

## تحلیل اگزرژی الحاق آب شیرین‌کن حرارتی MED-TVC به نیروگاه سیکل ترکیبی نکاه و تأثیر آن بر راندمان حرارتی و توان کل نیروگاه

کریم مقصودی‌مهربانی<sup>۱</sup>، مجید علی‌اصغری<sup>۲</sup>، عبدالله مهرپناهی<sup>۳\*</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۳/۰۲/۲۸	
پذیرش مقاله: ۱۳۹۴/۰۲/۰۲	
<b>واژگان کلیدی:</b>	
آب شیرین‌کن حرارتی چند مرحله‌ای، سیکل ترکیبی، انهدام اگزرژی، ترموکمپرسور، توربین فشار پایین.	تولید آب شیرین همزمان با افزایش جمعیت مناطق مختلف، همواره یکی از مسائل مهم جوامع امروزی است. استفاده از تکنولوژی شیرین‌سازی آب می‌تواند یکی از موثرترین و مفیدترین روشهای استفاده از حرارت بازبافتی واحدهای نیروگاهی باشد. ایران با توجه به کمبود منابع آب شیرین از سویی و وجود نیروگاههای حرارتی متعدد در مناطق ساحلی شمال و جنوب از سوی دیگر، پتانسیل بالایی را جهت استفاده از این تکنولوژی فراهم نموده است. در این بررسی با توجه به طرح انتقال آب دریای خزر به فلات مرکزی ایران و لزوم شیرین‌سازی آب قبل از فرآیند انتقال، به بررسی امکان الحاق آب‌شیرین‌کن حرارتی MED-TVC با سیکل بخار نیروگاه شهید سلیمی نکاه و همچنین بررسی میزان انهدام اگزرژی در اجزای مختلف سیکل و تاثیرالحاق آب‌شیرین‌کن بر راندمان کلی نیروگاه پرداخته شده است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد بیشترین میزان انهدام اگزرژی در ترموکمپرسور و پس از آن در کندانسور اتفاق می‌افتد. همچنین به کمک دبی استحصال از توربین فشار پایین نیروگاه، روزانه حداکثر ۷۲۱۵ مترمکعب آب شیرین قابل تولید است اما این برداشت باعث کاهش ۶/۷۶٪ توان کل نیروگاه و ۰/۹٪ راندمان حرارتی نیروگاه می‌گردد.

### ۱- مقدمه

رودخانه‌ها و دریاچه‌ها در اثر پسماندها و فاضلاب‌های خانگی و صنعتی و دیگری مشکل توزیع غیریکنواخت این منابع در نقاط مختلف دنیا. اقیانوس‌ها بزرگترین منابع ذخیره آب می‌باشند. ولی با داشتن حدود ۳/۵٪ وزنی از املاح مختلف، استفاده مستقیم از این آب‌ها امکان پذیر نیست.

حیات، بهداشت و توسعه پایدار، سخت‌نیازمند آب شیرین است. بشر برای تامین نیازهای آشامیدن، کشاورزی و صنعت خود به رودخانه‌ها، دریاچه‌ها و سفره‌های آب زیرزمینی نیاز مبرم دارد. دو مشکل اساسی برای استفاده از این منابع آب شیرین اندک وجود دارد. یکی موضوع آلودگی

\* پست الکترونیک نویسنده مسئول: mehrpanahi@srttu.edu

۱. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی تهران، k.maghsoodi@srttu.edu  
۲. دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی تهران، ma\_jid27@yahoo.com  
۳. دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی تهران، mehrpanahi@srttu.edu

از آنجا که تولید آب شیرین همزمان با افزایش جمعیت مناطق مختلف، همواره یکی از مسائل مهم صنعتی بوده، استفاده از تکنولوژی شیرین سازی آب می تواند یکی از موثرترین و مفیدترین روش های استفاده از حرارت بازیافتی واحدهای نیروگاهی باشد. سیستم های دو منظوره تولید همزمان آب شیرین و توان شامل دو بخش مهم هستند: نیروگاه های حرارتی و واحدهای شیرین سازی آب. در واقع نیروگاه حرارتی هم وظیفه تولید انرژی الکتریکی مورد نیاز معمول و هم وظیفه تامین انرژی لازم جهت راه اندازی واحد آب شیرین کن را بر عهده دارد. همانگونه که اشاره شد، ایران نیز با توجه به نیازمندی به آب شیرین و وجود نیروگاه های حرارتی متعدد در مناطق ساحلی شمال و جنوب، پتانسیل بالایی را جهت استفاده از این تکنولوژی داراست.

در سال های گذشته مباحثی در رابطه با لزوم تامین آب در مناطق مرکزی ایران به منظور ایجاد توسعه، تامین آب کشاورزی و صنعت و همچنین فراهم کردن زمینه جذب سرمایه گذاری در مرکز کشور مطرح و بر روی آن مطالعاتی صورت گرفته است. هدف اصلی طرح، تامین منابع آبی مورد نیاز در مناطقی از مرکز کشور است که به لحاظ آب و هوایی و منطقه ای امکان چندانی برای دسترسی به آب ندارند و به همین دلیل در طول سالیان متمادی از توسعه و دستیابی به سرمایه گذاری های جدید محروم بوده است.

همچنین به منظور جلوگیری از توسعه نامتوازن در کشور و ایجاد امکان استفاده از فرصت های تولید ثروت در مرکز ایران، تامین آب کارخانجات صنعتی و معادن و به طور کلی گسترش و توسعه در مناطق مرکزی، طرح شیرین سازی و انتقال آب دریای خزر به فلات مرکزی ایران برنامه ریزی و اجرایی گردیده است. این طرح که از تابستان ۹۱ عملیات اجرایی آن آغاز گردیده و در لایحه بودجه سال ۹۲ نیز اعتباری برای آن پیش بینی شده است، تا پایان سال ۹۴ به بهره برداری خواهد رسید.

در این طرح شیرین سازی آب در لب دریا صورت می پذیرد و سپس انتقال آب شیرین شده به فلات مرکزی ایران از طریق خطوط لوله های آبرسانی انجام می گیرد. دلیل این

آب شیرین یعنی آبی که املاح موجود در آن کمتر از ۱۰۰۰ میلی گرم در هر لیتر آب باشد [۱]. این در حالی است که بیشتر آب موجود در سطح زمین شوری در حد بالای 10000 ppm دارند و آب دریاها ی آزاد معمولاً شوری در محدوده 35000 ppm تا 45000 ppm به صورت نمک های حل شده در آب دارد [۲]. کشور ما نیز از این امر مستثنی نیست. از طرفی کمبود منابع آب شیرین در ایران و از طرف دیگر دسترسی به منابع آب شور خلیج فارس در جنوب و دریای خزر در شمال، ضرورت نیاز به تامین آب شیرین از این منابع را برای مصارف صنعتی و خانگی ایجاد می کند. موضوع شیرین کردن آب اقیانوس ها و دریاها در سال های اخیر مورد توجه اکثر کشورهای دنیا قرار گرفته است. امروزه بالای ۱۵۰۰۰ واحد آب شیرین کن در سراسر دنیا در حال فعالیت هستند. در این میان خاورمیانه تقریباً ۵۰٪ از کل آب شیرین تولیدی جهان را به خود اختصاص می دهد عربستان سعودی با حدود ۲۶٪ از ظرفیت تولید آب شیرین در جهان، بزرگترین تولید کننده در این صنعت به شمار می رود و ایالات متحده آمریکا با ۱۷٪ در رده بعدی قرار دارد. در عربستان سعودی آب شیرین کن های حرارتی بیشترین استفاده را دارند [۱].

فرآیند جداسازی نمک از آب شور مانند هر فرآیند دیگری نیاز به صرف انرژی دارد و میزان این انرژی برای روش های مختلف شیرین سازی متفاوت است. در یک فرآیند خاص میزان این انرژی برای واحد حجم آب شیرین تولیدی، به ترکیب شیمیایی و درجه ناخالصی آب شور و مشخصات ترمودینامیکی آن بستگی دارد [۳]. کمبود میزان انرژی و هزینه بالا و مستمر تامین انرژی، افزایش مصرف انرژی، آلودگی محیط زیست در اثر مصرف سوخت های فسیلی و رو به زوال بودن منابع انرژی فسیلی سبب شده است مسائل مربوط به بازیافت انرژی در واحدهای صنعتی و فرآیندی در سال های اخیر مورد توجه محققین قرار گیرد. در همین راستا از تکنولوژی های مختلفی جهت بازیافت حرارت از واحدهای نیروگاهی با توجه به نیازمندی ها، پتانسیل واحد تولید توان و شرایط اقلیمی منطقه می تواند استفاده شود.

