

## طراحی و مدلسازی ریاضی سیستم آب شیرین کن چند مرحله‌ای (MED) با قابلیت کاربرد در نیروگاه بخاری و صنایع مشابه

مهرزاد ارجمندی<sup>۱</sup>، مجید پاکیزه<sup>۲\*</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی شیمی، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

<sup>۲</sup> دانشیار مهندسی شیمی، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

دریافت: ۹۱/۹/۵ پذیرش: ۹۲/۱/۱۸

### چکیده

یکی از روش‌های تولید آب شیرین در مناطقی که با کمبود آب آشامیدنی، کشاورزی و یا صنعتی مناسب مواجه هستند به کارگیری آب شیرین‌کن‌های حرارتی چند مرحله‌ای<sup>۱</sup> برای شیرین‌سازی آب دریاست که به روش تبخیری-تقطیری عمل می‌کنند. دمای آب دریای ورودی به همراه سایر عوامل از مهمترین پارامترهای تاثیر گذار بر روی راندمان این سیستم‌ها می‌باشد. در این مطالعه، برای افزایش راندمان سیستم MED، طرحی جدید ارائه شده است. این سیستم جدید مجهز دو کندانسور و یک مبدل حرارتی بوده و به منظور افزایش دمای خوراک ورودی استفاده می‌شود. همچنین با این طراحی جدید، علاوه بر کاهش میزان بخار مصرفی، به واسطه چگالش بخار خروجی از فلاش تانک در کندانسور اضافه شده به سیستم، میزان آب شیرین تولیدی افزایش می‌یابد. به منظور بررسی و مطالعه تاثیر پارامترهای مختلف بر روی کارایی فرآیند و ارزیابی عملکرد آن، سیستم جدید با استفاده از نرم‌افزار متلب<sup>۲</sup> با در نظر گرفتن روابط موازنه‌های جرم و انرژی، مدلسازی ریاضی شده است. نتایج مدلسازی نشان داد که با استفاده از این طرح جدید برای سیستم چند مرحله‌ای با تعداد مراحل پایین، نسبت بهره‌وری<sup>۳</sup> بیش از یک واحد و در تعداد مراحل بالا بیش از ۳/۵ واحد افزایش می‌یابد. همچنین با توجه به نتایج بدست آمده، دمای بخار ورودی به اولین مرحله ۶۰ °C انتخاب شده است. با توجه به فاکتور غلظت و بازده ترموکمپرسور تعداد مراحل بهینه ۳ مرحله می‌باشد. در صورتی که سیستم جدید با همان نسبت بهره‌وری سیستم قدیمی کار کند، با اعمال سیستم جدید، تعداد مراحل به ۲ مرحله کاهش می‌یابد.

**کلمات کلیدی:** آب شیرین کن چند مرحله‌ای، ضریب عملکرد، آب دریا، مدلسازی ریاضی، نیروگاه بخاری

\* pakizeh@um.ac.ir

<sup>1</sup> multi effect desalination (MED)

<sup>2</sup> MATLAB

<sup>3</sup> performance ratio (PR)

## مقدمه

امروزه موضوع شیرین سازی آب دریاها و اقیانوس‌ها مورد توجه اکثر کشورها قرار گرفته است [۱]. حدود ۷۱٪ از سطح زمین پوشیده از آب است [۲]. وقتی صحبت از نیاز بشریت به آب می‌شود، این نیاز صرفاً نیاز به آب آشامیدنی نیست. زیرا صنایع مختلفی وجود دارند که نیازمند آبی با املاح کم می‌باشند. از جمله این صنایع می‌توان به نیروگاه بخاری اشاره کرد. کمبود آب شیرین، زندگی، کشاورزی و صنعت کشورها را با مشکل روبرو می‌کند. اقیانوس‌ها و دریاها منابع عظیم آب در جهان هستند اما درصد وزنی بالای ناخالصی، استفاده مستقیم از این آبها را برای مصارف مختلف مشکل ساز کرده است. آبهای زیر زمینی یک منبع بزرگ آب هستند اما این آبها نیز دارای ناخالصی‌هایی می‌باشند. البته باید توجه نمود که میزان این ناخالصی‌ها به موقعیت جغرافیایی منطقه مربوط می‌شود. امروزه به کمک روش‌های مختلف تهیه آب شیرین، امکان تولید آب شیرین در حجم‌های زیاد وجود دارد. هر کدام از این روش‌ها به انرژی نیاز دارند که این انرژی می‌تواند از طریق انرژی الکتریکی، مکانیکی و یا گرمایی تأمین گردد. به طور کلی روش‌های موجود را می‌توان به دو دسته روش‌های حرارتی و غشایی تقسیم کرد [۳]. انتخاب بهترین روش شیرین‌سازی آب بستگی به موقعیت، شرایط جغرافیایی منطقه، هزینه اولیه موجود و فاکتورهای مختلف دیگر دارد. آب تولیدی روش‌های حرارتی غلظتی حدود ۵۰-۱ ppm دارد در حالی که کیفیت تولیدی روش اسمز معکوس<sup>۱</sup> در حد ۵۰۰-۱۰ ppm می‌باشد [۴]. مریم علیشیری و همکاران [۵] به بررسی مفهومی فرآیندهای شیرین‌سازی و ارائه الگوریتمی برای انتخاب بهترین سیستم شیرین‌سازی آب دریا پرداختند و صرفاً نمی‌توان در مورد برتری یک روش بر روش دیگر اظهار نظر کرد.

سیستم تبخیرکننده چند مرحله‌ای (MED)، سیستمی است که از انرژی گرمایی استفاده می‌کند و جزء فرآیندهای حرارتی محسوب می‌شود. این سیستم اولین و مهمترین روش تولید آب خالص از آب دریا می‌باشد که تحت خلاء کار می‌کند و اساس کار آن چگالش بخارات حاصل از آب دریا در سیستم می‌باشد. برای ایجاد خلاء می‌توان از یک ترموکمپرسور استفاده کرد که می‌تواند به صورت حرارتی عمل کند. سیستم MED مورد مطالعه در این تحقیق مجهز به ترموکمپرسور در نظر گرفته شده است زیرا انرژی مصرفی و همچنین هزینه ساخت، تعمیر و نگهداری آن بسیار کمتر از یک کمپرسور مکانیکی است.

در سیستم تبخیر کننده چند مرحله‌ای، دو خط جریان به سیستم وارد می‌شود که یکی مربوط به بخار مورد استفاده سیستم و دیگری نیز آب دریا می‌باشد. این بخار می‌تواند به روش‌های مختلفی تأمین شود. در مناطقی که دمای هوا بسیار بالاست و امکان ذخیره سازی انرژی خورشیدی وجود دارد از یک کلکتور خورشیدی استفاده شده و بخار سیستم تأمین می‌شود. کاظمیان و همکاران [۶] ضمن بررسی این سیستم، تحلیل عددی آن را نیز انجام دادند. آیباز [۷] نیز استفاده از انرژی هدر رفته را جهت استفاده به عنوان منبع انرژی سیکل‌های MED پیشنهاد کرد و آنالیز ترمودینامیکی سیکل پیشنهادی خود را به کمک حل معادلات بقای جرم و انرژی انجام داد. به طور کلی در سیستم‌های MED مرسوم، بخار مورد استفاده در این سیستم‌ها می‌تواند توسط یک بویلر تحت فشار و دمای بالا تأمین شود. در سیستم MED، بخاری که از بویلر خارج می‌شود به داخل ترموکمپرسور هدایت

<sup>1</sup> RO

شده که این ترموکمپرسور به علت داشتن نازل درون خود یک افت فشار ایجاد خواهد کرد و از آنجا که قسمت مرکزی آن به کندانسور متصل است، به علت افت فشار ایجاد شده مقداری بخار از داخل کندانسور اول مکش شده و این باعث ایجاد خلاء در سیستم می‌شود. بخار اولیه و بخار مکش شده توسط ترموکمپرسور به شرایط دما و فشار ورودی به اولین مرحله می‌رسند. از طرف دیگر آب دریا (خوراک)، نیز که توسط کندانسور پیش‌گرم می‌شود به داخل هر مرحله تزریق می‌شود و توسط بخارات ورودی که در اولین مرحله وارد لوله‌ها شده‌اند تبخیر ناگهانی<sup>۱</sup> می‌شود. همچنین بخارات موجود در لوله‌ها نیز کندانس خواهند شد. بخار حاصل در مرحله اول پس از عبور از مه‌زدا<sup>۲</sup> به سمت مرحله دوم هدایت می‌شود. این بخار با داشتن دمایی کمتر از دمای بخار ورودی به سیستم، قادر است در مرحله دوم باعث تبخیر آب دریای ورودی شود و این از ویژگی‌های مهم سیستم MED می‌باشد. زیرا در هر مرحله همراه با دما، فشار نیز کم می‌شود و این باعث می‌شود تا در یک سیستم MED تنها بخار اولین مرحله تامین شود و بخار مراحل بعدی با توجه به مکانیسم دستگاه تامین می‌شود. این فرآیند از مرحله دوم تا مرحله آخر ادامه پیدا می‌کند و بخار خروجی از مرحله آخر وارد کندانسور می‌شود. در اینجا ترموکمپرسور کمی از این بخار را مکش می‌کند و ما بقی بخار موجود در کندانسور توسط آب دریای ورودی کندانس می‌شود. توجه شود که آب دریای ورودی باید به میزان کافی وارد شود تا تمام بخارات موجود در کندانسور را کندانس کند و این میزان آب دریا با توجه به دمای آب دریا در زمان‌های مختلف متفاوت است. از طرفی همواره سیستم برای یک ظرفیت مشخص به یک میزان آب مشخص نیاز دارد، پس بخشی از آب دریای ورودی دوباره به دریا باز گردانده می‌شود.

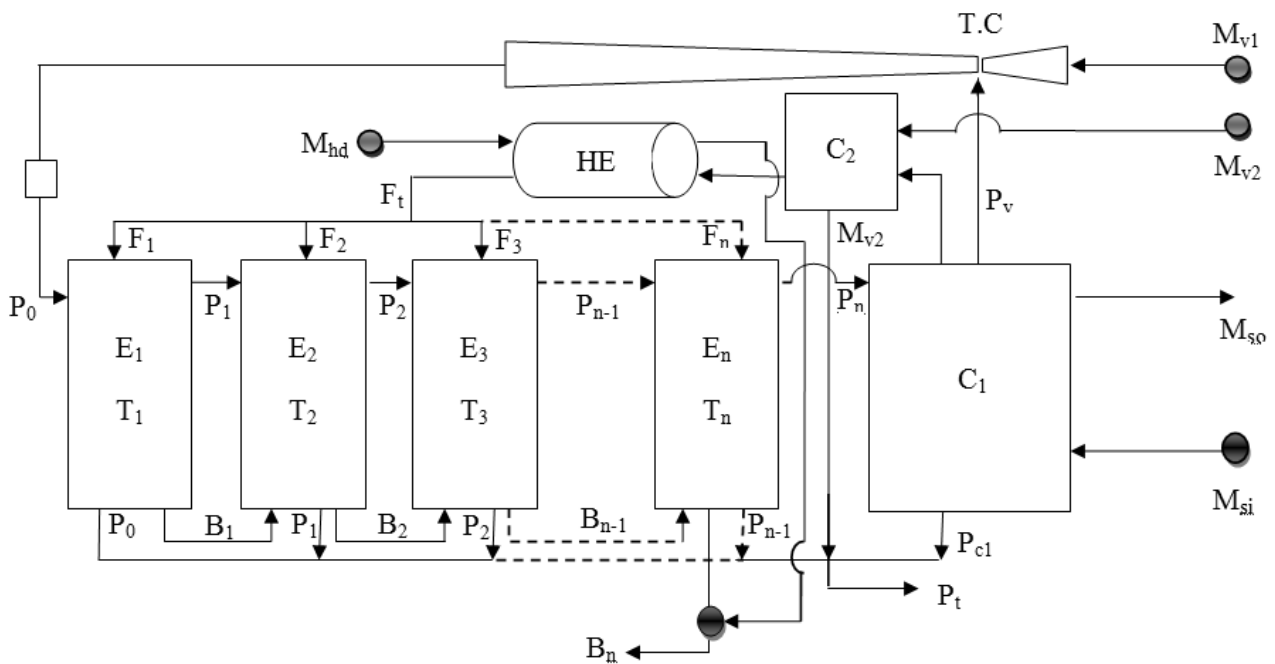
در تحقیق حاضر، سیستمی پیشنهاد و مدلسازی ریاضی گردیده است که مجهز به دو کندانسور و یک مبدل حرارتی می‌باشد در این حالت آب دریا قبل از ورود به مراحل به خوبی پیش‌گرم می‌شود. در نیروگاه بخاری دو واحد اصلی به منظور تامین انرژی سیستم MED موجود است که میتوان در این واحدها انرژی‌های هدر رفته را بازیابی نمود. مورد اول مربوط به بخار اضافی است که از فلاش تانک‌ها اتلاف می‌شود و دیگری نیز آب داغی است که دارای دمای  $80^{\circ}\text{C}$  می‌باشد و به آب Hot Drain معروف است که نه تنها می‌توان از انرژی این آب استفاده کرد بلکه این آب به علت داشتن دمای به نسبت بالا، برای تخلیه به دریا مشکلات زیست محیطی را به همراه دارد. بنابراین گرفتن انرژی از این آب نه تنها باعث افزایش راندمان سیستم MED خواهد شد بلکه مشکل تخلیه آن به دریا را نیز مرتفع می‌کند. همچنین، در صورتی که هر کدام از این منابع در اختیار نباشند، استفاده از یکی از این دو منبع و منابع انرژی هدر رفته‌ای مشابه این انرژی‌ها که منجر به افزایش دمای خوراک شود موجب افزایش راندمان می‌شود.

### تحلیل ریاضی و مدلسازی سیستم MED

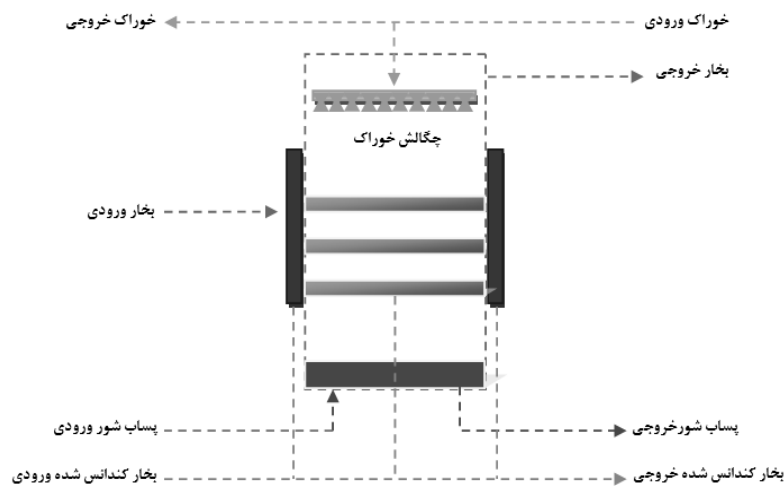
شکل ۱ طرح سیستم MED پیشنهادی در این مطالعه را نشان می‌دهد که به منظور افزایش راندمان بیشتر طراحی شده است. مشخصات سیستم و جریان‌های مختلف در جدول ۱ ارائه شده است. همچنین جریان‌های ورودی و خروجی نیز برای یک مرحله در شکل ۲ نشان داده شده است.

<sup>1</sup> flash vaporization

<sup>2</sup> demister



شکل ۱. طرح پیشنهادی سیستم MED در این مطالعه :  $C_2$  و  $C_1$  کندانسور،  $E$  تبخیر کننده،  $F$  خوراک،  $HE$  مبدل حرارتی،  $T.C$  ترموکمپرسور،  $B_n$  پساب شور،  $P_t$  محصول،  $M_{si}$  و  $M_{so}$  پساب شور ورودی و خروجی،  $M_{v1}$  و  $M_{v2}$  بخار ورودی و خروجی



شکل ۲. جریان های ورودی و خروجی برای یک مرحله

قبل از بررسی معادلات حاکم بر سیستم، توجه به این نکته ضروری است که، خوراک ورودی به کندانسور دوم، بخار پرت حاصل از فلاش تانکها و آب دریایی است که از کندانسور اول خارج شده است و از آنجا که در کندانسور دوم یک فرآیند تغییر فاز رخ می دهد جهت جریان های آب دریا و بخار اتلافی جهت کندانس حائز اهمیت نیست.

اما در مبدل حرارتی که بعد از کندانسور تعبیه شده است، و ورودی‌های آن، آب دریا و آب Hot Drain می‌باشد، بهتر است که جریان‌ها به صورت متقابل وارد شوند که این امر باعث افزایش میزان انتقال حرارت می‌شود. همچنین توجه شود که هر چند در کندانسور دوم به میزان ۱۵ ton/hr آب کندانسه به عنوان محصول می‌گیریم اما دلیل اصلی به کار بردن کندانسور دوم و مبدل حرارتی افزایش دمای آب دریا ورودی به مراحل می‌باشد و پس از محاسبات ریاضی مشخص شد که نوع چیدمان دستگاه‌ها باید به همان صورتی که در شکل ۱ نشان داده شده است باشد. این چیدمان، دمای آب دریا را به میزان بیشتری افزایش خواهد داد و بیشترین بازدهی را به دنبال خواهد داشت.

به منظور مدلسازی سیستم، معادلات بقای جرم و انرژی برای هر یک از مراحل، کل سیستم و همچنین کندانسور نوشته شده است و سپس با توجه به بعضی از معلومات و ثوابت، معادلات حاکم حل خواهد شد و نحوه تغییرات فاکتورهای مختلف مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت. برای این منظور ابتدا فرضیات حاکم بر مسئله و سپس معادلات حاکم بر سیستم نوشته می‌شود:

۱. در هر مرحله از افت حرارتی سیستم صرف نظر می‌شود.
  ۲. بخارهایی که در هر مرحله تولید می‌شوند عاری از نمک می‌باشند.
  ۳. از صعود نقطه جوش صرفه نظر می‌شود. ( $BPR = 0$ )
  ۴. سیستم به صورت پایا می‌باشد.
  ۵. اختلاف دمای هر دو مرحله مجاور یکسان و برابر  $\Delta T$  در نظر گرفته می‌شود که  $\Delta T$  برابر است با اختلاف دمای بخار ورودی به اولین مرحله منهای دمای خوراک ورودی تقسیم بر تعداد مراحل منهای یک [۸].
- از آنجا که جهت گرمایش بیشتر آب دریا در هر مرحله به منظور سهولت در تبخیر، پساب شور<sup>۲</sup> مراحل قبلی وارد مراحل بعدی می‌شود و مرحله اول دارای چنین ورودی نیست پس موازنه‌های جرم و انرژی مرحله اول به صورت جداگانه نسبت به بقیه مراحل نوشته خواهد شد.

موازنه جرم و انرژی مرحله اول:

$$P_0 = M_{v1} + P_v \quad (1)$$

$$X_b \cdot B_1 = X_{F1} \cdot F \quad (2)$$

$$P_0 \cdot \lambda_{v1} = F_1 \cdot C_p(T_F, X_F) \cdot (T_1 - T_F) + P_1 \cdot L_1 \quad (3)$$

موازنه جرم و انرژی مرحله n ام:

$$B_n = \sum_{i=1}^N (F_i - P_i) \quad (4)$$

$$(X_b - X_{Fn}) \cdot F_n = P_n \cdot X_b \quad (5)$$

$$P_{n-1} \lambda_{vn-1} + \left( \sum_{i=1}^{n-1} (F_i - P_i) \right) C_{pb} (T_{n-1} - T_n) = F_n C_{pF} (T_F, X_F) (T_n - T_F) + P_n \lambda_{vn} \quad (6)$$

معادلات دیگر:

