



**موسسه آموزش عالی انرژی  
دانشکده انرژی**

**پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد  
در رشته مهندسی سیستم های انرژی**

**عنوان :**

**آنالیز فنی استفاده از سیستم CHP برای آب شیرین کن های اسمز  
معکوس ( منطقه مورد مطالعه چابهار )**

**استاد راهنما  
دکتر مجتبی میرزایی**

**نگارش  
محبوبه پوران**

**بهار ۱۴۰۰**



## مَنْ لَمْ يَشْكُرِ الْمَخْلُوقَ، لَمْ يَشْكُرِ الْخَالِقَ

### سپاسگزاری:

«مَنْتِ خدای را عزوجل که طاعتش موجب قربت است و به شکر و اندرش مزید نعمت» سپاس بی کران خداوند بخشنده و مهربان را که از سر لطف خویش، توفیق دانش‌اندوزی و انجام این تحقیق را به بنده مرحمت فرمود و بی شک بدون عنایت و الطاف کریمه‌اش حتی لحظه‌ای دوام نخواهیم داشت و رحمت واسعه‌ی او بر آنان که عمری را در درک معرفتش سرکردند و در نهایت خالصانه هر آنچه را داشته‌اند در طبق اخلاص نهادند. از تمام معلمین و اساتید عزیزی که از ابتدا مرا در شناخت و آگاهی به نور علم و ایمان راهنمایی کرده‌اند کمال سپاس گزاری و قدردانی را داشته و همواره توفیق و سعادت هر دو جهان ایشان را از خداوند مَنَّان مسئلت دارم. از پدر و مادر عزیزم که مشوق‌های بنده بودند، همچنین از کمک‌های فکری و روحی آنان کمال تشکر را دارم از استاد محترم جناب آقای مجتبی میرزایی که زحمت راهنمایی این پایان‌نامه را بر عهده داشته و همواره یار و همراه بنده بودند و نیز از مدیریت محترم پژوهش موسسه آموزش عالی انرژی دانشکده انرژی و مسئولین امور پایان‌نامه تشکر و قدردانی می‌شود.

در پایان از کلیه دوستان و همکاران محترم به خاطر راهنمایی‌ها و در اختیار گذاشتن تجربیاتشان که در انجام این پژوهش به بنده عنایت داشتند کمال تقدیر و تشکر را داشته و از خداوند متعال توفیق همگی ایشان را خواهانم.

با تقدیم ادب و احترام

محبوبه پوران

تقدیم به:

## پدر و مادرم

که مشوق اصلی ام برای ادامه تحصیل بودند.

و همسر عزیزم

به پاس قدر دانی از قلبی آکنده از عشق و معرفت که محیطی  
سرشار از سلامت و امنیت و آرامش و آسایش برای من فراهم  
آورده است.

## چکیده

در سال های اخیر با توجه به برداشت های بیش از حد از منابع طبیعی آب شیرین و افزایش مصرف آن، روش های متنوع شیرین سازی آب بسیار مورد توجه قرار گرفته اند. به منظور تامین آب آشامیدنی و آب مصرفی واحدهای صنعتی، میتوان از فرآیند شیرین سازی آب دریا به عنوان یک روش مناسب استفاده نمود. نیروگاه های حرارتی یکی از مهمترین صنایع مصرف کننده آب هستند که تعداد قابل ملاحظه ای از آنها در مجاورت دریاها قرار دارند. بنابراین، با بهره گیری از علم تولید همزمان، میتوان توان و آب شیرین را به صورت همزمان تولید نمود و به دنبال آن، راندمان کلی نیروگاه های موجود را افزایش داد. در این راستا تحقیق حاضر در حوزه بهینه سازی سیستم تولید همزمان توان و آب شیرین صورت گرفته است. در این خصوص محاسبات آنالیز انرژی و اگزرژی و تعیین راندمان و Heat Rate برای واحد گازی براساس اطلاعات تست کارایی واحد گازی نیروگاه در بار پایه و ۳ واحد آب شیرین کن انجام گرفته شد. سپس بعد از شبیه سازی صورت گرفته در نرم افزار ترموفلو که کل انرژی خروجی از نیروگاه و انرژی الکتریکی تولیدی در واحد گازی بترتیب ۱۴۰۹۱۸ kw و ۱۳۳۲۴۷ kw بدست آمد، که میزان تلفات کمکی و ترانسفورماتور انرژی در قسمت توربین گاز به مقدار ۷۶۷۱ کیلووات می باشد. قسمت آبشیرین کن این مجموعه ۳ واحد ۵ MIGD تشکیل شده که میزان تولید آب شیرین ۲۲۷۳۰ m<sup>3</sup>/day (متر مکعب در روز) است.

کلمات کلیدی: آب شیرین کن - اسمز معکوس - تولید همزمان حرارت و توان - ترموفلو

## فهرست مطالب

### صفحه

### عنوان

چکیده ..... ۵

### فصل اول: کلیات تحقیق

۱-۱ مقدمه ..... ۲

۱-۲ سیستم تولید همزمان برق و حرارت ( COMBINED HEAT AND POWER ) ..... ۴

۱-۳ توضیح مختصر مساله و سابقه تحقیق ..... ۵

۱-۴ فرضیات ..... ۷

۱-۵ اهداف ..... ۷

۱-۶ مروری کوتاه بر فناوری تولید همزمان برق و حرارت ..... ۷

۱-۷ کاهش هزینه های تأمین انرژی اولیه برای مصرف کننده ..... ۸

۱-۸ تأمین انرژی الکتریسیته با کیفیت بسیار بالاتر ..... ۹

۱-۹ افزایش بازده انرژی ..... ۹

۱-۱۰ متداولترین سیستم های تولید همزمان: ..... ۱۰

۱-۱۱ توربینهای گازی ..... ۱۰

۱-۱۱-۱ موارد کاربرد ..... ۱۱

۱-۱۱-۲ شرح فناوری توربین های گاز ..... ۱۲

۱-۱۱-۳ انواع توربین گاز ..... ۱۲

۱-۱۱-۴ بازدهی سیستم CHP ..... ۱۳

۱-۱۱-۵ تنوع سوخت ها ..... ۱۳

۱-۱۱-۶ قابلیت دسترسی در کشور ..... ۱۴

۱-۱۲ میکروتوربین ها ..... ۱۴

۱-۱۲-۱ شرح فناوری میکروتوربین ها ..... ۱۵

۱-۱۳ آلاینده های گازهای خروجی ..... ۱۶

۱-۱۴ مزایای سیستم های تولید همزمان برق و حرارت به صورت زیر است: ..... ۱۶

۱-۱۵ تکنولوژی توربین گاز ..... ۱۷

|    |   |
|----|---|
| ۱۸ | ۱-۱۶ توربین گاز و نقش آن در تولید برق             |
| ۱۸ | ۱-۱۷ عوامل بهره برداری                            |
| ۱۹ | ۱-۱۸ مقدمه ای بر سیستم های هیبریدی                |
| ۲۰ | ۱-۱۹ سیستم هیبریدی، CHP و آبشیرین کن اسمز معکوس   |
| ۲۱ | ۱-۲۰ وضعیت آب در جهان                             |
| ۲۲ | ۱-۲۱ تئوری اسمز معکوس                             |
| ۲۵ | ۱-۲۱-۱ اجزا اصلی دستگاه اسمز معکوس                |
| ۲۶ | ۱-۲۱-۲ کاربرد رایج اسمز معکوس                     |
| ۲۷ | ۱-۲۱-۳ تاریخ شیرین سازی آب به روش اسمز معکوس (RO) |
| ۲۷ | ۱-۲۲ موقعیت شیرین سازی آب به روش های مختلف        |

## فصل دوم: پیشینه تحقیق

|    |   |
|----|---|
| ۲۹ | ۲-۱ مقدمه   |
| ۲۹ | ۲-۲ مطالعات پیشین روی تولید همزمان توان و حرارت (CHP) |
| ۲۹ | ۲-۳ تاریخچه   |
| ۳۳ | ۲-۴ مطالعات پیشین روی سیستم آبشیرینکن اسمز معکوس (RO) |
| ۴۱ | ۲-۵ معرفی کار حاضر                                    |

## فصل سوم: روش شناسی تحقیق

|    |  |
|----|--|
| ۴۳ | ۳-۱ مقدمه  |
| ۴۳ | ۳-۲ آرایش سیستم هیبریدی پیشنهادی                         |
| ۴۴ | ۳-۲-۱ معادلات مربوط به سیستم هیبریدی                     |
| ۴۵ | ۳-۳ توضیحات اجزای تشکیل دهنده                            |
| ۴۵ | ۳-۳-۱ اطلاعات عمومی در مورد قطعات توربین گاز V94.2       |
| ۴۶ | ۳-۳-۲ دیگر مشخصات توربین گازی V94.2                      |
| ۴۶ | ۳-۳-۳ توان بار پایه خروجی توربین گازی V94.2 در شرایط ISO |
| ۴۷ | ۳-۳-۴ سیستم های سوخت توربین گازی V94.2                   |
| ۴۷ | ۳-۳-۵ طراحی عمومی توربین گاز V94.2                       |
| ۴۸ | ۳-۴ کمپرسور مورد مطالعه                                  |

|    |   |
|----|---|
| ۵۱ | ۳-۵ محفظه های احتراق .....                          |
| ۵۳ | ۳-۶ محاسبات مربوط به سیکل ایده ال توربین گاز .....  |
| ۵۴ | ۳-۷ بویلر بازیافت حرارتی .....                      |
| ۵۴ | ۳-۸ بررسی عملکرد مرکز تولید بخار .....              |
| ۵۶ | ۳-۹ بالانس انرژی .....                              |
| ۵۶ | ۳-۹-۱ مبانی بالانس جرم و انرژی .....                |
| ۵۷ | ۳-۹-۲ آنالیز انرژی نیروگاه ترکیبی .....             |
| ۵۷ | ۳-۹-۳ ورودی های جریان انرژی نیروگاه .....           |
| ۵۸ | ۳-۱۰ نمودارهای انرژی .....                          |
| ۵۸ | ۳-۱۰-۱ بالانس حرارتی نیروگاه .....                  |
| ۶۰ | ۳-۱۱ چرخه انرژی ورودی توربین گاز .....              |
| ۶۱ | ۳-۱۲ بالانس انرژی ورودی قسمت واحد بخار .....        |
| ۶۲ | ۳-۱۳ بالانس انرژی .....                             |
| ۶۲ | ۳-۱۳-۱ مبانی بالانس انرژی .....                     |
| ۶۲ | ۳-۱۳-۲ آنالیز انرژی نیروگاه سیکل ترکیبی .....       |
| ۶۴ | ۳-۱۳-۳ انرژی مربوط به انتقال گرما .....             |
| ۶۵ | ۳-۱۳-۴ بازده انرژی و انرژی نیروگاه .....            |
| ۶۵ | ۳-۱۳-۵ جریان انرژی CHP مورد مطالعه .....            |
| ۶۶ | ۳-۱۴ آبشیرین کن اسمز معکوس (RO) .....               |
| ۶۷ | ۳-۱۴-۱ معادلات مربوط به آبشیرین کن اسمز معکوس ..... |

## فصل چهارم: نتایج

|    |   |
|----|---|
| ۷۱ | ۴-۱ آنالیز انرژی سیستم مورد مطالعه .....                            |
| ۷۳ | ۴-۲ آنالیز انرژی بالانس حرارتی توربین گاز .....                     |
| ۷۵ | ۴-۳ بالانس حرارتی سیکل بخار .....                                   |
| ۷۶ | ۴-۴ تلفات و تجهیزات جانبی .....                                     |
| ۷۷ | ۴-۵ آنالیز انرژی نیروگاه .....                                      |
| ۷۷ | ۴-۵-۱ نتایج مربوط به تحلیل انرژی واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه ..... |



|    |  |
|----|--|
| ۷۸ | ۴-۶ تجزیه و تحلیل اگزرژی توربین گازی (مدل فیزیکی)                          |
| ۷۸ | ۴-۶-۱ نتایج مربوط به تحلیل اگزرژی توربین گازی واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه |
| ۸۰ | ۴-۷ توربین گازی و آنالیز اگزرژی محیطی (مدل فیزیکی)                         |
| ۸۱ | ۴-۸ تجزیه و تحلیل اگزرژی HRSG  |
| ۸۲ | ۴-۹ واحد آبشیرین کن  |
| ۸۲ | ۴-۹-۱ نتایج آبشیرین کن اسمز معکوس (RO)                                     |

## فصل پنجم: نتیجه گیری و پیشنهادات

|    |                |
|----|----------------|
| ۸۶ | ۵-۱ نتیجه گیری |
| ۸۶ | ۵-۲ پیشنهادات  |
| ۸۷ | منابع و مآخذ   |

## فهرست جداول

| <b>عنوان</b>  | <b>صفحه</b> |
|---|-------------|
| جدول ۱-۳ طرح تعادل گرمای سیستم CHP مورد مطالعه .....                                | ۵۸          |
| جدول ۲-۳ بالانس حرارتی نیروگاه مورد مطالعه .....                                    | ۵۹          |
| جدول ۳-۳ بالانس گرمای توربین گازی / ژنراتور (مدل فیزیکی) .....                      | ۶۰          |
| جدول ۴-۳ بالانس انرژی ورودی قسمت واحد بخار .....                                    | ۶۱          |
| جدول ۵-۳ اطلاعات ورودی اگزرژی CHP سیستم مورد مطالعه .....                           | ۶۵          |
| جدول ۱-۴ نتایج مربوط به تحلیل انرژی واحد نیروگاه تولید همزمان مورد مطالعه .....     | ۷۱          |
| جدول ۲-۴ نتایج مربوط به تحلیل انرژی سیکل توربین گازی مورد مطالعه .....              | ۷۳          |
| جدول ۳-۴ نتایج مربوط به تحلیل انرژی سیکل بالانس حرارتی سیکل بخار مورد مطالعه .....  | ۷۵          |
| جدول ۴-۴ تخمین تلفات نیروگاه .....  | ۷۶          |
| جدول ۵-۴ تحلیل اگزرژی واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه .....                            | ۷۷          |
| جدول ۶-۴ نتایج مربوط به تحلیل اگزرژی توربین گازی واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه ..... | ۷۹          |
| جدول ۷-۴ نتایج مربوط به تحلیل اگزرژی توربین گازی و آنالیز اگزرژی محیطی واحد نیروگاه |             |
| CHP مورد مطالعه .....   | ۸۰          |
| جدول ۸-۴ نتایج مربوط به تحلیل اگزرژی HRSG (بویلر) واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه      |             |
| .....   | ۸۱          |
| جدول ۹-۴ نتایج واحد آبشیرین کن اسمز معکوس سیستم مورد مطالعه است. ....               | ۸۲          |

## فهرست اشکال

| <b>عنوان</b>  | <b>صفحه</b> |
|---|-------------|
| شکل ۱-۱ نحوه عملکرد نیروگاه CHP.....  | ۸           |
| شکل ۲-۱ مجموعه توربین گاز.....  | ۱۰          |
| شکل ۳-۱ سیستم CHP با میکروتوربین.....                                       | ۱۵          |
| شکل ۴-۱ یک نمونه از ترکیب سیستم هیبریدی.....                                | ۱۹          |
| شکل ۵-۱ نمونه یک سیستم تولید برق و حرارت همزمان.....                        | ۲۰          |
| شکل ۶-۱ راندمان یک سیستم تولید برق و حرارت همزمان.....                      | ۲۰          |
| شکل ۷-۱ توزیع آب در حوزه های مختلف.....                                     | ۲۱          |
| شکل ۸-۱ فیلتر ممبران اسمز معکوس.....  | ۲۳          |
| شکل ۹-۱ فرآیند اسمز.....  | ۲۴          |
| شکل ۱۰-۱ فیلتر اسمز معکوس.....  | ۲۵          |
| شکل ۱۱-۱ اجزای دستگاه اسمز معکوس.....                                       | ۲۶          |
| شکل ۱۲-۱ قسمت های تشکیل دهنده دستگاه اسمز معکوس.....                        | ۲۶          |
| شکل ۱۳-۱ مقایسه تکنولوژی های استفاده شده در آب شیرین کن ها.....             | ۲۷          |
| شکل ۱-۳ سیستم توربین گازی V94.2 و ابشیرین کن اسمز معکوس.....                | ۴۴          |
| شکل ۲-۳ شماتیک کلی توربین گازی V94.2.....                                   | ۴۵          |
| شکل ۳-۳ شماتیک تجهیزات موجود در بویلر بازیافت حرارت سیستم CHP.....          | ۵۵          |
| شکل ۴-۳ بالانس جرم و انرژی.....   | ۵۶          |
| شکل ۵-۳ ورودی های جریان انرژی نیروگاه سیستم مورد مطالعه به صورت شماتیک..... | ۵۸          |
| شکل ۶-۳ ورودی انرژی نیروگاه CHP مورد مطالعه.....                            | ۵۹          |
| شکل ۷-۳ چرخه انرژی ورودی توربین گاز.....                                    | ۶۰          |
| شکل ۸-۳ بالانس انرژی ورودی قسمت واحد بخار.....                              | ۶۱          |
| شکل ۹-۳ جریان انرژی نیروگاه مورد مطالعه به صورت شماتیک.....                 | ۶۶          |
| شکل ۱-۴ نمودار ورودی و خروجی انرژی نیروگاه.....                             | ۷۲          |
| شکل ۲-۴ شمای کلی سیستم توربین گازی در نرم افزار ترموفلو ۲۳.....             | ۷۴          |
| شکل ۳-۴ نمودار خروجی انرژی سیکل توربین گازی نیروگاه.....                    | ۷۴          |

- شکل ۴-۴ بالانس حرارتی سیکل بخار ..... ۷۵
- شکل ۴-۵ نمودار تلفات نیروگاه CHP مورد مطالعه ..... ۷۷
- شکل ۴-۶ نمودار خروجی اگزورژ نیروگاه CHP مورد مطالعه ..... ۷۸
- شکل ۴-۷ نمودار تحلیل اگزورژی توربین گازی واحد نیروگاه سیکل ترکیبی مورد مطالعه ..... ۷۹
- شکل ۴-۸ توربین گازی و آنالیز اگزورژی محیطی ..... ۸۰
- شکل ۴-۹ نمودار خروجی اگزورژی HRSG ( بویلر ) واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه ..... ۸۲
- شکل ۴-۱۰ شبیه سازی واحد آبشیرین کن اسمز معکوس مورد مطالعه است. .... ۸۴

## **فصل اول:**

### **کلیات تحقیق**

## ۱-۱ مقدمه

بحران انرژی در کنار بحران آب یکی از معضلات پیش رو در قرن اخیر می باشد که سیستم های با راندمان و بهره وری انرژی بالا را می طلبد.

در سالهای اخیر با توجه به برداشت های بیش از حد از منابع طبیعی آب شیرین و افزایش مصرف آن، روش های متنوع شیرین سازی آب بسیار مورد توجه قرار گرفته اند. به منظور تامین آب آشامیدنی و آب مصرفی واحدهای صنعتی، می توان از فرآیند شیرین سازی آب دریا به عنوان یک روش مناسب استفاده نمود. نیروگاه های حرارتی یکی از مهمترین صنایع مصرف کننده آب هستند که تعداد قابل ملاحظه ای از آنها در مجاورت دریاها قرار دارند. بنابراین، با بهره گیری از علم تولید همزمان میتوان توان و آب شیرین را به صورت همزمان تولید نمود و به دنبال آن، راندمان کلی نیروگاه های موجود را افزایش داد.

تولید همزمان توان و حرارت مزیت خود را بواسطه بهره وری انرژی با بازده بالا نه تنها در تولید برق و حرارت، بلکه بلحاظ ملاحظات زیست محیطی به اثبات رسانده است. انتخاب سیستم تولید همزمان باید با توجه به شرایط عملکرد و نیازهای بار حرارتی و الکتریکی، که توابعی از زمان هستند صورت گیرد.

در سه دهه اخیر پس از افزایش عمده بهای سوخت، اهمیت بحث سوخت جایگزین، افزایش کارایی انرژی و کاهش آلودگی زیست محیطی، تمایل به استفاده از فن آوری های جدید از جمله تولید همزمان برق و حرارت (CHP) افزایش یافته است. در روشهای معمول برای تامین نیازهای الکتریکی و حرارتی، الکتریسته از شبکه توزیع سراسری و حرارت بوسیله سوزاندن سوخت در بویلرها و تجهیزات گرمازا به روش تولید جداگانه تامین میگردد. در نتیجه واحد های CHP در صنعت برق در محل مصرف توسط نیروگاه های کوچک که به DG یا تولید پراکنده معروف هستند ایجاد می شود که این امر مزایای دیگری نیز به همراه دارد. وقتی که برق یک شبکه به صورت نیروگاه های کوچک در نقاط مختلف کشور تامین بشود اولاً که تلفات الکتریکی که در خطوط انتقال اتفاق می افتاد از بین میرود یا بسیار کم می شود دوماً قابلیت اطمینان شبکه بالا می رود چون برق از نقاط مختلفی تامین می شود در نتیجه قطعی هم کم تر می شود. پس CHP معمولاً در نیروگاه های DG یا تولید پراکنده برای تولید همزمان برق و حرارت در محل مصرف ایجاد می شود.

CHP در واقع تولید همزمان حرارت مفید و توان ( معمولاً بصورت توان الکتریکی) در یک فرآیند واحد می باشد. از خروجی های سیستم استفاده های متنوعی می توان کرد بعنوان مثال حرارت مفید خروجی را می توان در یک چیلر جذبی بکار برد و یا اینکه از توان سیستم برای گرداندن کمپرسور استفاده نمود.

امروزه همگام با تحولاتی که در مدیریت، برنامه ریزی و بهره برداری سیستم های قدرت رخ می دهد و معرفی منابع جدید تامین انرژی و عرضه تکنولوژی های جدیدی از واحدهای تولید در مقیاس کوچک واز طرفی کمبود و گرانی سوخت های فسیلی، استفاده از منابع تولید پراکنده حتی در ساختمان های اداری و مسکونی توجیه اقتصادی پیدا کرده است.

در این میان تولید همزمان برق و حرارت که نوعی تولید پراکنده با بازده انرژی بالا می باشد ودر آن برق و حرارت بطور همزمان تولید می شود به عنوان یک جایگزین کلیدی برای حل مشکلات مربوط به انرژی در سراسر جهان همچون افزایش تقاضای انرژی، افزایش هزینه های انرژی و نگرانی های زیست محیطی شناخته شده است و از طرفی با تسهیلاتی که از جانب دولت ها برای سرمایه گذاری در این بخش در نظر گرفته شده، آینده خوبی برای این دسته از منابع تولید پراکنده به چشم می خورد.

آب ماده حیاتی است که به طور یکنواخت در سطح کره زمین موجود نیست و نقاط مختلف کره زمین با کمبود آب مواجه هستند. آب از دو بعد اقتصادی و بهداشتی حائز اهمیت است زیرا به حرکت درآورنده ی چرخ صنعت و رونق بخش فعالیت های کشاورزی می باشد و همچنین آب سالم تضمین کننده سلامت انسان است. با توجه به رشد روزافزون جمعیت جهان و ثابت بودن منابع آبی میتوان نتیجه گرفت که معضل کمبود آب به مشکل بزرگی در آینده تبدیل خواهد شد. باید راهکارهای جدید و مطمئنی برای حفظ منابع آبی در دسترس و همچنین تولید و تصفیه آب شیرین در پیش گرفته شود.

در سالهای اخیر تامین منابع آب پایدار در مناطق خشک و کم آب جنوب کشور یکی از مشکلات عدیده کشور بوده است. نیاز مبرم به تولید آب شیرین به خصوص در مناطق کم آب، همزمان با افزایش جمعیت، همواره یکی از مسائل مهم و استراتژیک در حوزه صنعت بوده است، بکارگیری تکنولوژی شیرین سازی آب، میتواند یکی از موثرترین و مفیدترین روشهای استفاده از واحدهای نیروگاهی باشد. در واقع نیروگاه 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. سیستم های اولیه شیرین سازی آب شور و آب دریا که بر اساس مکانیسم اسمز معکوس عمل میکنند. [۱]

یکی از متداول ترین روش های شیرین سازی آب، استفاده از آب شیرین کن های اسمز معکوس می باشد. سیستم های آبشیرین کن اسمزمعکوس آب شور دریاها را به آب قابل شرب تبدیل میکنند، امروزه این سیستم یکی از موفق ترین روش تصفیه آب با حجم بالا می باشد، که در این روش وابستگی به انرژی و سوخت های فسیلی به حداقل رسیده و برای محیط زیست به مراتب ایمن تر هستند.