تنها برای تولید انرژی الکتریکی استفاده می‌شود، مقدار اختصاص انرژی جهت تولید آب شیرین مطالعه شده است. آب شیرین کن مورد استفاده از نوع چندمرحله‌ای با افت فشار ناگهانی بود [۶]. سپس درویش و همکاران در سال ۲۰۰۴ با توجه به کمبود آب شیرین در کشور کویت استفاده از توربین‌های گازی را جهت تولید آب شیرین پیشنهاد دادند. آنها چندین ترکیب مختلف بین سیکل توربین گاز و آب شیرین کن‌های چندمرحله‌ای با افت فشار ناگهانی و اسمز معکوس را مورد بررسی قرار دادند [۷]. کاردونا<sup>۵</sup> و پیاسنتینو<sup>۶</sup> در سال ۲۰۰۴ پژوهشی جهت ارائه طراحی بهینه واحدهای تولید همزمان آب و انرژی ارائه کردند. آنها سیستم‌های آب شیرین کن ترکیبی اسمز معکوس و چندمرحله‌ای با افت فشار ناگهانی را به منظور بهبود عملکرد سیستم بررسی کردند. آن‌ها تاکید داشتند از انرژی الکتریکی تولیدی هم می‌توان برای راه اندازی اسمز معکوس و تجهیزات کمکی استفاده کرد و تلاش کردند تا معیاری بر اساس انرژی-اکنومی و بیشینه کردن سود، جهت طراحی بهینه اینچنین واحدهایی ارائه دهند [۸]. در سال ۲۰۰۶ آقای وانگ<sup>۸</sup> فعالیت خود را بر روی الحاق سیستم آب شیرین کن MED و نیروگاه گازی آغاز نمود. با الحاق این دو سیستم حرارت مورد نیاز برای فعالیت آب شیرین کن از طریق حرارت اتلافی نیروگاه گاز تأمین می‌شد. وی در همان سال سیکل توربین گاز با تزریق بخار و اتصال آن را با آب شیرین کن‌های گرمایی مورد بررسی قرارداد. با استفاده از یک بویلر بازیاب، بخار لازم جهت تزریق به اتاق احتراق و راه اندازی آب شیرین کن تولید می‌شد. آنها نتیجه گرفتند دبی بخار تزریق شده به اتاق احتراق تاثیر عمیقی بر تولید آب و توان خواهد داشت. افزایش این دبی سبب افزایش تولید توان اما کاهش تولید آب شیرین خواهد شد و از طرف دیگر افزایش دمای ورودی به توربین باعث افزایش توان و

امر این است که اولاً به دلیل مضراتی که شوری آب دریا برای لوله‌های انتقال آب دارد، آسیب‌پذیری و خوردگی تجهیزات انتقال بالا می‌رود. ثانیاً اگر شیرین‌سازی آب در فلات مرکزی صورت گیرد به دلیل تخلیه و انباشت پساب-های حاصل از شیرین‌سازی آب در محل فلات مرکزی ایران، مشکلات زیست‌محیطی در منطقه ایجاد می‌گردد. به همین جهت شیرین‌سازی در کنار دریا صورت می‌گیرد و پساب‌ها پس از شیرین‌سازی به درون دریا منتقل و در عمق مناسب رهاسازی می‌شود و سپس آب شیرین شده به فلات مرکزی منتقل می‌گردد. از این رو در این مقاله به تحلیل انرژی الحاق آب شیرین کن‌های حرارتی چندمرحله‌ای با نیروگاه سیکل ترکیبی نگاه جهت شیرین‌سازی آب دریای خزر پرداخته شده است.

از سال‌های دور تحقیقات وسیعی در مورد سیستم‌های تولید همزمان توان و آب شیرین انجام گرفته است. تادروس<sup>۱</sup> در سال ۱۹۷۹ با توجه به استفاده وسیع از آب شیرین کن‌های چندمرحله‌ای با افت فشار ناگهانی ترکیب این نوع آب شیرین کن را با انواع توربین بخار و نیز توربین گاز و بویلر بازیاب مورد ارزیابی قرارداد. در مطالعه انجام شده اقتصاد سیستم‌های مذکور و شاخصه‌های ترمودینامیکی بررسی شده و مطالعات بهینه‌سازی نیز انجام گرفت [۴]. در سال ۱۹۹۷ درویش<sup>۲</sup> و همکاران از آنالیز انرژی جهت تعیین هزینه و مقدار مصرف انرژی در سیستم تولید همزمان آب شیرین و توان استفاده کردند [۵]. همچنین وید<sup>۳</sup> در سال ۱۹۹۹ سیستم‌های دومنظوره متشکل از واحدهای آب شیرین کن را از منظر اقتصادی و انرژی مورد تحلیل قرار داده است. در پژوهش وی سیستم‌های نیروگاهی توربین گاز، سیکل ترکیبی و سیکل بخار و الحاق آنها با چندمرحله‌ای با افت فشار ناگهانی<sup>۴</sup> و اسمز معکوس<sup>۵</sup> مورد بررسی قرار گرفته و با استفاده از روش سیکل مرجع یعنی حالتی که یک سیکل

<sup>5</sup> Reverse Osmosis

<sup>6</sup> Cardona

<sup>7</sup> Piacentino

<sup>8</sup> Wang

<sup>1</sup> Tadros

<sup>2</sup> Darwish

<sup>3</sup> Wade

<sup>4</sup> Multi Stage Flash

اثر تبادل حرارت با بخار داخل لوله‌ها که از یک منبع خارجی تامین شده‌است و پس از عبور از ترموکمپرسور و رسیدن به فشار مطلوب وارد لوله‌های اواپراتور مرحله اول شده‌است، بخشی از آن تبخیر می‌گردد. بخار تشکیل شده در مرحله اول به مرحله دوم رفته و در داخل لوله‌های اواپراتور مرحله دوم جریان می‌یابد و باعث تبخیر آب تغذیه شده و مابقی آب تغذیه که بخار نشده بعنوان پساب در ته اواپراتور جمع و از آن خارج می‌گردد و این فرآیند تا مرحله آخر تکرار می‌شود. در مرحله آخر بخار تشکیل شده وارد کندانسور شده و پس از افزایش دمای آب دریای ورودی به کندانسور از آن خارج می‌گردد. شماتیک آب شیرین کن حرارتی در شکل ۱ نشان داده شده است. در مدل سازی آب شیرین کن حرارتی فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- بخار تولیدی در هر مرحله عاری از نمک است.
- از تلفات حرارتی مراحل صرف نظر می‌شود.
- از افت فشار در لوله‌ها صرف نظر می‌شود.
- تمامی فرآیندها حالت پایدارند.
- دبی آب تغذیه ورودی به همه مراحل یکسان است.

به منظور ملاحظات زیست‌محیطی مدلسازی به شکلی انجام شده که درصد شوری پساب نهایی کمتر از 70000ppm باشد.