<sup>1</sup> Boiling point rise

<sup>2</sup> brine



$$\Delta T = \frac{T_S - T_F}{N + 1} \quad (7)$$

$$T_1 = T_S - \Delta T \quad (8)$$

$$T_i = T_{i-1} - \Delta T \quad (9)$$

$$(10)$$

$$P_T = M_{v2} + P_{c1} + P_v + \sum_{i=1}^{N-1} P_i$$

$$P_n = P_v + P_{c1} \quad (11)$$

$$PR = \frac{P_T}{P_0} \quad (12)$$

$$P_{c1} \cdot \lambda_{c1}(T_N) = M_{Si} \cdot C_P(T, x) \cdot (T_{F1} - T_{Si}) \quad (13)$$

$$(14)$$

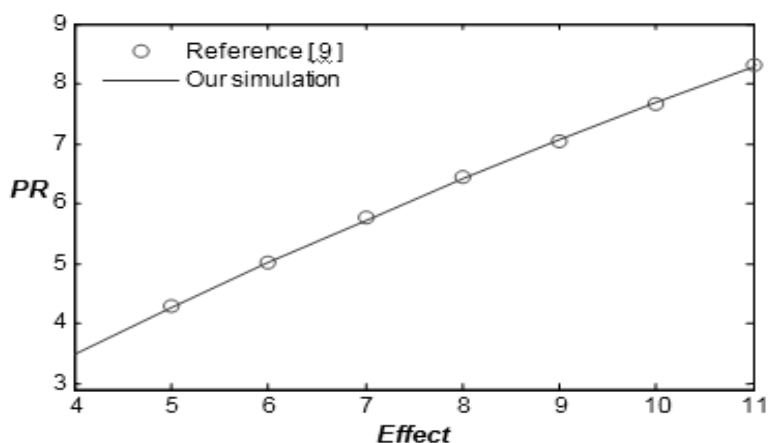
$$M_{V2} \cdot \lambda_{V2}(T_{V2}) = F \cdot C_P(T_{F1}, x) \cdot (T_{F2} - T_{F1})$$

$$C_P(T_{hd}, x) \cdot (T_{hd} - T_F) = C_P(T_{F2}, x) \cdot (T_F - T_{F2}) = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (15)$$

الگوریتم حل معادلات فوق نیز در شکل ۳ نشان داده شده است.

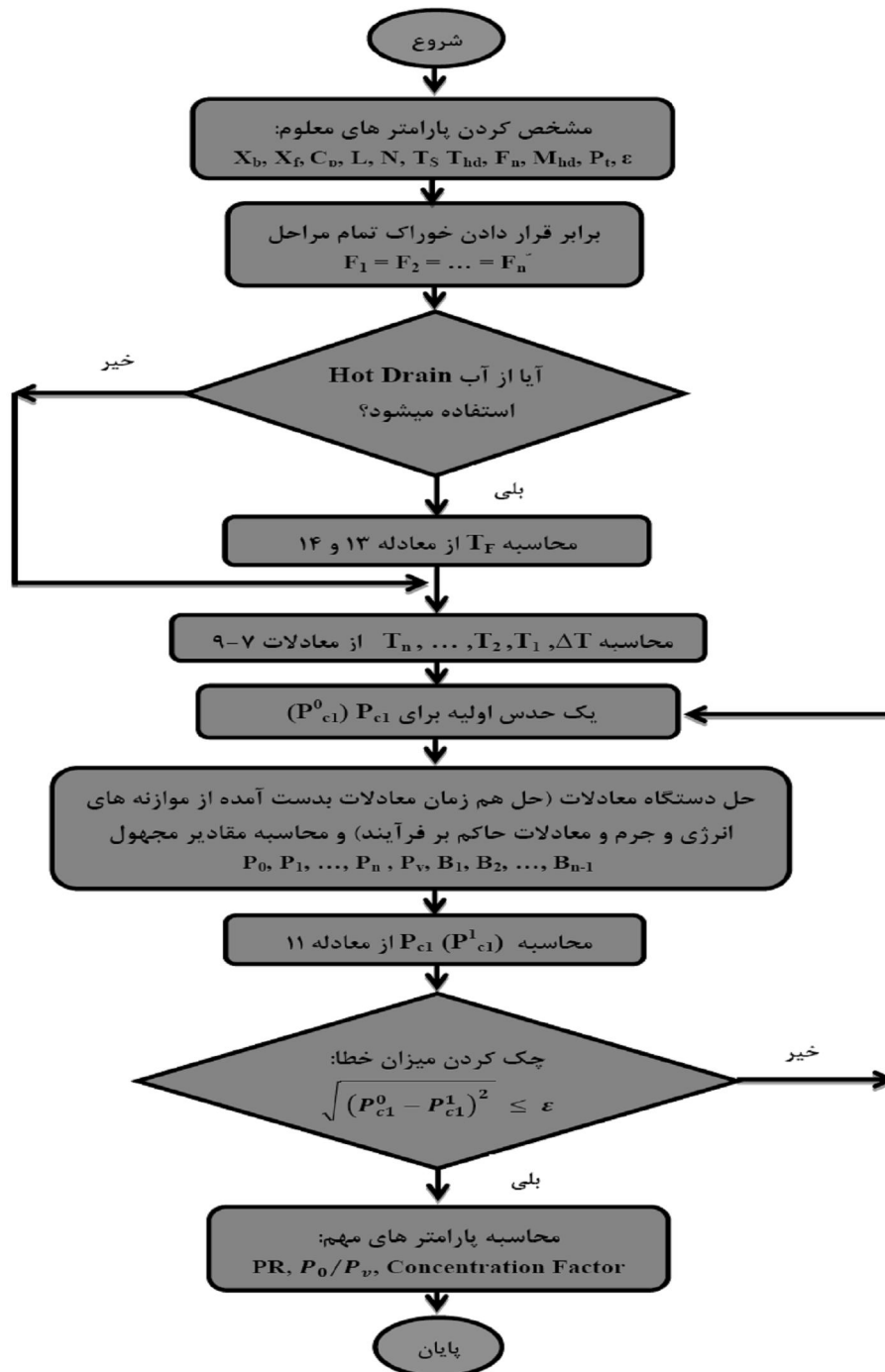
### بررسی صحت کد محاسباتی

جهت حصول اطمینان کافی از صحت برنامه نوشته شده، مقایسه‌ای با مدسازی انجام شده توسط مریم سعادت‌مند و همکاران [۹] انجام شده که در شکل ۴ آورده شده است. این شکل تغییرات PR با تعداد مراحل را نشان می‌دهد. این شبیه سازی برای یک سیستم MED با ظرفیت ۲۴۰۰ ton/hr بوده است. ما نیز ظرفیت و سایر اطلاعات موجود در این شبیه سازی را بر روی برنامه نوشته شده در کار حاضر خود اعمال کردیم. همان طور که مشاهده می‌شود انطباق خوبی بین نتایج بدست آمده و نتایج موجود در مرجع [۹] بدست آمده است.



شکل ۴: اثر تعداد مراحل بر روی PR

حال با توجه به صحت کد محاسباتی برای حل معادلات حاکم بر سیستم، پارامترهای ورودی به سیستم با توجه به نیروگاه شهید سلیمی نکاء انتخاب شد که در جدول ۱ آورده شده است. همچنین دمای آب خروجی از کندانسور اول  $40^{\circ}\text{C}$  می‌باشد و با طرحی که در کار حاضر روی فرآیند اعمال شد دمای نهایی این آب قبل از ورود به مراحل با توجه به دبی و دماهای دو جریان آب Hot Drain و بخارهای پرت به  $56^{\circ}\text{C}$  افزایش یافت.



شکل ۴. الگوریتم حل معادلات حاکم بر سیستم

### جدول ۱: اطلاعات فرآیندی

میزان	پارامتر
۵۰-۷۰	دمای بخار ورودی به اولین مرحله (°C)
۳-۱۲	تعداد مراحل
۱۱-۳۵	دمای آب دریا (°C)
۱۲۰	ظرفیت سیستم (ton/hr)
۳۰۰۰-۵۰۰۰	میزان املاح ورودی (ppm)
۴۰	دبی hot drain (ton/hr)
۸۰	دمای hot drain (°C)
۱۵	دبی بخار ورودی به کندانسور دوم (ton/hr)
۱/۳ - ۳	فاکتور غلظت
۱۵	دبی بخاری که در کندانسور اول کندانس می شود (ton/hr)(P <sub>c1</sub> )
۴۰	دمای آب دریا خروجی از کندانسور اول (°C)
۵۶	دمای آب دریا خروجی از کندانسور دوم (°C)

### نتایج و بحث

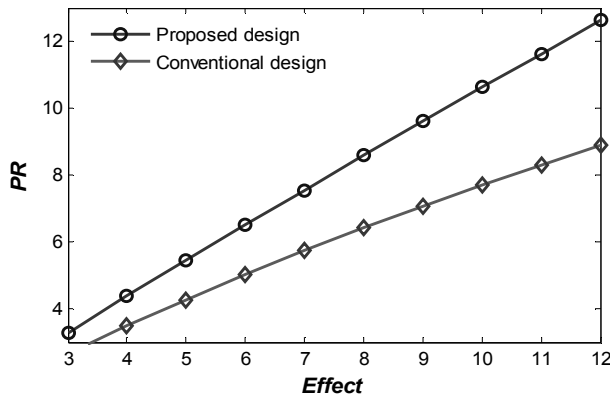
برای مشخص کردن میزان راندمان و بهره‌وری سیستم، پس از حل معادلات می‌توان فاکتورهای مهم را مورد بررسی قرار دهیم. از جمله این پارامترها می‌توان به نسبت بهره وری (PR)، که در یک تبخیر کننده چند مرحله‌ای MED به صورت مقدار آب شیرین تولید شده به مقدار بخار ورودی به اولین مرحله تعریف می‌شود [۱۰]، دما و دبی بخار ورودی، تعداد مراحل، اختلاف دمای هر مرحله، دما و دبی آب دریای ورودی به کندانسور اول، دمای خوراک ورودی به مراحل، فاکتور غلظت<sup>۱</sup> ( $x_b/x_F$ ) و نسبت بخار محرک به بخار مکش شده اشاره کرد. جهت بررسی میزان بهبود فاکتورهای مختلف، مقایسه‌ای بین سیستم پیشنهادی در این تحقیق و سیستم قدیمی موجود در مرجع [۹] انجام شده است.

در شکل ۵-الف اثر تعداد مراحل بر روی PR نشان داده شده است. این تغییرات به صورت خطی می‌باشد و به این دلیل است که با افزایش تعداد مراحل، اختلاف دمای مراحل کمتر شده و این یعنی قدرت بخار ورودی به میزان کمتری تا آخرین مرحله کاهش می‌یابد. این مطلب باعث کاهش بخار و روی به اولین مرحله و افزایش PR می‌شود. همچنین در شکل ۵-ب نیز مقایسه‌ای بین طرح قدیمی و طرح جدید صورت گرفته است. همان طور که در شکل نشان داده شده است، با اعمال طرح جدید بر روی سیستم، در تعداد مراحل پایین PR بیش از یک واحد و در تعداد مراحل بالا PR بیش از ۳/۵ واحد افزایش یافته است. با افزودن یک مرحله به تعداد مراحل نسبت بهره وری حدود ۳۰٪ افزایش می‌یابد. اما افزایش تعداد مراحل، سبب رشد نمایی نسبت بخار محرک به بخار مکش شونده می‌شود و ساخت ترموکمپرسور را دچار مشکل می‌کند. با توجه به این مسئله و همچنین مقدار فاکتور

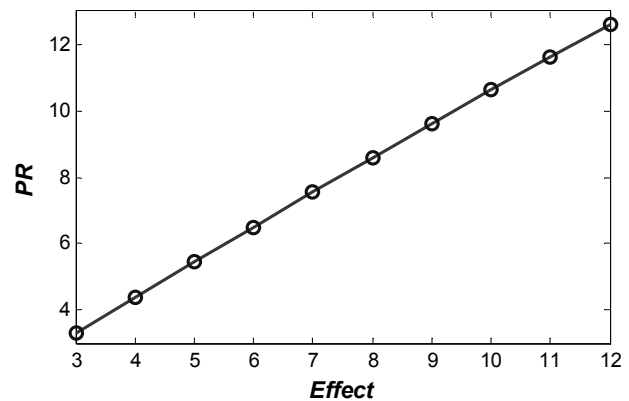
<sup>1</sup> Concentration factor



غلظت بهینه که بین ۱/۳ الی ۳ می باشد تعداد مراحل بهینه عملکرد ترموکمپرسور ۳ مرحله می باشد. البته بهتر است برای تعیین مقدار دقیق از آنالیز اقتصادی نیز استفاده کرد. همچنین در جدول ۲ نیز میزان افزایش PR در تعداد مراحل مختلف با به کارگیری سیستم جدید نشان داده شده است.



شکل ۵. ب: مقایسه طرح قدیمی و طرح جدید



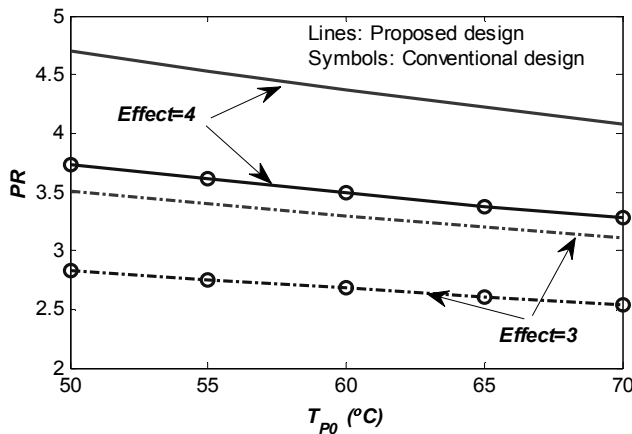
شکل ۵. الف: اثر تعداد مراحل بر روی PR

جدول ۲: میزان افزایش PR در تعداد مراحل مختلف با توجه به سیستم جدید

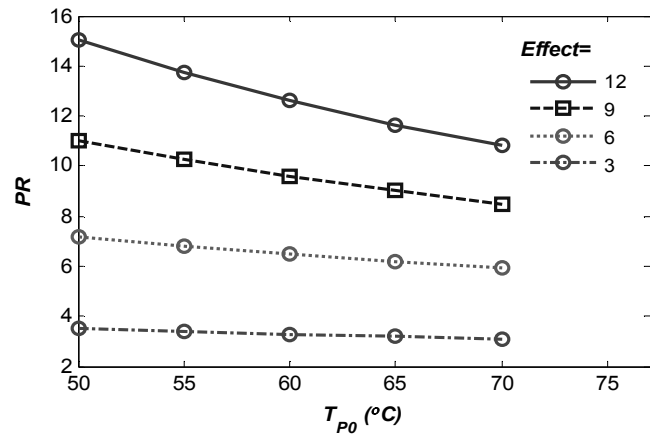
تعداد مراحل	۳	۴	۵	۶	۷	۸	۹	۱۰	۱۱	۱۲
PR سیستم جدید	۳/۱۳	۴/۱۶	۵/۴	۶/۲۴	۷/۲۸	۸/۳۲	۸/۳۲	۱۰/۴	۱۱/۴۰	۱۲/۴۸
PR سیستم قدیمی	۲/۴۷	۳/۲۵	۴/۱۵	۴/۷۷	۵/۴۲	۶/۱۴	۶/۸۶	۷/۶	۸/۲۶	۸/۹۸
افزایش PR %	۲۱/۰۹	۲۱/۸۷	۲۳/۱۵	۲۳/۵۶	۲۵/۵۵	۲۶/۲	۲۶/۷	۲۶/۹	۲۷/۵۴	۲۸/۰۴

پارامتر مهم دیگری که در سیستم MED تاثیر دارد اثر دمای بخار ورودی به اولین مرحله بر روی PR می باشد. با توجه به این که سیستم تحت خلاء کار می کند، دمای بخار ورودی باید طوری تنظیم شود که بتواند بخشی از آب ورودی را تبخیر کند. این دما معمولا بین ۵۰ تا ۷۰ °C در نظر گرفته می شود. شکل ۶-الف اثر دمای بخار ورودی را بر روی PR نشان می دهد. با افزایش دمای بخار ورودی، PR در حال کاهش است زیرا در تعداد مراحل ثابت افزایش دمای بخار ورودی باعث افزایش  $\Delta T$  شده و منجر به کاهش زیاد دمای بخار ورودی به آخرین مرحله می شود. یعنی از آنجا که دمای بخار مراحل بالاتر افت زیادی می کند، به میزان بخار بیشتری برای حفظ ظرفیت سیستم نیاز داریم که باعث کاهش PR می شود. همچنین در شکل ۶-ب نیز مقایسه ای بین طرح قدیمی و طرح جدید صورت گرفته است. با توجه به این نمودار، برای مثال در ۴ مرحله، PR حدود یک واحد افزایش می یابد. با توجه به نمودارها مشخص است که افزایش دمای بخار ورودی در تعداد مراحل ثابت، اثر عکس بر روی نسبت بهره وری دارد. بدین گونه که هر ۵ °C افزایش دمای بخار ورودی، نسبت بهره وری را حدودا ۲/۹٪ کاهش می دهد. از طرفی هم برای کاهش این دما ملاحظاتی وجود دارد و به منظور انتخاب بهترین و بهینه ترین دمای بخار ورودی میزان افزایش نسبت بهره وری در هر دما نسبت به سیستم قدیمی برای ۳ مرحله در جدول ۳ آورده شده است که میزان درصد افزایش PR را نشان می دهد و نمودار ۶-ج این جدول را به صورت نمودار نشان می دهد که محور افقی

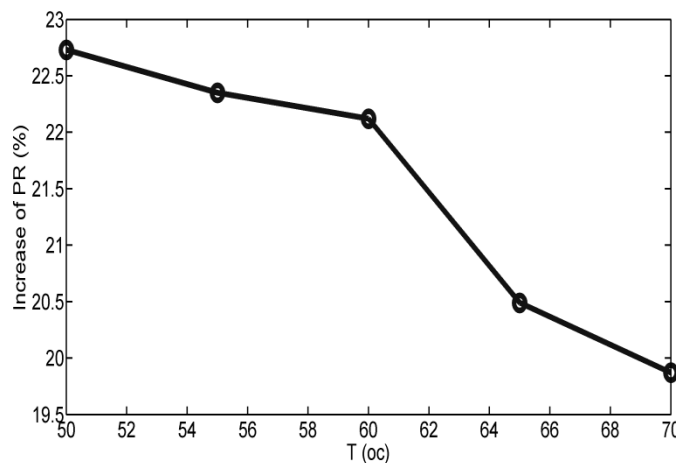
آن دما و محور عمودی آن میزان افزایش نسبت بهره وری پس از اعمال سیستم جدید می‌باشد. با توجه به این نمودار مشخص است که در دمای  $50^{\circ}\text{C}$  بیشترین میزان افزایش نسبت بهره‌وری را داریم اما با توجه به این که سیستم ما تحت خلاء کار می‌کند و در هر مرحله دما کاهش می‌یابد انتخاب این دما مناسب نیست. از طرف دیگر با توجه به نمودار مشخص است که میزان افزایش نسبت بهره‌وری برای دمای  $50^{\circ}\text{C}$  و  $60^{\circ}\text{C}$  تقریباً برابر بوده و با دمای  $65^{\circ}\text{C}$  و  $70^{\circ}\text{C}$  اختلاف زیادی دارند. در نهایت با توجه به میزان افزایش نسبت بهره‌وری و همچنین با توجه به این که در هر مرحله دما کاهش می‌یابد، دمای بخار ورودی را  $60^{\circ}\text{C}$  لحاظ خواهیم کرد.



شکل ۶. ب: مقایسه طرح قدیمی و طرح جدید



شکل ۶. الف: اثر دمای بخار ورودی بر روی PR

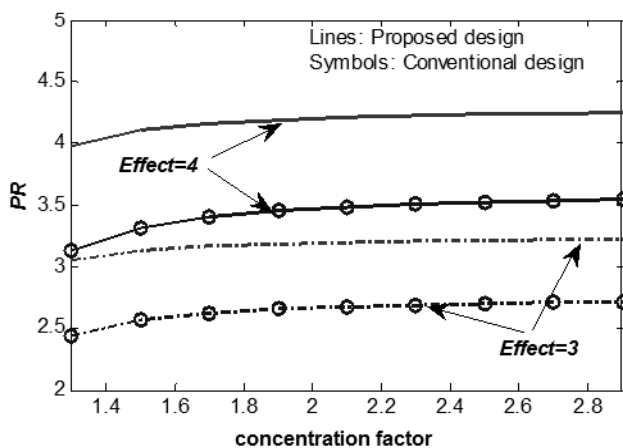


شکل ۶. ج: میزان افزایش نسبت بهره‌وری (%) در هر دما نسبت به سیستم قدیمی برای ۳ مرحله

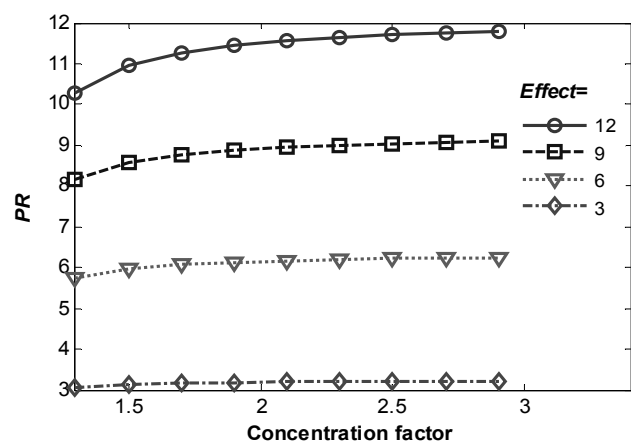
جدول ۳: افزایش نسبت بهره‌وری در هر دما نسبت به سیستم قدیمی برای ۳ مرحله

دمای بخار ورودی ( $^{\circ}\text{C}$ )	۵۰	۵۵	۶۰	۶۵	۷۰
PR سه مرحله (سیستم قدیمی)	۲/۸۲	۲/۷۱	۲/۶۴	۲/۶	۲/۵
PR سه مرحله (سیستم جدید)	۳/۶۵	۳/۴۹	۳/۳۹	۳/۲۷	۳/۱۲
میزان افزایش PR %	۲۲/۷۳	۲۲/۳۵	۲۲/۱۲	۲۰/۴۹	۱۹/۸۷

فاکتور غلظت هم از اهمیت زیادی برخوردار است که شکل ۷-الف نحوه تغییرات آن را با PR نشان می‌دهد. واضح است که فاکتور غلظت نسبت مستقیمی با میزان محصول و خوراک ورودی دارد. بر طبق معادله ۵ اگر میزان خوراک را ثابت فرض کنیم با افزایش فاکتور غلظت میزان بخار تولیدی هر مرحله افزایش می‌یابد و این افزایش بخار تولیدی سبب بالا رفتن PR می‌شود. همچنین با توجه به نمودار ۷-الف مشخص است که در تعداد مراحل پایین فاکتور غلظت تأثیر کمی بر روی PR خواهد داشت. شکل ۷-ب نیز مقایسه ای بین طرح قدیمی و جدید را نشان می‌دهد. همچنین با افزایش فاکتور غلظت، مقدار نسبت بهره‌وری افزایش می‌یابد. یعنی با هم نسبت مستقیم دارند و این یعنی هرچه فاکتور غلظت بیشتر باشد بهتر است. افزایش فاکتور غلظت به این معنی است که با افزایش غلظت پساب خروجی و یا کاهش میزان نمک اولیه در آب دریا مواجه هستیم. این یعنی سیستم MED با تعداد مراحل ثابت، در مناطقی با شوری کمتر آب دریا دارای نسبت بهره‌وری بالاتری است. همچنین در جدول ۴ نیز میزان درصد افزایش نسبت بهره‌وری سیستم جدید نسبت به سیستم قدیمی در یک آب شیرین کن ۳ مرحله‌ای نشان داده شده است. با توجه به این جدول می‌توان مشاهده کرد که در حالتی که فاکتور غلظت کم است میزان این افزایش نسبت بهره‌وری بیشتر می‌باشد.



شکل ۷. ب: مقایسه طرح قدیمی و طرح جدید



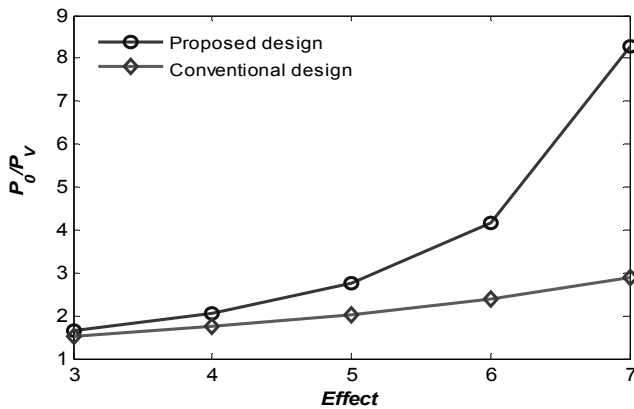
شکل ۷. الف: اثر فاکتور غلظت

جدول ۴: میزان درصد افزایش نسبت بهره‌وری سیستم جدید نسبت به سیستم قدیمی در یک آب شیرین کن ۳ مرحله‌ای

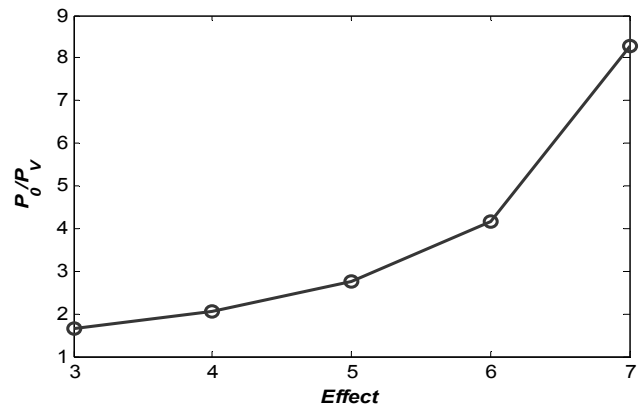
فاکتور غلظت	۱/۳	۱/۵	۱/۷	۱/۹	۲/۱	۲/۳	۲/۵	۲/۷	۲/۹
PR سه مرحله (طرح قدیمی)	۲/۴۷	۲/۵۸	۲/۶۳	۲/۶۵	۲/۶۶	۲/۶۷	۲/۶۸	۲/۶۹	۲/۷
PR سه مرحله (طرح جدید)	۳/۰۳	۳/۱۲	۳/۱۸	۳/۱۹۵	۳/۲	۳/۲۱	۳/۲۱۷	۳/۲۲	۳/۲۲۳
میزان افزایش PR %	۱۸/۴۸	۱۷/۳۱	۱۷/۲	۱۷/۰۶	۱۶/۸۷	۱۶/۸۲	۱۶/۶۹	۱۶/۴۶	۱۶/۲۳

نسبت بخار محرک به بخار مکش شده نیز بسیار مهم می‌باشد و همان طور که در شکل ۸-الف مشخص است این نسبت با افزایش تعداد مراحل به صورت نمایی رشد می‌کند. از طرف دیگر از آنجا که در این سیستم از

ترموکمپرسور استفاده شده است و یکی از پارامترهای مهم نیز طراحی ترموکمپرسور است نسبت بهینه بخار محرک به بخار مکش شده حائز اهمیت است و مقدار بهینه آن حدود ۱/۵-۱ می باشد [۱۱ و ۱۲]. لذا همان طور که در شکل نیز واضح است به منظور رعایت این محدوده، تعداد مراحل در سیستم جدید کمتر از ۳ مرحله می باشد که با توجه به فرضیاتی که در تحلیل سیستم به کار برده شد تعداد مراحل بهینه ۳ مرحله می باشد. همچنین با توجه به شکل ۸-ب که مقایسه ای بین سیستم قدیمی و جدید می باشد مشاهده می شود که در سیستم قدیمی تعداد مراحل بهینه با توجه به مقدار بهینه نسبت بخار محرک به بخار مکش شده ۴ مرحله می باشد که با اعمال طرح جدید یکی از مراحل حذف شده است. به عبارت دیگر نسبت بهینه ۱/۵-۱ برای سیستم قدیمی در تعداد مراحل ۴ و برای سیستم جدید پیشنهادی در این مطالعه در تعداد مراحل ۳ قابل دستیابی است.



شکل ۸. ب: مقایسه طرح قدیمی و طرح جدید



شکل ۸. الف: اثر نسبت بخار محرک به بخار مکش شده در مراحل مختلف

اگر طرح پیشنهادی بر روی یک سیستم MED که با یک کندانسور کار می کند و دارای ظرفیت ثابتی نیز می باشد اعمال شود تعداد مراحل به ۲ مرحله کاهش می یابد. زیرا به واسطه کندانسور دوم و بخار پرت حاصل از فلاش تانک ۱۵ ton/hr به آب شیرین حاصله افزوده شده و همچنین به واسطه افزایش دمای خوراک ورودی نیز PR افزایش می یابد.

### نتیجه گیری

در این تحقیق یک سیستم جدید به عنوان جایگزین برای سیستم های فعلی آب شیرین کن های تبخیری چند مرحله ای پیشنهاد شده است. مدل سازی ریاضی این سیستم به طور موفقیت آمیز طرح سیستم پیشنهادی را تایید می کند. با توجه به نتایج بدست آمده مشخص شد که اعمال این طرح جدید بر روی سیستم MED در تعداد مراحل پایین نسبت بهره وری را بیش از یک واحد و در تعداد مراحل بالا بیش از ۳/۵ واحد افزایش می دهد. همچنین با استفاده از این طرح علاوه بر این که از انرژی های هدر رفته صنایع استفاده مطلوبی می شود، به واسطه استفاده از آب Hot Drain و گرفتن انرژی از این آب از خطرات زیست محیطی و افزایش دمای آب دریا جلوگیری می شود. از طرف دیگر با اعمال این طرح بیش از یک مرحله در تعداد مراحل صرفه جویی می شود و تعداد مراحل از ۴ مرحله به کمتر از ۳ مرحله کاهش می یابد.

## تقدیر و تشکر

بدین وسیله از جناب آقای دکتر رضا یوسفی و همچنین مهندس پورمر شد، مدیر محترم بخش شیمی نیروگاه شهید سلیمی نکاء که اطلاعات تجربی را در اختیار نویسندگان قرار دادند قدردانی می‌شود.

## علائم و نشانه‌ها

U	ضریب کلی انتقال حرارت	$M_{V1}$	بخار ورودی
$\Delta T$	اختلاف دمای بین دو مرحله	$M_{V2}$	بخار پرت خروجی از فلاش تانک
$\Delta T_{LMTD}$	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی	$M_{SO}$	آب دریای برگشتی
E	تبخیر کننده	$M_{SI}$	آب دریای ورودی
RO	اسمز معکوس	$C_1$	کندانسور اول
		$C_2$	کندانسور دوم
		$X_b$	غلظت نمک در پساب خروجی
		$X_f$	غلظت نمک در آب دریای ورودی
		$C_p$	ظرفیت گرمایی ویژه
		L	گرمای نهان تبخیر
		n	شماره مرحله
		N	تعداد مراحل
		$P_v$	دبی بخار مکش شده
		$P_t$	کل محصول
		$B_n$	کل پساب شور
		$F_t$	دبی کل آب دریای ورودی به مراحل
		$M_{hd}$	دبی آب Hot Drain
		HE	مبدل حرارتی
		$T_s$	دمای بخار ورودی
		$T_F$	دمای خوراک ورودی
		$T_{hd}$	دمای آب Hot Drain
		$P_0$	دبی کل بخار ورودی به مرحله ۱
		F	خوراک ورودی
		T.C	ترموکمپرسور
		PR	نسبت بهره‌وری

1. Belessiotis, E. Delyannis, "Water shortage and renewable energies (RE) desalination – possible technological application", *Desalination*, Vol. 139, 2001, pp. 133-138.
2. Maryam Ahmadzadeh Tofighy, Yaser Shirazi, Toraj Mohammadi, Afshin Pak, "Salty water desalination using carbon nanotubes membrane", *Chemical Engineering Journal* 168, 2011, pp. 1064-1072.
3. Noy A, Park H G, Fornasiero F, Holt J K, Grigoropoulos C P, Bakajin O. Bakajin, *Nanofluidics in carbon nanotubes*, *Nanotoday* 2, 2007, pp. 22-29.
4. Ettouney H M, El-Dessouky H T. Dessouky, Ron S. Faibish and Peter J. Gowin, "Evaluating the Economics of Desalination", *Heat Transfer J*, 2002, pp. 32-39.
۵. مریم علیشیری، فتح الله فرهادی، "بررسی مفهومی فرآیندهای شیرین سازی آب دریا و ارائه الگوریتم برای سیستم خبره" ششمین همایش ملی دانشجویی مهندسی شیمی و پنجمین همایش ملی دانشجویی مهندسی نفت، اصفهان، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده فنی، آبان ۱۳۸۵.
۶. م. احسان کاظمیان. امین بهزادمهر. سید مسعود حسینی سروری "مطالعه عددی شرایط ترمودینامیکی آب شیرین کن چند مرحله ای با استفاده همزمان از انرژی خورشیدی و انرژی اتلافی" هفدهمین کنفرانس سالانه بین المللی مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، ۲۹-۳۱ اردیبهشت ۱۳۸۸.
7. Aybr H S. "Desalination system using waste heat of power plant", *Desalination*, Vol. 166, 2004, pp. 167-170.
8. M.A Darwish, A.A El-Hadik, "The Multi-Effect Boiling Desalting system and its comparison with the Multi-Stage Flash System", 60, 1986, pp. 251-265.
۹. مریم سعادت مند، مهرک محمودی "مدلسازی و بهینه سازی آب شیرین کن چند مرحله ای MED" دهمین کنگره ملی مهندسی شیمی ایران، دانشگاه سیستان و بلوچستان، ۲۴-۲۶ آبان ماه ۱۳۸۴.
10. Hamed O.A, "Thermal Assessment of a Multiple Effect Boiling (MEB) Desalination System", *Desalination*, 86, 1992, pp. 325-339.
11. aly N H, Karameldin A, Shamloul M M, "Modeling and Simulation of Steam jet Ejectors" *Desalination*, 123, 1999, pp. 1-8.
12. El-Dessouky H, Ettouney H, Alatigi L, Al-Nuwaibit G. Al-Nuwaibit, "Evaluation of steam jet Ejectors", *Chemical Engineering and Processing*, 41, 2002, pp. 551-561.