از این رو، در سالهای اخیر سیستم های تولید همزمان آب و توان مورد توجه قرار گرفته است. در این سیستم ها از حرارت خروجی از آگروز توربین های گازی به عنوان منبع حرارتی جهت برآورده کردن نیاز بسیاری از فرایندهای صنعتی به انرژی گرمایی، در صنایع مختلفی همچون پتروشیمی ها، کارخانجات کاغذسازی و چیلرهای جذبی و ... استفاده می شود که این امر موجب افزایش راندمان سیستم ترکیبی و در نتیجه کاهش مصرف سوخت میگردد. فرآیند شیرین سازی آب شور به طرق مختلفی صورت می پذیرد که همگی آنها به انرژی نیاز دارند. این انرژی می تواند از طریق انرژی گرمایی، مکانیکی و یا الکتریکی از منابع فسیلی یا منابع تجدید پذیر تامین شود. [۲]

## ۲-۱ سیستم تولید همزمان برق و حرارت ( Combined Heat and Power )

در سه دهه اخیر پس از افزایش عمده بهای سوخت، اهمیت بحث سوخت جایگزین، افزایش کارایی انرژی و کاهش آلودگی زیست محیطی، تمایل به استفاده از فن آوری های جدید از جمله تولید همزمان برق و حرارت (CHP) افزایش یافته است.

در مقابل این سیستم های متمرکز، روشهای تولید غیر متمرکز و مستقل با استفاده از فن آوری ( CHP ) با ترکیبی از تولید همزمان برق و حرارت قرار دارد. از لحاظ ترمودینامیکی این روش به معنی تولید همزمان دو شکل معمول انرژی یعنی الکتریکی و حرارتی، با استفاده از یک منبع انرژی اولیه میباشد. انرژی گرمائی از بازیافت تلفات حرارتی این مولدهای مستقل بدست می آید و این حرارت در بخشهای مختلف صنعتی، تجاری و مسکونی بکار گرفته میشود. از طرفی الکتریسیته تولیدی توسط این فن آوری به صورت محلی و مستقل و غیر متمرکز بوده که این دو ویژگی در کنار یکدیگر، کارایی مولد های تولید برق را به میزان قابل توجهی افزایش می دهد. کارایی سیستم های معمول به روش متمرکز در حدود ۲۷ تا



۵۵ درصد می باشد که بیشترین کارایی مربوط به نیروگاه های سیکل ترکیبی می باشد در حالیکه با بهره گیری از فناوری تولید همزمان برق و حرارت بصورت مستقل، کارایی انرژی این مولد ها به حدود ۹۰ درصد نیز خواهد رسید، تا آنجا که دولتهای اروپائی، امریکا و حتی در کشورهای آسیائی نظیر ژاپن سیاستها و قوانینی را برای ترغیب به استفاده از سیستم های تولید همزمان برق و حرارت وضع نموده اند. [۳]

از مزایای سیستم های تولید همزمان میتوان به حرکت به سوی خصوصی سازی و تولید غیر متمرکز و مستقل برق و حرارت، جلوگیری از تلفات توزیع و انتقال در شبکه سراسری، افزایش کارایی تبدیل انرژی و استفاده از آن، کاهش مصرف سوخت و افزایش رقابت در تولید برق و توان نیروگاهی و کاهش آلاینده های زیست محیطی بخصوص دی اکسید کربن و گازهای گلخانه ائی اشاره نمود. از مهمترین این سیستم ها میتوان به توربین های گاز، موتور های پیستونی و میکرو توربین ها که همگی مجهز به سیستم بازیافت حرارت هستند اشاره نمود.

توربینهای گاز قابلیت اطمینان بالا، حرارت قابل استفاده با انرژی بالا، هزینه سرمایه گذاری نسبتاً کم برای تولید واحد توان خروجی می باشند. توربینهای گاز میتوانند در بارهای کم به طور دائم کار کنند. در این سیستمها امکان استفاده از سوختهای مختلف وجود دارد و حتی ممکن است یک واحد با چند سوخت کار کند اما در صورتی که واحد گاز سوز باشد لازم است فشار گاز مورد استفاده بالا باشد. [۴]

### ۱-۳ توضیح مختصر مساله و سابقه تحقیق

آب مایه ی حیات است. اهمیت آب در زندگی انسان و تمام موجودات زنده کاملاً مشخص است. در میان آبها، آب آشامیدنی یا به اصطلاح، آب شیرین برای انسان بسیار مهم است. بنابراین، تبدیل آب های شور دریا به آب آشامیدنی درمباحث محیط زیست برای ما نیز مهم است چرا که تنها سه درصد از آبهای جهان قابل شرب هستند. در سالهای اخیر با توجه به برداشتهای بیش از حد از منابع طبیعی آب شیرین و افزایش مصرف آن، روشهای متنوع شیرین سازی آب بسیار مورد توجه قرار گرفته اند. به منظور تامین آب آشامیدنی و آب مصرفی واحدهای صنعتی، میتوان از فرآیند شیرین سازی آب دریا به عنوان یک روش مناسب استفاده نمود. [۲]

نیروگاههای حرارتی و صنایع پالایشگاهی و پتروشیمی یکی از مهمترین صنایع مصرف کننده آب هستند که تعداد قابل ملاحظه ای از آنها در مجاورت دریاها قرار دارند. بنابراین، با بهره گیری از علم تولید همزمان میتوان توان و آب شیرین را به صورت همزمان تولید نمود و به دنبال آن، راندمان کلی نیروگاههای موجود را افزایش داد.

در سه دهه اخیر پس از افزایش عمده بهای سوخت، اهمیت بحث سوخت جایگزین، افزایش کارایی انرژی و کاهش آلودگی زیست محیطی، تمایل به استفاده از فن آوری های جدید از جمله تولید همزمان برق و حرارت (CHP) افزایش یافته است. در روشهای معمول برای تامین نیازهای الکتریکی و حرارتی، الکتریسته از شبکه توزیع سراسری و حرارت بوسیله سوزاندن سوخت در بویلرها و تجهیزات گرمازا به روش تولید جداگانه تامین میگردد. در این روش انرژی قابل توجهی به گونه ای متفاوت از طریق گازهای داغ خروجی دودکش، برجهای خنک کن، کندانسورها، خنک کننده ها در موتورهای احتراق داخلی و همچنین تلفات توزیع و انتقال الکتریسته در شبکه سراسری به هدر می رود، که بیشتر این حرارت قابل بازیافت است و می تواند در تامین انرژی حرارتی مورد استفاده قرار گیرد. از طرفی الکتریسته تولیدی به این روش به صورت متمرکز (نیروگاهی) بوده و تلفات انرژی زیادی را در بردارد. [۵]

سیستم تولید همزمان برق و حرارت، با بهره گیری از انرژی های اتلافی و درنظر گرفتن بارهای سالانه، باعث کاهش مصرف سوخت و آلودگی های زیست محیطی می شود. تعیین ظرفیت بهینه تجهیزات این سیستم و عملکرد سالانه ی آن نقش بسزایی در تامین درخواست ها خواهد داشت. در این مقاله به تعیین ظرفیت بهینه و عملکرد توام سیستم CHP با آب شیرین کن غشایی (اسمز معکوس) پرداخته شده است. با توجه به اینکه روش اسمز معکوس مصرف انرژی کمتری داشته و میزان آلودگی زیست محیطی آن نیز کمتر می باشد جهت شیرین سازی آب در ایران مناسب تر است.

واحدهای تولید همزمان توان و آب از یک واحد آب شیرین کن و یک واحد سیکل تولید توان تشکیل شده است. سیستم آب شیرین کن به طورکلی آب شور را به دوجریان آب خالص با درصد بسیار کمی از نمک و املاح و دیگری جریانی که حاوی نمک املاح باقیمانده تقسیم می کند. [۶] در این تحقیق مدلسازی نیروگاه CHP با آب شیرین کن اسمز معکوس با نرم افزار ترموفلو ۲۳ برای منطقه چابهار انجام شده است.

## ۴-۱ فرضیات

- ۱) از توربین گاز بعنوان محرک اصلی سیکل استفاده خواهد شد.
- ۲) حرارت خروجی از توربین گاز انرژی لازم برای سیکل شیرین کن را داراست.

## ۵-۱ اهداف

- ۱) مدلسازی سیستم تولید همزمان برق و حرارت بر پایه توربین گاز
- ۲) مدلسازی آب شیرین کن اسمز معکوس
- ۳) تامین آب شرب با حداکثر راندمان
- ۴) بدست آوردن راندمان های الکتریکی و حرارتی
- ۵) بهینه سازی سیستم مورد مطالعه برای دستیابی به بالاترین توان تولیدی
- ۶) استفاده از انرژی الکتریکی توربین گاز در سیستم اسمز معکوس

## ۶-۱ مروری کوتاه بر فناوری تولید همزمان برق و حرارت

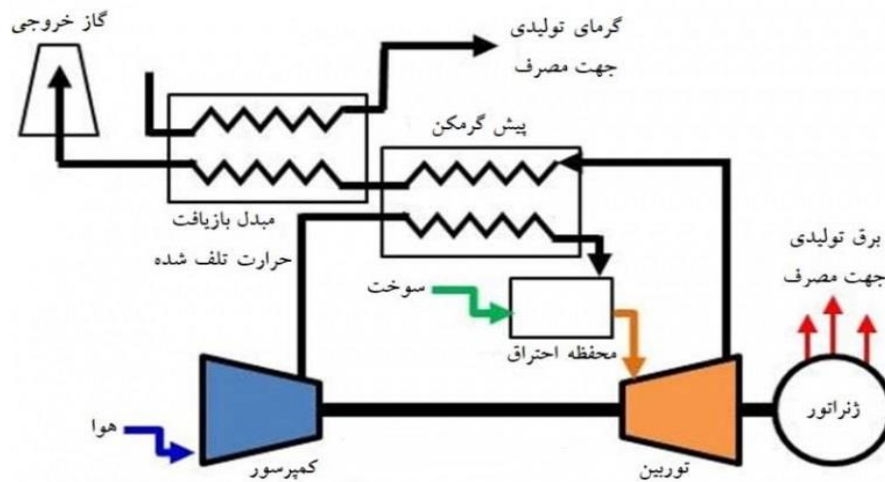
تولید همزمان برق و حرارت یا به اختصار تولید همزمان (CHP<sup>1</sup>) عبارت است از تولید همزمان و توأم ترمودینامیکی دو یا چند شکل انرژی از یک منبع ساده اولیه . معمولاً در مولدهای قدرت امروزی، از سوزاندن سوختهای فسیلی و حرارتی حاصله برای تولید قدرت محوری و سپس تبدیل آن به انرژی الکتریسیته استفاده می شود. متداولترین این سامانه ها نیروگاه های عظیم برق می باشند. در کشور ایران بازده معمول نیروگاه های حرارتی چیزی در حدود ۳۴٪ است. در این نیروگاه ها مقدار زیادی انرژی حرارتی از طرق مختلف مانند کندانسور، دیگ بخار، برج خنک کن، پمپ ها و سامانه لوله کشی موجود در تأسیسات و.... به هدر می رود. از این گذشته در شبکه های انتقال برق نیز در کشور ما انرژی الکتریسیته تولیدی تلف می شود که اگر تولید برق در محل مصرف آن انجام شود، عملاً این مقدار اتلاف وجود نخواهد داشت. [۷]

استفاده هر چه بیشتر از گرمای آزاد شده در حین فرایند احتراق سوخت باعث افزایش بازده انرژی، کاهش مصرف سوخت و در نتیجه کاهش هزینه های مربوط به تأمین انرژی اولیه می گردد. از حرارت اتلافی بازیافت شده از این سامانه ها می توان برای مصارف گرمایشی، سرمایشی و بسیاری از فرآیندهای صنعتی استفاده نمود. تولید همزمان برق و حرارت، می

---

<sup>1</sup> Combined Heat And Power

تواند علاوه بر افزایش بازده و کاهش مصرف سوخت، باعث کاهش انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای شود. در CHP از انرژی حرارتی تولید شده در فرآیند تولید قدرت به عنوان منبع انرژی استفاده می شود. مصرف کنندگانی که به مقدار انرژی حرارتی زیادی در طول روز نیاز دارند مانند صنایع پتروشیمی، صنایع تولیدی، بیمارستان ها، ساختمان ها و دفاتر بزرگ، خشکشویی ها و غیر از آن ها می توانند برای کاهش هزینه های خود به نحو مطلوبی از CHP بهره ببرند. [۸]



شکل ۱-۱ نحوه عملکرد نیروگاه CHP

## ۷-۱ کاهش هزینه های تأمین انرژی اولیه برای مصرف کننده

در CHP از آنجایی که انرژی اولیه مصرفی ( برق و حرارت) از طریق یک سامانه واحد با ورودی سوخت معین تأمین می گردد، لذا هزینه های تأمین انرژی به طور قابل ملاحظه ای از سامانه های امروزی کمتر است. در سامانه های متداول که برق و حرارت به صورت جداگانه تأمین می شود، مصرف کننده مجبور است برق مورد نیاز خود را از طریق شبکه های محلی خریداری کرده از سوی دیگر برای مصارف گرمایشی خود نیز باید گاز طبیعی یا سایر سوخت های فسیلی را به طور جداگانه خریداری نماید. ولی در سامانه های CHP مصرف کننده از شبکه برق مستقل شده و از سوی دیگر چون از محتوای انرژی سوخت ورودی در حد بالایی استفاده می شود لذا هزینه های مربوطه بسیار کاهش می یابد.

## ۸-۱ تأمین انرژی الکتریسته با کیفیت بسیار بالاتر

در سامانه های CHP معمولاً از یک مبدل در خروجی ژنراتور برای تبدیل برق DC به AC استفاده می شود. خروجی این مبدل بسیار یکنواخت و بدون نوسان ولتاژ یا فرکانس می باشد. از سوی دیگر مولدهای CHP دارای فناوری بسیار پیشرفته تری نسبت به سامانه های متداول هستند و برق را با یکنواختی بیشتری تولید می کنند. از این گذشته برقی که از شبکه های سراسری خریداری می شود دارای نوسان ولتاژ و افت فرکانس بسیار زیادی خصوصاً در نقاط انتهایی شبکه است که این امر می تواند آسیب های جدی به دستگاه ها و تجهیزات برقی وارد آورد. علاوه بر این مقدار زیادی از انرژی الکتریسته از طریق خطوط انتقال نیرو به هدر می رود که در سامانه های CHP چون برق در محل مصرف تولید می شود، عملاً این بخش از تلفات، صفر است.

توربینهای گاز قابلیت اطمینان بالا، حرارت قابل استفاده با انرژی بالا، هزینه سرمایه گذاری نسبتاً کم برای تولید واحد توان خروجی میباشند. توربینهای گاز میتوانند در بارهای کم به طور دائم کار کنند. در این سیستمها امکان استفاده از سوختهای مختلف وجود دارد و حتی ممکن است یک واحد با چند سوخت کار کند اما در صورتی که واحد گاز سوز باشد لازم است فشار گاز مورد استفاده بالا باشد. [۹]

## ۹-۱ افزایش بازده انرژی

در سامانه های CHP بازده انرژی به طور قابل ملاحظه ای افزایش می یابد. در سامانه های متداول امروزی معمولاً از کل انرژی ورودی به سامانه تنها یک پنجم یعنی معادل ۲۰٪ به انرژی مفید تبدیل می شود. البته بازده ترمودینامیکی نیروگاه های چرخه ترکیبی پیشرفته تا حدود زیادی افزایش یافته و به ۴۰ تا ۵۰٪ می رسد. با این حال تلفات زیادی در خطوط انتقال نیرو و مصارف داخلی نیروگاه ها وجود دارد که تقریباً اجتناب ناپذیر است. ولی در سامانه های CHP حدود چهار پنجم انرژی ورودی به انرژی مفید تبدیل می شود. چنانچه از سامانه های نوظهوری مانند پیل سوختی استفاده شود، بازده انرژی تا حد ۹۰٪ افزایش می یابد. بازده انرژی یکی از مهمترین مزایای CHP در کاربردهای صنعتی آن است.

## ۱-۱۰ متداولترین سیستم های تولید همزمان:

در ابتدا مهمترین سیستم های مولد تولید پراکنده برق مورد بررسی قرار می دهیم که مشتمل بر

سه سیستم عبارتند از:

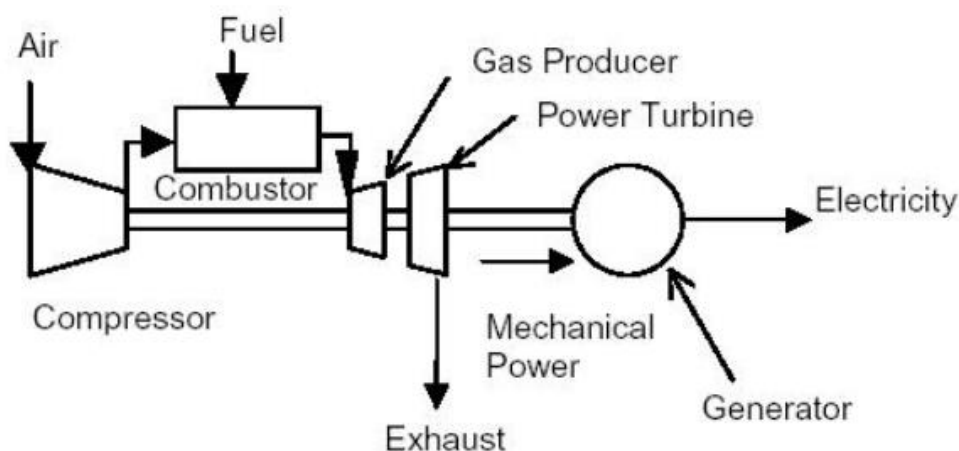
۱. توربین های گازی

۲. موتورهای پیستونی

۳. میکرو توربین ها

## ۱-۱۱ توربینهای گازی

توربینهای گاز در اوایل سالهای ۱۹۰۰ میلادی با توجه به پیشرفتهای مهندسی پایه گذاری شد و در اواخر سالهای ۱۹۳۰ میلادی نیز استفاده از این توربینها به منظور تولید توان آغاز گردید. به دلیل استفاده از توربین های گازی در صنایع دفاعی و هوایی، پیشرفت های زیادی در این زمینه حاصل شده، به طوریکه بازده توربین های گاز به بیش از توربین های بخار رسیده و استفاده از آنها افزایش یافته است. توربینهای گازی در اندازههای مختلف از چند صد کیلووات تا چند صد مگاوات موجود میباشند. این توربینها حرارتی با کیفیت بالا(دمای بالا) تولید مینماید که میتواند برای گرمایش ناحیه ای یا صنعتی مورد استفاده قرار گیرد. همچنین ممکن است این حرارت بازیافت شود تا باعث بهبود بازدهی گردد و یا از آن برای تولید بخار استفاده شود و بخار حاصل در یک سیکل ترکیبی توربین بخار را به حرکت درآورد. کم بودن هزینه نگهداری و بالا بودن کیفیت حرارت، اغلب باعث میشود توربین گازی انتخاب مناسبی برای بسیاری از CHP های صنعتی و تجاری بزرگتر از ۱ مگاوات باشد. طرح وارهای از یک مجموعه CHP بر پایه توربین گاز در شکل یک نشان داده شده است.



شکل ۱-۲ مجموعه توربین گاز

توربینهای گازی ممکن است به صورتهای مختلفی مورد استفاده قرار گیرند:

۱) عملکرد در چرخه ساده ای که از یک توربین گاز تشکیل میشود و تنها برق تولید میکند. وضعیت فعلی در صنعت برق کشور نیز از همین نوع است که از توربین گاز فقط برای تولید برق استفاده میشود.

۲) عملکرد در یک CHP که از یک چرخه ساده توربین گاز به همراه یک مبدل بازیافت حرارتی که علاوه بر تولید برق انرژی حرارتی گازهای خروجی را به آبگرم یا بخار تبدیل مینماید و این وضعیتی است که ما آنرا در این تحقیق برای استفاده در آینده مورد بررسی قرار میدهیم.

۳) عملکرد در چرخه ترکیبی که در آن با استفاده از حرارت گازهای خروجی توربین، بخار پر فشار تولید میگردد و از آن در یک توربین بخار، به منظور تولید توان بیشتر استفاده میشود. در برخی از چرخه های ترکیبی از مراحل میانی بخار برداشت میگردد که از آن در فرآیندهای صنعتی و مجموعه های CHP استفاده میشود. چرخه های ساده توربین گازی که تنها برای تولید برق مورد استفاده قرار میگیرند (دارای بازدهی نزدیک به ۳۵ درصد) بر اساس ارزش حرارتی خالص هستند. توربین های گازی به طور گسترده در نیروگاهها برای تأمین توان در زمانهای اوج مصرف مورد استفاده قرار گرفته اند.

در اوایل سالهای ۱۹۸۰ بازدهی و (قابلیت اطمینان توربینهای گازی کوچک) ۱ تا ۴۰ مگاواتی به مقادیری رسیدند که برای کاربرد در سیستمهای CHP صنعتی بزرگ مناسب شناخته شدند. توربین های گازی حرارت خروجی با کیفیت بالا تولید مینمایند که با استفاده در سیستمهای CHP بازدهی کل برق و انرژی مفید به ۶۰ تا ۸۰ درصد میرسد.

توربینهای گازی از کم آلاینده ترین تجهیزات تولید توان میباشد که مقدار  $\text{NO}_x$  در گاز خروجی آنها بسیار کم است. بدلیل بازدهی بالا و استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت اولیه، مقدار دی اکسید کربن  $\text{CO}_2$  بر واحد کیلووات ساعت که در توربین های گازی تولید میشود کمتر از دیگر فن آوری های فسیلی مورد استفاده می باشد.

## ۱-۱۱-۱ موارد کاربرد

توربین های گازی در صنایع نفت و گاز به طور متداول برای به کار انداختن پمپ ها و کمپرسورها، در فرایندهای صنعتی برای بکار انداختن کمپرسورها و تجهیزات مکانیکی بزرگ دیگر، و برای تولید برق مورد استفاده قرار میگیرند. در مواقعی که توربین گاز برای

تولید برق به کار میرود، معمولاً حرارت نیز از آن گرفته میشود. به این ترتیب که گازهای خروجی از توربین برای تولید حرارت مورد استفاده قرار میگیرند.

توربینهای گازی برای استفاده در سیستم CHP بسیار مناسب می باشند زیرا دمای بالای دود خروجی از آنها که حدود ۶۰ تا ۷۰ درصد انرژی سوخت ورودی را تشکیل میدهد، قابلیت تولید بخار فرایند با فشار و دمای بالایی در حد ۱۲۰۰ psi و ۹۰۰ درجه فارنهایت را دارد و همچنین میتوان از آن در فرایندهای صنعتی برای گرمایش یا خشک کردن استفاده کرد. از CHP های با سیکل ساده توربین گاز بیشتر در تاسیسات کوچک، کمتر از ۴۰ مگاوات، استفاده میگردد.

نمونه متداولی از کاربرد توربین گاز در مجموعه های CHP تجاری و غیرصنعتی، دانشگاهی با چرخه ساده توربین گاز ۵ مگاواتی می باشد که در آن حدود ۸ مگاوات حرارتی، ( بخار یا آب گرم) با فشار ۱۵۰ تا ۴۰۰ psi در یک مولد بخار بازیافت حرارت تولید میشود و به یک سیستم حرارتی مرکزی برای تامین گرما در زمستان و یا به چیلر جذبی برای سرد کردن محیط در تابستان منتقل میشود.

### **۱۱-۲ شرح فناوری توربین های گاز**

سیستم توربین بخار بر پایه چرخه ترمودینامیکی برایتون عمل می نماید. در این چرخه هوای اتمسفریک متراکم و گرم میشود و سپس در یک توربین منبسط میگردد و توانی تولید می نماید که مقداری از آن صرف به کار انداختن کمپرسور میشود و باقیمانده آن توان خروجی سیستم می باشد. گاز خروجی از این نوع توربین دارای دمای بالایی است که در صنایع کوچک تا حدود ۸۰۰ تا ۹۰۰ درجه فارنهایت و در نیروگاه های جدید بزرگ تا ۱۱۰۰ درجه فارنهایت می باشد. از این دمای دود ممکن است در مولد بخار بازیافت حرارت به منظور تولید حرارت و همچنین به منظور تولید برق در توربین بخار بصورت سیکل ترکیبی استفاده شود.

### **۱۱-۳ انواع توربین گاز**

یکی از انواع توربین گاز توربین های ایرودریوتیو می باشند که بازدهی حرارتی بالایی دارند، اما قیمت آنها نیز نسبتاً زیاد می باشد. معمولاً حداکثر ظرفیت این توربینها ۴۰ تا ۵۰ مگاوات است. با توسعه سیستم های پیشرفته، توربین های ایرودریوتیو بزرگ ( بزرگتر از



۴۰ مگاوات) بازدهی حدود ۴۰ درصد ایجاد میکنند. توربینهای گازی صنعتی یا فریم ۲ نوع دیگر توربین های گاز هستند که تنها برای تولید توان مورد استفاده قرار می گیرند و در ظرفیت های یک تا ۲۵۰ مگاوات موجود می باشند. معمولاً این نوع توربین ها ارزانتر از توربین های ائرودریوتیو هستند، فاصله بین تعمیر کلی آنها بیشتر است و از آنها بیشتر در تولید برق استفاده میشود، اما وزن آنها بیشتر و بازدهی آنها کمتر از نوع دیگر توربین گاز است. توربین های صنعتی بزرگ ( بزرگتر از ۱۰۰ مگاوات ) در چرخهای ساده بازدهی حدود ۳۵ درصد ایجاد می نمایند. در صنایعی همچون صنایع شیمیایی، پالایشی، کاغذ، فولاد و مراکز تجاری بزرگ توربین ها برای تولید همزمان برق و حرارت به منظور استفاده در محل مصرف مورد استفاده قرار میگیرند.

#### **۱-۱۱-۴ بازدهی سیستم CHP**

بازدهی کل سیستم CHP تابعی از مقدار انرژی بازیافت شده از خروجی سیستم می باشد. مهمترین فاکتورهای مؤثر بر روی مقدار انرژی قابل دسترس برای تولید بخار، دمای گاز خروجی از توربین و دمای دود خروجی از دودکش مولد بخار بازیافت حرارت می باشد. دمای ورودی به توربین و نسبت فشار، تعیین کننده دمای خروجی از توربین گاز هستند. معمولاً توربین های گاز ائرودریوتیو دمای ورودی بالاتری نسبت به توربین های گاز صنعتی دارند، اما با توجه به بالاتر بودن نسبت فشار در این نوع توربین ها، دمای گاز خروجی از هر دو نوع توربین تقریباً مشابه می باشد و محدوده آن ۸۵۰ تا ۹۵۰ درجه فارنهایت است.

#### **۱-۱۱-۵ انواع سوخت ها**

محفظه احتراق اغلب توربین های گازی مورد استفاده در تولید توان برای استفاده از گاز طبیعی طراحی شده اند. ارزش حرارتی سوخت های گازی قابل استفاده در توربین های گازی ۹۰۰ تا ۱۱۰۰ BTU بر فوت مکعب استاندارد می باشد که شامل گاز طبیعی می شود. سوخت های مایع تمیز نیز برای استفاده در توربین های گاز مناسب می باشد. در بسیاری از توربین های گازی امکان استفاده از هر کدام از سوختهای مایع و گازی وجود دارد. به طور کلی سوخت مورد استفاده در توربین های گاز را می توان به راحتی تغییر داد، امروزه توربین های گازی طراحی شده اند که دوگانه سوز هستند و می توان سوخت مورد استفاده در آنها

را با کمترین زمان تغییر داد و اختلاف زیادی میان کارایی توربین در هنگام استفاده از سوخت گازی و مایع وجود ندارد.

فشار محفظه احتراق توربین های گاز از ۷۵ تا ۳۵۰ psig می باشد که فشار خط لوله گاز طبیعی همیشه از این مقدار بالاتر است، اما هنگام اندازه گیری در ورود به شهر، عبور از سیستم توزیع و اندازه گیری برای تحویل به مصرف کننده کاهش می یابد. بسته به محل قرار گیری مجموعه توربین گاز در سیستم توزیع گاز، ممکن است به کمپرسور گاز نیاز باشد تا فشار سوخت را با توجه به سیستم احتراق و کنترلر جریان توربین تنظیم نماید. قیمت چنین کمپرسوری باعث افزایش قیمت کل مجموعه می گردد.

### **۱-۱۱-۶ قابلیت دسترسی در کشور**

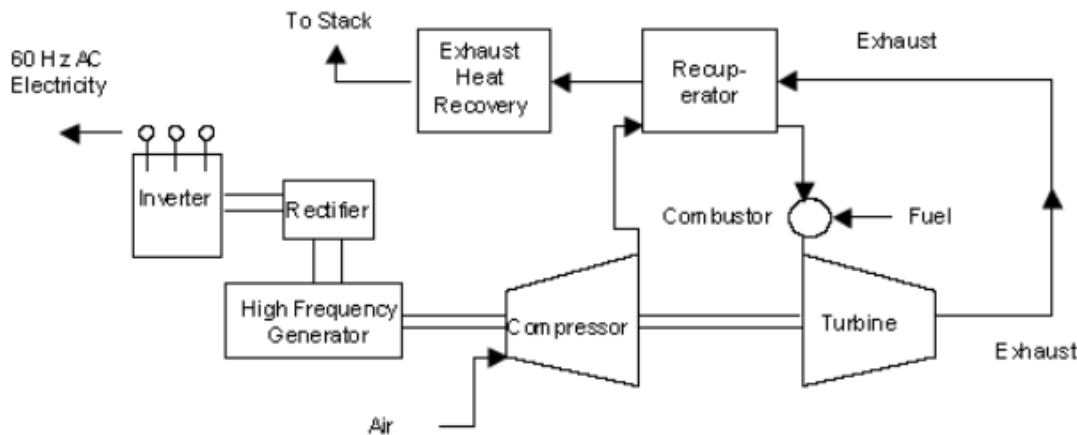
توربین های گازی توسط واردات و یا مونتاژ در کشور قابل دسترسی هستند. هم اکنون کارخانه ای در کشور به تولید و مونتاژ توربین گاز مشغول است. اما توربین های کوچک در ایران ساخته نمی شود و باید وارد شود. علاوه بر کشور های اروپائی، روس ها دارای تکنولوژی بالا و ارزان قیمت تر در این زمینه هستند.

### **۱-۱۲ میکروتوربین ها**

میکروتوربین ها مولدهای کوچک برق هستند که سوخت گازی یا مایع می سوزانند و یک ژنراتور الکتریکی را با سرعت بالا به چرخش در می آورند. تست میکروتوربین ها از سال ۱۹۹۷ آغاز گردید و در سال ۲۰۰۰ به صورت تجاری، سرویس دهی اولیه این فناوری شروع شد. متأسفانه هنوز این سیستم در ایران مورد استفاده قرار نگرفته است. دامنه تولید توان توسط میکروتوربین های موجود و در حال توسعه، از ۳۰ تا ۵۰۰ کیلووات می باشد، در حالیکه توان تولیدی توربین های گازی سنتی از ۵۰۰ کیلووات تا ۳۵۰ مگاوات می باشد. میکروتوربین ها در سرعت های بالا عمل می کنند و همانند توربین های گازی می توانند تنها در تولید قدرت به کار روند و یا در سیکل های ترکیبی CHP مورد استفاده قرار می گیرند.

میکروتوربینها، با سوخت های گوناگونی می توانند کار کنند که شامل گاز طبیعی، گاز ترش دارای گوگرد بالا، و سوخت های مایع همانند بنزین، نفت و گازوئیل است و در

کاربردهای منابع بازیافت، گازهای اتلافی را که قبلاً به اتمسفر رها می شدند، می سوزانند. در شکل زیر شماتیکی از یک سیستم CHP با میکروتوربین آمده است.



شکل ۱-۳ سیستم CHP با میکروتوربین

در بسیاری از نمونه ها یک توربین سرعت بالا ۱۰۰۰.۰۰۰ RPM یک ژنراتور سرعت بالا را به راه می اندازد که تولید جریان DC می کند و می توان آن را با یک اینورتر به جریان AC با فرکانس ۵۰ یا ۶۰ هرتز تبدیل نمود. در سیستم های موجود هوا خنک می شود. پتانسیل کاهش تعمیرات و قابلیت اطمینان و دوام بالا، هم اکنون در کاربردهای عملی مشاهده شده است. میکروتوربین ها برای کاربردهای گوناگون تولید و توزیع در محل مناسب هستند، زیرا دارای انعطاف پذیری در روشهای مختلف اتصال و همچنین قابلیت چیده شدن بطور موازی برای تأمین بارهای بزرگ می باشد.

### ۱-۱۲-۱ شرح فناوری میکروتوربین ها

در یک سیستم میکروتوربین، یک کمپرسور شعاعی هوای ورودی را متراکم می کند، سپس هوا با استفاده از حرارت گاز خروجی توربین، در ریکوپراتور پیشگرم می شود. هوای گرم خروجی از ریکوپراتور در محفظه احتراق با سوخت مخلوط شده و گاز داغ حاصل از احتراق، با عبور از توربین انبساطی و توربین قدرت، منبسط می گردد. توربین انبساطی، کمپرسور را به راه انداخته و در مدل های تک محوره، ژنراتور را نیز به کار می اندازد. مدل های تک محوره، معمولاً با سرعت ۶۰.۰۰۰ دور در دقیقه و بالاتر کار می کنند و توان الکتریکی با فرکانس بالا و متغیر تولید می کنند. این توان نخست با یکسوسازی، به جریان DC و سپس به

جریان متناوب با فرکانس ۵۰ یا ۶۰ هرتز تبدیل می شود. میکروتوربین ها بر اساس سیکل ترمودینامیکی توربین های گاز بزرگ که سیکل برایتون نامیده می شود، عمل می نمایند. در این سیکل هوای اتمسفریک، فشرده، گرم و سپس با منبسط شدن، تولید برق میکنند.

### **۱-۱۳ آلاینده های گازهای خروجی**

میزان انتشار آلاینده ها در میکروتوربین ها بسیار کم می باشد. از آنجا که مقدار آلاینده های میکروتوربین ها با در نظر گرفتن تدابیری داخل میکروتوربین به حد مجاز می رسند، نیازی به استفاده از روش های کنترلی پس احتراقی در این سیستم ها نمی باشد. اصلی ترین آلاینده میکروتوربین ها اکسیدهای نیتروژن (NOx) منوکسید کربن و هیدروکربن های نسوخته می باشند. مقدار کمی دیاکسید گوگرد نیز در این سیستم ها تولید می شود. میکروتوربین ها طوری طراحی می شوند که در حالت تمام بار کمترین مقدار آلاینده را تولید نمایند و در نیمه بار مقدار آلاینده آنها افزایش می یابد.

### **۱-۱۴ مزایای سیستم های تولید همزمان برق و حرارت به صورت زیر است:**

- ۱- کاهش قیمت های بالای برق : تولید همزمان برق و حرارت میزان اسفاده از سوخت را دو یا سه برابر کاهش میدهد در نتیجه قیمت ها کاهش می یابد.
- ۲- کاهش انتشار مواد مضر : هر تبدیل انرژی منجر به آلودگی میشود. تکنولوژی تولید همزمان برق و حرارت میزان انتشار این آلودگی را با دو یا سه برابر کمتر استفاده کردن از سوخت کاهش میدهد.
- ۳- افزایش قابلیت اطمینان سیستم های الکترو : قابلیت سیستم های الکترو فعلی پایین است و خرابی سیستم باعث خسارات اقتصادی بالا بخصوص در سیستم های کامپیوتری میشود. CHP احتمال از کارافتادگی در سیستم توزیع را کاهش می دهد.
- ۴- عدم بارگیری ظرفیت های شبکه الکترو- توزیع : تکنولوژی CHP تولید برق از روشی جدید است که سرمایه گذاری در شبکه توزیع واحدهای تولید و تلفات توزیع برق را کاهش میدهد.
- ۵- حصول اطمینان عرضه انرژی مستقل : بازار انرژی انحصاری است. بسیاری از ذینفعان در پروژه های CHP شرکت میکنند که با تامین کننده های انرژی سستی رقابت میکنند.

۶- اثر مثبت روی محیط : نیروگاه های بزرگ اثر قابل ملاحظه ای روی محیط ایجاد میکنند در حالیکه نیروگاه های تولید همزمان معمولاً کوچک هستند و بین ساختمان های موجود قرار میگیرند.

۷- جبران سریع کمبود برق : ساخت نیروگاه های بزرگ زمان زیادی نیاز دارد. نیروگاه های CHP کمتر از دو سال قابل بهره برداری هستند. در حالیکه نیروگاه های کوچک تر (کمتر از ۲ مگا وات ) شش ماه طول میکشد.

۸- افزایش امنیت : سیستم های انرژی یک هدف آسیب پذیر برای حمله هستند. سیستم های CHP در فاصله های طولانی توزیع می شوند. برخلاف سیستم های CHP نیروگاه های بزرگ در دسترس هستند و آسیب پذیری آنها موجب مشکلات بزرگ در پایداری انرژی کشورها می شود.

این موارد باید در موقع تصمیم گیری سرمایه گذاری تکنولوژی های تولید همزمان در نظر گرفته شوند. تعداد زیادی از دولت ها و موسسات بین المللی برق اهمیت تکنولوژی های CHP را به رسمیت شناخته شده اند و چارچوب قانونی برای توسعه این فناوری از جمله یارانه و طرح های انگیزشی را معرفی کرده اند.

## ۱-۱۵ تکنولوژی توربین گاز

توربین های گاز بیشترین استفاده را در سیستم های CHP دارند. زیرا گرمای خروجی باکیفیت بالا تولید میکنند که می تواند در سیستم های CHP برای رسیدن به بازده کلی ۷۰ تا ۸۰ درصد مورد استفاده قرار گیرد. کارآمدترین تکنولوژی برای تولید برق، توربین گاز، توربین بخار و سیکل ترکیبی است که در آن کارایی می تواند به ۶۰ درصد از انرژی سوخت افزایش یابد. درحالی که یک چرخه ساده توربین های گاز برای تولید برق می تواند به ۴۰ درصد از انرژی سوخت برسد. توربین های گاز یکی از تمیزترین راه ها برای تولید برق در نظر گرفته می شوند. این تکنولوژی نسبت به دیگر تکنولوژی های فسیلی، کربن دی اکسید کمتری در کیلووات ساعت تولید می کند. این تکنولوژی کاربرد وسیع در صنعت گاز و نفت دارد که از توربین گازی برای تحریک پمپ ها و کمپرسورها استفاده میشود. در فرایندهای صنعتی از توربین گاز برای تحریک کمپرسورها یا تجهیزات مکانیکی بزرگ استفاده می شود در حالی که تعداد زیادی از صنایع از این توربین ها برای تولید برق استفاده می کنند. هنگامی که از توربین های گاز به این منظور استفاده می شود معمولاً در مد CHP استفاده می شوند که انرژی

گازهای خروجی انرژی گرمایی را فراهم می کند. سیستم های توربین گاز در چرخه ترمودینامیک برایتون کار می کنند. در این چرخه هوا در کمپرسور متراکم می شود و در محفظه احتراق گرم می شود و در توربین منبسط می شود. قسمتی از برق تولیدی به وسیله توربین برای کمپرسور استفاده می شود. [۱۰]

## ۱۶-۱ توربین گاز و نقش آن در تولید برق

بعد از جنگ جهانی دوم مطالعات زیادی بر روی توربین گاز صورت گرفت. این مطالعه به دو طریق صورت می گرفت دیگر اینکه نقش توربین گاز در شبکه های برق و یا برای تولید برق (توربینهای زمینی). توربین گاز در اواخر دهه (۵۰ میلادی) به عنوان تولید برق در شبکه ها مورد استفاده قرار گرفت و در طی مدت ۲۰ سال میزان استفاده از آن ۵۰ برابر شده است.

## ۱۷-۱ عوامل بهره برداری

الف) راه اندازی سریع : طی حدود ۱۰ دقیقه می تواند راه اندازی شده و به شبکه قدرت دهد و تغییر بار اخذ شده از آن سریع صورت می گیرد.

ب) استارت خاموش Black Start : زمانی که شبکه بدون برق باشد تغذیه داخلی از طریق باتری خانه تامین می شود و از این طریق می توان واحد را استارت نمود.

ج) کنترل از راه دور : از راه دوری می توان توربین را استارت کرد و با شبکه پارالل نمود و میزان بار را کم و زیاد کرد بدون اینکه احتیاجی به اپراتور درمحل باشد

د) سهولت : به دلیل سادگی و کم بودن قسمتهای کمکی و فرعی آن بهره برداری از آن آسان است.

ه) بدون آب خنک کن هم می تواند کار کند : قسمتهای مختلف آن توسط هوا هم میتواند خنک شود و احتیاج لازم و حتمی به آب ندارد.

و) با سوخت های مختلف کار می کند» هنگام کار واحد می تواند نوع سوخت آن را تغییر داد.

## ۱۸-۱ مقدمه ای بر سیستم های هیبریدی

یک سیستم هیبریدی میتواند بسیار متنوع بوده و کاربرد متنوعی داشته باشد. از هر کدام از ترکیبات بسته به محل جغرافیایی و دسترسی به انواع انرژی های تجدیدپذیر و محدودیت های فنی و اقتصادی می توان استفاده نمود. در یک وضعیت تولید برق خارج از شبکه، سیستم هیبریدی امکان تولید برق پاک و مقرون به صرفه ای را فراهم می کند که در بیشتر مواقع از تولید برق با ژنراتور دیزلی نیز به صرفه تر است. در نتیجه گزینه های انرژی تجدیدپذیر یک راه حل پایدار و منطقی تر برای تولید برق در خارج از شبکه محسوب میشوند. سیستم های هیبریدی یک رویکرد فناوری رو به توسعه ای هستند که در سراسر جهان نظرها را به سمت خود جلب نموده اند. دلایلی این جذابیت را می توان در موارد ذیل خلاصه نمود. [۱۲]

بهبود قابلیت اطمینان تأمین برق

بهبود خدمات انرژی

کاهش انتشار آلاینده ها و سروصدا

تولید توان برقی پیوسته

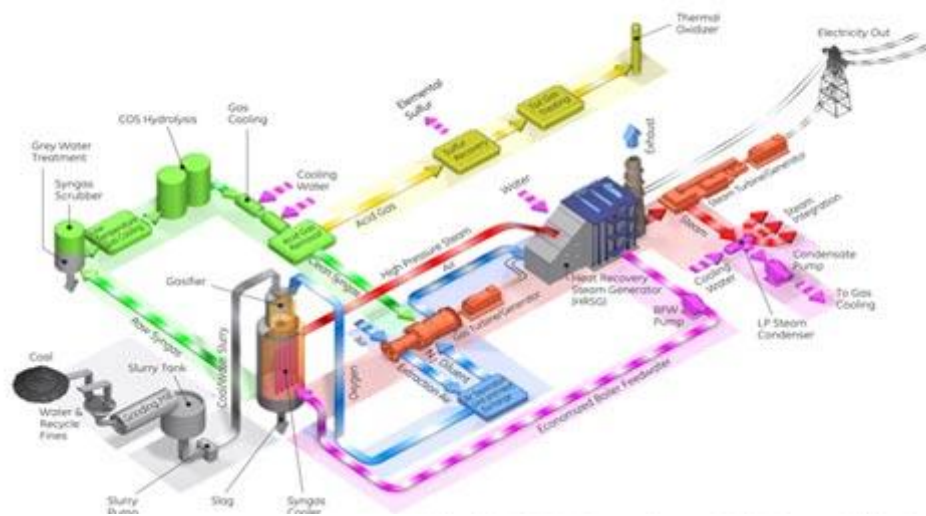
افزایش عمر بهره برداری از سیستم

کاهش هزینه های تولید برق

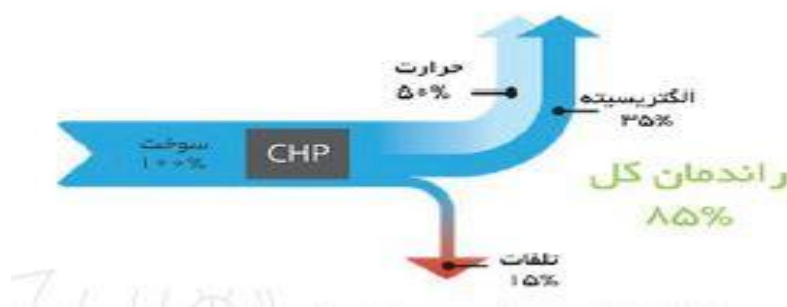
مصرف بهینه انرژی



شکل ۱-۴ یک نمونه از ترکیب سیستم هیبریدی



شکل ۵-۱ نمونه یک سیستم تولید برق و حرارت همزمان



شکل ۶-۱ راندمان یک سیستم تولید برق و حرارت همزمان

## ۱۹-۱ سیستم هیبریدی، CHP و آبشیرین کن اسمزمعکوس

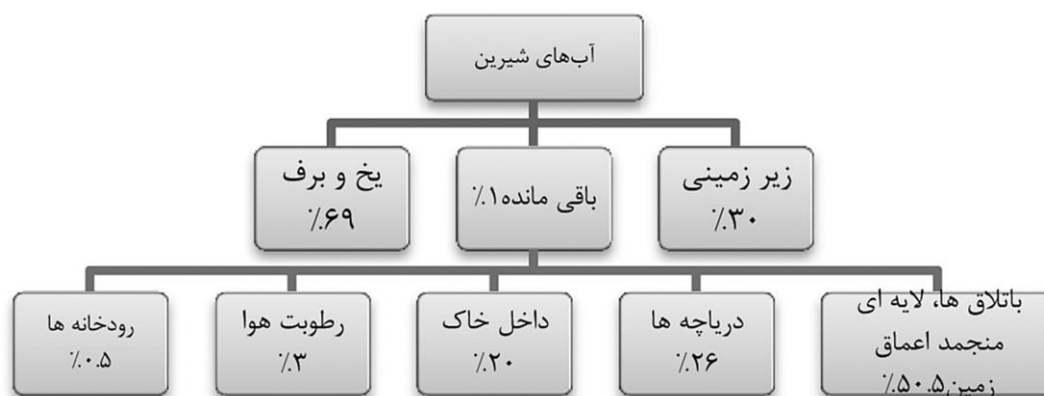
تفاوت میان سیستم هیبریدی حاضر و سیستم هیبریدی شکل (۴-۱)، در بخش آبشیرین کن اسمزمعکوس می باشد. واژه “آبشیرین کن” معمولاً برای توصیف سیستم هایی استفاده می شود که آب دریا یا هر آب شور دیگری را نمک زدایی و آن را به آب قابل شرب تبدیل می کند. هر سیستم آبشیرین کن اسمزمعکوس شامل سه جریان مایع است: فرایند خوراک (Feed) که همان آب شور یا آب دریا است، محصول (Permeate/Product) که همان آب تصفیه شده و نمک زدایی شده است، و محلول غلیظ نمکی (Brine) که بسیار شور است و دوباره به دریا باز می گردد. آبشیرین کن اسمزمعکوس یکی از موفق ترین و پرکاربردترین سیستم هایی است که برای این منظور، یعنی نمک زدایی از آب دریا، استفاده می شود. اسمز،



انتقال خود به خودی حلال از یک محلول رقیق به یک محلول غلیظ در سراسر یک غشای نیمه نفوذ پذیر ایده آل است. اسمز معکوس بر دو متغیر استوار است که فشار آب زیاد و عدم پذیرش نمک زیاد می باشد و در فشار ( ۱ الی ۱۰ مگاپاسکال) عمل میکند. کیفیت آب محصول یا همان آب شیرین تولید شده وابسته به پارامترهایی است که در طراحی آبشیرین کن اسمز معکوس در نظر گرفته شده است. این پارامترها معمولاً بر اساس کاربرد محصول نهایی تعیین می شوند. بطور مثال آبی که برای مصارف شرب مورد استفاده قرار می گیرد باید از کیفیت و خلوص بالاتری نسبت به مصارف کشاورزی برخوردار باشد، همچنین آبی که برای مصارف صنعتی نظیر صنایع داروسازی استفاده میشود حتی نیازمند خلوص بالاتری نسبت به آب شرب است. هر چه آب شیرین تولیدی کیفیت بالاتری داشته باشد عملیات تصفیه پیچیدگی بیشتری داشته و هزینه های تولید نیز افزایش می یابد. در آینده نزدیک بهبود غشاهای اسمز معکوس برای مقاومت در برابر رسوب است [۱۲]

## ۲۰-۱ وضعیت آب در جهان

حجم آبهای زمین در حدود ۱.۳۸۶ میلیارد متر مکعب است که حدود ۷۰ درصد از کره زمین را پوشانده است، ولی سهم کمی از آبهای موجود برای مصارف بهداشتی و کشاورزی قابل استفاده می باشد. آب اقیانوس ها، دریاها و اغلب دریاچه ها به علت شوری بیش از حد و داشتن املاح معدنی، برای مقاصد بهداشتی، کشاورزی و صنعتی غیر قابل استفاده است. تنها ۲.۵ درصد از این آبها، شیرین می باشد که توزیع آن در حوزه های مختلف در شکل زیر نمایش داده شده است.



شکل ۱-۷ توزیع آب در حوزه های مختلف

## ۲۱-۱ تئوری اسمز معکوس

اسمز معکوس (Reverse Osmosis)، یا به طور اختصار RO، یک تکنولوژی است که تقریباً در هر صنعتی که احتیاج به تفکیک مواد حل شده از حلال باشد (معمولاً حلال آب است) عمومیت پیدا کرده است. متداولترین مورد استفاده RO در تهیه آب خاص است. در صنعت، جهت تهیه آب DM و تصفیه فاضلاب بهداشتی استفاده زیادی از RO می شود. فرآیند RO در تهیه آب آشامیدنی از طریق نمک زدایی آب دریا و حتی بهبود مزه ی آب از طریق حذف آلودگی های مضر، مورد استفاده قرار می گیرد.

مواد محلول، شامل انواع نمک ها، مواد آلی مانند شکر یا روغن های محلول در آب می شوند. ماده حل شده (که دارای غلظت کمتر) به دلیل نیروی جاذبه مولکولی که توسط حلال (که دارای غلظت بیشتری است) اعمال می شود، به صورت محلول باقی می ماند. در منابع آب شهر، بالاترین غلظت مواد حل شده مربوط به انواع نمک ها است.

اسمز معکوس، یکی از روش های اساسی تصفیه آب است که در ساخت نیمه هادی ها، تجهیزات پزشکی و صنایع دارویی مورد استفاده قرار می گیرد. همچنین آب خالص تهیه شده با استفاده از این روش در عمل دیالیز و نیروگاه ها مورد استفاده قرار می گیرد. این تکنولوژی نیز در تصفیه فاضلاب و حتی تغلیظ محلول های نمکی در صنایع غذایی کاربرد دارد.

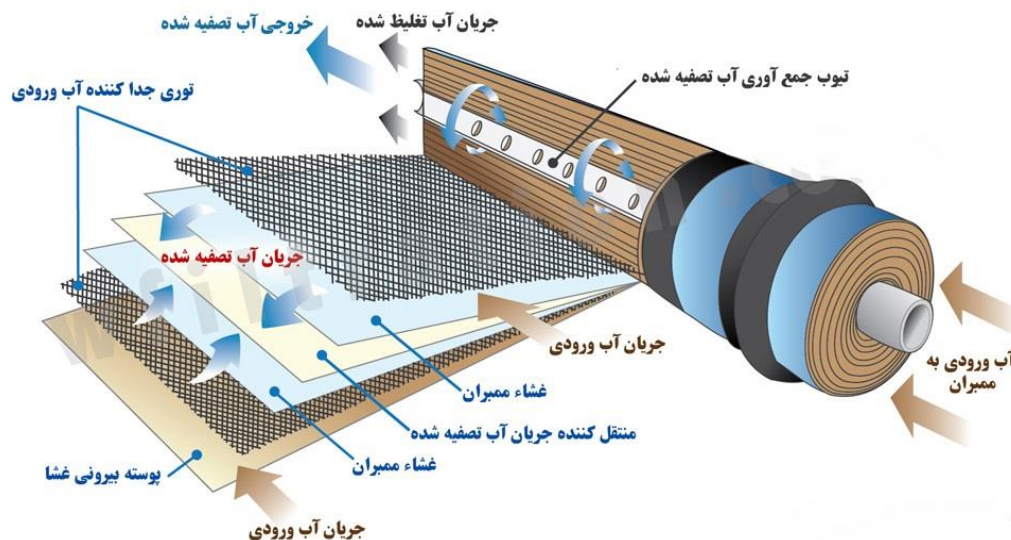
استفاده از RO در مصارف خانگی (حتی در آشپزخانه و سرویس های بهداشتی) عمومیت پیدا کرده است و به همین دلیل به یک عبارت خانگی تبدیل شده است. در این کاربرد و بسیاری از کاربردهای دیگر، در سیستم RO از فیلترهایی که دارای منافذ بی نهایت ریز هستند استفاده می شود. باید باور کرد که قطر این منافذ از  $0.001 \mu m$  کوچکتر است (قطر موی سر انسان بیش از ۳۰ است). این فیلترها RO را قادر به تفکیک جامدات معلق، ذرات بسیار ریز و ذرات Endotoxin (ذرات بسیار ریز که با صنایع داروسازی مرتبط هستند) می سازد.

موفقیت تکنولوژی سیستم اسمز معکوس، مرهون دلایل اقتصادی و سادگی بهره برداری از آن است. هزینه خرید این سیستم در مقایسه با سایر تکنولوژی های تصفیه آب، نسبتاً گران است. اسمز معکوس، نه مانند سیستم تقطیر احتیاج به تغییر فاز شدید انرژی دارد و نه مانند بسترهای تعویض یونی احتیاج به حجم زیاد اسید و سود (جهت احیای بسترهای تعویض یونی) دارد.

در فرآیند RO، از یک پمپ و یک غشای نیمه تراوا استفاده می شود. پمپ، نیروی رانش را مهیا می کند. غشای نیمه تراوا بین آب و ماده حل شده، تمایل دارد که آب را از خود عبور

دهد، بنابراین، اکثر ماده حل شده در پشت غشا باقی می ماند و این کار موجب تغلیظ جریان در پشت غشا می شود.

همچنین غشای RO قادر به حذف ذرات معلقی است که به هیچ نحو قابل عبور از غشا نیستند. مگر اینکه آسیب مکانیکی به غشا وارد شود. (غشا پاره شود). [۱۳]



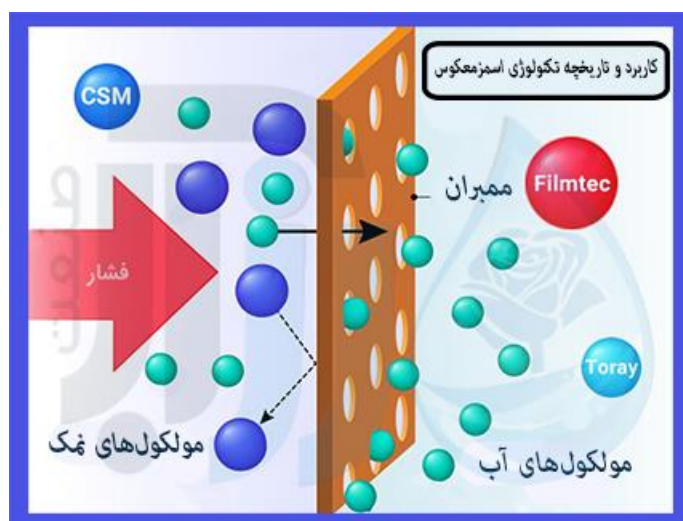
شکل ۸-۱ فیلتر ممبران اسمز معکوس

اسمز معکوس نیز یک فرآیند جداسازی است. در این فرآیند، جریان آب خوراک به دو جریان آب محصول و جریان آب تغلیظ شده تقسیم می شود. این روش با عمل فیلتر کردن آب که در آن، کل آب خوراک از فیلتر عبور کرده و ذرات معلق در پشت فیلتر باقی می ماند، مقایسه می شود.

اسمز معکوس فرآیندی است که در آن از فشار برای معکوس نمودن جریان اسمزی آب از درون یک غشای نیمه تراوا استفاده می شود. اگر یک غشای نیمه تراوا بین دو محلول آب خالص و آب ناخالص قرار گیرد آب بطور طبیعی و تحت خاصیت اسمزی از غلظت بالاتر به غلظت پایین تر جریان می یابد. این پدیده تا زمانی که پتانسیل های شیمیایی دو طرف برابر گردند ادامه خواهد یافت. در حالت تعادل اختلاف فشار بین دو طرف غشا برابر اختلاف فشار اسمزی است. اگر فشاری برابر با اختلاف فشار اسمزی به محلول (Solution) غلیظ تر اعمال گردد جریان آب قطع خواهد شد. در صورتی که فشار اعمال شده بیشتر از فشار اسمزی (Osmotic pressure) باشد جهت جریان طبیعی آب معکوس خواهد گردید.

غشاهای جدید در یک فشار خاص، نمک بیشتری را دفع و آب بیشتری را از خود عبور می دهند و نهایتاً بازدهی انرژی، افزایش می یابد. همچنین آنها بادوام اند و قادر به دریافت آب خوراک و محلول های شیمیایی قوی هستند.

نتیجه این پیشرفت ها، موجب رشد مستمر تکنولوژی RO در کاربردهای جدید شده است. برای پیشرفت صنایع RO و پذیرش آن، نیاز به افرادی است که از ابعاد مختلف با جزئیات اسمز معکوس، آشنایی داشته باشند.

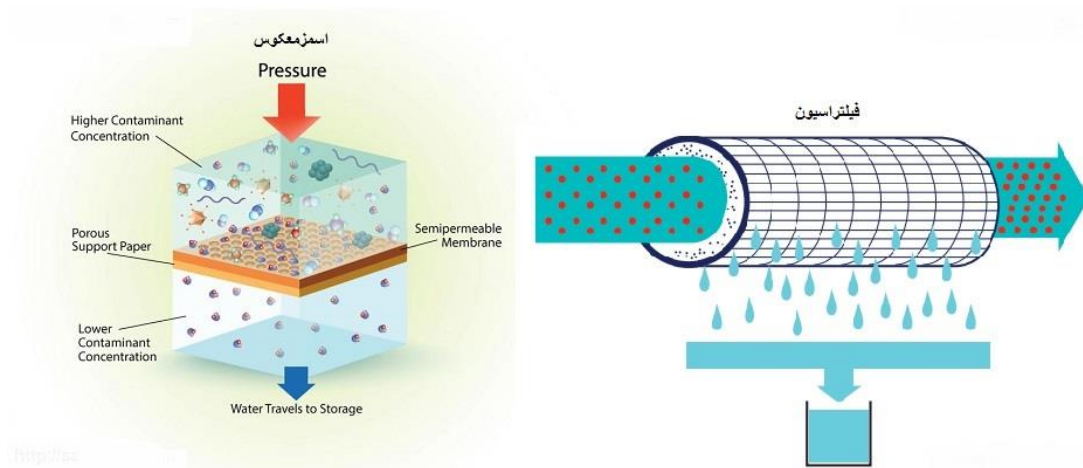


شکل ۹-۱ فرآیند اسمز

این فرآیند در واقع عکس فرآیند اسمز طبیعی است که عبارتست از حرکت طبیعی حلال (Solvent) از یک منطقه دارای غلظت پایین از طریق غشاء و ورود به منطقه دارای غلظت بالا بدون استفاده از فشار زیاد. غشاء در اینجا نیمه تراواست بدین معنا که اجازه عبور حلال را میدهد اما نه از ماده حل شده.

این روش قادر به حذف مواد آلی غیر محلول، مواد آلی محلول، ویروس، باکتری و ذرات می باشد و به عنوان پیشرفته ترین و کم هزینه ترین روش شناخته شده است. آب خام ورودی به غشا RO بایستی عاری از ذرات معلق، میکروارگانیسم و کلر آزاد باشد که به همین دلیل در تمامی دستگاههای RO. سیستم پیش تصفیه تعبیه می گردد. معمولاً تجهیزات مورد استفاده جهت پیش تصفیه آب سیستمهای RO معمولاً شامل موارد زیر می باشند: فیلتر شنی و کربن اکتیو، سختی گیری، ضد عفونی با اشعه UV، تزریق کلر و مواد شیمیایی نظیر سدیم متابی

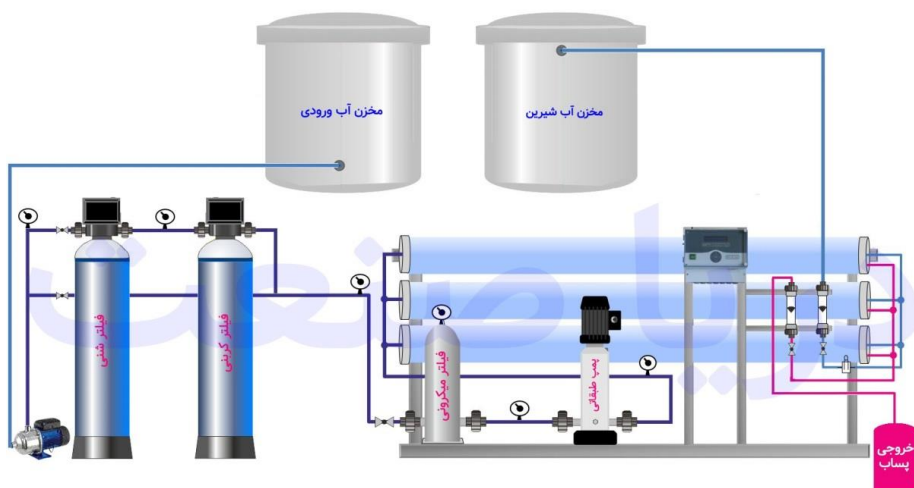
سولفیت، آنتی اسکالانت، اسید و در مرحله آخر میکروفیلتر یا فیلترهای کارتریج در ورودی آب به ممبرانهای RO است. [۱۴]



شکل ۱-۱۰ فیلتر اسمز معکوس

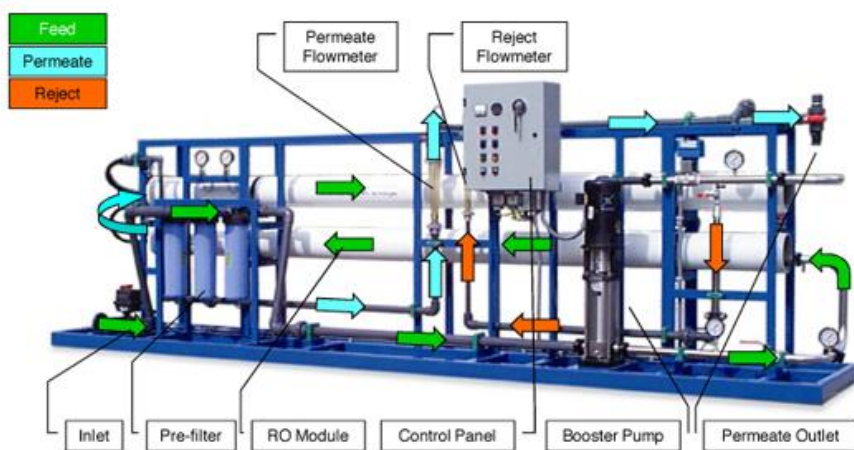
### ۱-۲۱-۱ اجزای اصلی دستگاه اسمز معکوس

- پیش تصفیه (Pre treatment) که بسته به کیفیت آب ورودی قابل طراحی است.
- ممبران (Membrane) که نوع آن بر حسب کیفیت ورودی و در خواستی آب انتخاب می شود.
- پوسته های تحت فشار (Pressure Vessel) که دارای تحمل فشار مطابق با نیاز و سایز ممبران ها می باشد.
- میکرو فیلتر (Micro filter) که جهت حذف ذرات معلق احتمالی باقی مانده تعبیه شده است.
- ماده ضد رسوب (Anti scalant) که موجب محافظت بیشتر از ممبران می شود.
- پمپ فشار قوی (High Pressure Pump) که به منظور غلبه بر فشار اسمزی تعبیه میگردد.
- ابزار دقیق (Instrumentation) شامل جریان سنج، فشار سنج، دما سنج، pH سنسج، هدایت سنج و...



شکل ۱-۱۱ اجزای دستگاه اسمز معکوس

### RO System "Typical"



شکل ۱-۱۲ قسمت های تشکیل دهنده دستگاه اسمز معکوس

### ۲-۲۱-۱ کاربرد رایج اسمز معکوس

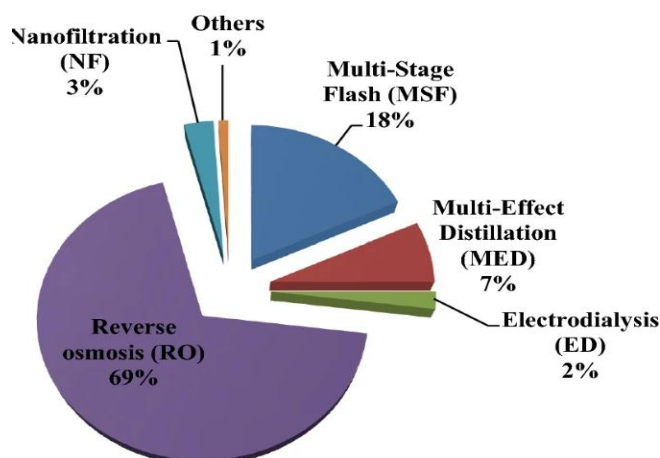
- ✓ نمک زدایی از آب شور دریا و تبدیل آن به آب قابل شرب
- ✓ استفاده در همودیالیز واحد های پزشکی
- ✓ تامین آب مورد مصرف برای دیگ های بخار
- ✓ تامین آب مورد مصرف جهت شستشوی قطعات حساس الکترونیکی و تولید انرژی الکتریکی
- ✓ تامین آب مورد مصرف در صنایع پلی مری، داروسازی، صنایع غذایی، آب مقطر سازی
- ✓ تولید آب مصرفی نیروگاه های بخار و سیکل ترکیبی

### ۳-۲۱-۱ تاریخ شیرین سازی آب به روش اسمز معکوس (RO)

تحقیق در مورد اسمز معکوس در سال ۱۹۵۰ در دانشگاه فلوریدا، جائیکه رید و بوتون که توانستند خاصیت نمک زدایی ممبرین استات سلولز را شرح دهند، آغاز شد. لوب و سوریرجان، گسترش تکنولوژی اسمز معکوس را با ایجاد نخستین ممبرین استات سلولز نامتقارن ادامه دادند. تحقیق در مورد این پیشرفت خوب و امیدوار کننده منجر به ایجاد پیکربندی بهتر و جدیدتر اجزای اسمز معکوس شد، به طوریکه امروزه این صنعت اکثراً اجزای مارپیچ فنی و در برخی موارد اجزای فیبر توخالی را تولید می کنند. در اوایل سال ۱۹۸۰ تحقیق و بررسی در لابراتوارهای دولتی آمریکا، منجر به تولید نخستین ممبرین پلی آمیر مرکب شد. این ممبرین ها عمدتاً نسبت به ممبرین های سلولزیک، از جریان تراوش و نمک زدایی بالاتری برخوردارند. [۱۴]

### ۳-۲۲ موقعیت شیرین سازی آب به روش های مختلف

در کار حاضر سیستم CHP (تولید همزمان توان و حرارت)، آبشیرین کن اسمز معکوس مورد بررسی قرار گرفته شده است.



شکل ۱-۱۳ مقایسه تکنولوژی های استفاده شده در آب شیرین کن ها

Multi Stage Flashing(MSF)  
Multi Effect Desalination(MED)  
Reverse Osmosis (RO)

## **فصل دوم:**

### **پیشینه تحقیق**



## ۱-۲ مقدمه

در این فصل، به مرور مطالعات و کارهای انجام شده در زمینه سیستم های تولید همزمان پرداخته شده است. در ابتدای این فصل کارهای انجام شده در زمینه تولید همزمان توان و حرارت ارائه شده است و در ادامه به بررسی سیستم های تولید همزمان برق و آب بر پایه محرکه های توربین گازی و ابشیرین کن اسمز معکوس پرداخته شده است و در انتهای این فصل نیز کار حاضر معرفی شده است.

## ۲-۲ مطالعات پیشین روی تولید همزمان توان و حرارت (CHP)

فناوری تولید همزمان برق و حرارت یا به اختصار (CHP) عبارتست از استفاده از یک منبع انرژی برای تولید دو شکل معمول انرژی یعنی الکتریکی و حرارتی در محل مصرف. معمولاً در مولدهای قدرت، از سوزاندن سوختهای فسیلی و حرارتی حاصله برای تولید قدرت محوری و سپس تبدیل آن به انرژی الکتریسیته استفاده می شود. متداولترین این سامانه هانیروگاه های عظیم برق می باشند. در نیروگاه های حرارتی که سهم عمده ای در تأمین نیاز الکتریسیته جوامع مختلف دارند، بطور متوسط تنها یک سوم انرژی سوخت ورودی به انرژی مفید الکتریسیته تبدیل میشود. در این نیروگاه ها مقدار زیادی انرژی حرارتی از طرق مختلف مانند کندانسور، دیگ بخار، برج خنک کن، پمپ ها و سامانه لوله کشی موجود در تأسیسات و.... به هدر می رود. از این گذشته در شبکه های انتقال برق نیز در کشور ما انرژی الکتریسیته تولیدی تلف می شود که اگر تولید برق در محل مصرف آن انجام شود، عملاً این مقدار اتلاف وجود نخواهد داشت.

## ۳-۲ تاریخچه

تولید همزمان در اواخر ۱۸۸۰ در اروپا و آمریکا پدید آمد. در اوایل قرن بیستم اغلب کارخانجات صنعتی، برق مورد نیاز خود را با استفاده از دیگ های ذغال سوز و ژنراتورهای توربین بخارتولید می کردند. از طرفی در بسیاری از این کارخانجات، بخار داغ خروجی در فرآیندهای صنعتی بکار گرفته می شد، بطوری که در اوایل ۱۹۰۰ در آمریکا، حدود ۵۸٪ از کل توان تولید شده در نیروگاه ها در محل، به شکل تولید همزمان بوده است.

هنگامی که نیروگاه های برق مرکزی و شبکه های قابل اطمینان برق ساخته شدند، هزینه های تولید و تحویل کاهش یافت و بدین سبب بسیاری از کارخانجات صنعتی از این شبکه ها برق خریداری و تولید برق خود را متوقف کردند.

در نتیجه استفاده از تولید همزمان که ۱۵٪ از مجموع ظرفیت الکتریسیته تولیدی امریکا در سال ۱۹۵۰ را به خود اختصاص داده بود، در سال ۱۹۷۳ به ۵٪ کاهش یافت. سایر عوامل کاهش استفاده از تولید همزمان عبارت بودند از: قانونمند شدن تولید برق، سهم اندک هزینه های خرید برق از شبکه در مجموع هزینه های جاری کارخانه ها، پیشرفت فناوری هایی نظیر دیگ های بخار نیروگاهی، در دسترس بودن سوخت های مایع و گازی با پایین ترین قیمت و نبود یا کمبود محدودیت های زیست محیطی.

در سال ۱۹۷۳ پس از افزایش هنگفت قیمت سوخت مکانیکی و متعاقب آن بروز بحران انرژی در اغلب کشورهای جهان، روند مذکور در تولید همزمان روندی معکوس یافت. در اثر کاهش منابع سوخت فسیلی و افزایش قیمت ها، این سامانه ها که بازده انرژی بیشتری داشتند، بسیار مورد توجه قرار گرفتند.

آقای برجی و همکاران: طراحی بهینه ی سیستمهای تولید همزمان برق و حرارت علاوه بر کاهش هزینه های یک مجموعه در کاهش آلاینده‌گی و مصرف سوخت نیز تاثیر بسزایی دارد. هدف از این تحقیق طراحی و برنامه ریزی عملکرد یک سیستم تولید همزمان برای یک مجموعه میباشد. استراتژی عملکرد سیستم تولید همزمان تاثیر بسزایی بر نتایج طراحی و برنامه ریزی عملیاتی سیستم دارد. [۱۵]

آقای انتظاری و همکاران: یکی از روش های امید بخش برای افزایش عملکرد اقتصادی و همچنین کاهش اثرات زیست محیطی سیستم های انرژی، ادغام این سیستم ها می باشد. نیروگاه توربین گاز یکی از سیستم های مطلوب برای تولید برق به دلیل راه اندازی سریع و بعثت کم هزینه بودن در سرمایه گذاری با این حال بازده حرارتی از چرخه توربین گاز کم است به دلیل از دست دادن حرارت قابل توجه از دودکش این سیستم با سیستم دیگری همراه شود عملکرد چرخه توربین گاز بطور قابل توجهی افزایش می یابد. [۱۶]

آقای ماریو و همکاران: هنگام استفاده از سوخت بیوگاز نیروگاه ترکیبی (CHP) در مقیاس کوچک بازده الکتریکی کمتری نسبت به نیروگاه های بزرگتر دارد بنابراین تقاضای حرارت از یک الگوی معمول روزانه، فصلی و همچنین تحت شرایط آب و هوایی قرار میگیرد که در این مدت زمان حداقل مصرف حرارت را داریم حرارت تولید شده توسط نیروگاه (CHP) تخلیه

شده و به منظور افزایش کارایی نیروگاه با اتصال به سیستم (ORC) به چرخه با استفاده از میکرو توربین تولید برق افزایش یافته و تولید حرارت در این فرآیند کاهش یافته [۱۷].

آقای لیو و همکاران: ریز شبکه ها (Micro grid) بعنوان رویکرد جدیدی برای حل مسائل انرژی جهانی پذیرفته شده ریز شبکه ها (micro Grid) مشمول مجموعه ایی از منابع تولید پراکنده سیستم ذخیره انرژی و بارها می باشد. ریز شبکه قابلیت فراهم ساختن همزمان برق و حرارت با افزایش قابلیت اطمینان و کاهش گازهای گلخانه ایی را دارد در این مقاله استراتژی برای اندازه گیری منبع قدرت با توجه به ویژگی های توزیع و ذخیره انرژی و بارها ارائه می دهد. نیرو توزیع شده شامل پنل های فتوولتائیک توربین های بادی و نیروی نیروگاه (CHP) وسایل نقلیه الکتریکی می باشد. سیستم ذخیره ساز انرژی دو لایه هیبریدی با سه نوع ذخیره ساز (سوپرکازن- باتری یونی- لیتیومی- باتری اسیدی) براساس چگالی نیرو، چگالی انرژی طبقه بندی بار بر اساس طول عمر و سرعت واکنش تقسیم بندی می شود. اختلاف نیرو بار در فواصل زمانی مختلف توسط انواع ذخیره سازها تامین میشود. [۱۸]

آقای مراندین و همکاران: امروزه تولید برق و استفاده مفید از انرژی یکی مسایل مهم جهان است. اغلب برق تولید در ایران توسط نیروگاه های حرارتی تولید میگردد. در زمینه تولید برق، مناسبترین نیروگاه، نیروگاه های سیکل ترکیبی می باشد. بر این اساس مطالعات پیرامون نیروگاه های سیکل ترکیبی اهمیت ویژه ای داشته و پژوهش حاضر به بررسی اثرگذاری پارامتریک متغیرهای تصمیم بر عملکرد یک نیروگاه سیکل ترکیبی پرداخته است. [۱۹]

آقای اندک و همکاران: افزایش تقاضای انرژی در ایالت متحده منجر به پیگیری روش های کارآمد برای تولید انرژی حرارتی و الکتریکی بخش مسکونی شده است و استفاده از سیستم های ترکیبی (CHP) رویکرد مناسبی برای افزایش بهره وری تولید و کاهش گازهای گلخانه ایی میشود براساس آنالیز گسترده پیشنهاداتی برای کاهش برگشت ناپذیری کل چرخه ترمودینامیکی ارائه شده است در نهایت با آنالیز انرژی و استفاده از توابع اقتصادی و زیست محیطی رویکرد چند هدفه برای بهینه سازی سیستم انجام میشود. [۲۰]

آقای جوهان ریست و همکاران: بررسی اقتصادی عملکرد میکرو توربین گاز در زیر مجموعه سیستم های ترکیبی (CHP) را مطالعه می کند و با آنالیز دقیق چرخه ترمودینامیکی بر روی میکرو توربین گاز با کارایی اجزای دقیق برای حل مسایل اقتصادی و توربین را به شبکه متصل کرده است. برنامه بهینه سازی اقتصادی مشمول درآمد و هزینه های تعمیر و نگه داری می

شود مزایای مالی این رویکرد در چهار سناریو دقیق با استفاده از داده های واقعی در پروفایل تقاضای انرژی و تعرفه های برق بررسی می شود. [۲۱]

آقای مهدی علایی: تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم پیش نیاز مطالعه آن سیستم جهت بهبود عملکرد می باشد. تحلیل انرژی در یک سیستم با هدف دستیابی به بالاترین راندمان سیستم و کاهش تلفات حرارتی صورت می پذیرد. یکی از معایب تحلیل انرژی عدم توانایی آن در تعیین کیفیت انرژی می باشد. چراکه ممکن است بخشی از انرژی که مقدار آن هم کم نباشد، در جایی از سیستم تلف شود، اما زمانی این اتلاف انرژی اهمیت پیدا می نماید که کیفیت آن بالا باشد. به بیان دیگر اتلافات حرارتی انرژی با کیفیت بالاست که دغدغه اصلی قانون دوم و مباحث انرژی قرار گرفته است. در تحلیل انرژی علاوه بر کمیت انرژی به کیفیت آن نیز توجه شده است. در تحقیق حاضر ساختار یک نیروگاه سیکل ترکیبی پیشنهادی بر مبنای دو تحلیل انرژی و انرژی مورد مطالعه قرار گرفته و اتلافات انرژی و انرژی در هر جزء مورد ارزیابی و مقایسه قرار گرفته است. نتایج تحلیل نشان می دهد که محفظه احتراق، توربین گاز، بازیاب حرارت منابع اصلی بازگشت ناپذیری و تخریب انرژی در سیکل مورد مطالعه می باشند. بالغ بر ۸۵٪ از تخریب انرژی سیستم مربوط به بخش های مذکور می باشد. این در حالی است که با مطالعه سیستم با دیدگاه انرژی میزان اتلافات حرارتی در بخش دودکش به تنهایی ۵۲/۹۴٪ از اتلافات انرژی را به خود اختصاص داده است. راندمان حرارتی و انرژی سیکل ترکیبی مورد مطالعه پس از بهینه سازی به ترتیب برابر ۶۷٪ و ۴۵٪ بدست آمده است. همچنین مجموعه توان تولید شده در توربین های گاز و بخار برابر ۱۶۳/۹۲۴ مگاوات بدست آمده است. [ ۲۲]

آقای سنجرى وهمکاران: در این پژوهش به بررسی فنی و اقتصادی استفاده از سیستم های تولید همزمان حرارت و برق با در نظر گرفتن دو رویکرد متفاوت، پرداخته شده است. هدف رویکرد اول استفاده از سیکل بالا دستی تولید همزمان حرارت و برق (CHP) در تعدادی از صنایع پر مصرف منتخب استان کرمان می باشد. به منظور بررسی فنی و اقتصادی این سیستم ها، سناریوهای مختلف، که بر اساس آنها ظرفیت الکتریکی سیستم طراحی می شود، در نظر گرفته شده است. در این بررسی پارامترهای مختلفی از جمله نوع محرک اولیه سیستم (توربین گاز یا موتور رفت و برگشتی)، نوع سوخت مصرفی (گاز طبیعی و گازوئیل) و قیمت فروش تضمینی برق به شبکه سراسری در نظر گرفته شده است. نهایتاً پس از تعیین ظرفیت سیستم تولید همزمان برای کارخانه های منتخب، با استفاده از نرم افزارهای متلب و اکسل به صورت کوپل

شده، به بررسی شاخص‌های مهم اقتصادی استفاده از این سیستم‌ها در صنعت پرداخته شده است. شاخص‌های اقتصادی بررسی شده، ارزش خالص فعلی دوره بازگشت سرمایه (تنزیل نشده) و هزینه تراز شده برق تولیدی می‌باشند. بررسی‌های انجام شده نشان داد که در تمام رویکردها، استفاده از موتور رفت و برگشتی به عنوان محرک اولیه با سوخت گاز طبیعی نتایج رضایت بخشی به دنبال دارد. هدف رویکرد دوم بررسی پتانسیل استفاده از سیکل تولید همزمان پایین دستی در صنایع و به طور خاص سیکل رانکین ارگانیک می‌باشد. بدین منظور با استفاده از اطلاعات مربوط به اتلافات حرارتی صنایع شامل حرارت خروجی دودکش کارخانه نمونه (سیمان کرمان) و آنالیز آن، به شبیه‌سازی و بررسی فنی و اقتصادی این رویکرد پرداخته شده است. به منظور شبیه‌سازی سیکل رانکین ارگانیک از نرم افزار Aspen plus استفاده شده است. نتایج حاصل شده در این بخش نشان دهنده‌ی، اهمیت تاثیر نوع سیال ارگانیک استفاده شده، بر توان و بازده تولیدی سیکل می‌باشد. بنابراین از چهار نوع سیال ارگانیک مختلف برای شبیه سازی استفاده شده است که توان تولیدی بین ۶۰ تا ۲۳۰ کیلو وات و بازده بین ۱۳ تا ۲۴ درصد بدست آمده است. نتایج اقتصادی نشان دهنده هزینه سرمایه گذاری اولیه بین ۳۹ تا ۲۲۰ هزار دلار، ارزش خالص فعلی بین ۱۴ تا ۳۱۷ هزار دلار، هزینه تراز شده برق تولیدی بین ۷/۴ تا ۴۲ دلار به ازای هر مگاوات و دوره بازگشت سرمایه بین ۵/۸ تا ۷/۱ سال بدست آمد. [۲۳]

## ۴-۲ مطالعات پیشین روی سیستم آبشیرین کن اسمز معکوس (RO)

شیرین سازی آب دریا یک استراتژی عظیم برای تولید آب صنعتی، کشاورزی و آشامیدنی در بسیاری از مناطق جهان شده است.

اسمز معکوس، همانگونه که از نامش پیداست، همان اسمز است با این تفاوت که با اعمال فشار به محلول غلیظ تر حلال از محلول غلیظ به واسطه یک لایه نیمه تراوا (غشاء) به محلول رقیق تر انتقال پیدا می‌کند. این عمل زمانی رخ می‌دهد که فشار اسمالی از فشار اسمزی (فشاری که سبب می شود حلال از محلول رقیق به غلیظ انتقال پیدا کند) بیشتر باشد. اگر فشار اسمالی با فشار اسمزی برابر باشد هیچ انتقالی صورت نمی‌گیرد و سیستم در حال تعادل است. اسمز معکوس، تکنولوژی مدرنی است که آب را برای مصارف متعددی از جمله نیمه رساناها، خوراک پزی، تکنولوژی زیستی، داروها، تولید برق، نمک زدایی آب دریا و آب خوردنی شهری، تصفیه می نماید. به دلیل گسترش کمبود آب در جهان، نمک‌زدایی از آب دریا و آب شور مزه، کار خیلی مهمی در تامین آب تازه است. [۲۴] در میان تمامی روش‌های

نمک زدایی موجود، اخیراً اسمز معکوس (RO)، فناوری غالب بوده و دلیل این امر، کامل بودن فناوری، قابلیت اطمینان عملیاتی و بازدهی انرژی بی نظیر آن می‌باشد. نه تنها RO، جایگزین فرایندهای تقطیر حرارتی برای نمک‌زدایی از آب دریا شده، بلکه این فناوری پیشرفت قابل توجهی در استفاده از آن برای مصارف پساب‌های شهری، خالص‌سازی آب، و در تصفیه پساب و آب صنعتی داشته است. کاربردهای اسمز معکوس از سالهای ۱۹۷۰ به بعد با استفاده از مواد مقاوم در برابر دما و pH رشد چشمگیری پیدا کرد. همچنین طراحی های ویژه سبب افزایش کارایی این غشاءها شد. کاربردهای اصلی آن عبارتند از: نمک زدایی از آبهای شور و آب دریاها برای استفاده‌های گوناگون (استفاده در کارخانه‌های یخ سازی، پیش تصفیه سیستم های تبادل گر یونی، برای تولید آب با خلوص بالا جهت استفاده در جوش آورها، ایجاد آبهای فوق خالص در صنایع الکترونیک، تصفیه و بازیابی پساب های صنعتی و شهری) در صنایع غذایی، تغلیظ آب پنیر و آب میوه‌ها، تغلیظ مخلوط آب و شکر، در صنایع نساجی، صنایع کاغذ و خمیر کاغذ، پساب عکاسی و غیره کاربردهای چشمگیری دارند. افزایش آلودگی و انتشار گاز های گلخانه ای محققان را به سمت استفاده از انرژی های پاک برده است. از اولین آزمایشاتی که در سال ۱۹۵۰ انجام شد طی آن هرساعت چند قطره آب تولید می شد، امروزه نتیجه صنعت اسمز معکوس در تولید مشترک جهانی به بیشتر از ۱.۷ میلیون گالن در هر روز رسیده است. با افزایش روز افزون تقاضاها برای آب خالص تصفیه شده رشد صنعت اسمز معکوس در قرن آینده با افزایش روبه رو خواهد شد. [۲۵]

با توجه به این که اسمز معکوس نقش مهمی در آبشیرین کن ها دارد، امروزه محققان به دنبال غشاهایی هستند که انرژی و هزینه های کمتری داشته باشد، بنابراین زهانگ و همکاران [۲۶] غشای ژئولیت که یک غشای متراکم و بسیار سازمان یافته است را مورد بررسی قرار داده اند که لایه های این غشا با پلی الکترودهایی با بارهای مخالف با مقیاس نانو محدود شده است. این روش آماده سازی و کنترل هزینه کم می تواند هزینه ساخت غشاهای اسمز- معکوس را به شدت کاهش دهد. نتایج نشان میدهد که دانستن تأثیرات متقابل بین یون های مختلف و منافذ ژئولیت، شکافهای بین بلوری، ساختار غشایی و خصوصیات شیمیایی سطح، فشار ترشح غشایی و درجه حرارت بر روی فرآیند نمک زدایی به فراهم آوردن یک مبنای نظری و نقطه مرجع برای توسعه غشاهای اسمز معکوس مفید می باشد. امروزه محققان سیستم های مختلفی برای شیرین کردن آبهای شور دریاها و آب های املاح دار با استفاده از آبشیرین کن های اسمز معکوس ارائه میدهند، که در این زمینه آگستین و همکارانش [۲۷] یک طراحی اولیه

برای یک سیستم نمکزدایی اسمز معکوس با نیروی حرارتی خورشیدی مورد بررسی قرارداد شده است. این واحد به یک چرخه انرژی خورشیدی مبتنی بر یک پمپ فشار بالا و یک چرخه رانکین با تولوئن، هگزامتیلی دی سیسیلوکسان (MM) و اکتامتیل سیکلوتوترازیلوکسا (D4) به عنوان مایعات کار و دو مدل مختلف از جمع کننده های سنگاب سهموی همراه بوده است. نتایج نشان می دهد که مقدار آب شیرین تولیدی با استفاده از مایع (D4) بیشتر از مایع تولوئن بوده است. با توجه به اینکه منابع آب شیرین محدود است و در حالی که آب شیرین کن به طور بالقوه می تواند تأمین نامحدودی از آب شیرین تولید شده از اقیانوس های نامحدود را فراهم کند، اما مصرف انرژی بالا و تأثیرات زیست محیطی مرتبط با آن اشکالات بزرگ سیستم آب شیرین کن است. به این دلیل در این زمینه محققان تلاش دارند سیستمی با مصرف انرژی کمتر و حداقل تأثیرات مخرب زیست محیطی ارائه دهند.

دشت پور و همکارانش [۲۸] یک برنامه عملی برای تأمین آب شیرین با استفاده از فشار هیدرواستاتیک در رابطه با انرژی موج ارائه داده است. نتایج نشان می دهد در حالی که یک دستگاه اسمز معکوس دریایی معمولی، ۳ تا ۱۰ کیلو وات انرژی الکتریکی برای تولید یک متر مکعب آب شیرین مورد نیاز است، اما در روش پیشنهادی، از آنجا که فقط آب محصول باید به سطح پمپ شود، می توان مصرف انرژی را تا ۲/۴۶ کیلو وات کاهش داد. مناسب بودن این فناوری های نمک زدایی مبتنی بر معیارهای مختلفی از جمله میزان کیفیت آب تغذیه شده، منبع انرژی، راندمان برداشت، نیاز به انرژی و غیره است، بنابراین مطالعه ای در این زمینه توسط سادات و همکاران [۲۹] یک مطالعه مقایسه ای بین روش های مختلف نمک زدایی در کشورهای در حال توسعه انجام دادند. مشکل واقعی در این فناوری های ترکیبی، طراحی و ارزیابی اقتصادی بهینه به منظور اقتصادی بودن برای کشورهای در حال توسعه است. مشکلات خوردگی، مقیاس بندی و رسوب دهی در مقایسه با فرآیندهای غشایی در فرآیندهای حرارتی جدی تر است. از طرف دیگر، فرآیندهای غشایی نیاز به پیش تصفیه آب تغذیه شده به منظور از بین بردن ذرات دارند که این باعث طولانی شدن غشا می شود که این خود مصرف هزینه و انرژی به دنبال دارد. نتایج نشان می دهد که با ادامه پیشرفت برای کاهش کل مصرف انرژی و کاهش هزینه های تولید آب، فرآیندهای غشایی یک فناوری انتخابی برای آب شیرین کن در کشورهای در حال توسعه هستند.

بنات و همکارانش [۳۰] به تجزیه و تحلیل انرژی سیستم نمک زدایی توسط واحدهای تقطیر غشای خورشیدی پرداختند، در بین محققان علاقه شدیدی به استفاده از انرژی به

عنوان ابزاری بالقوه برای تجزیه و تحلیل و ارزیابی عملکرد فرآیندهای نمک زدایی وجود دارد که در آن استفاده بهینه از انرژی مسئله مهمی محسوب میشود. برخلاف انرژی، انرژی به دلیل عدم برگشت ناپذیری در هر فرآیند واقعی مصرف یا از بین میرود، بنابراین انرژی بیش عمیقتری از تجزیه و تحلیل فرآیند ارائه می دهد. نتایج نشان می دهد که بیشترین تخریب انرژی در مازول تقطیر غشایی رخ داده است.

منلاکاس و همکارانش [۳۱] یک سیستم سیکل رانکین ارگانیک خورشیدی دما پایین برای نمکزدایی اسمز- معکوس (RO) مورد ارزیابی قرار داده اند. این کار یک گام تحقیقاتی برای ارزیابی تجربی (SORC) در شرایط آزمایشگاهی است که در آن سیستم با استفاده از ترمز الکتریکی به عنوان بار و یک بخار حرارتی الکتریکی به عنوان تامین حرارت مورد آزمایش قرار گرفته شده است. این آزمایش یک سیستم بازیابی انرژی ویژه پمپ با پیستون محوری (APP) به واحد اسمز معکوس (RO) برای کاهش مصرف انرژی اختصاص داده شده است. نتایج نشان می دهد که مفهوم فوق از لحاظ فنی عملی است و عملیات مداوم تحت دسترسی متناوب انرژی خورشیدی به دست می آید، با این وجود، می توان گفت که کار بهینه سازی بیشتر برای بهبود کارایی سیستم ضروری است.

منلاکاس و همکارانش [۳۲] ارزیابی تجربی یک سیستم با سیکل رانکین خورشیدی دما پایین برای نمک زدایی اسمز معکوس مورد بررسی قرار داده اند و در این مطالعه نتایج تجربی حاصل از تست های آزمایشگاهی نشان داده شده است. گام بعدی تحقیق، ارزیابی عملکرد سیستم در شرایط واقعی آب و هوایی است، تفاوت اصلی دو نمونه آزمایشی فوق این است که در تست های آزمایشگاهی، منبع انرژی حرارتی مورد استفاده یک بخاری الکتریکی ۱۰۰ کیلو وات است که قادر به کار در بار حرارتی جزئی میباشد. نتایج نشان میدهد که این منبع انرژی حرارتی جایگزین خوبی برای کلکتورهای خورشیدی می باشند. منلاکاس و همکارانش [۳۳] عملکرد سیستم سیکل رانکین ارگانیک در مقیاس کوچک، همراه با منابع حرارتی کم دما (به عنوان مثال در محدوده ۴۰ تا ۷۰ درجه سانتیگراد) برای شیرین کردن آب دریا یا آب شور در روند اسمز معکوس RO مورد ارزیابی قرار داده اند. برای منابعی با مقادیر کم دما می توان از گرمای صنعتی مانند: مجموعه های خورشیدی و روش های زمین گرمایی استفاده کرد. با این حال، نتایج نشان می دهد که عملکرد سیستم به شدت به نقطه عملیاتی مربوطه بستگی دارد. اسمز معکوس (RO) بیشتر به دلیل استفاده در نمک زدایی (از بین بردن نمک آب دریا) برای



دریافت آب شیرین شناخته شده است، اما از اوایل دهه ۱۹۷۰ نیز برای تصفیه آب شیرین برای مصارف پزشکی، صنعتی و خانگی استفاده شده است.

در این زمینه زیراکرد و همکاران [۳۴] در این تحقیق به بررسی عملکرد دستگاه اسمز معکوس برای آبشیرین کن پرداختند که در این مطالعه غلظت تعدادی از پارامترها، کیفیت فیزیکی، شیمیایی و بیولوژیکی در آب خام و آب تصفیه شده بندرها و عملکرد دستگاه اسمز معکوس (RO) برای آب دریا و هزینه های نمک زدایی آب زیرزمینی مورد مطالعه قرار گرفته شده است. نتایج نشان می دهد که کیفیت آب خوراک و پیش تصفیه نقش بسیار مهمی در مشکلات عملیاتی مانند رسوب سیستمهای اسمز معکوس (RO) دارد. اسمز معکوس در حال حاضر مهمترین و متداولترین روش نمک زدایی است، و امروزه مهمترین نقش را در آبشیرین کن ها ایفا میکنند،

در یک مطالعه ای ردیگوز و همکارانش [۳۵] به بررسی تاریخچه غشاهای اسمز معکوس، ترسیم وضعیت فعلی اسمز معکوس پرداخته اند. بازار فعلی غشاهای (RO) بر روی غشاهای پلی آمید کامپوزیت به صورت کاملاً نازک متمرکز شده است که از سه لایه ساخته شده و با وزن متوسط مولکولی ۱۵۰-۱۰۰ Da ساخته شده است. نتایج نشان می دهد که این ساختار سه لایه به تولید نمک بیشتر انجامیده است. کانگیو ایکسا و همکارانش [۳۶] به تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و بهینه سازی انرژی خورشیدی و توان سیکل پیشنهادی (CO<sub>2</sub>) برای نمک زدایی اسمز معکوس بر اساس بهبود انرژی ورودی از (LNG) (گازهای طبیعی) پرداختند. نتایج این مطالعه نشان میدهد که با معرفی مخزن ذخیره سازی پیشنهادی سیکل توان (CO<sub>2</sub>) برای نمک زدایی (RO) میتواند برای یک مدت طولانی آب شیرین تولید کند و همچنین نتایج نشان میدهد که با مقدار بهینه ی فشار ورودی توربین (CO<sub>2</sub>) میتوان مقدار ماکسیمم انرژی مؤثر سیستم را تولید کرد.

رشدی و همکاران بحران انرژی در کنار بحران آب یکی از معضلات پیش رو در قرن اخیر می باشد که سیستمهای با راندمان و بهره‌وری انرژی بالا را می‌طلبد. از این رو، در سالهای اخیر سیستم های تولید همزمان آب و توان مورد توجه قرار گرفته است. در این سیستم ها از حرارت خروجی از آگروز توربین‌های گازی به عنوان منبع حرارتی مورد نیاز آب شیرین کن‌های حرارتی استفاده می شود که این امر موجب افزایش راندمان سیستم ترکیبی و در نتیجه کاهش مصرف سوخت میگردد. در این پژوهش سیستم آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای با کارکرد اجکتور در آرایش سری-موازی، سیستم آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس و همچنین سیستم



روژه می باشد مورد بررسی قرار گرفته است. از الگوریتم ژنتیک برای یافتن مقادیر بهینه ۲۱ پارامتر طراحی برای ترکیب سیستم CCHP با اسمز معکوس و ۲۲ پارامتر طراحی برای ترکیب سیستم CCHP با آب شیرین کن حرارتی برای به حداقل رساندن هزینه سالیانه استفاده شد. ظرفیت اسمی محرک، ظرفیت اسمی بویلر، ظرفیت مخزن ذخیره انرژی، چیلر جذبی، چیلر تراکمی، همچنین بار جزئی موتور در هر ماه و ۱ متغیر برای نسبت سرمایه‌های الکتریکی در طول یک سال، و در صورت استفاده از آب شیرین کن حرارتی، سایر پارامترهای طراحی عبارتند از تعداد اثرات، فشار بخار محرک، دبی بخار محرک و دبی آب تغذیه، در غیر این صورت برای آب شیرین کن اسمز معکوس سایر پارامترهای طراحی عبارتند از تعداد مخزن فشار، دبی و فشار آب تغذیه که برای رسیدن به حداقل مقدار هزینه سالیانه انتخاب شدند. نتایج بهینه‌سازی نشان داد که محرک دیزل نسبت به توربین گازی در تمام حالت های مورد مطالعه، از مزیت بیشتری برخوردار است. ترکیب (CCHP&RO) در حالت بدون رسوب و با رسوب و ترکیب (CCHP&MEE-TVC) با محرک دیزل به ترتیب ۹.۶۶٪، ۱.۸٪ و ۱۱.۶۸٪ بهبود در مقدار هزینه سالیانه در مقایسه با محرک توربین گازی را نشان داد. علاوه بر این، نتایج بهینه در تمامی حالت ها نشان داد که موتور دیزل با ظرفیت اسمی بالاتر و فقط در یک مورد مساوی با توربین گازی انتخاب شده است. در نهایت آنالیز حساسیت نیز بر روی سیستم انجام شده و نتایج بهینه الگوریتم ژنتیک گزارش می‌شوند. [۱۱]

خدردی و همکاران انرژی عامل مهمی در توسعه اجتماعی- اقتصادی جوامع می باشد و در این میان انرژی تجدیدپذیر با بیشترین انطباق و سازگاری با محیط زیست از مطلوبیت و اهمیت ویژه ای برخوردار است. با کاهش منابع تجدیدناپذیر سوخت های فسیلی در دراز مدت، پایداری اقتصاد جهانی مورد تهدید قرار می گیرد. لذا استفاده از منابع انرژی تجدیدشونده در فرآیندهای انرژی بر و آلاینده‌ای مانند شیرین سازی آب توجیه پذیر و مطلوب می باشد. تحقیقات در این زمینه نشان دهنده پیشرفت های بزرگی در این تکنولوژی بوده و دلیل استفاده از انرژی های تجدیدپذیر در شیرین سازی آب دریا و یا آب چاه به خصوص در مناطق دورافتاده و دور از دسترس که به منابع انرژی معمول، شبکه های انتقال برق و نیروی متخصص دسترسی نباشد را بیان می دارد. از میان تکنولوژی های مختلف شیرین سازی با انرژی های تجدیدپذیر، پراستفاده ترین آن یعنی سیستم اسمز معکوس، بادی و فتوولتائیک انتخاب شده است. در سیستم فوق انرژی مورد نیاز پمپ فشار سیستم اسمز معکوس، توسط توربین بادی و آرایه فتوولتائیک تأمین می شود. در این تحقیق سعی شده است در زمینه بهره

گیری از منابع انرژی تجدیدشونده همچون انرژی باد و انرژی خورشیدی در فرآیند شیرین سازی آب به بررسی عوامل تاثیرگذار در فناوری شیرین سازی با توجه به محدودیت هایی همچون اقتصاد، آلاینده گی محیط زیست، انرژی بری و... پرداخته شود. در این راستا انرژی خورشیدی و انرژی باد به عنوان مکملی برای فناوری هایی چون اسمز معکوس مطرح و بررسی شده است. مقایسه اقتصادی فناوری های مطرح در حوزه شیرین سازی را می توان با بررسی عملکرد هر فناوری در مواردی چون هزینه آب تولیدی، ظرفیت فناوری های نوینی چون اسمز معکوس هم نمی توان چشم پوشید لذا به نظر می رسد تعیین ترکیب بهینه حامل های انرژی تجدیدپذیر در بحث شیرین سازی و به تبع آن فناوری های مطرح، هدف نهایی باشد. در روند طراحی نیروگاه تامین انرژی الکتریکی سیستم اسمز معکوس بدترین شرایط رسیدن به انرژی خورشیدی و بادی در نظر گرفته شده است و بر این مبنا تعداد سلول های فتوولتاییک و مقدار توان تولیدی توربین بادی لازم جهت تأمین انرژی لازم جهت راه اندازی سیستم اسمز معکوس تعیین می شود. در این سیستم از یک اینورتر DC به AC جهت تبدیل توان استفاده شده است. در نهایت ارزیابی اقتصادی جهت محاسبه هزینه های سرمایه گذاری، نگهداری، عملیاتی و تعویض قطعات، انجام شده و هزینه برق و آب تولیدی با هزینه های نمک زدایی با استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر محاسبه شده است. [۳۹]

بخش عمده های از سطح زمین را آب فرا گرفته است. نزدیک به ۹۷ درصد این آب ها شور و غیر قابل نوشیدن هستند و باقی مانده نیز بخشی به صورت یخ زده و غیر قابل مصرف در قطب ها و بر فراز قله کوه ها وجود دارد. به همین دلیل نزدیک به یک پنجم جمعیت جهان از کمبود آب آشامیدنی رنج میبرد. یکی از گزینه های مطرح برای مقابله با این بحران، شیرین کردن آب دریاها و نمک زدایی از آنهاست که راه حلی گران و پرهزینه است و به مقدار قابل توجهی انرژی نیاز دارد. در نتیجه، با توجه به تلاش کشورها برای کاستن از مصرف انرژی و بحث گرمایش زمین، ادامه دادن به طرح های شیرین سازی آب دریاها با استفاده از روشهای سنتی، توجیه چندانی ندارد. فناوری های شیرین سازی آب دریا را می توان به دو گروه کلی تبخیری و فیلتری تقسیم نمود. در فناوری های تبخیری به کمک انرژی حاصل از بخار تولید شده در واحد بویلر، آب مقطر تولید میشود و در مراحل بعد نیز املاح مورد نیاز آب به آن اضافه میشود. در فرایندهای فیلتری جریان آب به کمک پمپ از میان فیلترهای ویژه عبور میکند تا املاح زائد همراه آب گرفته شود و در نهایت با تنظیم املاح، آب آشامیدنی تولید میگردد. آب شیرین کن های تبخیری به انرژیهای فسیلی و واحدهای فیلتری به انرژی

الکتریکی نیاز دارند. کشورهایی که انرژی الکتریکی ارزانتر و ساده تر دارند از واحدهای فیلتری (ایالات متحده) و کشورهایی که منابع انرژی فسیلی ارزان و فراوان دارند از روشهای تبخیری استفاده میکنند. (امارت متحده عربی) [۴۰]

## **۲-۵ معرفی کار حاضر**

در کار حاضر به بررسی عملکرد یک مجموعه جدید که شامل یک سیستم تولید همزمان با اجزایی متفاوت میباشد. پرداخته شده است. سیستم هیبریدی ارائه شده شامل تولید همزمان برق و حرارت ( توربین گازی ) و آبشیرین کن اسمزمعکوس می باشد که در این کار مقدار توان تولید شده توسط توربین گازی به آبشیرین کن اسمزمعکوس انتقال داده میشود که این روند باعث افزایش راندمان و مقدار دبی آب شیرین تولیدی شده است.

**فصل سوم:**  
**روش‌شناسی تحقیق**

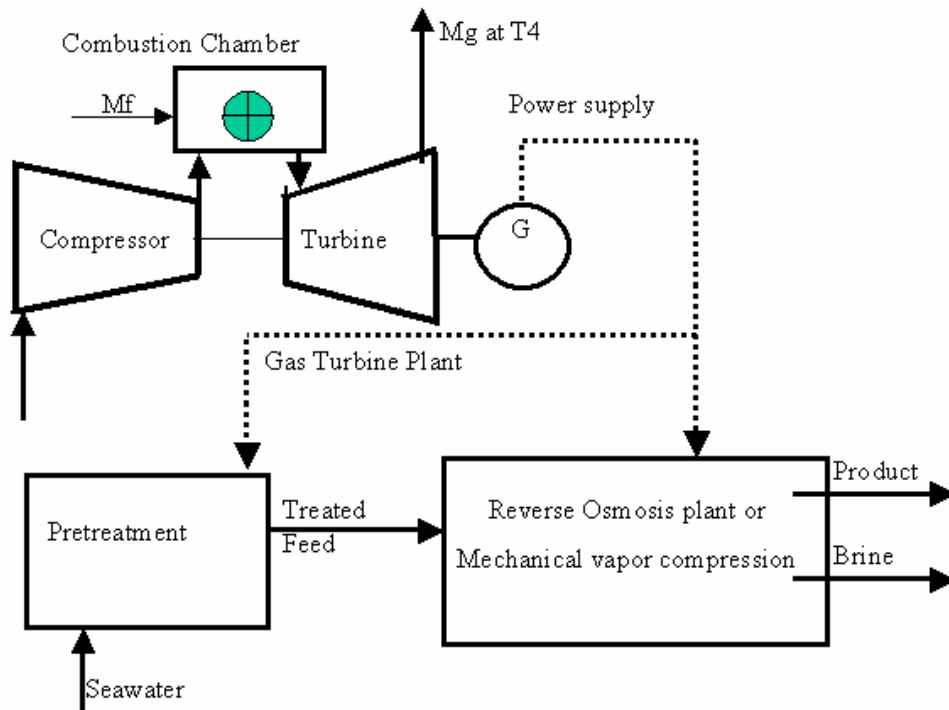
### ۳-۱- مقدمه

سیستم های CHP، به عنوان محصولاتی جدید، باید مزیت هایی نسبت به سیستم های رایج کنونی داشته باشند تا در جلب نظر مشتریان و ترویج در بازار مصرف موفق شده و جایگزین این سیستم ها گردند. بهره وری و جنبه های مثبت زیست محیطی دستگاه از امتیازات درخشان سیستم است که همواره قابل دسترسی می باشد. از حرارت اتلافی بازیافت شده از این سامانه ها می توان برای مصارف گرمایشی، سرمایشی و بسیاری از فرآیندهای صنعتی استفاده نمود. در CHP از انرژی حرارتی تولید شده در فرآیند تولید قدرت به عنوان منبع انرژی استفاده می شود. مصرف کنندگانی که به مقدار انرژی حرارتی زیادی در طول روز نیاز دارند مانند صنایع تولیدی، بیمارستانها، ساختمانها و دفاتر بزرگ، خشکشویی ها و غیر از آن ها می توانند برای کاهش هزینه های خود به نحو مطلوبی از CHP بهره ببرند.

وضعیت آب در ایران نگران کننده است. درحالیکه فقط ۵/۲ درصد آب موجود در جهان شیرین محسوب میشود، سهم سرانه آب در ایران نسبت به کل جمعیت ایران از شرایط نامساعدی برخوردار است. همچنین متوسط رشد سالانه مصرف برق در ایران دو برابر متوسط جهان عنوان شده است؛ متوسط رشد سالیانه برق در کشور ما در طی ۳۰ سال گذشته ۸ درصد بوده و در هر ۱۰ سال حجم تأسیسات صنعت برق کشورمان دو برابر میشود. در نتیجه لازم است ظرفیت های تولید برق و آب افزایش بیابد و اگر روشهای مرسوم جهان در این زمینه مرور شود، درخواهیم یافت که طبق تجربیات جهانی، پرکاربردترین و اصلی ترین روش های نمکزدایی آب دریا در حجم های متوسط و بالا عبارت اند از سیستم اسمز معکوس و تقطیر هستند. [۴۱]

### ۳-۲ آرایش سیستم هیبریدی پیشنهادی

شکل (۳-۱) یک سیستم هیبریدی تولید همزمان برق و حرارت که شامل توربین گازی و آبشیرین کن اسمز- معکوس نشان می دهد، که در این سیستم توربین گازی به عنوان یک نیروگاه تولید توان عمل میکند، و برق تولید شده را به پمپ های موجود در سیستم داده می شود و در نهایت توان پمپ ها افزایش می یابد و مقدار آب بیشتری را به آبشیرین کن اسمز معکوس وارد می کنند و در نتیجه آب شیرین بیشتری تولید خواهد شد. با توجه به شکل ۳-۱ سیستم هیبریدی مورد مطالعه را نشان می دهد.



شکل ۱-۳ سیستم توربین گازی v94.2 و ابشرین کن اسمز معکوس

### ۳-۲-۱ معادلات مربوط به سیستم هیبریدی

رابطه (۳-۱) و (۳-۲) به ترتیب مقدار توان خروجی از سیستم هیبریدی و راندمان سیستم هیبریدی را نشان می دهند [۴۲]

$$P_h = P_F + P_S \quad 3-1$$

$$\eta_h = \frac{P_F + P_S}{-\Delta H} \quad 3-2$$

رابطه (۳-۳) و (۳-۴) به ترتیب مقدار راندمان انرژی و اگزرژی و چگالی تخریب اگزرژی تعریف می شوند [۴۲].

$$\varphi_h = \frac{P_F + P_S}{P_{rev,F} + P_{rev,S}} \quad 3-3$$

$$Exd_h = Exd_F + Exd_S \quad 3-4$$



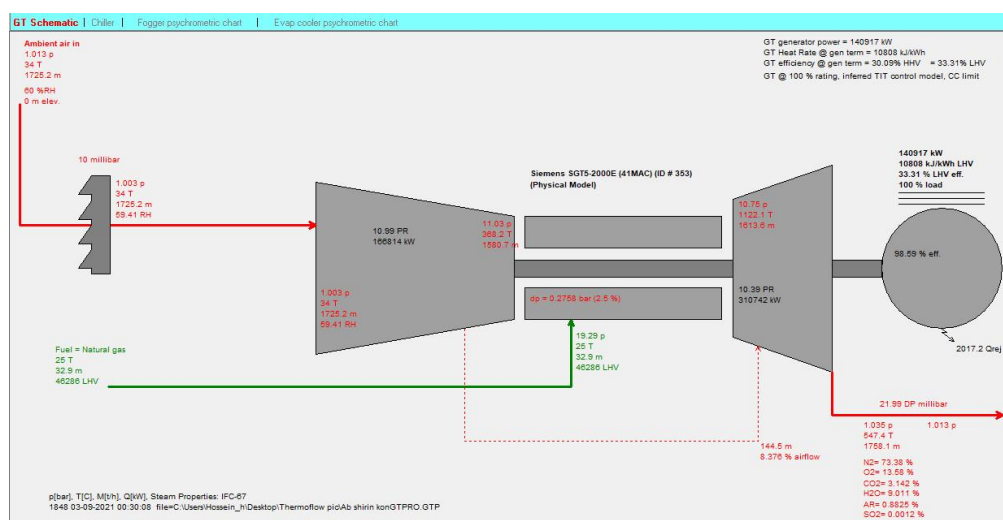
رابطه زیر مقدار چگالی تابع ترمو زیست محیطی را بیان میکند که در این رابطه مقادیر (b1), (b2) و (b3) و همچنین مقدار (M) مقادیر ثابتی هستند که صورت زیر تعریف میشود. [۴۲]

$$F = \frac{P_h}{Mb_1 + Exd_h b_2 + P_h b_3} \quad ۳-۵$$

### ۳-۳ توضیحات اجزای تشکیل دهنده

#### ۳-۳-۱ اطلاعات عمومی در مورد قطعات توربین گازی V94.2

توربین گازی V94.2 تیپ ۵ با توان نامی ۱۶۲ MW و راندمان ۳۵ درصدی یکی از توربین‌های گازی کلاس سنگین محسوب می‌شود که در نیروگاه‌های حرارتی برای به حرکت درآوردن ژنراتورها، استفاده می‌شود. این توربین که در قالب توربین‌های تک‌محوره می‌گنجد قابلیت استفاده در سیکل‌های ترکیبی را نیز دارد و به همین دلیل بسیار مورد توجه سرمایه‌گذاران نیروگاهی می‌باشد. قابلیت دسترسی، اطمینان بالا از عملکرد و همچنین هزینه کم در مقابل توان تولیدی زیاد از مهم‌ترین فاکتورهای اقتصادی این نوع توربین می‌باشد. دمای مناسب سیال در ورودی به قسمت توربین سبب افزایش فاصله‌های زمانی تعمیر و نگهداری، قابلیت دسترسی و از سوی دیگر کاهش هزینه‌های سرویس و نگهداری شده است. همچنین قابلیت استفاده از سوخت‌های گاز و گازوئیل را دارا می‌باشد که خود پارامتر مهمی در قابلیت یک توربین محسوب می‌شود. [۴۳]



شکل ۳-۲ شماتیک کلی توربین گازی V94.2

مشخصات کلی توربین گازی V94.2 عبارتند از:

- (۱) تک محوره بودن
  - (۲) Cold End Drive
  - (۳) دو سوخته، گاز طبیعی و گازوییل
  - (۴) کارکرد زیاد توربین
  - (۵) فرکانس بهره‌برداری ۵۰HZ
  - (۶) سرعت شفت در زمان بهره‌برداری ۳۰۰۰rpm
- که برای به گردش درآوردن ژنراتور در بار پایه و بار حداکثر مناسب می‌باشد.

### **۳-۳-۲ دیگر مشخصات توربین گازی V94.2**

- (۱) یک ردیف پره ثابت با زاویه متغیر در ورودی کمپرسور به منظور تنظیم دبی هوای ورودی (Inlet Guide Vane)
- (۲) کمپرسور ۱۶ مرحله‌ای
- (۳) نسبت فشار ۱۱٫۷
- (۴) وجود پره‌های راهنمای ورودی قابل تنظیم (تثبیت دمای گاز خروجی در بالاتر از ۵۰ درصد بار پایه)
- (۵) وجود ۲ خط Blow off در مرحله ۵ و خط دیگر در مرحله ۱۰ (تأمین عملکرد پایدار به هنگام راه‌اندازی توربین و جلوگیری از ناپایداری کمپرسور)
- (۶) توربین ۴ مرحله‌ای
- (۷) یاتاقان‌های ژورنال در دو طرف ژنراتور و انتهای توربین و یک عدد یاتاقان ترکیبی تراست و ژورنال کمپرسور
- (۸) دو محفظه احتراق سیلویی عمودی در دو طرف مجموعه توربو کمپرسور
- (۹) ۱۶ عدد مشعل ترکیبی دوگانه‌سوز

### **۳-۳-۳ توان بار پایه خروجی توربین گازی V94.2 در شرایط ISO**

- (۱) MW۱۶۲ با سوخت گاز
- (۲) MW۱۵۹ با سوخت گازوئیل

احتراق سوخت گاز با سوخت گازوئیل در دو محفظه احتراق متقارن با چندین مشعل که در دو طرف توربین قرار دارند انجام می‌شود که هر محفظه احتراق دارای ۸ مشعل می‌باشد. ژنراتور از طریق یک محور (شفت) به سمت کمپرسور مجموعه توربو کمپرسور متصل شده است. توان الکتریکی تولیدشده توسط ژنراتور از طریق باس داکت به ترانس‌های Unit، Main منتقل می‌گردد.

گازهای خروجی در دمای تقریبی ۵۴۵ درجه سانتی‌گراد از طریق یک دیفیوزر محوری به فشار اتمسفر می‌رسد. گاز خروجی از طریق یک آگزوز عمودی وارد هوای آزاد می‌گردد (این در صورتی است که واحد سیکل ترکیبی نباشد و در صورت ترکیبی بود وارد بویلر می‌گردد).

### **۳-۳-۴ سیستم‌های سوخت توربین گازی v94.2**

سیستم‌های سوخت مایع و گاز توربین گازی v94.2 وظیفه رساندن سوخت به مشعل‌ها و تنظیم میزان سوخت تزریق شده به محفظه احتراق را بر عهده دارند. هر توربین گازی v94.2 در شرایط ISO در هر ساعت ۴۵۰۰۰ لیتر گازوئیل مصرف می‌کند. در صورتی که توربین با سوخت گاز در حال بهره‌برداری باشد در شرایط ISO مصرفی برابر با ۴۵۰۰۰ نرمال مترمکعب گاز در ساعت دارد.

### **۳-۳-۵ طراحی عمومی توربین گاز V94.2**

توربین گاز V94.2 یک توربوماشین تک محوره بوده و یک پوسته منفرد دارد. مناسب برای اتصال به ژنراتور یا سایر کاربردهای مکانیکی می‌باشد کاربرد و استقرار این توربین گاز در سیکل‌های ساده (گاز به اتمسفر) و یا سیکل‌های ترکیبی (گاز به ژنراتور بازیابی بخار) به منظور افزایش تولید برق بوسیله یک توربین بخار و ژنراتور مربوطه می‌باشد سوخت‌های ممکن شامل سوخت مایع سبک، سوخت مایع سنگین، نفت گاز با توان گرمایی مختلف و نیز گاز طبیعی یا گاز کوره هستند توربین و کمپرسور بر روی یک محور همان روتور مستقر شده و شامل یک پوسته واحد می‌باشد و مجموعه بر روی دو یاتاقان در بیرون از منطقه دارای فشار، قرارداد پوسته مشترک بیرونی بصورت استوانه‌ای ساخته شده و مناسب برای نگهداری فشار داخلی می‌باشد. آن در ابتدای کمپرسور به دیگر قسمت پوسته بیرونی متصل می‌گردد. در این قسمت پره ثابت کمپرسور در ردیف اول قرار داشته و در ابتدای یاتاقان تراست و ژورنال قرارداد پوسته مشترک خارجی، در قسمت خروجی توربین، در محل یاتاقان

انتهایی قرار گرفته و ثابت می گردد. داخل پوسته مرکزی مشترک، دو انتقال دهنده یکی برای پره های کمپرسور و یکی برای پره های توربین قرار دارد قسمت خارجی از محل یاتاقان جلویی، بصورت شکلی که هدایت کننده هوای ورودی می باشد ساخته شده است در این قسمت گردنده هیدرولیک و پیک آب سرعت مستقر هستند پوسته اگزوز بوسیله یک سیلندر داخلی ساخته شده و داخل یاتاقان ژورنال را می پوشاند. گاز از میان دو سیلندر به سمت STACK جریان می یابد.

انبساط توربین گاز با در نظر گرفتن راندمان پلی تروپیک از رابطه زیر بدست می آید. [۴۲].  
رابطه (۳-۶)

$$\frac{dT}{T} = \left( \frac{dP}{P} \right)^{\eta_{pt} \left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}$$

کار توربین با استفاده از تعادل جرم و انرژی و حجم کنترل اطراف توربین گاز با استفاده از رابطه زیر به می آید.

رابطه (۳-۷)

$$\dot{W}_{gt} = \dot{m}_{gt,i}(h_{gt,i} - h_{gt,e}) + \dot{m}_{cl}(h_{cl,i} - h_{cl,e})$$

کار خروجی مخصوص راندمان سیکل و مصرف سوخت مخصوص توسط روابط زیر بدست می آید

رابطه (۳-۸)

$$W_{net} = W_{gt} - W_{com}$$

رابطه (۳-۹)

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{\dot{m}_f.LCV}$$

رابطه (۳-۱۰)

$$sfc = \frac{3600\dot{m}_f}{W_{net}}$$

### ۳-۴ کمپرسور مورد مطالعه

در مرحله اول حجم زیادی از هوا پس از تصفیه با فشار اتمسفر ۱۰۱۳ P و دمای محیط ۳۴ درجه سانتیگراد و رطوبت نسبی ۶۰ درصد از طریق دهانه ورودی بنام **Engine Air Inlet** به داخل کمپرسور مکیده می شود. با چرخش کمپرسور، این هوا درون کمپرسور فشرده شده و

در پی این فرآیند، دمای آن افزایش می‌یابد. همزمان با افزایش فشار، حجم هوا نیز کاهش می‌یابد. این هوا با فشار بالا و دمای بالا، از کمپرسور خارج می‌شود.

فشار ورودی کمپرسور P ۱۰۱۳ و دمای آن ۳۴ درجه سانتیگراد است که همزمان با افزایش فشار در خروجی کمپرسور می‌شود P ۱۱۰۳ و دمای آن ۳۸۶ سانتیگراد.

در مرحله دوم هوای فشرده شده، وارد اتاق احتراق می‌شود. در این بخش و با تزریق سوخت، عمل احتراق در فشار ثابت صورت گرفته و شعله تشکیل می‌شود. در عمل احتراق با انبساط حجمی گازها روبه‌رو هستیم. این هوا با شرایط فشار بالا و دمای بسیار بالا اتاق احتراق را ترک می‌کند.

مرحله سوم در این مرحله سیال عامل وارد بخش توربین می‌گردد. این بخش متشکل از مراحل است که هر مرحله نسبت به مرحله قبلی خود دارای حجم بیشتری است. برای آنکه سیال عامل بتواند از یک مرحله عبور کرده و وارد مرحله بعدی گردد، باید بتواند نیروی مقاوم که همان پره‌های توربین هستند را به حرکت درآورد. غلبه بر نیروی مقاوم و انجام کار، سبب کاسته شدن فشار و دمای سیال عامل و انبساط آن می‌گردد. سیال حداکثر می‌تواند تا رسیدن به فشار محیط، منبسط شود. سیال عامل با شرایط فشار اتمسفر و دمای بالا از توربین خارج می‌گردد.

در این بخش با تزریق سوخت گاز طبیعی با ارزش حرارتی  $423066 \text{ KWh/h}$  و دمای محیط ۳۴ درجه سانتیگراد وارد محفظه احتراق می‌شود که بعد از انبساط به  $p 10.75$  و ۱۱۲۲ درجه سانتیگراد وارد توربین می‌شود. خروجی توربین  $140918$  کیلو وات می‌شود.

کمپرسور توربین گاز که از نوع محوری و دارای ۱۹ مرحله می‌باشد، قادر است هوای مورد نیاز سیستم احتراق که بالغ بر  $1725.2 \text{ m}^3/\text{hr}$  متر مکعب در ساعت می‌باشد را با فشار حدود ۱.۱ بار تأمین و وارد محفظه احتراق نماید. برای تحلیل عملکرد کمپرسور از نقطه نظر انرژی، پارامترهایی از قبیل راندمان آیزنتروپیک و آیزوترمال کمپرسور، راندمان اگزرتیک کمپرسور و شدت مصرف انرژی کمپرسور هوا محاسبه می‌گردد. اطلاعات طراحی مورد نیاز برای تحلیل عملکرد کمپرسور هوا در شرایط دمای هوای محیط ۳۴ درجه سانتیگراد و بار پایه ارائه شده است.

در مطالعه زیر کمپرسور جریان محوری برای تزریق بخار استفاده می شود. که اینجا راندمان پلی تروپیک به منظور در نظر گرفتن تلفات ترمودینامیکی مختلف لحاظ می گردد. فرمول (۳-۱۱) رابطه بین دما و فشار را در هر مرحله از کمپرسور نشان می دهد. [۴۰]

رابطه (۳-۱۱)

$$\frac{dT}{T} = \left( \frac{R_{com}}{\eta_{Pt,com} \cdot C_{p,com}} \right) \frac{dP}{P}$$

که در این رابطه  $\eta_{Pt,com}$  راندمان پلی تروپیک کمپرسور و  $C_{p,com}$  و  $R_{com}$  به ترتیب حرارت مخصوص در فشار ثابت و ثابت گاز می باشد  $R_{com}$  از رابطه زیر بدست می آید.

رابطه (۳-۱۲)

$$R_{com} = C_{p,com} - C_{v,com}$$

رابطه (۳-۱۳)

$$C_{p,com} = C_{p,a} - \omega_{a,i} \cdot C_{p,vap}$$

رابطه (۳-۱۴)

$$C_{v,com} = C_{v,a} - \omega_{a,i} \cdot C_{v,vap}$$

$C_{p,a}$  و  $C_{v,a}$  به ترتیب حرارت مخصوص هوا در فشار ثابت و حجم ثابت می باشد که واحد هر دو پارامتر  $Kj/KgK$  است.  $\omega_{a,i}$  رطوبت مخصوص هوا در ورودی کمپرسور است. مقادیر  $C_{p,a}$  و  $C_{v,a}$  به عنوان تابعی از دمای متوسط برحسب کلوین در طول کمپرسور به صورت روابط زیر تعریف می شوند

رابطه (۳-۱۵)

$$C_{p,a} = 1.048 - 3.837 \times 10^{-4} T_m + 9.453 \times 10^{-7} T_m^2 - 5.491 \times 10^{-10} T_m^3 + 7.929 \times 10^{-14} T_m^4$$

رابطه (۳-۱۶)

$$C_{v,a} = C_{p,a} - 0.287$$

$C_{p,vap}$  و  $C_{v,vap}$  به ترتیب حرارت مخصوص بخار آب در فشار ثابت و حجم ثابت می باشند که به عنوان تابعی از دمای میانگین در طول کمپرسور به صورت روابط زیر تعریف می گردند:

رابطه (۳-۱۷)

$$C_{p,vap} = 1.8778 - 5.112 \times 10^{-4} T_m + 1.9175 \times 10^{-6} T_m^2 - 1.367 \times 10^{-9} T_m^3 + 3.723 \times 10^{-14} T_m^4$$

رابطه (۳-۱۸)

$$C_{v,vap} = C_{p,vap} - 0.4616$$

بالانس جرم و انرژی در طول کمپرسور منجر به حصول رابطه کار کمپرسور به صورت رابطه زیر می باشد

رابطه (۱۹-۳)

$$\dot{W}_{com} = \dot{m}_{com,e} h_{com,e} - \dot{m}_{com,i} h_{com,i}$$

### ۳-۵ محفظه های احتراق

دو محفظه احتراق به طور عمودی در اطراف توربین قرار داشته و توسط فلنج های جانبی به پوسته توربین متصل هستند. این نوع طراحی، باقی ماندن هوای ورودی از کمپرسور به محفظه احتراق و از محفظه احتراق به توربین را در یک سمت و راستا امکان پذیر ساخته و کمترین افت فشار و سرعت نسبی را باعث می شود هوای فشرده کمپرسور که به محفظه احتراق وارد می شود پوسته خارجی قسمت گاز داغ را خنک می نماید. علاوه بر این، ورود متقارن و جریان هوای تغییر کننده دو گانه یک توزیع دمایی متقارن با حداقل تغییر فشار در جلوی اولین ردیف پره های دوار را باعث می شود هر محفظه احتراق از ۸ مشعل (BURNER) که هم برای سوخت گاز و هم سوخت گازوئیل طراحی شده اند، تشکیل شده است. سوخت مشعل ها، بر طبق قانون جریان معکوس عمل می نمایند این چیدمان محفظه احتراق یک انعطاف بزرگ در ابعاد و نیز شکل سیستم احتراق را ایجاد نموده و امکان خوب جهت بازرسی و نیز امکان آسان مونتاژ و دیمونتاژ را، فراهم می آورد. مشعل های ترکیبی، انتشار DIFUSION و نیز اختلاط PREMIXING شعله را باعث شده و اکسید نیتروژن و مونوکسید کربن پایین بدون پاشش آب و نیز تزریق بخار را، تولید می کنند به هر صورت یک موتور توربین گاز میتواند سیستم تزریق آب و یا بخار را به منظور کاهش آلودگی بکار ببرد. هوای فشرده شده و تحویلی از سوی کمپرسور، در محفظه احتراق، با سوخت گاز و یا گازوئیل محترق شده و با دمای ویژه وارد توربین می گردد دو محفظه احتراق در سمت چپ و راست توربین قرار دارند. هوای آمده از کمپرسور وارد محفظه احتراق از طریق یک محفظه مدور شده و از طریق یک محفظه مدور میان پوشش فشاری و نیز شعله، که در آنجا مشعل ها واقع شده اند عبور می کند. در این قسمت توسط چرخنده های شعله به هوا چرخش لازم جهت پایداری شعله، داده می شود. در قسمت پایینی لوله آتش، باز شوهای متغیر هوا تعبیه شده اند که همراه با دمای خروجی توربین باز و بسته می شوند. البته این امر توسط یک رینگ تنظیم که با ورقهای آب بندی ساخته شده است، صورت می پذیرد.

مکان رینگ، بوسیله یک سروموتور الکتریکی، که بطور مماس به همان رینگ متصل است، کنترل می شود مشعل ها به محفظه احتراق با فلنج متصل هستند. در شکل مشعل های سوخت دو گانه گاز و گازوئیل(، نشان داده می شوند. برای عمل در بار پایین، گاز به سمت مشعل انتشاری هدایت می شود و در عمل در بار بالا به سمت مشعل پیش مخلوط کن PREMIXING هدایت می شود.

اتصالات در مشعل های سوخت مایع، برای هوای خنک کاری و نیز برگشت سوخت گازوئیل می باشد گاز داغ مشتعل، محفظه احتراق را ترک نموده و به سمت توربین می رود. دریچه جهت بازرسی و نیز مشاهده و دسترسی به محفظه احتراق و نیز رسیدن به قطعات ورودی توربین وجود دارد. شعله توسط دو حس گر شعله، در هر محفظه احتراق که در پوشش آن قرار گرفته اند مشاهده می شود. یک سوراخ بازبینی شعله در پوشش دریچه، اجازه مشاهده شعله را می دهد. هر مجموعه مشعل، یک جرعه زن، به منظور روشن کردن پیلوت را دارا می باشد. یک صفحه باریل هایی در اطراف و بالای محفظه احتراق قرار دارد. سوخت، هوای خنک کاری، خطوط لوله گاز جرعه زن، تامین برق، همگی در بالای محفظه احتراق قرار دارند و امکان بازدید و تعمیر آسان آنها را می دهد، با فرض اینکه فرآیند احتراق به صورت آدیاباتیک جریان پایدار باشد و با یک راندمان احتراق مشخص، ارزش حرارتی سوخت پایین تر و دمای خروج محفظه احتراق، تعادل جرم و انرژی، نرخ جریان جرم سوخت را توسط روابط زیر مشخص می کند. [۴۴].

رابطه (۳-۲۰)

$$\dot{m}_{com,e} + m_f + m_{s,cc} = m_g$$

رابطه (۳-۲۱)

$$\dot{m}_{com,e} = \dot{m}_a (1 + \omega_{com,e})$$

رابطه (۳-۲۲)

$$\dot{m}_a \cdot h_{a,com,e} + \omega_{com,e} \cdot h_{\omega,com,e} + m_f \cdot LHV \cdot \eta_{cc} + m_{s,cc} \cdot h_{s,cc} = (m_a (1 + \omega_{com,e}) + m_f + m_{s,cc}) \cdot h_{cc,e}$$

رابطه (۳-۲۳)

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{(1 + \omega_{cc,e} + SAR) c_{pg} \cdot T_{cc,e} - SAR \cdot h_{s,cc} - (h_{a,com} + \omega_{com,e} \cdot h_{\omega,com,e})}{LHV \cdot \eta_{cc} - C_{pg} \cdot T_{cc,e}}$$



نسبت بخار به هوا SAR به صورت رابطه زیر تعریف می شود: رابطه (۳-۲۴)

$$SAR = \frac{\dot{m}_{s,cc}}{\dot{m}_a}$$

### ۳-۶ محاسبات مربوط به سیکل ایده ال توربین گاز

رابطه (۳-۲۵)

$$\frac{P_r}{P_1} = \left( \frac{T_{rs}}{T_{1s}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \xrightarrow{k=\frac{1}{4}} T_{2s} = T_{1s} \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{0/286} \Rightarrow T_{2s} = (10/2)^{0/286} (285) = 565/4^\circ K = 292^\circ C$$

رابطه (۳-۲۶)

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{T_3}{T_{4s}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \xrightarrow{k=1/4} T_{4s} = T_3 / \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{0/286}$$

رابطه (۳-۲۷)

$$T_{4s} = 1230 / (10/2)^{0/286} = 633^\circ K = 360^\circ C$$

رابطه (۳-۲۸)

$$w_{c,s} = m_{qir} \times c_{p,air} \times (T_{2s} - T_1)$$

$$= 120 \times 1/0035 \times (292 - 12) = 33717/60 kw$$

رابطه (۳-۲۹)

$$w_{T,s} = m_{gas} \times C_{p,gas} \times (T_3 - T_{4s})$$

$$= 122 \times 1/03691 \times (957 - 360) = 75522/30 kw$$

رابطه (۳-۳۰)

$$q_N = \frac{m_{CH_4} + H_u}{\rho_{CH_4}} = \frac{2 \times 35000}{0/648} = 108024/69 kw$$

رابطه (۳-۳۱)

$$\% \eta_{th} = \frac{w_{net} \times 0/86}{q_H} \times 100 = \frac{(75523/30 - 33717/60) \times 0/86 \times 100}{108024/69} = 33/28\%$$

رابطه (۳-۳۲)

$$\eta_{c,s} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{280 - 12}{304 - 12} = 0/9178 = 91/78\%$$

رابطه (۳-۳۳)

$$\eta_{T,S} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4S}} = \frac{975 - 401}{975 - 360} = 0.9313 = 93.13\%$$

### ۳-۷ بویلر بازیافت حرارتی

بویلر بازیافت حرارتی تولید بخار اشباع در فشار معینی (Pmain) میکند. نقطه پینچ نقش اساسی در عملکرد HRSG دارد.

برای مدل کردن HRSG از روابط زیر استفاده شده است. رابطه ۳-۳۴

$$T_{out} = T_{sat} + pp$$

$$\dot{m}_{steam} (h_{out} - h_{in})_{steam} = \dot{m}_g c_{pg} (T_{in} - T_{out})_g$$

نمایی از بویلر سیستم مورد مطالعه CHP که دمای ورودی گاز آن ۵۴۵.۴ درجه سانتی گراد است و دمای خروجی آن ۵۱۵.۸ دجه سانتی گراد می باشد که با توجه به آن بخار ورودی با فشار ۵۳.۳ بار و دمای ۲۶۷.۹ درجه سانتی گراد بوده و خروجی بخار با فشار ۵۱.۵ بار و دمای ۳۲۷.۴ درجه سانتی گراد می باشد.

### ۳-۸ بررسی عملکرد مرکز تولید بخار

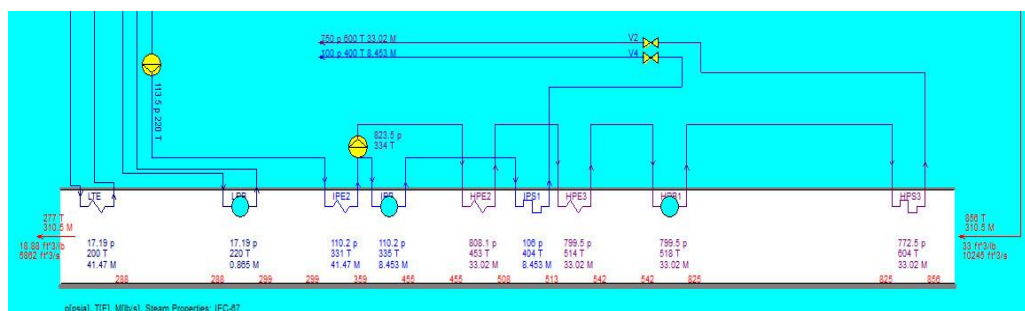
مبدل‌های حرارتی وسایلی هستند که در آنها مبادله گرما بین سیال گرم و سیال سرد صورت می گیرد. از جمله مبدل های حرارتی به کار رفته در مرکز تولید بخار نیروگاه سیکل ترکیبی دیاریتور و مبدل های موجود در بویلر بازیافت حرارت شامل اکونومایزرها، تبخیرسازها و سوپرهیترها می باشند.

در واقع از آنجا که بویلر بازیافت حرارت شامل سه بخش اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر است، تعیین پارامترهایی نظیر pinch point و approach point ضرورت دارد. pinch point، برابر با اختلاف دمای گازهای خروجی از اواپراتور و بخار اشباع (۳Ts-Tg) و approach point برابر با اختلاف دمای آب ورودی به اواپراتور و بخار اشباع (۲ Ts-Tw) است. میزان این دو پارامتر بر سائز اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر تأثیرگذار است. معمولاً برای اجتناب از مشکلاتی نظیر لرزش و hammerin در اکونومایزر، میزان approach point در بویلرهای بازیافت حرارت با دمای دود ورودی ۳۷۱ الی ۶۵۱ درجه سانتیگراد، حدود ۵ الی ۲۵ درجه سانتیگراد انتخاب می گردد. برای این بویلرها در صورت وجود فین، معمولاً point pinch مناسب نیز در محدوده ۵ تا ۱۷ درجه سانتیگراد است. معمولاً برای بررسی عملکرد یک مبدل حرارتی از پارامتری به نام Effectiveness (ε) استفاده می

شود که بیانگر میزان انتقال حرارت موجود بر مقدار ماکزیمم انتقال حرارت ممکن است. در واقع این فاکتور امکان مقایسه نرخ انتقال حرارت واقعی با مقدار ماکزیمم انتقال حرارت ممکن (از لحاظ بقای انرژی) که از لحاظ ترمودینامیکی دارای محدودیت است، را فراهم می کند. [۴۵]

واحد تولید بخار که یکی از بخشهای مهم نیروگاه است، ملزم به تولید بخار خشک با درجه حرارت و فشارهای معین به منظور به حرکت در آوردن توربین بخار می باشد. این واحد از ۳ عدد بویلر بازیافت حرارت تشکیل شده است که انرژی مورد نیاز خود را از انرژی حرارتی خروجی از اگزوز واحدهای گازی تأمین می نمایند. بویلرهای بازیافت این نیروگاه از نوع افقی و بدون مشعل کمکی است که هر یک بویلر قادر هستند بخار خشک مورد نیاز یک واحد توربین بخار، بالغ بر ۱.۲۷۷.۱ تن در ساعت با دمای ۶۰۴.۴ درجه فارنهایت را تأمین نماید.

فرآیند تولید بخار در بویلرهای بازیافت در دو فاز فشار متوسط ۱۰۰ p با دمای ۴۰۰ درجه فارنهایت و فشار قوی ۷۵۰p با دمای ۶۰۰ درجه فارنهایت صورت می گیرد. تجهیزات موجود در بویلرهای بازیافت شامل اکونومایزر، تبخیرساز، سوپرهیتر برای دو مسیر فشار متوسط و فشار قوی می باشد. در شکل ۳-۳ شماتیک تجهیزات موجود در بویلر بازیافت حرارت نیروگاه CHP ارائه شده است.



شکل ۳-۳ شماتیک تجهیزات موجود در بویلر بازیافت حرارت سیستم CHP

### عوامل بهره برداری:

الف) راه اندازی سریع : طی حدود ۱۰ دقیقه می تواند راه اندازی شده و به شبکه قدرت دهد و تغییر بار اخذ شده از آن سریع صورت می گیرد

ب) استارت خاموش Black Start زمانی که شبکه بدون برق باشد تغذیه داخلی از طریق باتری خانه تامین می شود و از این طریق می توان واحد را استارت نمود

ج) کنترل از راه دور: از راه دوری می توان توربین را استارت کرد و با شبکه پارالل نمود و میزان بار را کم و زیاد کرد بدون اینکه احتیاجی به اپراتور در محل باشد

د) سهولت: به دلیل سادگی و کم بودن قسمت های کمکی و فرعی آن بهره برداری از آن آسان است.

ه) بدون آب خنک کن هم می تواند کار کند: قسمت های مختلف آن توسط هوا هم میتواند خنک شود و احتیاج لازم و حتمی به آب ندارد.

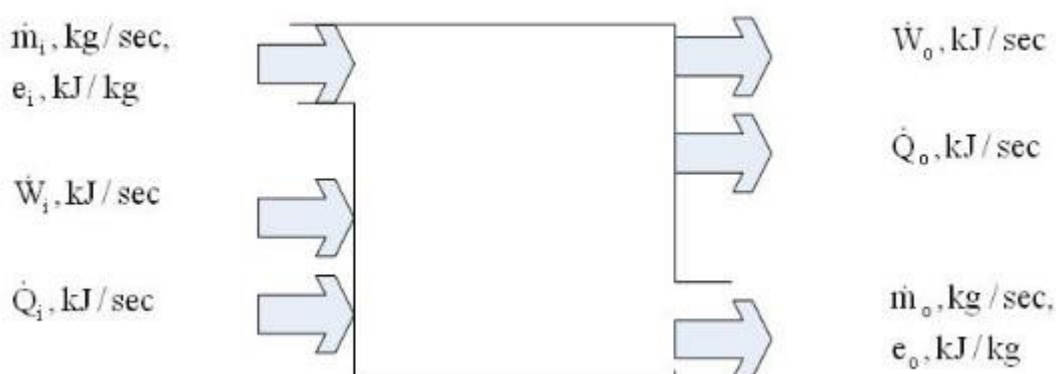
و) با سوخت های مختلف کار میکند» هنگام کار واحد می تواند نوع سوخت آن را تغییر داد.

[۴۵]

### ۳-۹ بالانس انرژی

#### ۳-۹-۱ مبانی بالانس جرم و انرژی

قوانین بقای جرم و بقای انرژی (قانون اول ترمودینامیک) قوانین پایه پدیده های فیزیکی از جمله انتقال جرم و انرژی هستند. در شرایط پایدار ترمودینامیکی جریان های جرم و انرژی ورودی و خروجی یک حجم کنترل است. برای تحول حالت دائم - جریان دائم، بالانس جرم و انرژی به صورت زیر خواهد بود.



شکل ۳-۴ بالانس جرم و انرژی

برای تحول حالت دائم - جریان دائم، بالانس جرم و انرژی به صورت زیر خواهد بود: رابطه

۳-۳۵

$$\sum m_i = \sum m_o, (kg); \quad \sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o, (kg/sec)$$

$$\sum E_i = \sum E_o, (kJ); \quad \sum \dot{E}_i = \sum \dot{E}_o, (kJ/sec)$$

بنابراین بالانس نرخ انرژی (توان) روی یک حجم کنترل در یک جریان پیوسته به صورت رابطه زیر بیان می‌شود: رابطه ۳-۳۶

$$\sum [\dot{Q}_i + \dot{W}_i + \dot{m}_i(h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + gz_i)] = \sum [\dot{Q}_o + \dot{W}_o + \dot{m}_o(h_o + \frac{1}{2} V_o^2 + gz_o)], (kJ/sec)$$

### ۳-۹-۲ آنالیز انرژی نیروگاه ترکیبی

می‌توان گفت که بالانس انرژی، بالانس بقای انرژی و بالانس انرژی، بالانس کیفیت انرژی یا تنزل انرژی است تنزل کیفیت انرژی برابر اتلاف بازگشت ناپذیر مربوط به تمامی فرایندهای واقعی است اکثر نیروگاه‌ها فقط با استفاده از معیار عملکرد انرژی براساس قانون اول ترمودینامیک طراحی می‌شوند افت انرژی مفید واقعی تنها نمیتواند با استفاده از قانون اول ترمودینامیک ارضا شود زیرا این معیار بین کیفیت و کمیت انرژی فرقی نمی‌گذارد. [۴۶]

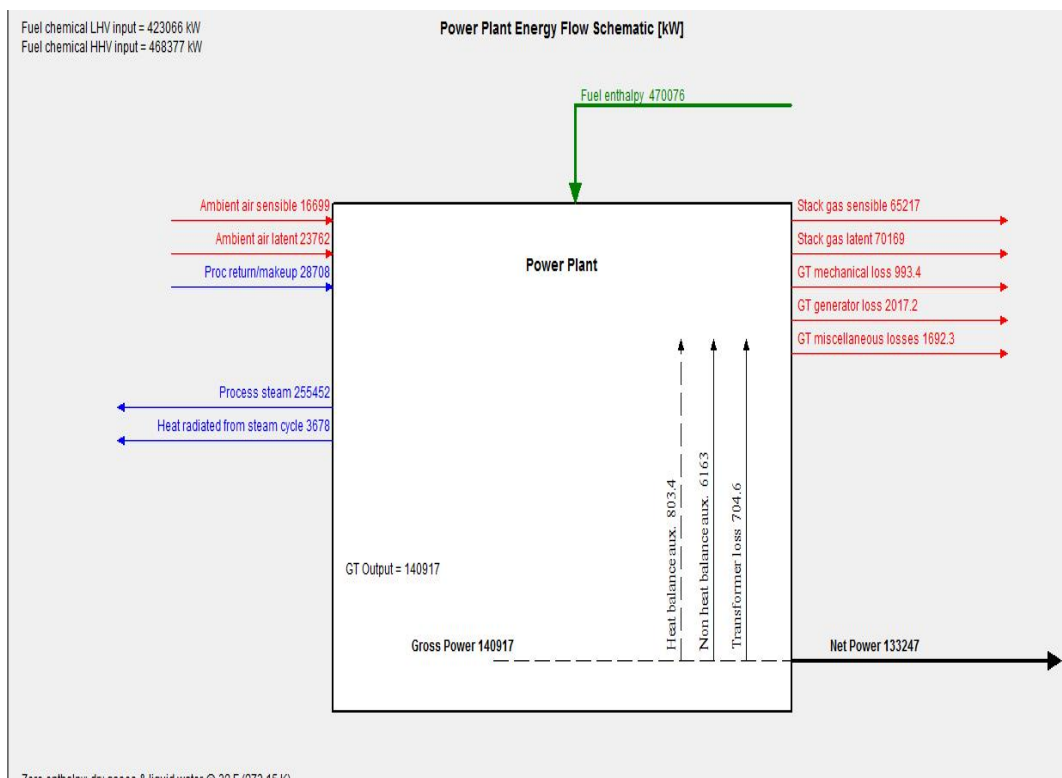
قانون اول ترمودینامیک

رابطه (۳-۳۷)

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h$$

### ۳-۹-۳ ورودی‌های جریان انرژی نیروگاه

ورودی‌های جریان انرژی نیروگاه سیستم مورد مطالعه به صورت شماتیک در شکل ۳-۵ نمایش داده شده است.



شکل ۳-۵ ورودی های جریان انرژی نیروگاه سیستم مورد مطالعه به صورت شماتیک

جدول ۳-۱ طرح تعادل گرمای سیستم CHP مورد مطالعه

| PLANT HEAT BALANCE                 |        |    |
|------------------------------------|--------|----|
| Energy In                          | 539245 | kW |
| Ambient air sensible               | 16699  | kW |
| Ambient air latent                 | 23762  | kW |
| Fuel enthalpy @ supply             | 470076 | kW |
| External gas addition to combustor | 0      | kW |
| Steam and water                    | 0      | kW |
| Makeup and process return          | 28708  | kW |

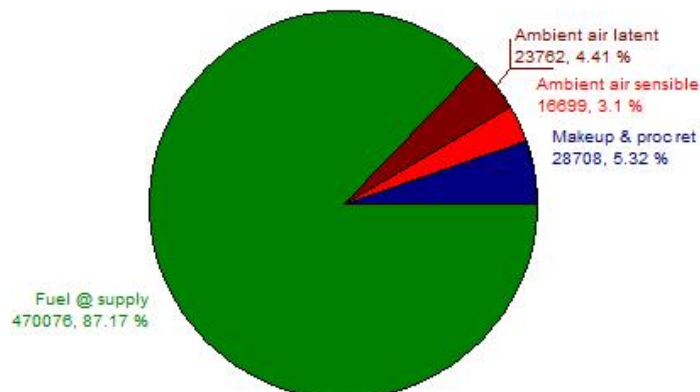
### ۳-۱۰ نمودارهای انرژی

#### ۳-۱۰-۱ بالانس حرارتی نیروگاه

شکل ۳-۶ ورودی بالانس حرارتی نیروگاه مورد مطالعه را نشان می دهد.

### Plant Energy In [kW]

Plant energy in = 539245 kW  
 Plant fuel chemical LHV input = 423066 kW, HHV = 468377 kW  
 Plant net LHV elec. eff. = 31.5 % (100% \* 133247 / 423066), Net HHV elec. eff. = 28.45 %



شکل ۳-۶ ورودی انرژی نیروگاه CHP مورد مطالعه

جدول ۳-۲ بالانس حرارتی نیروگاه مورد مطالعه

| PLANT HEAT BALANCE                 |        |    |
|------------------------------------|--------|----|
| Energy In                          | 539245 | kW |
| Ambient air sensible               | 16699  | kW |
| Ambient air latent                 | 23762  | kW |
| Fuel enthalpy @ supply             | 470076 | kW |
| External gas addition to combustor | 0      | kW |
| Steam and water                    | 0      | kW |
| Makeup and process return          | 28708  | kW |

برای این سیستم دمای ورودی گرمای محسوس محیط ۵۳۹۲۴۵ kW ، هوای محیط ۱۶۶۹۹ kW، آنتالپی سوخت ۴۷۰۰۷۶ KW و ترکیب فرایند بازگشت ۲۸۷۰۸ KW در نظر گرفته شده است.

### ۳-۱۱ چرخه انرژی ورودی توربین گاز

بالانس گرمای توربین گازی / ژنراتور (مدل فیزیکی)

جدول ۳-۳ بالانس گرمای توربین گازی / ژنراتور (مدل فیزیکی)

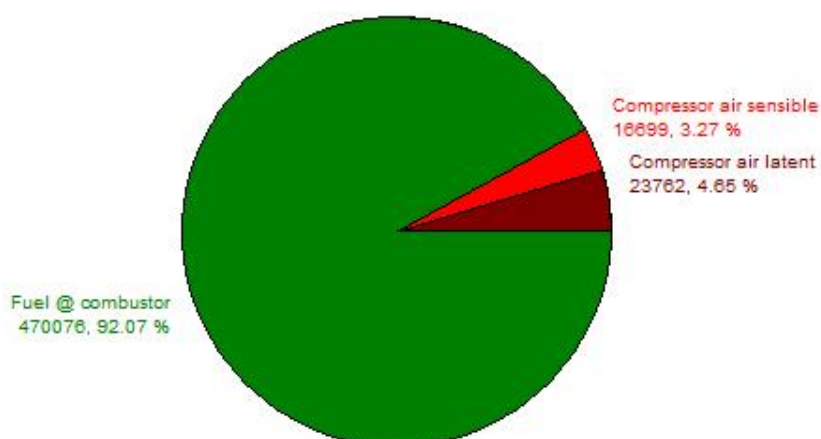
| GAS TURBINE/GENERATOR HEAT BALANCE (Physical Model #353) |                  |           |           |               |          |
|--|------------------|-----------|-----------|---------------|----------|
| Energy in =  | 510537           | kW        |           |               |          |
| Compressor Inlet   | Compressor Inlet | Water     | Steam     | Fuel Enthalpy | Gas/Air  |
| Air Sensible   | Air Latent       | Injection | Injection | @ Combustor   | Addition |
| 16699  | 23762            | 0         | 0         | 470076        | 0        |

Plant | **Gas Turbine** | Steam Cycle | IGCC System | Gasifier | Gas Cleanup System | Air Separation Unit

#### GT Cycle Energy In [kW]

GT cycle energy in = 510537 kW

GT fuel chemical LHV input = 423066 kW, HHV = 468377 kW



شکل ۳-۷ چرخه انرژی ورودی توربین گاز



### ۳-۱۲ بالانس انرژی ورودی قسمت واحد بخار

معمولا معیار اصلی بررسی وضعیت نیروگاه، راندمان و Heat Rate نیروگاه می باشد. در این رابطه انرژی ورودی شامل انرژی مورد استفاده برای تولید بخار مصرفی می باشد و لذا در محاسبه راندمان در نیروگاه بخار، معمولا مجموعه بویلرها و توربوژنراتورها به طور همزمان در نظر گرفته می شود.

جدول ۳-۴ بالانس انرژی ورودی قسمت واحد بخار

| STEAM CYCLE HEAT BALANCE |        |          |        |         |           |       |       |        |
|--------------------------|--------|----------|--------|---------|-----------|-------|-------|--------|
| Energy in =              |        | 394511   | kW     |         |           |       |       |        |
| GT Exhaust/Air Addn.     |        | DB Fuel  | Makeup | Process | Feedpump  | Steam | Ext.  | GT     |
| Sensible                 | Latent | Enthalpy |        | Return  | Aux. Load | /Heat | Water | Return |
| 294830                   | 70169  | 0        | 0      | 28708   | 803       | 0     | 0     | 0      |

Plant | Gas Turbine | **Steam Cycle** | IGCC System | Gasifier | Gas Cleanup System | Air Separation Unit

#### Steam Cycle Energy In [kW]

Steam cycle energy in = 394511 kW



شکل ۳-۸ بالانس انرژی ورودی قسمت واحد بخار

### ۳-۱۳ بالانس انرژی

#### ۳-۱۳-۱ مبانی بالانس انرژی

به خاطر اینکه انرژی بقاء دارد برای سیستم های موجود اصل بقای انرژی یا رابطه قانون اول به کار برده می شود ولی در مورد انرژی نمی توان لفظ بقاء را به کار برد چون مقداری از انرژی در طی یک فرآیند به علت وجود بازگشت ناپذیری از بین می رود و در نتیجه مجموع انرژیهای حالت نهایی فرآیند با انرژی اولیه مساوی نیست و اختلاف بین انرژی اولیه و نهایی همان بازگشت ناپذیری فرآیند می باشد. آنالیز انرژی یک فرآیند یا یک سیستم، نشان می دهد که چه مقدار از قابلیت انجام کار یا انرژی ورودی، توسط آن فرآیند یا سیستم، مصرف شده است. اتلاف انرژی یا به عبارت دیگر بازگشت ناپذیری، میزان ناکارآمدی سیستم مورد مطالعه را به صورت کمی نشان می دهد. علاوه بر آن اگر سیستم فوق از چند جزء مختلف تشکیل شده باشد، آنالیز انرژی، چگونگی توزیع بازگشت ناپذیری کلی سیستم را بین اجزاء آن نشان داده و مشخص می کند که چه اجزایی نقش بیشتری در میزان بازگشت ناپذیری کلی دارند. بالانس انرژی در واقع مقایسه وضعیت موجود با بهترین حالت ممکن می باشد. توان بالقوه انجام کار مفید یک سیستم در یک حالت مشخص "انرژی (Ex)" نامیده می شود. انرژی یک خاصیت ترمودینامیکی است که به حالت های سیستم و محیط بستگی دارد. انرژی حداکثر قابلیت تبدیل انرژی به کار می باشد. [۴۶]

#### ۳-۱۳-۲ آنالیز انرژی نیروگاه سیکل ترکیبی

قانون دوم ترمودینامیک

رابطه (۳-۳۸)

$$\dot{S}_{gen} = \frac{ds}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{in} \dot{m}s \geq 0$$

در روابط بالا متالپی ( $\dot{h}$ ) برابر است با  $gz + h + \frac{v^2}{2} + T_0$  دمای محیط،  $E$  انرژی درونی،  $S$  آنتروپی و  $\dot{Q}, \dot{W}$  نرخ انتقال کار و گرما هستند و روابط برای یک سیستم باز که با چند منبع حرارتی در تماس است صادق میباشند. جهت ترکیب کردن قانون اول و دوم و دستیابی به عبارتی جهت محاسبه نرخ انتقال کار، مقدار  $\dot{Q}_0$  را ثابت در نظر گرفته و این مقدار را بین دو معادله ۲ حذف می کنیم.

رابطه (۳-۳۹)

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i + \sum_{in} \dot{m}(\dot{h} - T_0 S) - \sum_{out} \dot{m}(\dot{h} - T_0 S) - T_0 \dot{S}_{gen}$$

نتیجه رابطه فوق که از ترکیب قانون اول و دوم بدست آمده این است که هرگاه سیستمی بصورت بازگشت ناپذیر عمل کند کار را با نرخ متناسب با نرخ تولید آنتروپی از بین خواهد برد ( $T_0 \dot{S}_{gen}$ ). در صورتی که فرآیند بازگشت پذیر باشد ( $\dot{S}_{gen} = 0$ ) نرخ انتقال کار ماکزیمم خواهد بود و میتوان نوشت:

رابطه (۳-۴۰)

$$\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0 \dot{S}_{gen}$$

کار از بین رفته به واسطه بازگشت ناپذیری ترمودینامیکی ( $\dot{W}_{rev} - \dot{W}$ ) کار در دسترس تلف شده نامیده میشود نسبت بین کار در دسترس تلف شده و تولید آنتروپی، قانون کار تلف شده را به وجود میآورد و میتوان نوشت:

رابطه (۳-۴۱)

$$\dot{W}_{lost} = T_0 \dot{S}_{gen}$$

همانطور که گفتیم کار انرژی بسامان در حال انتقال است و هر میزان از کار برابر میزان انرژی آن خواهد بود در صورت عدم وجود کار اتمسفر - و به طور کلی داریم:

رابطه (۳-۴۲)

$$\dot{E} = \dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt}$$

رابطه (۳-۴۳)

$$\dot{E}_w = -\frac{d}{dt}(E + P_0 S - T_0 S) + \sum_{i=1}^n (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i + \sum_{in} \dot{m}(\dot{h} - T_0 S) - \sum_{out} \dot{m}(\dot{h} - T_0 S) - T_0 \dot{S}_{gen}$$

در بیشتر سیستمهای دارای اهمیت از لحاظ مهندسی که جریان ورودی و خروجی دارند، کار اتمسفر  $\left(P_0 \frac{dV}{dt}\right)$  وجود نداشته و هر میزان از کار دقیقاً برابر میزان انرژی آن است.

حداکثر انرژی مربوط به انتقال کار:

رابطه (۳-۴۴)

$$(\dot{E}_w)_{rev} = \dot{W}_{rev} - P_0 \frac{dV}{dt}$$

رابطه (۳-۴۵)

$$(\dot{E}_w)_{rev} = -\frac{d}{dt}(E + P_0 V - T_0 S) + \sum_{i=1}^n (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i + \sum_{in} \dot{m}(\dot{h} - T_0 S) - \sum_{out} \dot{m}(\dot{h} - T_0 S)$$

در رابطه فوق عبارتهای سمت راست تساوی به ترتیب عبارتند از: مجموع اگزرژی سکون، انتقال اگزرژی به واسطه انتقال حرارت اگزرژی جریان ورودی به واسطه انتقال جرم، اگزرژی جریان خروجی به واسطه انتقال جرم. [۴۶]

### ۳-۱۳-۳ اگزرژی مربوط به انتقال گرما

اگزرژی مربوط به انتقال گرما از یک حجم کنترل برابر است با کاری که میتوان با برهمکنش گرما و محیط خارج بدست آورد. برای یک نرخ انتقال گرمای  $\dot{Q}$  در دمای انتقالی  $T$  حداکثر کار قابل دسترس برابر است با:

رابطه (۳-۴۷)

$$\dot{E}_Q = \dot{Q}\tau$$

که در رابطه فوق  $\tau$  دمای اگزرژی بدون بعد نام دارد و در حالتی که انتقال حرارت بین سیستم و محیط با دمای  $T_0$  است به همان بازده چرخه کارنو تبدیل میشود:

رابطه (۳-۴۸)

$$\tau = 1 - \frac{T_0}{T}$$

با استفاده از معادله حداکثر اگزرژی مربوط به انتقال کار عبارت مربوط به دسترسی جریان - b و اگزرژی جریان  $e_x$  را میتوان به صورت زیر بیان نمود.

رابطه (۳-۴۹)

$$b = \dot{h} - T_0 S$$

رابطه (۳-۵۰)

$$e_x = b - b_0 = \dot{h} - \dot{h}_0 - T_0(S - S_0)$$

با صفر در نظر گرفتن تغییرات عبارت اگزرژی سکون در طول زمان- در سیستمهای دارای عملکرد یکنواخت - و لحاظ نمودن عبارات دو معادله بالا را میتوان به صورت کلی زیر بیان نمود.

رابطه (۳-۵۱)

$$\dot{E}_w = \sum_{i=1}^n (\dot{E}Q)_i + \sum_{in} \dot{m}e_x - \sum_{out} \dot{m}e_x - T_0 S_{gen}$$

### ۳-۱۳-۴ بازده انرژی و انرژی نیروگاه

نمودار بازده نیروگاه حرارتی در بارهای مختلف را میتوان با اعمال بالانس انرژی و بالانس انرژی بر سیکل نیروگاه و محاسبه بازده انرژی (راندمان قانون اول) و بازده انرژی (راندمان قانون دوم) رسم نمود.

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f \times LHV} \quad \text{رابطه (۳-۵۲)}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}W}{\dot{m}_f e_{ch,f}} \quad \text{رابطه (۳-۵۳)}$$

که در LHV ارزش حرارتی پایین سوخت و در معادله  $e_{ch,f}$  انرژی شیمیایی ویژه سوخت می باشد.

### ۳-۱۳-۵ جریان انرژی CHP مورد مطالعه

جدول ۳-۵ اطلاعات ورودی انرژی CHP سیستم مورد مطالعه

| PLANT EXERGY ANALYSIS     |        |    |
|---------------------------|--------|----|
| Exergy In                 | 428427 | kW |
| Fuel exergy               | 426708 | kW |
| Ambient air exergy        | 68.89  | kW |
| Process condensate return | 1649.6 | kW |

| GAS TURBINE EXERGY ANALYSIS - Siemens SGT5-2000E (41MAC) (Physical Model #353) |        |    |
|--|--------|----|
| Exergy In  | 426365 | kW |
| GT fuel exergy @ combustor   | 426708 | kW |
| Air exergy @ compressor inlet  | -342.8 | kW |

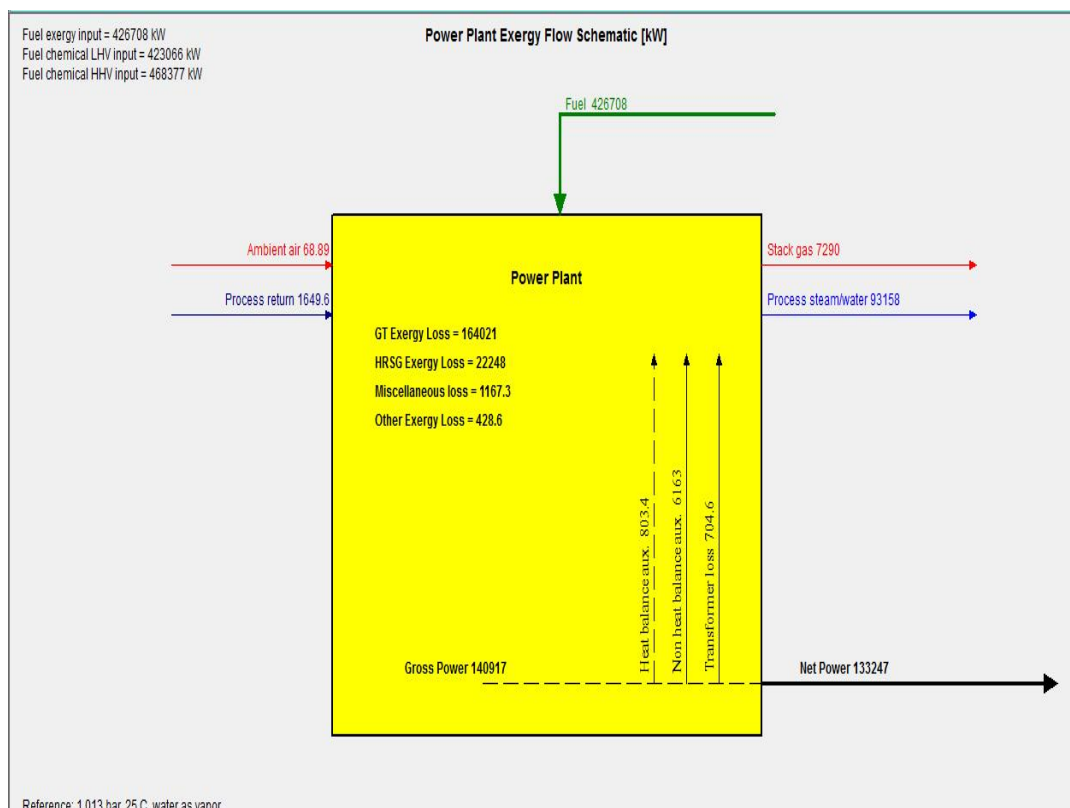
  

| GAS TURBINE & PERIPHERAL EXERGY ANALYSIS - Siemens SGT5-2000E (41MAC) (Physical Model #353) |        |    |
|---|--------|----|
| Exergy In   | 426777 | kW |
| GT fuel exergy @ supply   | 426708 | kW |
| Ambient air   | 68.89  | kW |

| HRSG EXERGY ANALYSIS  |        |    |
|-----------------------|--------|----|
| Exergy In             | 123135 | kW |
| HRSG inlet gas exergy | 120699 | kW |
| HRSG feedwater exergy | 1632.8 | kW |
| Feedpump power        | 803.4  | kW |

همانطور که در شکل ۳-۹ جریان انرژی نیروگاه مورد مطالعه به صورت شماتیک را نشان میدهد.



شکل ۳-۹ جریان انرژی نیروگاه مورد مطالعه به صورت شماتیک

### ۳-۱۴ آبشیرین کن اسمز معکوس (RO)

آبشیرین کن اسمز معکوس (RO) فرآیندی است که در آن از فشار برای معکوس نمودن جریان اسمزی آب از درون یک غشای نیم تراوا استفاده می شود به کمک این روش میتوان از آب شور آب آشامیدنی مطلوب تولید کرد. در این مرحله از یک غشای نیم تراوا و پمپی که بتواند فشار لازم آب ورودی به سیستم را تأمین کند و یک خروجی پساب لازم می باشد. فرآیند آبشیرین کن اسمز معکوس (RO) پایه ای است بر روی اصل نفوذپذیری که به یک تکنولوژی مدرن تبدیل می شود تا آب تازه تولید کند. فرآیند آبشیرین کن اسمز معکوس (RO) صنعتی یکی از فرآیندهایی است که باعث می شود آب شیرین (desalination) تولید شود. و فراتر از آن آبشیرین کن اسمز معکوس برای بازیافت تصفیه خانه ی فاضلاب استفاده می شود در کل این تحقیق عملکرد یک سیستم تولید همزمان و آبشیرین کن اسمز معکوس برای تولید آب شیرین بررسی می شود که ابتدا یک تحلیل ترمودینامیکی برای تمام اجزای سیستم و سپس با

بهینه سازی های انجام شده در سیستم تولید همزمان توان و حرارت و آبشیرین کن اسمز معکوس بررسی می شود.

### ۳-۱۴-۱ معادلات مربوط به آبشیرین کن اسمز معکوس

رابطه (۳-۵۴) و (۳-۵۵) به ترتیب میانگین فشار آب تغذیه شده و میانگین فشار اسمزی تعریف شده اند. در این رابطه ها  $(P_f)$   $(P_b)$  به ترتیب فشار هیدرولیک از جریان تغذیه شده و جریان رد شده، و همچنین  $(\pi_f)$  و  $(\pi_b)$  به ترتیب فشار اسمزی از جریان تغذیه شده و جریان رد شده تعریف شده اند. [۴۷]

$$\bar{P} = \cdot / \Delta (P_f + P_b) \quad ