

مدل سازی و بهینه سازی مصرف آب خنک کننده در فرایند تبخیر ناگهانی چند مرحله ای شیرین سازی آب شور

محمد رضا جعفری نصر^{۱*}، خسرو باختری^۲ و عیسی خوشرو رودبارکی^۳

۱- استاد مهندسی شیمی، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران و پژوهشگاه صنعت نفت، تهران، ایران

۲- واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

۳- دانشجوی دکتری مهندسی انرژی، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

دریافت: آذر ۱۳۹۳، بازنگری: فروردین ۱۳۹۴، پذیرش: اردیبهشت ۱۳۹۴

چکیده: در فرایندهای تبخیر ناگهانی چند مرحله ای شیرین سازی آب شور، بخش بزرگی از آب خوراک ورودی دور ریخته می شود. این آب در واقع آب خنک کننده برای جذب گرمای نهان از بخار آب به دست آمده از پساب شور، در تبخیر کننده بخش دفع گرما و تولید آب شیرین است. برای واحدهای صنعتی مانند پالایشگاههایی که در کنار رودخانهها احداث می شوند و آب خام پس از تصفیه مقدماتی و فرایندی ناگزیر به عملیات زلال سازی و تزریق مواد منعقد کننده و کمک منعقد کننده به عنوان خوراک به واحد آب شیرین کن فرستاده می شود، برگشت بیش از ۵۰ درصد آب ورودی به رودخانه با افزایش دمایی معادل 14°C قابل توجه نبوده و نمونه بارزی از هدرروی به حساب می آید. در صورتی که می توان با بهره گیری از سامانه برج خنک کننده، این میزان آب خنک کننده را به صورت گردشی در فرایند به چرخش در آورد. این مقاله به مطالعه اصلاحی فرایند آب شیرین سازی یکی از پالایشگاههای کشور پرداخته است و برای نخستین بار به دست آمده مطالعات آن به مرحله اجرا در آمده است. در این پژوهش نشان داده شده است که چگونه با استخراج اطلاعات فرایندی لازم و انجام مدل سازی و شبیه سازی فرایند و با بهره گیری از معادلات و مفاهیم ترمودینامیکی پایه می توان در هر یک از سه واحد آب شیرین تبخیری موجود در یک نمونه پالایشگاه نفت تا ۵۲ درصد به مقدار $667 \text{ m}^3/\text{h}$ آب خوراک مصرفی و به همین میزان در آب دورریز واحد صرفه جویی به عمل آورد. با انجام بهینه سازی و تغییر فرایندی نیز معادل 13 ton/h برابر با ۵۰ درصد مصرف بخار آب هر واحد در بار نامی افزایش یافته است.

واژه های کلیدی: تبخیر ناگهانی چند مرحله ای، گرم کن آب شور، آب زیرکش، آب مقطر، آب شیرین، نسبت بهره خروجی، افزایش نقطه جوش آب شور

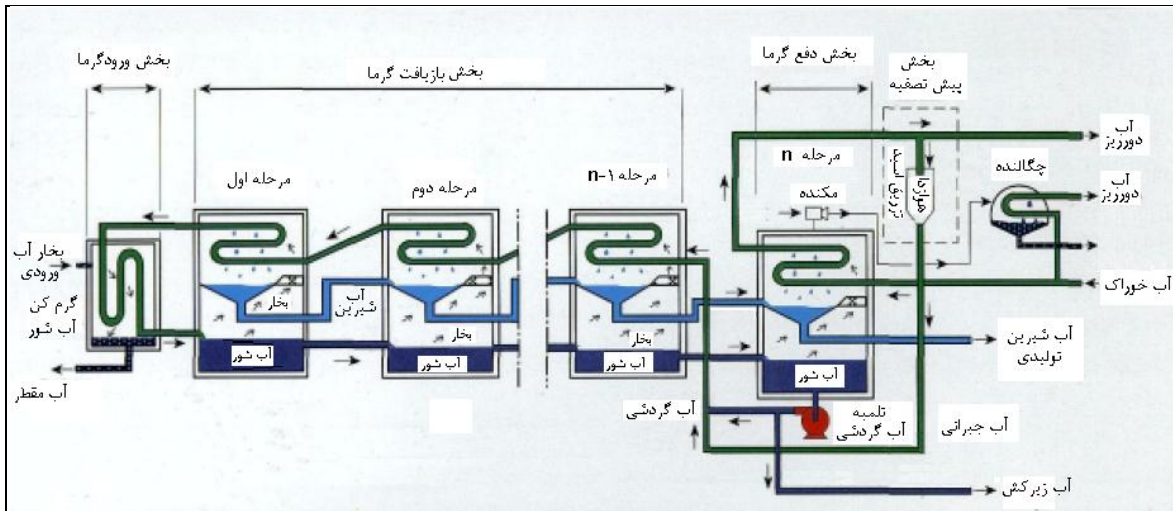
مقدمه

بخش های دفع گرما و بازیافت گرما از چندین اتاقک تبخیر ناگهانی یا مرحله، تشکیل شده است که در یک تبخیر کننده^۲ در کنار یک دیگر چیده شده اند. آب خوراک (آب شور) در ظرفی به نام گرم کن آب شور تا دمایی زیر نقطه جوش اشباع گرم می شود.

واحد تبخیر ناگهانی چند مرحله ای از سه بخش اصلی دفع گرما، بازیافت گرما و ورود گرما تشکیل شده است. در شکل ۱ شمای ساده ای از آن آورده شده است.

1. Stage

2. Evaporator



شکل ۱ فرایند نمک زدایی با روش تبخیر ناگهانی چند مرحله ای [۱]

در واحد صنعتی مربوط این مراحل به گونه ای پی در پی چیده شده اند که خلاء در آن ها گام به گام افزایش می یابد. به این ترتیب پساب شوری که از یک مرحله به مرحله دیگر می رود، بدون نیاز به افزودن گرمای بیشتر، به جوش در می آید. به طور معمول هر واحد بین ۱۵ تا ۲۵ مرحله دارد [۳].

در این مقاله پس از شرح مختصری از کلیه متغیرهای عملیاتی کلیدی واحد آب شیرین کن تبخیری، براساس مدل سازی و شبیه سازی ترمودینامیکی چرخه فرایند و استفاده از مدل بهبود یافته SIMTAW، به بررسی اثر متغیرهای عملیاتی این واحد و تغییر فرایند آب خنک کننده "یک بار گذر" به "گردشی"، پرداخته شده است. در بررسی این تغییر فرایندی، مقدار افزایش مصرف بخار آب واحد نیز محاسبه و با حالت اولیه طراحی مقایسه شده است.

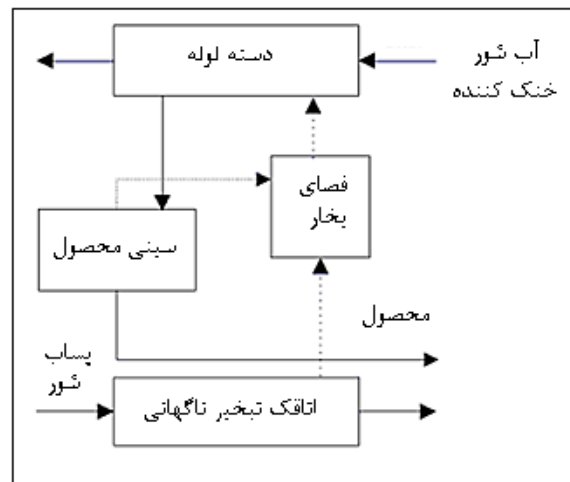
متغیرهای عملیاتی فرایند

متغیرهای عملیاتی کلیدی واحد آب شیرین کن تبخیری که در ادامه به شرح آن ها پرداخته می شود، در شکل ۳ نشان داده شده است [۴].

دمای بالای آب شور^۳ (TBT)

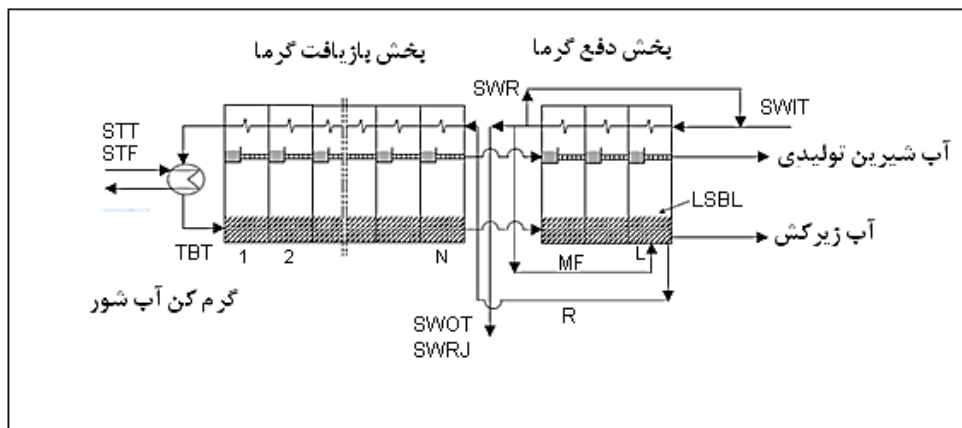
دمای بالای آب شور در تعیین کارایی واحد آب شیرین کن

آب گرم شده سپس با عبور از اتاقک های تبخیر ناگهانی و کاهش فشار به سرعت به جوش آمده و تبخیر می شود [۲]. بخار آب پس از گذر از نم زد^۱ و جا گذاشتن قطرات احتمالی آب همراه، به سطح خارجی لوله های چگالنده برخورد کرده و مایع می شود. فرایند این واحد، آب شیرین^۲ نام دارد که گرمای خود را نیز به آب درون لوله ها انتقال می دهد. در شکل ۲ بخش های گوناگون یک مرحله از این فرایند نشان داده شده است.



شکل ۲ بخش های گوناگون یک مرحله

1. Demister
2. Distillate
3. Top Brine Temperature



شکل ۳. شمای فرایندی واحد آب شیرین کن تبخیری با نظرداشت متغیرهای عملیاتی

خیلی کمی دارند. تنها اگر واحد با مشکل رسوب گذاری مواجه شده باشد، شرایط سطوح انتقال گرما تغییر یافته و منجر به کاهش دمای پایینی آب شور شود.

دبی آب شور گردشگر^۲ (RBF)

دبی آب شور گردشگر یکی از مهم‌ترین متغیرهای عملیاتی است که بر کارایی واحد اثر می‌گذارد. گرچه افزایش میزان آب شور گردشگر تولید آب شیرین را افزایش می‌دهد، ولی بر نرخ بهره‌وری خروجی اثر وارون دارد. افزون بر این، همین میزان نرخ آب گردشگر است که سرعت درون لوله‌های چگالنده را معین می‌کند. این سرعت نقش مهمی در تشکیل، ته نشینی و حذف رسوب دارد. به عبارت دیگر تغییر این جریان بر درجه و تکرار رسوب گرفتگی اثر می‌گذارد.

دبی و دمای بخار آب مصرفی (STF & STT)

بخار آب کم فشار برای تأمین گرمای مورد نیاز در مبدل حرارتی گرم کن آب شور و بخار آب فشار بالا برای راه اندازی سامانه تأمین خلاء مورد نیاز است. بخار آب کم فشار بر روی دمای بالایی آب شور و میزان آب شیرین تولیدی و در نتیجه بر روی نرخ بهره‌وری خروجی واحد اثر می‌گذارد. هنگامی که در این مبدل رسوب نشست کرده باشد، دمای بخار آب و فشار پوسته به منظور

تبخیری نقش اساسی دارد. این موضوع با نرخ بهره‌وری خروجی^۱ که برابر است با نسبت آب شیرین تولیدی به میزان بخار آبی که به مبدل حرارتی گرم کن آب شور داده شده، بیان می‌شود. افزایش دمای بالایی آب شور به دلیل محدودیت‌های رسوب گذاری تا حد معینی امکان پذیر است. تجزیه شیمیایی و غلظت آب شور، مقدار این حد بالایی را تعیین می‌کند. هم چنین نوع تصفیه آب خوراک نیز اثر گذار است. بهره‌گیری از برخی مواد افزودنی دما بالا امکان افزایش دمای بالایی آب شور تا 121°C را فراهم می‌سازد. به طور معمول دمای کاری 110°C در نظر گرفته می‌شود. در صورت بهره‌گیری از تصفیه آب جبرانی با اسید، TBT تا 118°C قابل افزایش است. در این دما نرخ تشکیل رسوب بیشتر می‌شود. از طرفی اگر این دما از حد معینی هم پایین تر بیاید، ممکن است تفاوت فشار چگالنده سامانه خلاء ناکافی بوده، خروج مناسب گازهای غیر قابل میعان از سامانه را ناممکن ساخته و مشکلات ناپایداری و خوردگی بخش بخار را سبب شود.

تغییر میزان دبی آب گردشگر نیز راه حلی برای این مساله تلقی نمی‌شود، زیرا میزان تبخیر نیز تغییر کرده و نیاز است که روزه‌های بین مرحله‌ای برای جلوگیری از افزایش یا کاهش سطح برخی مراحل هر بار تنظیم مجدد شود. دمای آب گردشگر در بخش حذف گرما تابعی از دمای آب خنک کننده، وضعیت سطوح انتقال گرما و کارایی مکنده‌ها است. این عوامل تغییرات

1. Gain Output Ratio

2. Recirculation Brine Flow rate

نگهداشت دمای بالایی آب شور و میزان تولید آب شیرین افزایش می‌یابد. این موضوع منجر به افزایش نقطه ای دمای دیواره لوله شده و ضخامت رسوب را در آن جا زیاد می‌کند که سرانجام منجر به خرابی لوله می‌شود.

دبی‌های آب خوراک و آب دورریز^۱ (*SWR & SWRJ*)

در نتیجه کاهش آب دورریز، هنگامی که دمای محیطی کاهش می‌یابد، به منظور نگه‌داشت دمای آب شور خروجی از بخش حذف گرما، دبی آب خوراک کم می‌شود. گرچه کاهش شدید این دبی، فرایند را به نقطه‌ای می‌رساند که نمی‌توان سرعت کمینه درون لوله‌ها را به منظور پیشگیری از نشست رسوب تأمین کرد. در فصل گرم سال به دلیل نیاز به افزایش آب دورریز دبی آب خوراک زیاد می‌شود. بنابراین، حد پایین با نرخ ویژه تبخیر در بخش حذف گرما تعیین می‌شود. حد بالایی هم با ظرفیت پمپ تأمین آب خوراک محدود می‌شود. این حدود هم با سرعت‌های درون لوله‌ها متناسب است. بنابراین، دبی آب خوراک بر روی میزان آب شیرین تولیدی و در نتیجه بر روی نرخ بهره‌وری خروجی واحد اثر می‌گذارد.

دمای ورودی و خروجی آب خنک‌کننده (*SWIT & SWOT*)

دمای آب در رودخانه ارنود، محل تأمین آب خوراک آب شیرین کن پالایشگاه از 14°C در زمستان تا 35°C در تابستان متغیر است. بازدهی واحد آب شیرین کن تبخیری هم به دامنه تبخیر آبی که تفاوت بین دمای بالایی آب شور با دمای آب خنک‌کننده ورودی به بخش حذف گرماست، بستگی دارد. در دماهای بالای آب خوراک، دامنه تبخیر آبی کوچک است. نرخ آب‌گردشی و سطوح انتقال گرما هم برای این شرایط طراحی می‌شود. در دماهای پایین آب خوراک، ویژگی ترمودینامیکی تبخیرکننده‌ها به شرح زیر تغییر می‌یابد. فشار تبخیر به پیروی از کاهش دمای اشباع کم می‌شود. این موضوع در عوض بر دبی آب شور بین مرحله ای به دلیل تغییرات افت فشار مراحل اثر می‌گذارد. هم چنین به دلیل کم شدن فشار و کاهش در چگالی بخار سرعت بخار افزایش می‌یابد.

دبی آب جبرانی^۲ (*MF*)

هنگامی که دبی آب جبرانی افزایش می‌یابد، غلظت نمک در آب‌گردشی کاهش می‌یابد، که در عوض جرم ویژه و نقطه جوش آب‌گردشی کم می‌شود. این مطلب کاهش بخار آب مصرفی و غلظت نمک در آب زیرکش^۳ را به دنبال دارد. هم چنین مقداری افزایش در نرخ بهره‌وری خروجی انتظار می‌رود. حد پایین دبی آب جبرانی به غلظت نمک در آب‌گردشی بستگی دارد. حد بالایی با دبی آب خوراک و فشارخروجی پمپ‌های تأمین آب خوراک تغییر می‌کند. به طور معمول واحد آب شیرین کن با دبی آب جبرانی بالا کار می‌کند.

ارتفاع روزنه بین مرحله‌ای

چگونگی انتقال آب‌گردشی بین مرحله ای از روزنه‌ها دارای اهمیت فراوانی است. یک انتقال مناسب دست‌یابی به ایجاد یک جریان آرام در پایین دست روزنه، آمیختگی مناسب آب‌گردشی برای کمینه کردن هدررفت در شرایط ناپایدار و جلوگیری از ترشح آب شور به سوی نم‌زدها و آلوده‌سازی فاز بخار را امکان‌پذیر می‌سازد. عدم تنظیم مناسب روزنه‌ها، ناپایداری بهره‌برداری را به دنبال خواهد داشت. یک روزنه با اندازه کوتاه افزایش سطح آب شور در بالادست روزنه را به دنبال دارد. تعداد مراحل هم که تحت تأثیر قرار می‌گیرند به موقعیت آن نسبت به مرحله‌های پایین دستی دارای کنترل سطح بستگی دارد. بالا بودن بیش از حد سطح آب شور طغیان^۴ و ترشح آب شور به سوی نم‌زدها و آلوده‌سازی فاز بخار و هم چنین هدررفت گرما را سبب می‌شود. یک روزنه با اندازه بزرگ هم فرار بخار به سوی مرحله‌های بعدی را به دنبال خواهد داشت.

سطح پساب شور مرحله پایانی^۵ (*LSBL*)

همان‌طور که پیش‌تر اشاره شد، کنترل سطح پساب شور هر مرحله برای نگهداشت پایداری فرایند حیاتی است. سطح پساب شور باید به اندازه کافی بالا باشد که روزنه‌های بین مرحله‌ای آب بندی

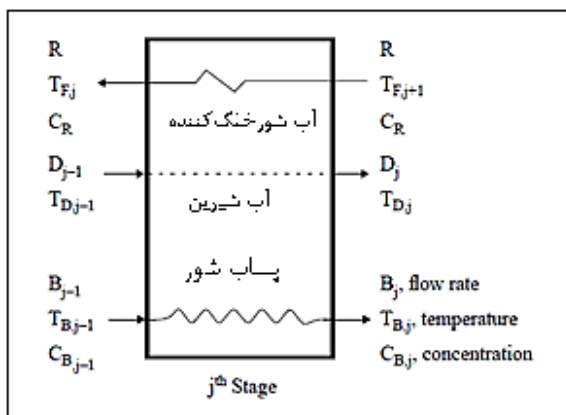
1. Reject

2. Make-up Flow rate

3. Blow down

4. Flooding

5. Last Stage Brine Level



شکل ۴ مرحله ز فرایند تبخیر ناگهانی چند مرحله ای

جدول ۱ معادلات حاکم بر مدل تبخیر ناگهانی یک مرحله ای

شماره رابطه	رابطه	شرح
(۱)	$B_{j-1}H_{Bj-1} = B_j H_{Bj} + (B_{j-1} - B_j) H_{Vj}$	موازنه انرژی پساب شور
(۲)	$B_{j-1} + D_{j-1} = B_j + D_j$	موازنه کلی آب و نمک
(۳)	$B_{j-1} C_{Bj-1} = B_j C_{Bj}$	موازنه نمک
(۴)	$R CP_{Rj} (T_{Fj} - T_{Fj-1}) =$ $D_j CP_{Dj-1} (T_{Dj-1} - T^*) +$ $B_{j-1} CP_{Bj-1} (T_{Bj-1} - T^*) -$ $D_j CP_{Dj} (T_{Dj} - T^*) -$ $B_j CP_{Bj} (T_{Bj} - T^*)$	موازنه کلی انرژی

توضیح نمادها و متغیرهای جدول های ۱، ۲ و ۳ به ترتیب کاربرد در رابطه ها در انتهای مقاله آورده شده است.

انتقال گرما در چگالنده

معادله حاکم بر دما ورودی و خروجی، ضریب کلی انتقال گرما و سطح گرما از معادله ۵ به دست می آید.

$$\frac{T_{Dj} - T_{Fj+1}}{T_{Dj} - T_{Fj}} = \exp\left(\frac{U_j \cdot A_j}{R \cdot CP_{R,j}}\right) \quad (5)$$

که A_j سطح کلی انتقال گرما چگالنده/تبخیرکننده و U_j

شده و فرار بخار به سوی مرحله های بعدی امکان پذیر نباشد. در عین حال این سطح بایستی به اندازه کافی پایین نگه داشته شود تا هدررفت تعادلی کمتری رخ دهد. اندازه مناسب با پیشینه سازی افت فشار بین مرحله ای یا کمینه سازی جریان پساب شور در عرض واحد انجام می پذیرد. سطح پساب شور مرحله پایانی به سطوح همه مراحل دیگر، دی ها (آب زیر کش، آب گردشی، آب شیرین تولیدی و ...) و دمای بالایی آب شور مرتبط است.

مدل سازی و روابط حاکم

چندین مدل برای بررسی یک مرحله از واحد MSF از جمله مدل های باربا، لوئیزو و تاگلیافری در سال ۱۹۷۳، درویش و آرازینی در سال ۱۹۸۹، هلال، مدانی و سلیمان در سال ۱۹۸۶ و فالستا و ایکیوبا در سال ۱۹۹۷ توسعه یافته و در اختیار مهندسان است. در مدل SIMTAW که در این مقاله از آن بهره برده می شود، موازنه های جرم و انرژی برای هر مرحله از واحد MSF به کار می رود. این روش در حقیقت مدل بهبود یافته مدل هلال و همکاران در سال ۱۹۸۶ است.

در مدل SIMTAW، فرض های اساسی زیر مد نظر قرار گرفته است [۱].

- محصول خروجی هر مرحله بدون املاح خواهد بود. بخار آب خروجی هیچ رطوبتی به همراه نخواهد داشت.
- خنک سازی آب مقطر خروجی از مبدل حرارتی گرم کن آب شور مد نظر قرار نگرفته است. هم چنین فرض بر آن است که بخار آب ورودی به این مبدل در حالت اشباع بوده و نیازی به بهره گیری از Desuperheater نبوده است.
- مدل بین مرحله ای در SIMTAW وجود ندارد. بنابراین، اثر سطح پساب شور در هر مرحله به حساب نیامده است.

مدل تبخیر ناگهانی یک مرحله ای

با توجه به توضیحات بالا و در نظر گرفتن شکل ۴ معادلات حاکم بر مدل تبخیر ناگهانی یک مرحله ای در حالت پایدار در جدول ۱ که برای مرحله ز نوشته شده، آمده است.

ضریب انتقال حرارت کلی در هر مرحله است. مقدار آن هم به مقاومت های گوناگون انتقال حرارت واحد بستگی دارد. ضریب انتقال گرما کلی نیز با در نظر گرفتن مقاومت های گرمایی نیز بصورت زیر قابل محاسبه است.

$$U_j = \frac{1}{(h_{bi} + R_w + R_c + R_f)} \quad (6)$$

در این جا R_{bi} مقاومت انتقال گرما داخلی لوله است که از معادله زیر به دست می آید.

$$R_{bi} = \frac{1}{h_{bi}} \left(\frac{OD}{ID} \right) \quad (7)$$

OD و ID قطرهای خارجی و داخلی لوله و h_{bi} ضریب انتقال گرمایی همرفت برای جریان آشفته کامل درون لوله است. با فرض تفاوت دمایی کم بین سطح دیواره و حجم سیال:

$$h_{bi} = E \cdot 0.023 \left(\frac{k}{ID} \right) \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (8)$$

است. در این جا E ضریب بهبود است که برای لوله های صاف برابر یک و برای لوله های بهبود یافته بسته به آرام یا آشفته بودن جریان سیال از ۲ تا ۲۵ در نظر گرفته می شود. Re عدد رینولدز و Pr عدد پرانتل جریان است.

R_w مقاومت دیواره لوله هم از معادله زیر به دست می آید:

$$R_w = \frac{t \cdot OD}{k_w \cdot d_{lm}} \quad (9)$$

k_w رسانایی گرمایی دیواره و t ضخامت آن است. نیز d_{lm} میانگین لگاریتمی اندازه قطرهای خارجی و داخلی لوله است. مقاومت دیواره لوله را می توان با کاهش ضخامت آن و یا افزایش رسانایی گرمایی آن کاهش داد.

R_c هم مقاومت ناشی از تشکیل لایه آب مقطر در بخش بخار است که با محاسبه h_c ضریب انتقال گرما لایه آب مقطر از معادله مشهور ناسلت به دست می آید:

$$h_c = 0.729 \left(\frac{k^3 \rho^2 g \lambda_{fg}}{n \mu OD \Delta T_{fm}} \right)^{0.25} \quad (10)$$

که در آن k رسانایی گرمایی آب مقطر، ρ چگالی آب مقطر، g شتاب جاذبه زمین، λ_{fg} گرمای نهان تبخیر، n تعداد لوله ها در ردیف عمودی، μ ویسکوزیته آب مقطر، OD قطر خارجی لوله و

$$\Delta T_{fm} = T_s - T_w \quad (11)$$

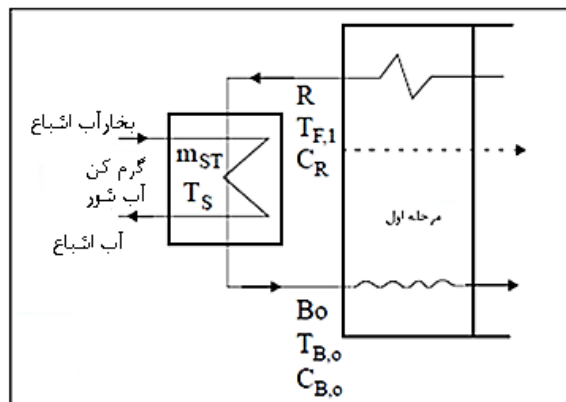
اختلاف دمای دو طرف لایه که T_s دمای بخار اشباع و T_w دمای دیواره خارجی لوله است. خواص آب مقطر به طور معمول در دمای لایه T_{fm} که از معادله ۱۱ محاسبه می شود، مد نظر قرار می گیرد:

$$T_{Bj} = T_{Dj} + BPE + NEA + PL \quad (12)$$

در این معادله BPE افزایش نقطه جوش آب شور نسبت به آب خالص است. همان طور که در ادامه شرح داده می شود، این افزایش تابعی از دما و غلظت آب شور است. NEA حد مجاز غیر تعادلی آفت دماست که برابر با افت دما ناشی از زمان ماند محدود پساب شور در حال تبخیر ناگهانی در اتاقک تبخیر است. PL هم مربوط به افت دما ناشی از تغییر فشار چگالنده و نم زدا است.

مدل گرم کن آب شور

عملکرد گرم کن آب شور، که در شکل ۵ نشان داده شده را می توان با معادله های موجود در جدول ۲ نشان داد.



شکل ۵ بخش های بازیافت و ورود گرما

واحد دارای ۲۲ مرحله است [۷]. آب زلال خروجی واحدهای زلال ساز به وسیله‌ی پمپ‌های توزیع به درون لوله‌های تبخیر کننده شماره ۱۰۴ در مرحله ۲۲ وارد و پس از جذب گرما و خروج از مرحله ۱۸ به دو شاخه تقسیم می‌شود. از این دو یکی تأمین کننده آب جبرانی است و دیگری جهت کنترل دما در آخرین مرحله به عنوان آب خنک کننده یک بار گذر از واحد به بیرون انتقال می‌یابد. میزان معینی از سولفوریک اسید به طور پیوسته به منظور خنثی سازی عناصر قلبیایی و هم چنین جلوگیری از عمل رسوب گذاری در لوله‌های مراحل، چگالنده‌ها و میدل گرمایی گرم کن آب شور به جریان آب جبرانی تزریق و در نتیجه آن مقداری گاز کربن دی اکسید آزاد می‌شود.

برای حذف این گاز آب از درون دستگاه گاززدا عبور داده می‌شود که در آن جا با بهره گیری از ویژگی حالیت بیشتر گاز اکسیژن نسبت به گاز کربن دی اکسید در آب، گاز کربن دی اکسید از سامانه خارج می‌شود. سپس برای حذف گاز اکسیژن آب از درون دستگاه هوازدا که در شرایط خلاء قرار دارد، عبور داده می‌شود. در این مرحله آب هوازدایی شده پس از مخلوط شدن با آب گردش، به وسیله پمپ گردش به سمت لوله‌های تبخیر کننده‌های ۱۰۳، ۱۰۲ و ۱۰۱ (بخش بازیافت گرما) فرستاده می‌شود.

جریان آب گردش درون لوله‌ها برقرار و جریان آب گرم شونده که بخار با فشار کم از آن متصاعد می‌شود، درون هر تبخیر کننده در مجاورت لوله‌ها برخلاف جهت آن در حرکت است. دمای آبی که از لوله‌های تبخیر کننده‌های ۱۰۳ الی ۱۰۱ عبور می‌کند، توسط بخاراتی که از آب جوشیده درون بدنه ظروف فوق متصاعد گشته و به سطح آن‌ها برخورد می‌کند، به تدریج و مرحله به مرحله افزایش می‌یابد و در مقابل خود این بخارات سرد گشته و به آب شیرین تبدیل می‌شوند.

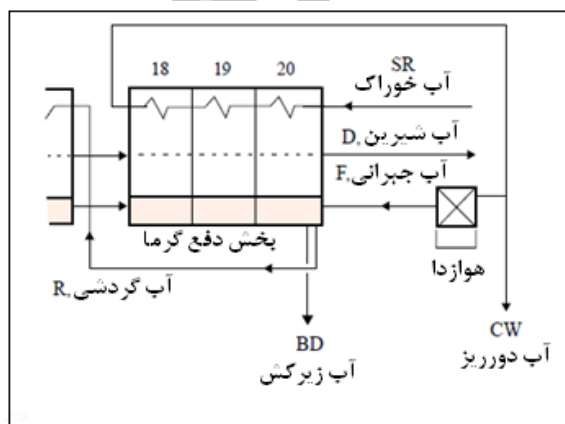
برای اطمینان از حذف اکسیژن باقی مانده، موادی به عنوان اکسیژن زدا مانند سدیم سولفیت به آن نیز افزوده می‌شود. هم چنین در صورت نیاز ترکیب ضدکف^۲ برای جلوگیری یا از بین

جدول ۲ معادلات حاکم بر مدل گرم کن آب شور

شماره معادله	معادله	شرح
۱۳	$B_o = R, C_{B,o} = C_R$	موازنه جرمی آب شور
۱۴	$R \cdot C_{PH} (T_{B,o} - T_{F,i}) = m_{ST} \lambda_{ST}$	موازنه کلی انرژی
۱۵	$\frac{T_S - T_{F,1}}{T_S - T_{B,o}} = \exp\left(\frac{U_H \cdot A_H}{R \cdot C_{PH}}\right)$	معادله انتقال گرما در گرم کن

مدل بخش‌های اختلاط و جدا کننده واحد

مدل سازی بخش‌های اختلاط و جدا کننده واحد، نشان داده شده در شکل ۶ را نیز می‌توان با معادله‌های موجود در جدول ۳ نشان داد.



شکل ۶ بخش‌های اختلاط و جدا کننده واحد

جدول ۳ معادلات حاکم بر مدل بخش‌های اختلاط و جدا کننده واحد

شماره معادله	معادله	شرح
۱۶	$B_{j-1} H_{B,j-1} = B_j H_{B,j} + (B_{j-1} - B_j) H_{Vj}$	موازنه جرمی (آب + نمک) اختلاط
۱۷	$R = F + B_N - BD$	موازنه جرمی اختلاط
۱۸	$R \cdot H_{BR} = (B_N - BD) H_{BN} + F \cdot H_{BDR}$	موازنه انرژی اختلاط
۱۹	$CW = SR - F$	موازنه جدا کننده آب خنک کننده

مورد کاوی واحد آب شیرین کن تقطیری شرکت پالایش نفت آبادان

همان طور که در نمای فرایندی واحد آب شیرین کن تقطیری شرکت پالایش نفت آبادان - پیوست ۱- نشان داده شده است، این

1. Oxygen Scavenger

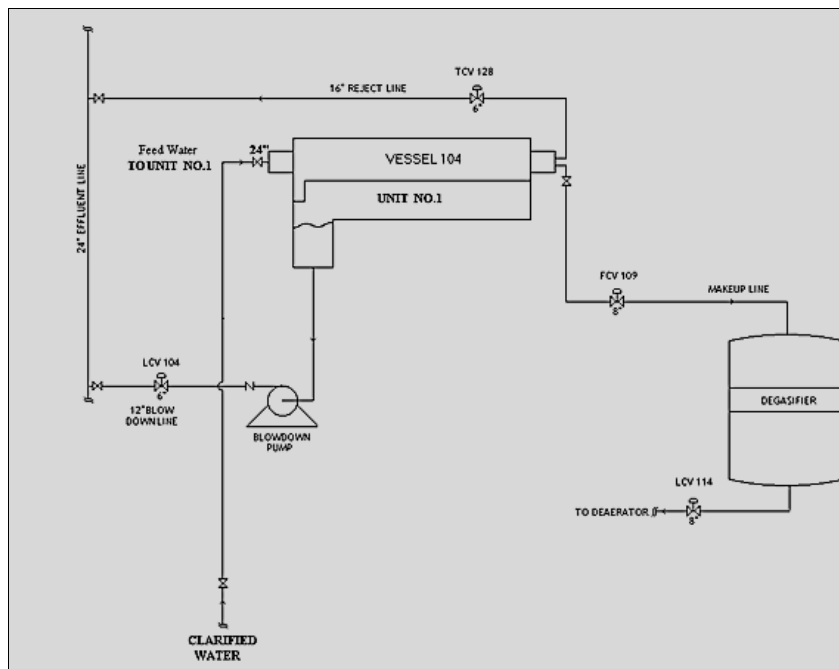
2. Antifoam

۱۰۳ ارسال و این چرخه هم چنان تداوم می‌یابد. به منظور کنترل غلظت آب در گردش، به صورت پیوسته مقداری از آن به عنوان آب زیرکش به وسیله‌ی پمپ‌های مربوطه از سامانه خارج و به فاضلاب صنعتی هدایت می‌شود.

شرح اصلاح فرایندی

در شکل ۷ شمای واحد آب شیرین کن تقطیری شرکت پالایش نفت آبادان در حالت اولیه طراحی آورده شده است. همان طور که در جدول ۴ موازنه جرم و انرژی کلی این واحد در حالت اولیه طراحی نشان داده شده است، از مقدار $1256.5 \text{ m}^3/\text{h}$ آب خوراک ورودی که با دمای 32°C به مرحله پایانی، مرحله ۲۲ تبخیر کننده 104 وارد می‌شود $667 \text{ m}^3/\text{h}$ آن که برابر با 53 درصد آب خوراک ورودی است، با دمای 45.3°C در بخش دفع گرما و به عنوان آب خنک کننده یک بار گذر در مرحله ۱۸ از سامانه خارج می‌شود. بنابراین، در صورتی که سه واحد در سرویس باشند، این رقم به عدد $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ آب زلال پیش تصفیه شده خواهد رسید.

بردن کف‌های ایجاد شده در تبخیر کننده‌ها به آب گردشی تزریق می‌شود. آب گردشی بعد از این که از درون لوله‌های ظروف تبخیر کننده خارج شد، برای رسیدن به حداکثر دمای مورد نظر، وارد گرم کن آب شور می‌شود و به وسیله بخار آب دمای آن تا حد مطلوب افزایش می‌یابد. بخار گرم کننده در مجاورت آب ورودی به مبدل گرمایی، سرد شده، به آب مقطر تبدیل می‌شود و در بخش تحتانی این مبدل جمع آوری و سپس به وسیله‌ی پمپ از آن خارج می‌شود. گرچه در صورت نیاز بخشی از این آب به منظور کاهش دمای بخار آب مصرفی به مبدل می‌شود. آب آماده تبخیر در این بخش را برای تبدیل شدن به بخارات به اتاقک تبخیر ناگهانی نخستین مرحله در تبخیر کننده شماره 101 وارد می‌شود که در شرایط خلاء قرار دارد. بخشی از آب گردشی تبخیر شده، پس از شور باقی مانده ضمن حرکت از این مرحله، به تدریج پس از گذر از تبخیر کننده‌های 102 و 103 به سمت آخرین مرحله در تبخیر کننده 104 که دارای بیشترین میزان خلاء است، روانه شده و به وسیله‌ی پمپ آب گردشی در مرحله ۲۲ از تبخیر کننده خارج و پس از آمیخته شدن با آب جبرانی به سوی مرحله ۱۷ تبخیر کننده



شکل ۷ واحد تبخیر کننده چند مرحله‌ای (MSF) پالایشگاه آبادان پیش از تغییر فرایندی

جذب گرما از مرحله ۷ آن خارج می‌شود. دمای آن به 83.4°C افزایش یافته است. در تبخیر کننده ۱۰۱، آب گردشی به لوله‌های چگالنده مرحله ۶ وارد و در انتهای آن با دمای 105.5°C از آن خارج و به سوی گرم کن آب شور ارسال می‌شود. در گرم کن آب شور با بهره‌گیری از عامل گرم کننده خارجی، در این جا بخار آب، انتقال گرما صورت می‌پذیرد و دمای آب شور گردشی تا 115°C افزایش می‌یابد. برای محاسبه ظرفیت گرمایی، نیز از رابطه ۴ پیوست ۲، در دو دمای ورودی و خروجی و سپس میانگین آن‌ها استفاده شده است.

به همین ترتیب میزان گرمای جذب شده در سه بخش دفع گرما، تبخیر کننده ۱۰۴، بازیافت گرما، تبخیر کننده‌های ۱۰۱، ۱۰۲ و ۱۰۳ و ورود گرما، مبدل گرم کن آب شور، محاسبه و در جدول ۵ نشان داده شده است.

با بهره‌گیری از داده‌های طراحی، میزان نسبت بهره خروجی واحد برابر ۷/۵ است. میزان آب جبرانی $589.5\text{ m}^3/\text{h}$ و میزان آب زیرکش که از تفاضل میزان آب جبرانی از آب شیرین تولیدی به دست می‌آید، برابر با $392.9\text{ m}^3/\text{h}$ است. میزان سیکل تغلیظ واحد هم با توجه به غلظت آب ورودی و آب زیرکش برابر ۱/۵ است. میزان آب گردشی خروجی از پمپ مربوط با توجه به معادله ۱۷، برابر $1571.34\text{ m}^3/\text{h}$ و دما و غلظت این آب به ترتیب برابر 43°C و ۱/۲ درصد محاسبه شده است.

بنابراین، این میزان آب گردشی با دمای محاسبه شده به لوله‌های چگالنده مرحله ۱۸ تبخیر کننده ۱۰۳- به عنوان نخستین مرحله بخش بازیابی گرما- وارد می‌شود و از مرحله ۱۳ آن خارج می‌شود، درحالی که دمای آن به 63.2°C رسیده است. سپس وارد مرحله ۱۲ تبخیر کننده ۱۰۲ بخش دوم بازیابی گرما شده و با

جدول ۴ موازنه جرم و انرژی واحد آب شیرین کن تبخیری

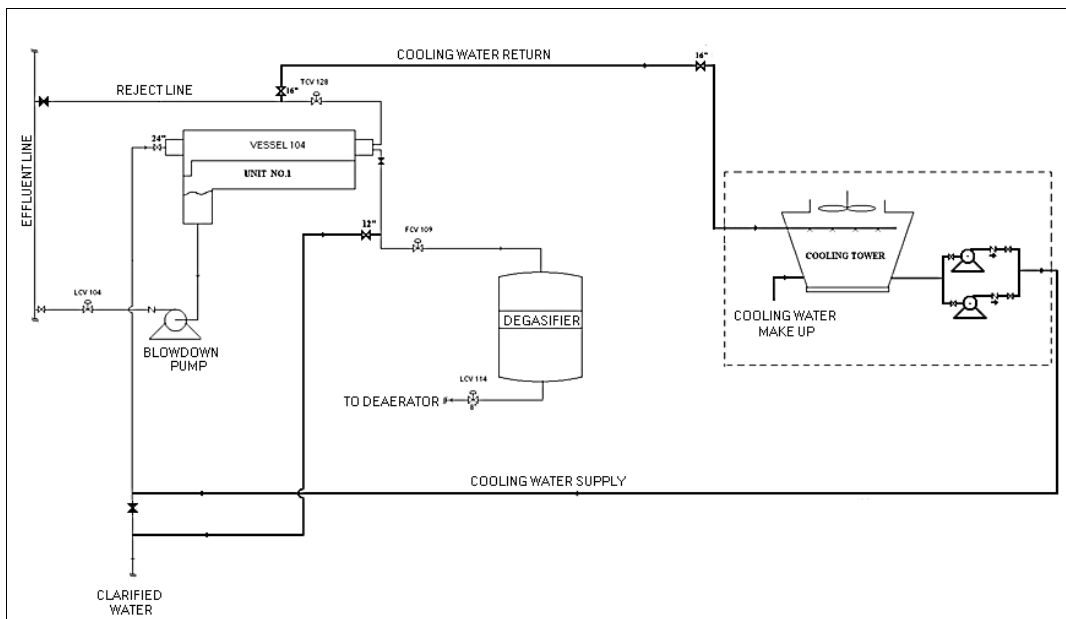
BASIS $h=0$ & 0°C	MATERIAL BALANCE		T($^{\circ}\text{C}$)	kPa	CP(kj/kg. $^{\circ}\text{C}$)	h(kj/kg)	HEAT BALANCE	
	m ³ /hr-in	m ³ /hr-out					MJ/hr-in	MJ/hr-out
FEED WATER IN	1281	-	32.0	377.1	4.15	132.8	170,400	-
HEATING STEAM IN	26	-	260.0	1482.4	-	2948.0	77,370	-
EJECTOR STEAM IN	0	-	260.0	1482.4	-	2948.0	1,009	-
REJECT WATER OUT	-	667	45.3	101.4	4.15	187.9	-	125,513
CONDENSATE OUT	-	26	121.1	377.1	4.20	508.4	-	13,346
DISTILLATE OUT	-	197	41.3	377.1	4.19	173.1	-	34,070
BLOW DOWN OUT	-	393	41.9	101.4	4.11	172.2	-	67,812
VACUUM DRAINS OUT	-	25	41.2	101.4	4.16	171.2	-	4,291
RADIATION & VENT LOSS	-	-	-	-	-	-	-	3,748
TOTAL	1308	1308					248,779	248,779

جدول ۵ محاسبه میزان گرمای جذب شده در سه بخش دفع گرما، بازیافت گرما و ورود گرما

	Stages		Tin, $^{\circ}\text{C}$	Tout, $^{\circ}\text{C}$	Heat Capacity, CP		R, m ³ /hr	Heat absorbed, MJ/hr
	Stage-in	Stage-out			kJ/kg. $^{\circ}\text{C}$ -in	kJ/kg. $^{\circ}\text{C}$ -out		
Vessel 103	18	13	43.2	63.2	4.18	4.18	1,571.3	131,614.0
Vessel 102	12	7	63.2	83.4	4.18	4.20	1,571.3	133,505.8
Vessel 101	6	1	83.4	105.5	4.20	4.22	1,571.3	146,373.7
Brine Heater	-	-	105.5	115.0	4.22	4.24	1,571.3	63,265.5
Vessel 104	22	19	32.0	45.3	4.18	4.18	1,256.8	69,814.7
TOTAL								

یافته آب جبرانی، دمای خروجی هر کدام از این تبخیر کننده ها و در نهایت افزایش بار مبدل گرم کن آب شور به منظور جبران افت دمای آب جبرانی محاسبه می شود. این محاسبه برای سایر مراحل نیز انجام پذیرفته و نتیجه در جدول ۶ آورده شده است. بدین ترتیب در تبخیر کننده ۱۰۱، آب گردش پس از خروج از لوله های چگالنده در مرحله ۱ با دمای 100.5°C به سوی گرم کن آب شور ارسال می شود. بنابراین افزایش بار گرم کن آب شور برای رساندن دمای آب شور گردش تا 115°C مورد نیاز است. در این حالت کل گرمای مورد نیاز در گرم کن آب شور برابر 96115 MJ/h و میزان بخار آب مورد نیاز 39.3 ton/h به دست می آید. بنابراین، مقدار مصرف بخار آب واحد در شرایط مساوی تولید، 13.1 ton/h افزایش یافته است.

شکل ۸ شمای واحد آب شیرین کن تقطیری اصلاح یافته پالایشگاه آبادان را نشان می دهد. در این حالت تأمین آب خنک کننده بخش دفع گرما از حالت یک بار گذر اولیه خارج شده و با بهره گیری از برج خنک کننده به صورت گردش در آمده است. در این حالت، دمای آب جبرانی برابر با دمای آب خوراک ورودی شده و با توجه به لزوم حفظ ظرفیت تولید واحد و ثابت نگهداشتن شرایط واحد تغییرات زیر مشاهده می شود. دمای آب گردش خروجی از پمپ مربوطه، با توجه به دمای 32°C آب جبرانی و دمای 42°C آب دمای آب گردش خروجی از مرحله آخر برابر 38.2°C است. در این مرحله با فرض ثابت بودن بار گرمایی بخش بازیافت گرما، در تبخیر کننده های ۱۰۱، ۱۰۲ و ۱۰۳ با توجه به دمای کاهش



شکل ۸ واحد تبخیر کننده چند مرحله ای (MSF) پالایشگاه آبادان پس از تغییر فرایندی

جدول ۶ محاسبه دمای خروجی در در تبخیر کننده های ۱۰۱، ۱۰۲ و ۱۰۳ بازیافت گرما

	Stages		Tin, °C	Tout, °C	Heat Capacity, CP		R, m ³ /hr	T Calculated (°C)
	Stage-in	Stage-out			kJ/kg. °C-in	kJ/kg. °C-out		
Vessel 103	18	13	38.2	58.2	4.18	4.18	1,571	58.2
Vessel 102	12	7	58.2	78.4	4.18	4.19	1,571	78.4
Vessel 101	6	1	78.4	100.5	4.19	4.22	1,571	100.6

نتیجه گیری

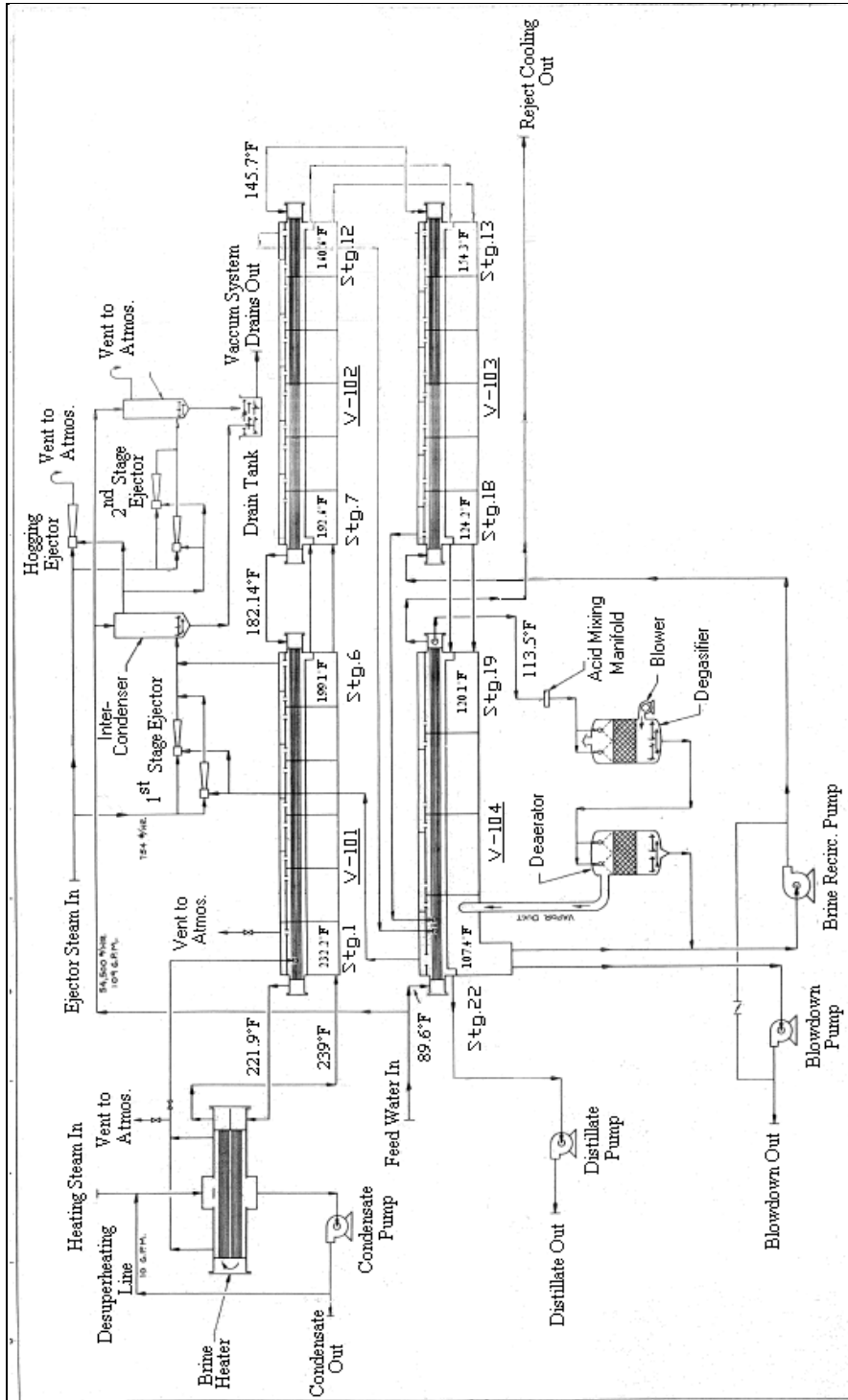
نتیجه‌های به دست آمده از این پژوهش کاربردی به اجرای پیشنهاداتی برای اصلاح در واحد آب شیرین کن تقطیری پالایشگاه صورت پذیرفت که در آن با تأمین آب خنک کننده بخش دفع گرما از حالت یک بار گذر اولیه خارج و با بهره‌گیری از برج خنک کننده به صورت گردشی در آمده است. این اصلاح که برای نخستین بار در واحدهای آب شیرین در سطح کشور صورت پذیرفته نتیجه‌های عمده زیر را در برداشت:

- ۱- اجرای عملی نتیجه‌های این مطالعه در هر یک از سه واحد آب شیرین تبخیری پالایشگاه، به میزان ۵۲ درصد برابر با ۶۶۷ مترمکعب در ساعت در مصرف آب خوراک و هم چنین در نرخ آب دورریز واحد صرفه جویی به دنبال داشته است.
- ۲- این تغییر فرایندی به میزان ۱۳ تن در ساعت، به میزان ۵۰ درصد مصرف بخار آب هر واحد را در بار نامی واحد افزایش می‌دهد که با توجه به وجود بخار آب کم فشار مازاد در سایت و هم چنین ظرفیت مناسب پمپ‌های آب مقطر، مشکلی در روند واحد ایجاد نموده است.

۳- در فرایندهای تقطیری (گرمایی) شیرین سازی آب شور به ویژه فرایند تبخیر ناگهانی چند مرحله‌ای، بخش بزرگی از آب خوراک ورودی به عنوان آب خنک کننده به منظور بهره‌گیری از گرمای محسوس آب برای جذب گرمای نهان از آب شیرین تولیدی از واحد دور ریخته می‌شود. اهمیت این موضوع شاید در واحدهایی که در کنار دریا نصب شده‌اند و به منابع عظیم آب دسترسی دارند به چشم نیاید، اگرچه انتقال حجم بالای آب، تصفیه مقدماتی، تزریق کلر برای ضد عفونی آب و هم چنین برگشت به دریا با توجه به لزوم رعایت ملاحظات زیست محیطی هزینه‌های بالایی را به سامانه تحمیل خواهد نمود. بنابراین، به طور مشابه، با بهره‌گیری از سامانه برج خنک کننده و تغییر سامانه آب خنک کننده به صورت گردشی برای آب شیرین کن‌هایی که در کنار رودخانه‌ها نصب بوده و بیش از نیمی از آب ورودی پس از تصفیه مقدماتی و فرایند زلال سازی از واحد دور ریخته می‌شود، می‌توان صرفه جویی قابل توجهی در مقدار مصرف آب خوراک به دست آورد.

مراجع

- [1] Marcuello, F.; "Thermoeconomic Analysis and Simulation of a Combined Power and Desalination Plant", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Zaragoza, Spain, 2000.
- [2] Kullab, A.; "Desalination Using Membrane Distillation Experimental and Numerical Study", PhD Thesis, Division of Heat and Power Technology, Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology, 2011.
- [3] Lian-ying, Wu.; Sheng-nan, Xiao.; Advances in Materials Physics and Chemistry, 2, 200-205, 2012.
- [4] Al-shayji, K.A.; "Modeling, Simulation, and Optimization of Large Scale Commercial Desalination Plant", PhD Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 1998.
- [5] Semiat, R.; Environmental Science & Technology, 42 (22) 8193-8201, 2008.
- [6] Shah, B.; "Solar Energy: The Ultimate Renewable Resource ", India Institute of Technology, India, 2010.
- [7] Water Desalination Plant Engineering Book, Abadan Oil Refining Company, Abadan, Iran, 1980.



پیوست ۱ نمودار PFD واحد آب شیرین کن تقطیری شرکت پالایش نفت آبادان [۷]

ردیف	ویژگی	واحد	دامنه	رابطه	پیشنهاد دهنده
۱	چگالی آب شور	lb/ft ³	0-26 %	$\rho_b = 62.707172 + 49.364088 C_b - 0.43955304 \cdot 10^{-2} T_b - 0.032554667 C_b T_b - 0.46076921 \cdot 10^{-4} T_b^2 + 0.63240299 \cdot 10^{-4} C_b T_b^2$	Mothershed, 1966
۲	گرانروی	N.S/m ²	0-20 %	$\mu_b = (1.745 + 2.5 C_b) 10^{-3} - (5.26 + 4C_b) 10^{-5} T_b + 9 \cdot 10^{-7} T_b^2 - 8 \cdot 10^{-9} C_b T_b^3 + 3 \cdot 10^{-11} T_b^4$	Lewis & Randal, 196
۳	رسانایی گرمایی	W/mk	0-20 %	$k_b = (0.569118 + 0.00184086 T_b - 7.289 \cdot 10^{-6} T_b^2)(1 - 0.2 C_b)$	Lewis & Randal, 196
۴	ظرفیت گرمایی	BTU/lb°F	0-20 %	$CP_b = [1.0 - C_b (0.011311 - 0.0000146 T_b)] [1.0011833 - 6.1666652 \cdot 10^{-5} T_b + 1.3999989 \cdot 10^{-7} T_b^2 + 1.33333336 \cdot 10^{-9} T_b^3]$	Bromley et al., 1970
۵	فشار بخار	mm Hg	<441 °K	$\ln p_s = 23.196452 - 3816.44 / (T - 46.13)$	Antoine
۶	فشار بخار	mm Hg	>441 °K	$\ln P_s = 60.228852 - 68695 / T - 5.115 \ln T + 7.875 \cdot 10^{-3} P_s / T^2$	Harlacher & Braun
۷	انفجارت دما در زیر زنا	°F	-	$\Delta T_L = \exp(1.885 - 0.0263 T_{D,j})$	Omar, 1981
۸	NEA	°F	-	$NEA = (352)(H_j)^{1.1} (\Delta T_{B,j})^{-0.325} (\omega_j \cdot 10^{-3})^{0.5} (T_{D,j})^{-2.5}$	Burns & Roe, 1981
۹	BPE	°F	-	$BPE = [565.757/T_k - 9.81559 + 1.54739 \ln T_k - (337.178/T_k - 6.41981 + 0.922753 \ln T_k) C + (32.681/T_k - 0.55368 + 0.079022 \ln T_k C^2)] \{ C/(266919.6 T_k - 379.669/T_k + 0.334169) \} \cdot 1.8$	Friedrich & Hafford 1971
۱۰	آنتالپی	BTU/lb	-	$H_b = a_1 (T_b - T^*) + a_2 (T_b - T^*)^2 + a_3 (T_b - T^*)^3 + a_4 (T_b - T^*)^4 + a_5 (T_b - T^*)^5$ $a = 1 - C_b \cdot 0.01131, a_1 = a \cdot 1.0011833, a_2 = (1.1473561 \cdot 10^{-5} - 6.1666652 \cdot 10^{-5} \cdot a)/2$ $, a_3 = (1.3999989 \cdot 10^{-7} - 7.0669983 \cdot 10^{-10} \cdot a)/3, a_4 = (1.33333336 \cdot 10^{-9} - 1.6043987 \cdot 10^{-12} \cdot a)/4$ $, a_5 = 1.5296 \cdot 10^{-14}/5, T^* = 273.15 \text{ } ^\circ\text{K}$	-

پیوست ۲ معادلات کمکی [۱ و ۶]

نمادها و علائم اختصاری جدول های ۱، ۲ و ۳

Bj, kg/h	دبی جرمی آب در حال تبخیر در مرحله ج
Hbj, kJ/kg	آنتالپی آب گردشی در مرحله ج
Hvj, kJ/kg	آنتالپی بخار آب اشباع در مرحله ج
Dj, kg/h	دبی جرمی آب شیرین در مرحله ج
CB,j, %	میزان غلظت نمک در مرحله ج
R, kg/h	دبی جرمی آب گردشی
CPRj, J/kg.K	ظرفیت گرمایی آب شور خنک کننده
J/kg.K., CPDj	ظرفیت گرمایی آب شیرین تولیدی
CPBj, J/kg.K	ظرفیت گرمایی پساب شور در حال تبخیر
T*, K	۲۷۳.۱۵
TF,j, TD,j & TB,j, K	دمای آب شور خنک کننده، شیرین و پساب شور مرحله ج
Bo, kg/h	دبی جرمی آب گردشی خروجی از گرم کن
CB,o,%	غلظت نمک در آب گردشی خروجی از گرم کن
CR,%	غلظت نمک در آب گردشی ورودی به گرم کن
TB,o, K	دمای آب گردشی خروجی از گرم کن
CPH, J/kg.K	ظرفیت گرمایی متوسط آب گردشی ورودی به گرم کن
mST, kg/h	جرم بخار آب ورودی به گرم کن
λST, kJ/kg	گرمای نهان تبخیر بخار آب ورودی به گرم کن
UH, W/m2.C	ضریب کلی انتقال حرارت گرم کن
AH, m2	سطح کلی تبادل حرارت گرم کن
TS, K	دمای اشباع بخار ورودی به گرم کن
BN, kg/h	دبی جرمی آب گردشی در آخرین مرحله بخش دفع گرما
BD, kg/h	دبی جرمی آب زیرکش
HbR, HbDR & HbN, kJ/kg	آنتالپی پساب شور خروجی بخش دفع گرما، آب گردشی و آب خروجی هوازدا
CW, kg/h	دبی جرمی آب خنک کننده
F, kg/h	دبی جرمی آب جبرانی
SR, kg/h	دبی جرمی آب خوراک ورودی به واحد

Modeling and optimization of cooling water consumption in the multi stage flash distillation process

M.R. Jafari-Nasr^{1,*} K. Bakhtari² and I. Khoshrou³

1. Prof. of Chemical Engineering, Department of Chemical Engineering, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran
2. Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran
3. PhD student in Energy Engineering, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

Received: October 2014, Revised: February 2015, Accepted: April 2015

Abstract: In the multi stage flash distillation type of brackish water desalination, the main stream supply feed water is rejected. This water actually is the cooling water which adsorbs the latent heat of vapors of the recirculating boiling brine in the heat rejection evaporator and leads to produce distillate water. In the industries like petroleum refineries, which are located beside the rivers, raw water after pretreatment and clarification with coagulants and other chemicals, now named clarified water, goes to water desalination plant as feed water. The return of more than 50 percent of the treated water to the river with around 14°C temperature increase which is not acceptable and considered as waste. Nevertheless, by using cooling tower system, it can be recycled in this process. This paper represents optimization of water desalination process in a petroleum refinery as a case study, where for the first time; the result of this study has been performed. In this research, it is clearly shown that how by using of proper data gathering, modeling and simulation of process with appropriate use of equations and employment of the basic concepts of thermodynamic a significant saving can be achieved. It is found that for each of three exist thermal desalination plants up to 52 percent of feed water, i.e.; 667 m³/h and same amount of reject water can be conserved. Though, with this modification, the unit steam consumption has been increased up to 13 ton/h, about 50 percent of design.

Keywords: Flux, Fouling, Membrane, Microfiltration