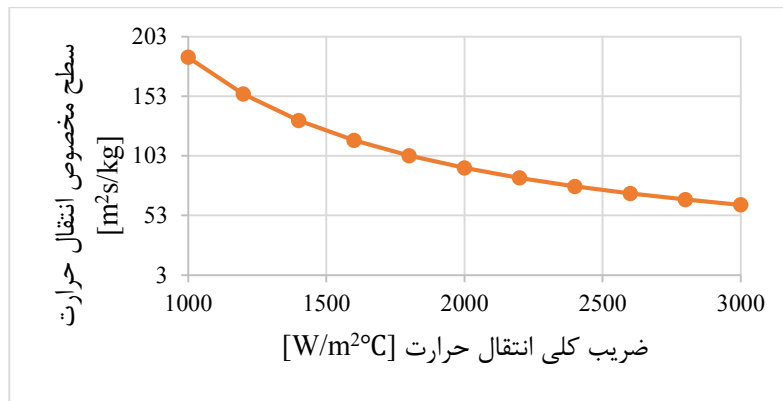
شکل ۱۰. رابطه‌ی غلظت آب تغذیه با نسبت بازده خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

Fig. 10. Gained Output Ratio and Specific Heat transfer Surface Area versus Feed concentration.



شکل ۱۱. رابطه‌ی نسبت بازیابی کل با نسبت بازدهی خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

Fig. 11. Gained Output Ratio and Specific Heat transfer Surface Area versus total recovery ratio.

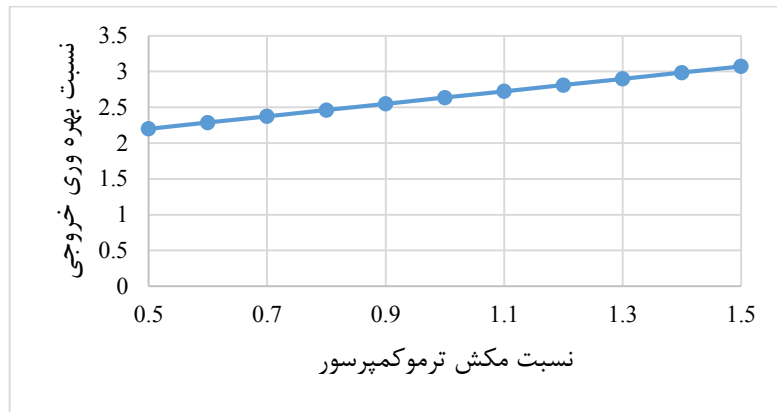


شکل ۱۲. رابطه‌ی ضریب کلی انتقال حرارت با سطح مخصوص انتقال حرارت

Fig. 12. Specific Heat transfer Surface Area versus overall heat transfer coefficient.

۴-۷- رابطه‌ی تغییر نسبت مکش ترموکمپرسور با نسبت بهره‌وری خروجی همان طور که در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود، با افزایش ۰/۱ واحدی نسبت مکش، نسبت بازدهی خروجی نیز ۳/۵٪ افزایش می‌یابد. طبق رابطه‌ی (۲)، نسبت مکش به عنوان نسبت دبی بخار مکش شده از مرحله‌ی اول به بخار محرک ورودی به ترموکمپرسور تعریف شده است، افزایش این نسبت به معنی کاهش دبی بخار محرک است که با ثابت ماندن دبی محصول آب شیرین موجب افزایش نسبت بازدهی خروجی می‌شود.

۴-۶- رابطه‌ی تغییر ضریب کلی انتقال حرارت با سطح مخصوص انتقال حرارت مطابق شکل ۱۲، سطح مخصوص انتقال حرارت با افزایش ضریب متوسط انتقال حرارت کاهش می‌یابد. زیرا با توجه به رابطه‌ی (۲۴)، سطح مخصوص انتقال حرارت با ضریب انتقال حرارت رابطه‌ی عکس دارد و با ثابت ماندن اختلاف دما و میزان تبادل گرما، افزایش ضریب انتقال حرارت موجب کاهش سطح مخصوص انتقال حرارت می‌شود.



شکل ۱۳. رابطه‌ی نسبت مکش ترموکمپرسور با نسبت بازده خروجی

Fig. 13. Gained Output Ratio versus thermocompressor Entrainment Ratio.

۵- خلاصه و جمع‌بندی

در پژوهش حاضر، مدل‌سازی ترمودینامیکی و ترموهیدرولیکی برای یک سیستم تغلیظ دو مرحله‌ای آب شور با تبخیرکننده‌های لایه ریزان عمودی، به عنوان یک جز اصلی از فرآیند تغلیظ بدون پساب خروجی، صورت گرفت. معادلات جرم و انرژی این فرآیند در یک کد محاسباتی نوشته و پیاده‌سازی شده و نتایج حاصل شده خروجی این ابزار می‌باشد. همچنین اثر پارامترهای تأثیرگذار از جمله تعداد مراحل، دما و غلظت آب تغذیه، دمای بخار راه‌انداز، نسبت بازیابی کل و نسبت مکش ترموکمپرسور بر نسبت بازدهی خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفت. از جمله نتایج مهم این پژوهش عبارتند از:

- افزایش ۱ درجه‌ی سلسیوس دمای آب تغذیه، تأثیر ناچیزی بر نسبت بازدهی خروجی داشته و آن را ۰/۱٪ افزایش می‌دهد. این درحالی است که این افزایش دمای خوراک، باعث رشد متوسط ۲/۵ درصدی سطح مخصوص انتقال حرارت می‌شود.
- به ازای افزایش ppm ۱۰۰۰۰ غلظت نمک آب تغذیه، نسبت بازدهی خروجی ۰/۵٪ کاهش و سطح مخصوص انتقال حرارت به طور متوسط ۰/۳٪ افزایش یافت.
- افزایش ۱ درجه‌ی سلسیوس دمای بخار راه‌انداز موجب کاهش ۰/۱٪ نسبت بازدهی خروجی و حدود ۳٪ سطح مخصوص انتقال حرارت می‌شود.
- افزایش ۱۰٪ نسبت بازیابی کل سیستم، به طور متوسط موجب افزایش ۱/۵٪ نسبت بازدهی خروجی می‌شود. این درحالی است که پارامتر ذکر شده تأثیر محسوسی بر سطح مخصوص انتقال حرارت ندارد.
- نسبت مکش ترموکمپرسور رابطه‌ی مستقیم با نسبت بازدهی خروجی داشته، به گونه‌ای که افزایش ۰/۱ واحدی آن موجب رشد ۳/۵ درصدی نسبت بازدهی خروجی می‌شود.

- برای دستیابی به ۵ تن در ساعت آب شیرین در سیستم تغلیظ دو مرحله‌ای با نسبت بازیابی ۸۰٪، میزان ۶/۲۵ تن در ساعت پساب تغذیه با دمای ۴۰ درجه‌ی سلسیوس نیاز است. در این سیستم نسبت بازدهی خروجی ۲/۶۳ و سطح مخصوص انتقال حرارت حدود $74/3 \text{ m}^2 \text{ s/kg}$ است. قابل توجه است که این مقدار آب شیرین از پساب و شورابه‌ی دور ریز خروجی از سایر سیستم‌های نمک‌زدایی از آب دریا به دست آمده است.

- نتایج حاصل از بررسی کمی اثر افزایش تعداد مراحل نشان داد که با افزایش آن، به طور متوسط نسبت بازدهی خروجی ۰/۱۷٪ و سطح مخصوص انتقال حرارت ۲۳/۵٪ افزایش یافت.

پیوست الف- روابط محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت کلی

همان طور که پیش از این اشاره شد، به منظور محاسبه ضریب کلی

۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی	
مساحت، m^2	A
صعود نقطه‌ی جوش	BPE
قطر لوله‌های تبخیرکننده، m	d
دبی آب شیرین، ton/hr	D
الکترودیالیز	ED
نسبت ورودی ترموکمپرسور	ER
دبی آب تغذیه، ton/hr	F
ثابت گرانش زمین، m/s^2	g
نسبت بهره‌وری خروجی	GOR
ضریب انتقال حرارت جابجایی، $W/m^2 \cdot ^\circ C$	h
ساعت	hr
ضریب هدایت حرارتی، $W/m \cdot ^\circ C$	k
دبی، ton/hr	\dot{m}
دبی آب خنک‌کن چگالنده، ton/hr	M_{cw}
میزان انتقال حرارت، W	Q
دبی محصول نهایی آب شیرین، ton/hr	P
درصد مجاز تبخیر	PEP
عدد پرانتل	Pr
مقاومت رسوب، $m^2 \cdot ^\circ C/W$	R
عدد رینولدز	Re
اسمز معکوس	RO
سطح مخصوص انتقال حرارت، $m^2 \cdot s/kg$	$SHSA$
دما	T
دبی بخار، ton/hr	V
ضریب کلی انتقال حرارت، $W/m^2 \cdot ^\circ C$	U
دبی پساب، ton/hr	W
غلظت نمک محلول در آب دریا، g/g	x
تغلیظ شورابه بدون تخلیه‌ی پساب	ZLD

علائم یونانی

نسبت بازیابی کل	β
ویسکوزیته سینماتیکی، m^2/s	ν
ویسکوزیته دینامیکی، $kg/m \cdot s$	μ
تغییرات	Δ

انتقال حرارت از رابطه‌ی (۲۵) استفاده می‌شود که تابعی از ضریب انتقال حرارت جابجایی داخل و خارج از لوله است.

برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جریان تک فازی داخل لوله، h_i

از رابطه‌ی دیتوس - بولتر استفاده می‌شود.

$$\text{if } Re \leq 2300 \rightarrow h_i = 3.66 \left(\frac{k_f}{d_i} \right) \quad (\text{الف ۱})$$

$$\text{if } Re > 2300 \rightarrow h_i = 0.023 Re^{0.8} Pr_f^{0.4} \left(\frac{k_f}{d_i} \right)$$

برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت خارج از لوله، h_o ، از رابطه‌ی (الف ۲)

استفاده می‌شود [۱۹].

$$\text{if } Re \leq 30 \rightarrow$$

$$h_o = 1.47 Re^{-\left(\frac{1}{3}\right)} k_f \left(\frac{g}{v_f^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{if } 30 \leq Re \leq 1800 \rightarrow$$

$$h_o = \frac{Re}{1.08 Re^{1.22} - 5.2} k_f \left(\frac{g}{v_f^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{الف ۲})$$

$$\text{if } Re \geq 1800 \rightarrow$$

$$h_o = \left(\frac{Re}{8750 + 58 Pr_f^{-0.5} (Re^{0.75} - 253)} \right) k_f \left(\frac{g}{v_f^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

در رابطه‌ی (الف ۱) و (الف ۲)، عدد رینولدز جریان داخل و خارج لوله از

رابطه‌های (الف ۳) به دست می‌آید.

$$Re_i = \frac{4 \dot{m}_i}{\pi \mu_{f,i} d_i} \quad (\text{الف ۳})$$

$$Re_o = \frac{4 \dot{m}_o}{\pi \mu_{f,o} d_o}$$

- desalination systems, *Desalination*, 158(1-3) (2003) 127-142.
- [9] H. Rahman, M. Hawlader, A. Malek, An experiment with a single-effect submerged vertical tube evaporator in multi-effect desalination, *Desalination*, 156(1-3) (2003) 91-100.
- [10] S. Paramalingam, Modelling, optimisation and control of a falling-film evaporator: a thesis presented in partial fulfilment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy in Production Technology at Institute of Technology and Engineering, Massey University, Palmerston North, New Zealand, Massey University, 2004.
- [11] M. Khademi, M. Rahimpour, A. Jahanmiri, Simulation and optimization of a six-effect evaporator in a desalination process, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 48(1) (2009) 339-347.
- [12] I.S. Park, M.Y. Kim, Numerical investigation of the heat and mass transfer in a vertical tube evaporator with the three-zone analysis, *International journal of heat and mass transfer*, 52(11-12) (2009) 2599-2606.
- [13] E. Galván-Ángeles, C.O. Díaz-Ovalle, G. González-Alatorre, E.O. Castrejón-González, R. Vázquez-Román, Effect of thermo-compression on the design and performance of falling-film multi-effect evaporator, *Food and Bioproducts Processing*, 96 (2015) 65-77.
- [14] M. Sagharichiha, A. Jafarian, M. Asgari, R. Kouhikamali, Simulation of a forward feed multiple effect desalination plant with vertical tube evaporators, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 75 (2014) 110-118.
- [15] F. Hajbi, H. Hammi, R. Solimando, A. M'nif, Evaporation of a reverse osmosis discharge studied by Pitzer model and solubility phase diagrams, *Fluid Phase Equilibria*, 307(2) (2011) 126-134.
- [16] A. Najafi, A. Jafarian, J. Darand, Thermo-economic evaluation of a hybrid solar-conventional energy supply in a zero liquid discharge wastewater treatment plant, *Energy Conversion and Management*, 188 (2019) 276-295.

زیرنویس

چگالنده	<i>c</i>
آب خنک‌کن	<i>cw</i>
شمارنده‌ی مراحل	<i>i</i>
ورودی	<i>in</i>
سیال	<i>f</i>
آب تغذیه	<i>F</i>
محرك	<i>MOTIVE</i>
خارجی	<i>out</i>
مکش ترموکمپرسور	<i>SUCTION</i>

بالانویس

* مربوط به بخار بیش گرمکن چگالنده

منابع

- [1] R. Kouhikamali, A.S. Kojidi, M. Asgari, F. Alamolhoda, The effect of condensation and evaporation pressure drop on specific heat transfer surface area and energy consumption in MED-TVC plants, *Desalination and Water Treatment*, 46(1-3) (2012) 68-74.
- [2] C.H. Stevens, Assessment of desalination treatment processes for future water supplies, Massachusetts Institute of Technology, 2003.
- [3] G. Aly, Computer simulations of multiple-effect FFE-VC systems for water desalination, *Desalination*, 45(2) (1983) 119-131.
- [4] H.T. El-Dessouky, G.M. Assassa, Computer simulation of the horizontal falling film desalination plant, *Desalination*, 55 (1985) 119-138.
- [5] M. Darwish, A. El-Hadik, The multi-effect boiling desalting system and its comparison with the multi-stage flash system, *Desalination*, 60(3) (1986) 251-265.
- [6] S.M. Tonelli, J. Romagnoli, J. Porras, Computer package for transient analysis of industrial multiple-effect evaporators, *Journal of food engineering*, 12(4) (1990) 267-281.
- [7] W.T. Hanbury, in: IDA World Congress on Desalination and Water Sciences, Abu Dhabi, UAE, 1995, pp. 375.
- [8] N.H. Aly, A.K. El-Figi, Thermal performance of seawater

- system integrating multi-effect distillation and evaporative crystallization for desalination brine treatment, *Desalination*, 502 (2021) 114928.
- [19] F.P. Incropera, A.S. Lavine, T.L. Bergman, D.P. DeWitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*, Wiley, 2007.
- [17] S. Azimibavil, A. Jafarian, Heat transfer evaluation and economic characteristics of falling film brine concentrator in zero liquid discharge processes, *Journal of Cleaner Production*, 285 (2021) 124892.
- [18] Q. Chen, M. Burhan, M.W. Shahzad, D. Ybyraiymkul, F.H. Akhtar, Y. Li, K.C. Ng, A zero liquid discharge

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Forouzi Feshalami, R. Kouhikamali, *Simulation of a Forced Multiple Effect Brine Concentration Process*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 54(3) (2022) 509-530.

DOI: 10.22060/mej.2021.20091.7165