اختلاف دمای مراحل مجاور، یکسان و برابر  $\Delta T$  در نظر گرفته می‌شود که عبارت است از:

$$\Delta T = T_1 - T_2 = T_2 - T_3 = T_3 - T_4 = \dots$$

$$\dots = T_{n-1} - T_n = T_s - T_1 = T_n - T_f \quad (1)$$

$$T - T_f = (n+1)\Delta T \rightarrow \Delta T = \frac{T_s - T_f}{n+1} \quad (2)$$

T دما بر حسب درجه سانتیگراد و n تعداد اواپراتورها است. در آب شیرین کن‌های حرارتی دمای پساب ایجاد شده در هر مرحله به علت وجود نمک در آن کمی بالاتر از دمای بخار اشباع ایجاد شده است. برای مشخص نمودن این

آب تولیدی خواهد شد [۹]. آنها در سال ۲۰۰۷ پژوهش دیگری را در زمینه نیروگاه توربین گازی با تزریق هوای مرطوب متصل به آب شیرین کن انجام دادند و از تحلیل دو سیکل مختلف که در پژوهش قبلی و فعلی انجام شد نتیجه گرفتند که مصرف سوخت جهت تولید آب شیرین در سیکل تزریق بخار ۴۵٪ و در سیکل هوای مرطوب ۳۱٪ تا ۵۴٪ مصرف سوخت در واحدهای تک منظوره می‌باشد [۱۰]. عمیدپور و همکاران نیز در سال ۲۰۰۹ به تحلیل ترمودینامیکی و بهینه‌سازی چند هدفه سیستم ترکیبی آب شیرین کن حرارتی و راکتور هسته‌ای پرداختند [۱۱]. ضمن اینکه پژوهش‌هایی را نیز در ارتباط با آب شیرین کن‌های خورشیدی رطوبت‌زا- رطوبت‌زدا انجام دادند [۱۲ و ۱۳]. در سال ۲۰۱۲ عمیدپور و همکاران به بررسی و بهینه‌سازی الحاق آب شیرین کن MED با نیروگاه گازی پرداختند [۱۴].

## ۲- مدل سازی ترمودینامیکی سیستم

سیستم مورد مطالعه شامل سیکل بخار نیروگاه شهید سلیمی نکاء و آب شیرین کن حرارتی چند مرحله‌ای با تراکم حرارتی بخار می‌باشد که تمامی اجزاء آنها با استفاده از کد محاسباتی توسعه یافته مدل سازی و شبیه سازی شده‌اند و معادلات ترمودینامیکی حاکم بر هر یک از آنها به طور جداگانه در ادامه توضیح داده می‌شود.

### ۲-۱- واحد آب شیرین کن چند مرحله‌ای

آب شیرین کن مورد نظر از نوع حرارتی چند مرحله‌ای با تراکم حرارتی بخار و تغذیه موازی می‌باشد که شامل سه بخش اصلی ترموکمپرسور، کندانسور و تعدادی اواپراتور که به آنها مرحله گفته می‌شود، می‌باشد. در این سیستم ابتدا آب دریا با دبی mc و دمای Tc وارد کندانسور می‌شود. سپس در اثر تبادل حرارت با بخار داخل لوله‌های کندانسور، دمای آن به TF افزایش یافته و بخشی از آن با دبی mc, rej بعنوان آب خنک کن از سیستم دفع شده و مابقی با دبی F به سمت مراحل می‌رود. در اولین مرحله آب تغذیه بر روی لوله‌های اواپراتور پاشیده می‌شود و در

## ۲-۲- سیکل تولید توان

در نیروگاه شهید سلیمی نکاء دو رده توربین بخار فشار بالا و فشار پایین وجود دارد [۱۸]. برای انجام مدل سازی این توربین ها فشار خروجی از آنها ثابت و راندمان آیزنتروپیک آنها مطابق با رابطه زیر در اثر تغییرات دبی بخارات ورودی، شاهد تغییرات است [۱۷].

$$\frac{\eta_{ise, new}}{\eta_{ise, first}} = -1.0176 \left( \frac{\dot{m}_{st, new}}{\dot{m}_{st, first}} \right)^4 + 2.4443 \times \left( \frac{\dot{m}_{st, new}}{\dot{m}_{st, first}} \right)^3 - 2.1812 \left( \frac{\dot{m}_{st, new}}{\dot{m}_{st, first}} \right)^2 + 1.0535 \left( \frac{\dot{m}_{st, new}}{\dot{m}_{st, first}} \right) + 0.701 \quad (9)$$

توان تولیدی این توربین ها برابر است با:

$$\dot{W}_{st} = \sum_{stages} \dot{m}_{st, in} (h_{st, in} - h_{st, out}) \quad (10)$$

راندمان آیزنتروپیک نیز از رابطه زیر قابل دستیابی است.

$$\eta_{ise, st} (h_{st, in} - h_{st, out, ise}) = (h_{st, in} - h_{st, out}) \quad (11)$$

## ۲-۲-۱- بویلر بازیاب حرارت

این بویلر از نوع دو فشاره با دو خروجی بخار در دو سطح فشاری فشار بالا و فشار پایین است. شکل ۲ شماتیک بویلر بازیاب حرارت نیروگاه نکاء را نشان می دهد [۱۷].

اختلاف دما پارامتر BPE با نام صعود نقطه جوش<sup>۱</sup> را برای اواپراتور به شکل زیر تعریف می نمایند [۱۵].

$$BPE = T_b - T_v \quad (3)$$

در اینجا برای محاسبه مقدار BPE از رابطه الدسوکی استفاده شده است [۱۶].

$$BPE = X_b \times (B + CX_b) \times 10^{-3} \quad (4)$$

$$B = (6.71 + 6.4310^{-2} T_b + 9.7410^{-5} T_b^2) 10^{-3} \quad (5)$$

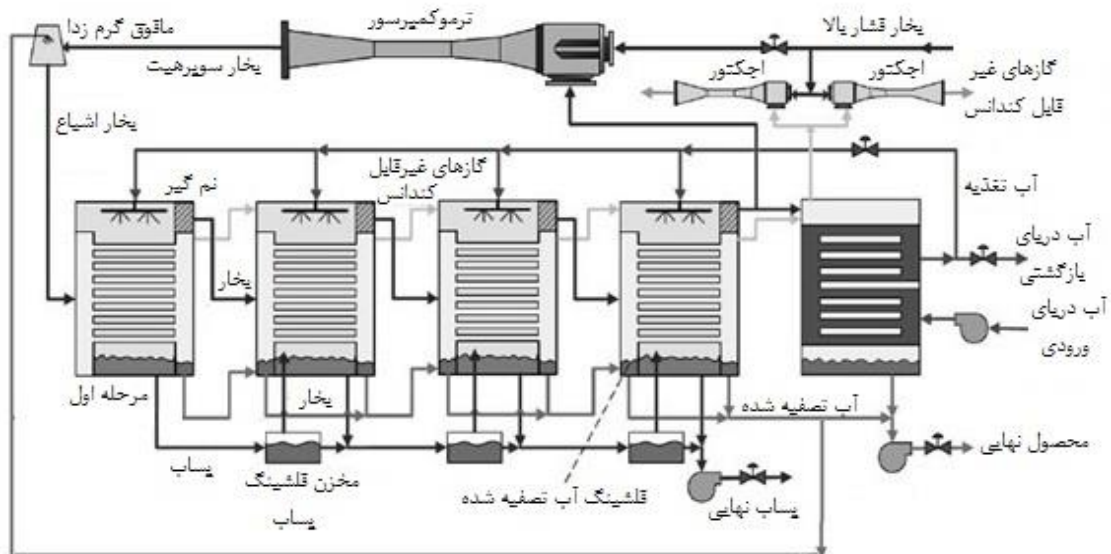
$$C = (22.238 + 9.5910^{-3} T_b + 9.4210^{-5} T_b^2) 10^{-8} \quad (6)$$

میزان آب شیرین شده که در نهایت جمع آوری می گردد و ظرفیت آب شیرین کن به حساب می آید مجموع آب تقطیر شده در هر مرحله می باشد.

$$D_{distillate} = \sum_{i=1}^n D_i - \sum_{i=1}^{n-1} d_{flash, i} \quad (7)$$

که در آن  $d_{flash, n-1}$  میزان دبی بخار به وجود آمده از تبخیر پساب مرحله قبل است. نسبت بهره‌وری برای یک سیستم آب شیرین کن حرارتی به صورت زیر تعریف می گردد.

$$GOR = \frac{D_{distillate}}{S} \quad (8)$$



شکل ۱- شماتیک آب شیرین کن حرارتی چندمرحله‌ای با تراکم حرارتی بخار

<sup>۱</sup> Boiling Point Elevation

معادله تعادل انرژی برای قسمت‌های مختلف بویلر بازیاب شکل ۲ به صورت زیر نوشته می‌شود [۱۷].

سوپر هیتور فشار بالا

$$\dot{m}_g c_p (T_{11} - T_{12}) = \dot{m}_{s,HP} (h_{10} - h_9) \quad (۱۲)$$

اوپراتور فشار بالا

$$\dot{m}_g c_p (T_{12} - T_{13}) = \dot{m}_{s,HP} (h_9 - h_8) \quad (۱۳)$$

صرفه جوی فشار بالا

$$\dot{m}_g c_p (T_{13} - T_{14}) = \dot{m}_{s,HP} (h_8 - h_7) \quad (۱۴)$$

سوپر هیتور فشار پایین

$$\dot{m}_g c_p (T_{14} - T_{15}) = \dot{m}_{s,LP} (h_6 - h_5) \quad (۱۵)$$

اوپراتور فشار پایین

$$\dot{m}_g c_p (T_{15} - T_{16}) = \dot{m}_{s,LP} (h_5 - h_4) \quad (۱۶)$$

اوپراتور هوا زدا

$$\dot{m}_g c_p (T_{16} - T_{17}) = \dot{m}_{s,LP} (h_3 - h_2) \quad (۱۷)$$

پیش گرمکن

$$\dot{m}_g c_p (T_{17} - T_{18}) = \dot{m}_{s,LP} (h_2 - h_1) \quad (۱۸)$$

$c_p$  نیز تابعی از دما در نظر گرفته شده است.

### ۳- تحلیل انرژی

تحلیل انرژی روشی نسبتاً جدید است که بر پایه مفهوم قابلیت کاردهی شکل گرفته است. قابلیت کاردهی یا

انرژی به عنوان پتانسیل تولید کار یا کیفیت انرژی سیستم در مقایسه با محیط اطرافش تعریف شده است. انرژی ویژه (انرژی کل بر واحد جرم) سیستم که با  $e$  نشان داده می‌شود، در غیاب تاثیرات هسته‌ای، مغناطیسی، الکتریکی و کشش سطحی بصورت مجموع انرژی فیزیکی، جنبشی، پتانسیل و شیمیایی بیان می‌گردد [۲۵].

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (۱۹)$$

که انرژی فیزیکی یک جریان با استفاده از تعریف زیر محاسبه می‌گردد.

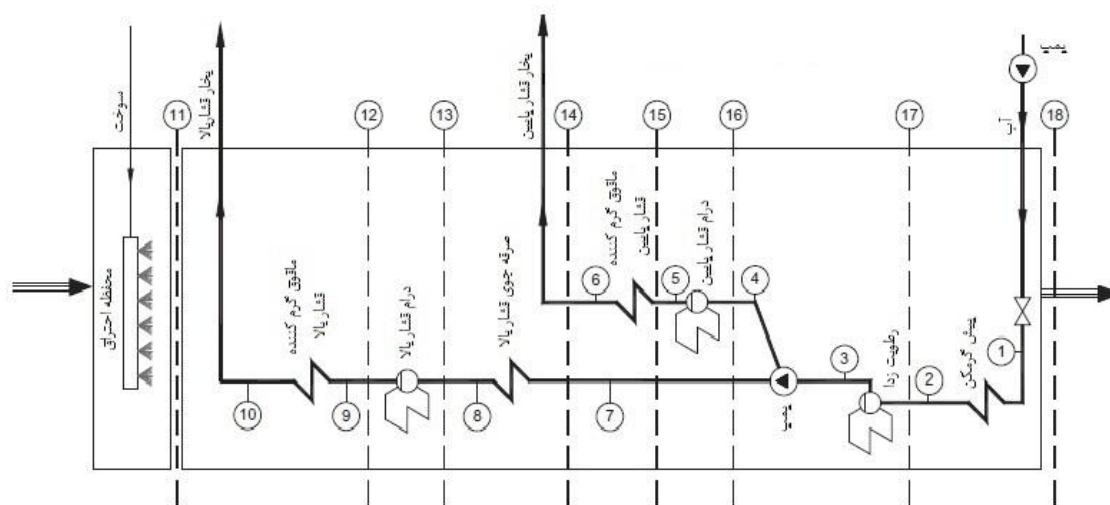
$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (۲۰)$$

همچنین انرژی شیمیایی برای مخلوط چند جزئی به شکل زیر قابل بیان است.

$$e^{-CH} = \sum x_k e_k^{CH} + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (۲۱)$$

در رابطه بالا  $x$  نسبت مولی جزء  $k$  ام و  $e_k^{-CH}$  مقدار انرژی استاندارد جزء  $k$  ام است. توازن انرژی برای یک حجم کنترل عبارتست از:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \delta Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - E_D \quad (۲۲)$$



شکل ۲- شماتیک بویلر بازیاب حرارتی نیروگاه نکاء [۱۷]

حرارتی مناسب نیست. اما جهت استفاده در انواع دیگر آب- شیرین کن حرارتی فاقد ترموکمپرسور، مناسب است. در مورد بخار خروجی از توربین LP و استفاده از مرحله اول آب شیرین کن حرارتی به جای کندانسور باید به این نکته توجه کرد که این بخار نه تنها توانایی تامین فشار مورد نیاز برای راه اندازی ترموکمپرسور را ندارد، بلکه به دلیل دمای پایین، حتی قابلیت استفاده در دیگر انواع آب شیرین کن حرارتی را نیز ندارد [۱۹].

در مورد برداشت از خط توربین HP با توجه به فشار بالای بخار در این مرحله [۱۷] و اینکه این فشار خارج از بازه فشار عملکرد ترموکمپرسورها می باشد [۲۰]، ایده استفاده از بخار خط تغذیه توربین فشار بالا، جهت استفاده در MED-TVC نیز منتفی می گردد. در اینجا ممکن است ایده استفاده از مشعل کمکی در بویلر نیروگاه و تامین بخار مورد نیاز آب شیرین کن از این طریق به ذهن برسد. اما به دلیل افزایش مصرف انرژی در این حالت و اینکه هدف در این بررسی بازیافت و کاهش مصرف انرژی است، این ایده نیز در اینجا منتفی می گردد. در نهایت با توجه به اینکه فشار خط تغذیه توربین LP در محدوده عملکرد فشار ترموکمپرسورها قرار دارد [۲۰، ۲۱]، استفاده از این بخار جهت استفاده در آب شیرین کن حرارتی MED-TVC مناسب است. در شکل ۳ حالت های مختلف اشاره شده در بالا، به صورت شماتیک نشان داده شده است.

نتایج و نمودارهایی که در ادامه نشان داده شده اند بر اساس مقادیر پایه مندرج در جدول شماره ۱ می باشد. مقادیر غلظت و دمای آب دریای خزر از مرجع [۲۲] استخراج گردیده است.

#### ۴-۱- نرخ انهدام آگزرژی بر حسب تعداد

##### مراحل مختلف

نمودار ۱ نرخ انهدام آگزرژی را برای تعداد مراحل مختلف سیستم آب شیرین کن حرارتی و برای سه فشار بخار محرک ۱۰، ۲۰، ۴۰ بار به ازای شرایط دیگر ورودی یکسان نمایش

برای مقایسه درصد تخریب آگزرژی قسمت های مختلف سیستم که به صورت نسبت تخریب آگزرژی جزء  $i$  ام به تخریب آگزرژی کل می باشد و همچنین برای محاسبه نرخ انهدام آگزرژی سیستم از روابط زیر استفاده می شود.

$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (23)$$

درصد تخریب آگزرژی:

$$Y_{loss,i} = \frac{\dot{E}_{D,i}}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (24)$$

تحلیل آگزرژی می تواند میزان بازگشت ناپذیری ها و امکان رخ دادن آنها را در یک سیستم نشان دهد.

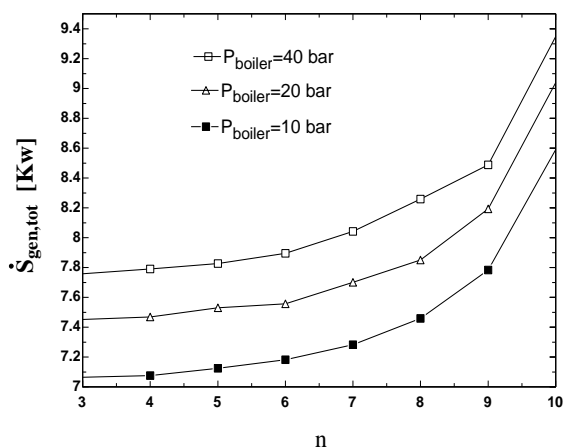
#### ۴- نتایج و بحث

همانگونه که بیان شد سیکل مورد بررسی شامل سیکل بخار نیروگاه سیکل ترکیبی شهید سلیمی نكاء و یک واحد آب- شیرین کن حرارتی چند مرحله ای با تراکم حرارتی بخار می- باشد. جهت راه اندازی آب شیرین کن حرارتی از دبی استحصالی از خط توربین LP سیکل بخار نیروگاه استفاده شده است. در ادامه ابتدا دلیل استفاده از دبی این بخش از سیکل ترکیبی بیان می شود و سپس نتایج حاصل از تحلیل آگزرژی این سیکل و تاثیر دبی استحصالی بر عملکرد نیروگاه تشریح می گردد.

در یک نیروگاه سیکل ترکیبی نقاطی وجود دارد که از حرارت اتلافی و یا دبی بخار موجود در آن نقاط می توان به عنوان منبع انرژی در سیستم های حرارتی دیگر نظیر آب- شیرین کن حرارتی استفاده کرد. از جمله این نقاط می توان به حرارت اتلافی خروجی از دودکش نیروگاه، بخار خروجی از توربین LP و ورودی به کندانسور، دبی خط تغذیه توربین های LP و HP اشاره کرد.

در مورد استفاده از حرارت اتلافی خروجی از دودکش که به کمک اضافه کردن یک سیکل کمکی به انتهای بویلر بازیاب انجام می شود، باید به این نکته توجه شود که این حالت توانایی تامین فشار مورد نیاز برای راه اندازی ترموکمپرسور را ندارد [۱۸] و برای این نوع از آب شیرین کن

نمودار ۲ بازده انرژی کل سیستم آب شیرین کن بر حسب تعداد مراحل مختلف را نشان می‌دهد. با توجه به این نمودار به ازای شرایط ورودی یکسان، با افزایش تعداد مراحل آب-شیرین کن بازده انرژی کل سیستم کاهش می‌یابد. این امر بدلیل افزایش میزان تخریب انرژی برای تمام تعداد مراحل سیستم می‌باشد.



نمودار ۱- نرخ انهدام انرژی بر حسب تعداد مراحل

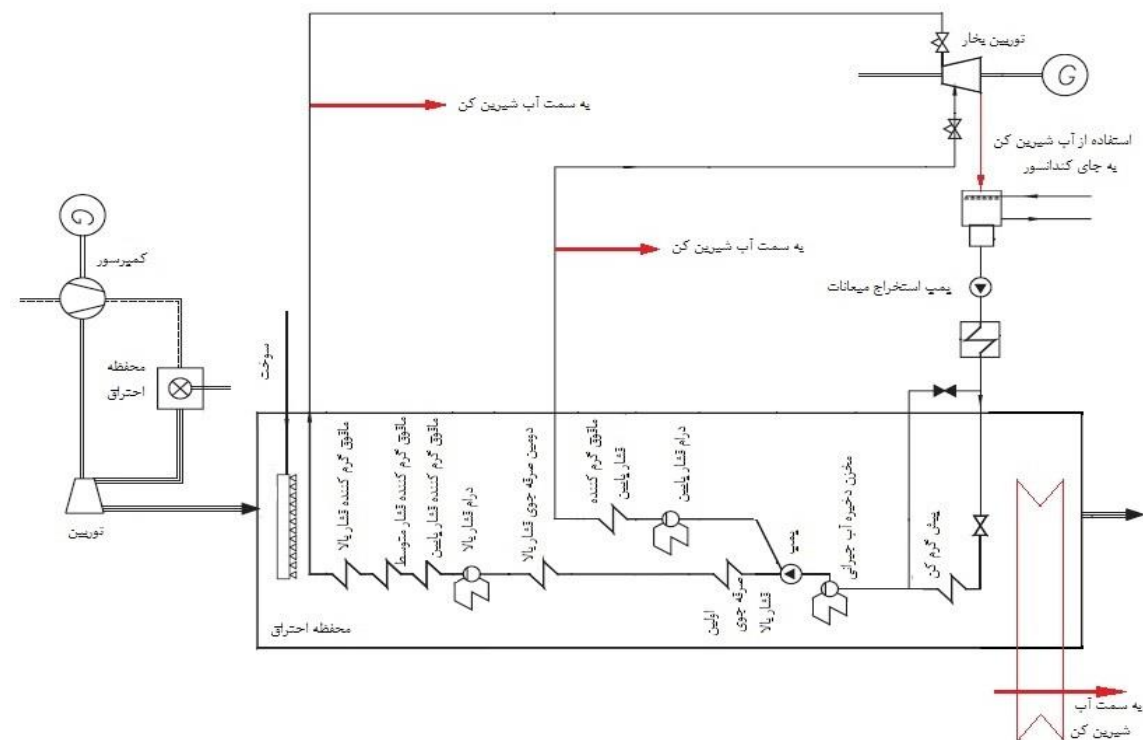
می‌دهد. با توجه به این نمودار با افزایش تعداد مراحل آب-شیرین کن انهدام انرژی در این سیستم افزایش می‌یابد. نرخ این افزایش تا آب شیرین کن ۸ مرحله‌ای به آرامی و پس از آن با شدت بیشتری می‌باشد. همچنین با افزایش فشار بخار محرک، میزان تخریب انرژی برای تمام تعداد مراحل آب شیرین کن افزایش می‌یابد.

جدول ۱ - مقادیر مرجع در مدلسازی آب شیرین کن

پارامتر	مقادیر
اختلاف دمای بین مراحل	۵ درجه سانتیگراد
تعداد مراحل بهینه از نظر فنی به دست آمده از تحلیل انرژی	۸
غلظت آب تغذیه	13500 ppm
ماکزیمم غلظت پساب نهایی	70000 ppm
دمای آب تغذیه ورودی به اولین مرحله	۴۵ درجه سانتیگراد
فشار بویلر (فشار اولین مرحله)	۱۰ بار
دمای آب دریا	۲۵ درجه سانتیگراد

### ۲-۴ بازده انرژی سیستم در تعداد مراحل مختلف

مختلف



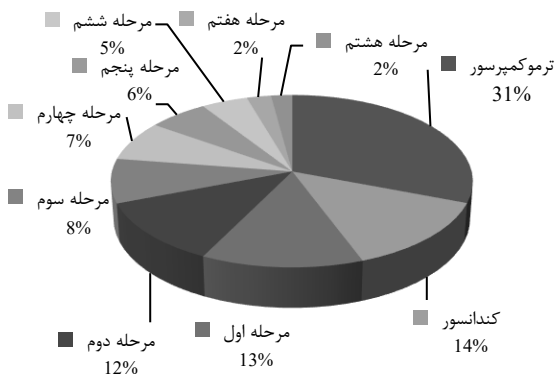
شکل ۳- حالت‌های مختلف برداشت دبی از نیروگاه جهت راه‌اندازی آب شیرین کن حرارتی [۱۸]



به افزایش تولید آنتروپی در سیستم و افزایش میزان تخریب  
اگرژی در ترموکمپرسور می‌گردد.

در مورد کندانسور نیز با افزایش فشار بخار محرک، مطابق  
نمودار ۵ دبی مکش شده به ترموکمپرسور افزایش می‌یابد.  
از سوی دیگر با توجه به نمودار ۶ دبی تولیدی مرحله آخر  
با تغییر فشار بخار محرک ثابت می‌ماند. در نتیجه دبی بخار  
ورودی به کندانسور از مرحله آخر که اختلاف دبی تولیدی  
در مرحله آخر با دبی بخار مکش شده توسط ترموکمپرسور  
است، کاهش می‌یابد که منجر به افزایش تخریب اگرژی  
در کندانسور می‌گردد.

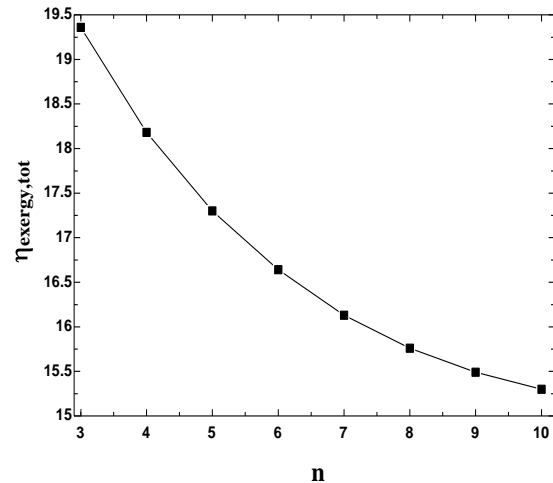
نمودارهای ۵ و ۶ بر اساس ورودی‌های یکسان با نمودار ۳  
رسم شده‌اند. نمودار ۷ سهم هر اوپراتور را در انهدام اگرژی  
در مجموعه آب‌شیرین‌کن نشان می‌دهد. همانگونه که  
مشاهده می‌شود، اولین اوپراتور بیشترین سهم را در انهدام  
اگرژی در مجموعه اوپراتورها داراست و میزان انهدام  
اگرژی در اوپراتورهای دوم به بعد به ترتیب کاهش می‌یابد.



نمودار ۳- درصد تخریب اگرژی در اجزاء مختلف آب‌شیرین‌کن  
حرارتی با فشار بخار محرک ۱۰ بار

#### ۴-۴- بررسی تغییرات دبی توربین LP بر راندان حرارتی نیروگاه

نمودار ۸ تغییرات راندان حرارتی کل نیروگاه را با تغییرات  
دبی خط فشار پایین توربین بخار نشان می‌دهد.

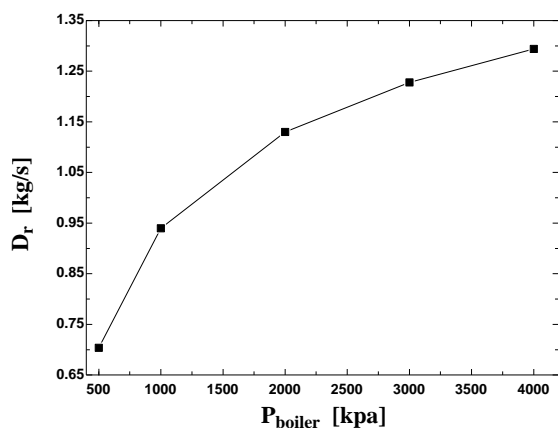


نمودار ۲- بازده اگرژی کل آب‌شیرین‌کن بر حسب تعداد مراحل

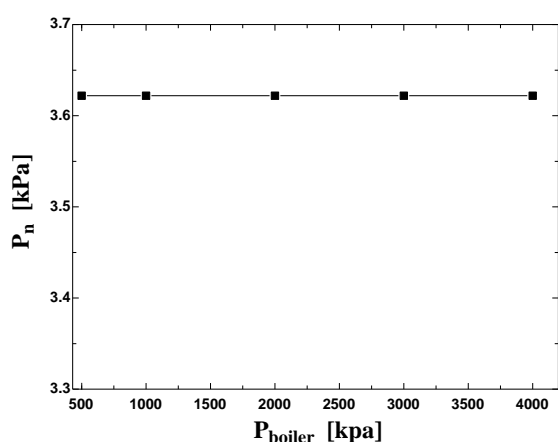
#### ۴-۳- درصد تخریب اگرژی در اجزاء مختلف آب‌شیرین‌کن حرارتی

با توجه به نمودار ۳ میزان تخریب اگرژی در ترموکمپرسور  
بیشترین مقدار را دارا می‌باشد. ترموکمپرسورها در سیستم-  
های شیرین‌سازی حرارتی بیشترین میزان تخریب اگرژی  
را به خود اختصاص می‌دهند و به طور کلی دارای راندان  
اگرژی پایینی هستند [۲۳]. نمودارهای شکل ۳ و ۴ نیز  
موید همین مطلب می‌باشند. اما با توجه به مزایای  
ترموکمپرسورها از جمله راه‌اندازی آسان و تعمیرات و  
نگهداری کم هزینه، استفاده از این سیستم در مقایسه با  
سیستم مکانیکی از استقبال بیشتری برخوردار است.

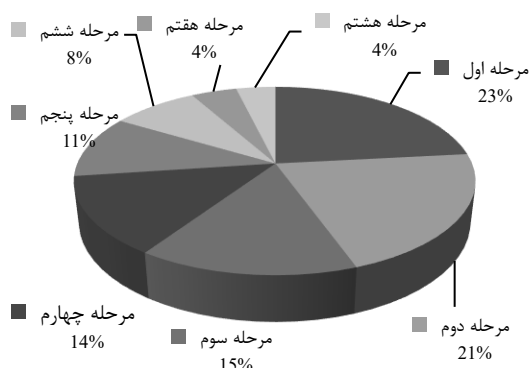
پس از ترموکمپرسور، کندانسور بیشترین میزان تخریب  
اگرژی را به خود اختصاص می‌دهد. این میزان تخریب در  
مقایسه با تخریب اگرژی در ترموکمپرسورها بسیار کمتر  
می‌باشد. نمودارهای شکل ۴ درصد تخریب اگرژی را برای  
شرایط ورودی یکسان و برای فشار بخار محرک‌های متفاوت  
نشان می‌دهند. همانگونه که مشاهده می‌شود با افزایش  
فشار بخار محرک ورودی به سیستم، میزان تخریب اگرژی  
در ترموکمپرسور و کندانسور افزایش می‌یابد. علت این امر  
را می‌توان این‌گونه بیان کرد که با افزایش فشار بخار محرک  
و به طبع آن افزایش دمای آن، و با توجه به ثابت بودن  
دمای مرحله آخر، اختلاف دمای بین بخار مکش شده از  
مرحله آخر و بخار محرک افزایش می‌یابد که این امر منجر



نمودار ۵- تغییرات دبی مکش شده از مرحله آخر بر حسب فشار بخار محرک

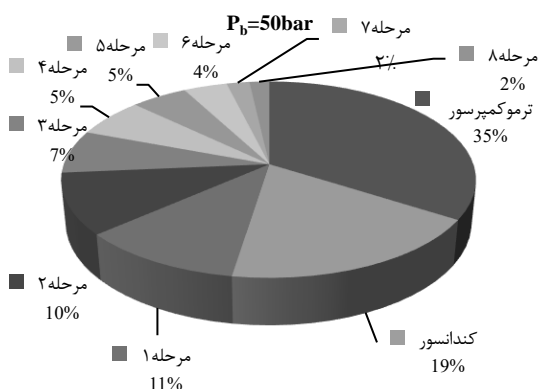
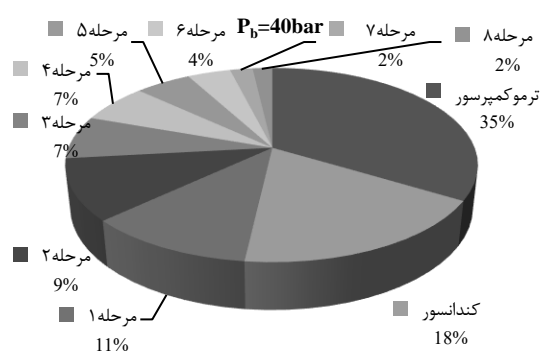
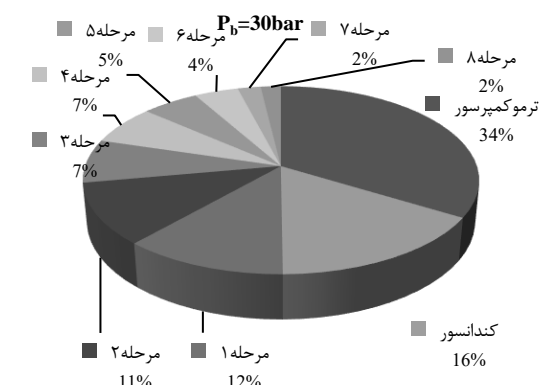
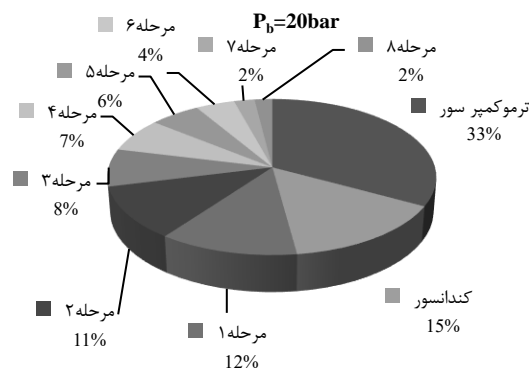


نمودار ۶- تغییرات دبی بخار تولیدی مرحله آخر بر حسب فشار بخار محرک



نمودار ۷- درصد تخریب اگزرژی در اواپراتورها

همانگونه که از نمودار مشخص است، تغییرات دبی ورودی به توربین فشار پایین تاثیر مستقیم بر راندمان حرارتی نیروگاه دارد به طوری که با کاهش دبی ورودی به توربین فشار پایین، راندمان حرارتی نیروگاه نیز کاهش می یابد.



نمودار ۴- درصد تخریب اگزرژی در اجزاء مختلف آب شیرین کن حرارتی با فشار بخار محرک های متفاوت

دبی خط فشار پایین توربین بخار نیروگاه شهید سلیمی نکاء در حالت عملکرد عادی و هنگامی که هنوز دبی از آن گرفته نشده است برابر ۹/۹۶۵ کیلوگرم بر ثانیه می باشد [۱۸].

۲/۶۶ کیلوگرم بر ثانیه باشد. به عبارت دیگر حداکثر دبی قابل برداشت از خط فشار پایین نیروگاه جهت جلوگیری از افزایش رطوبت به بیش از ۱۲٪، مقدار ۷/۳۰۵ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد (۷/۳۰۵ = حداقل دبی ورودی به توربین - دبی اولیه توربین) [۱۸].

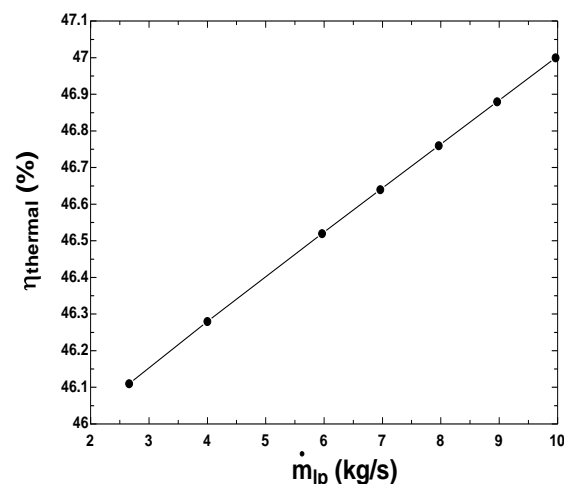
#### ۴-۵- بررسی تغییرات دبی توربین LP بر توان کل تولیدی نیروگاه

نمودار ۹ تغییرات توان کل نیروگاه را برحسب دبی جرمی توربین فشار پایین نیروگاه نشان می‌دهد. همانگونه که مشخص است با کاهش میزان دبی توربین فشار پایین، توان کل نیروگاه نیز کاهش می‌یابد. طوریکه با کاهش این دبی از ۹/۹۶۴ به ۲/۶۶ کیلوگرم بر ثانیه، توان کل نیروگاه از ۴۲۰ به ۳۹۱/۶۰۶ مگاوات کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر با کاهش ۷۳٪ دبی توربین فشار پایین شاهد کاهش ۶/۷۶٪ توان کلی نیروگاه خواهیم بود.

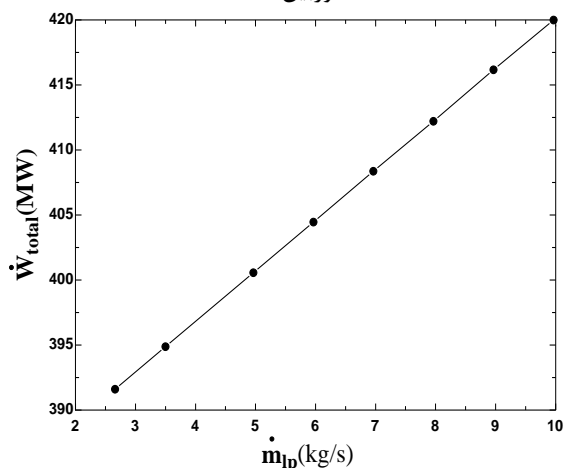
#### ۵- نتیجه‌گیری

یکی از مواردی که باعث اتلاف بخش قابل توجهی از انرژی مفید مصرفی در سیستم‌های انرژی می‌شود، بحث انهدام یا تخریب انرژی می‌باشد. شناسایی بخش‌هایی از سیستم‌ها که دارای بیشترین میزان تخریب انرژی می‌باشند و یافتن علل این میزان تخریب انرژی در این سیستم‌ها و ارائه راهکارهایی جهت کاهش آن توسط متخصصین مربوط، کمک بسیار زیادی در مسیر کاهش مصرف انرژی و بهره‌برداری بهینه از سیستم‌های تبدیل انرژی می‌نماید. هدف از این مقاله امکان‌سنجی الحاق آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای با ترموکمپرسور حرارتی با نیروگاه سیکل ترکیبی نکا و نیز بررسی میزان انرژی اتلافی در بخش‌های مختلف آب-شیرین‌کن حرارتی با شرایط عملکردی نیروگاه نکا و دریای خزر و تاثیر آن بر عملکرد نیروگاه است. با توجه به مباحث و تحلیل‌های انجام شده در این بررسی نتایج زیر حاصل گردیده‌است.

راندمان حرارتی نیروگاه نکا در حالت عملکرد عادی و بدون برداشت دبی، ۴۷٪ است [۱۸].



نمودار ۸- تغییرات راندمان حرارتی نیروگاه برحسب تغییر دبی توربین LP



نمودار ۹- تغییرات توان کلی نیروگاه برحسب تغییر دبی توربین LP

برای استحصال دبی از خط LP توربین بخار، باید به این نکته توجه کرد که کاهش دبی بخار ورودی به توربین باعث کاهش فشار بخار شده و این کاهش فشار منجر به تشدید اثر حالت دوفازی در ورودی به توربین می‌شود که مشکلاتی را برای توربین ایجاد می‌کند، بنابراین در گرفتن بخار از خط تغذیه توربین‌ها دارای محدودیت هستیم. از آنجا که حداکثر رطوبت مجاز ورودی به توربین‌ها ۱۲٪ می‌باشد (یعنی حداقل کیفیت بخار تغذیه توربین‌ها باید ۸۸٪ باشد) [۲۴] و با توجه به شرایط بخار توربین LP در نیروگاه نکا، جهت جلوگیری از افزایش رطوبت ورودی به توربین LP به بیش از ۱۲٪، باید حداقل دبی ورودی به این توربین

## ۶- علائم و نشانه‌ها

صعود نقطه جوش	$BPE$
ظرفیت گرمایی ویژه	$C_p$
دبی آب شیرین تولیدی (kg/s)	$D_{distillate}$
دبی بخار ناشی از تبخیرناگهانی در محفظه فلش (kg/s)	$d_{flash}$
دبی بخار مکش شده از مرحله آخر	$D_r$
اگزرژی	$E, e$
انهدام اگزرژی	$\dot{E}_D$
دبی آب تغذیه (kg/s)	$F$
نسبت بهره‌وری	$GOR$
دبی آب دریا ورودی به کندانسور (kg/s)	$M_c$
ثابت جهانی گازها	$\bar{R}$
بخار محرک ورودی به ترموکمپرسور	$S$
تولید آنتروپی	$\dot{S}_{gen}$
دمای آب تغذیه (C)	$T_f$
غلظت پساب خروجی	$X_b$
درصد تخریب اگزرژی	$Y_{loss}$
فیزیکی	$PH$
جنبشی	$KN$
پتانسیل	$PT$
شیمیایی	$CH$
<b>زیرنویس‌ها:</b>	
پساب	$b$
دریا	$c$
گاز	$g$
آنتالپی	$h$
فشار بالا	$Hp$
ورودی	$in$
فشار پایین	$LP$
خروجی	$out$
دبی آب بازگشتی	$rej$
اشباع	$sat$
توربین بخار	$st$
بخار	$s, v$
معرف حالت اولیه	$first$

- بیشترین درصد تخریب اگزرژی در آب شیرین کن، مربوط به ترموکمپرسور بوده که با افزایش فشار بخار محرک ورودی به اولین مرحله اول، افزایش می‌یابد.

- تخریب اگزرژی کل با افزایش تعداد مراحل آب شیرین کن افزایش می‌یابد. نرخ افزایش تخریب اگزرژی کل، با افزایش تعداد مراحل آب شیرین کن، شدت می‌گیرد.

- به تبع افزایش انهدام اگزرژی با افزایش تعداد مراحل، بازده اگزرژی کل سیستم با افزایش تعداد مراحل آب-شیرین کن، کاهش می‌یابد.

- پس از ترموکمپرسور، کندانسور بیشترین مقدار تخریب اگزرژی را دارا می‌باشد. ولی میزان این تخریب در مقایسه با تخریب اگزرژی در ترموکمپرسور بسیار کمتر می‌باشد.

- اولین اواپراتور بیشترین سهم را در انهدام اگزرژی در مجموعه اواپراتورها داراست و میزان انهدام اگزرژی در اواپراتورهای دوم به بعد به ترتیب کاهش می‌یابد.

- تغییرات دبی ورودی به توربین فشار پایین، تاثیر مستقیم بر راندمان حرارتی نیروگاه دارد به طوری که با کاهش دبی ورودی به توربین فشار پایین، راندمان حرارتی نیروگاه نیز کاهش می‌یابد. راندمان حرارتی نیروگاه نکاء در حالت عملکرد عادی و بدون برداشت دبی، ۴۷٪ است که پس از برداشت حداکثر دبی قابل برداشت از خط توربین فشار پایین، به ۴۶/۱٪ کاهش می‌یابد. اگرچه این برداشت دبی باعث کاهش راندمان نیروگاه می‌گردد. اما دبی برداشت شده جهت راه اندازی آب شیرین کن به کار می‌رود و راندمان کل مجموعه آشیرین کن و نیروگاه افزایش می‌یابد. بررسی‌های صورت گرفته نشان می‌دهد سیستم تولید همزمان آب و توان تا ۵۰٪ کاهش میزان مصرف سوخت را به دنبال خواهد داشت.

- با کاهش میزان دبی توربین فشار پایین، توان کل نیروگاه نیز کاهش می‌یابد بطوریکه با کاهش این دبی، توان کل نیروگاه از ۴۲۰ به ۳۹۱/۶۰۶ مگاوات کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر با کاهش ۷۳٪ دبی توربین فشار پایین شاهد کاهش ۶/۷۶٪ توان کلی نیروگاه خواهیم بود.

معرف حالت جدید	new
----------------	-----

## ۷- مراجع

- [1] Greenlee Lauren F, Desmond F, Lawler Benny D, Freeman Benoit, Marrotc Philippe, Moulinc (2009). "Reverse osmosis desalination, Water sources, technology, and today's challenges" *Water Research*. Vol 43, 2317-2348.
- [2] Fawzi, Banat (2007), "Economic and technical assessment of desalination technologies", Jordon university of science and technology
- [3] IAEA (International atomic energy agency).. Thermodynamic and economic evaluation of co-production plants for electricity and potable water. Technical report, IAEA, Vienna, Austria.
- [4] S. Tadros (1979), "A new look at dual purpose water and powerplant: economy and design features", *Desalination*, Vol.30
- [5] M.A. Darwish, F. A. Yousef, N.M. Al-Najem (1997), "Energy consumption and costs with a multi-stage flashing (MSF) desalting system", *Desalination*, vol.109, 285-302
- [6] N.M. Wade (1999), "Energy and cost allocation in dual-purpose power and desalination plants", *Desalination* vol.123, 115-125
- [7] M.A. Darwish, Najem Al Najem (2004), "Co-generation power desalting plants: new outlook with gas turbines", *Desalination*, vol.161, 1-12
- [8] E. Cardona, A. Piacentino (2004), "Optimal design of cogeneration plants for seawater desalination", *Desalination*, vol.166, 411-426
- [9] Y. Wang, N. Lior (2006), "Performance analysis of combined humidified gas turbine power generation and multi-effect thermal vapor compression desalination systems Part 1: The desalination unit and its combination with a steam-injected gas turbine power system", *Desalination* vol.196, 84-104
- [10] Y. Wang, N. Lior (2007), "Performance analysis of combined humidified gas turbine power generation and multi-effect thermal vapor compression desalination systems Part 2: The evaporative gas turbine based system and some discussions", *Desalination*, vol.207, 243-256.
- [11] M. H. Khoshgoftar Manesh, M. Amidpour, M. H. Hamedi (2009), "Optimization of the coupling of pressurized water nuclear reactors and multistage flash desalination plant by evolutionary algorithms and thermoeconomic method", *International Journal of Energy Research*
- [12] S.M. Soufari, M. Zamen, M. Amidpour (2009), "Performance optimization of the humidification-dehumidification desalination process using mathematical programming", *Desalination*, 305-317,
- [13] M. Zamen, M. Amidpour, S.M. Soufari (2009), "Cost optimization of a solar humidification-dehumidification desalination unit using mathematical programming", *Desalination*, 92-99
- [14] Shakib Seyed Ehsan, Majid Amidpour, Cyrus Aghanajafi (2012). "Simulation and optimization of multi effect desalination coupled to a gas turbine plant with HRSG consideration". *Desalination*. Vol 285. 366-376.
- [15] Al-Shammiri M, M. Safar (1999). "Multi-effect distillation plants: state of the art", *Desalination*. Vol 126. 45-59.
- [16] El-Dessouky Hisham, Hisham Ettouney, Imad Alatiqi, Ghada Al-Nuwaibit (2002). "Evaluation of steam jet ejectors", *Chemical Engineering and Processing*. Vol 41. 551-561
- [17] Hajabdollahi Hassan, Pouria Ahmadi, Ibrahim Dincer (2011), "An Exergy-Based Multi-Objective Optimization Of A Heat Recovery Steam Generator (HRSG) In A Combined Cycle Power Plant (CCPP) Using Evolutionary Algorithm", *International Journal of Green Energy*. Vol 8, NO.1, 44-64.

- [18] Ameri M, P. Ahmadi, S. Khanmohammadi (2008), "Exergy analysis of a 420MW combined cycle power plant", *International Journal of Energy Research*. Vol 32, 175–183.
- [۱۹] معاونت تحقیق و توسعه گروه مپنا. امکان‌سنجی فنی استفاده از آب شیرین کن‌های حرارتی در کنار نیروگاه حرارتی در مقایسه با فناوری غشایی. (۱۳۹۰)، گزارش فاز ۳
- [20] El-Dessouky Hisham T, H.M Ettouney (1999), "Multiple-effect evaporation desalination systems: thermal analysis", *Desalination*, vol.125,NO.1, 259-276
- [21] Hajabdollahi Hassan, Pouria Ahmadi, Ibrahim Dincer (2011), "An Exergy-Based Multi-Objective Optimization Of A Heat Recovery Steam Generator (HRSG) In A Combined Cycle Power Plant (CCPP) Using Evolutionary Algorithm", *International Journal of Green Energy*. Vol 8, NO.1, P 44-64.
- [22] Nicolai Aladin and Igor Plotnikov (2004), "The Caspian Sea, Lake Basin Management Initiative", *Thematic Paper*, 1-28, 28
- [23] El-Dessouky H.T, H.M. Ettouney (2002), "Fundamentals of Salt Water Desalination", Elsevier Science B.V.
- [24] Gomar Z. H, Heidary, M. Davoudi (2011), "Techno-Economics Study to Select Optimum Desalination Plant for Asalouyeh Combined Cycle Power Plant in Iran", *World Academy of Science, Engineering and Technology* 51.
- [25] Bejan, A. (1996), "Thermal design and optimization", Wiley, NewYork.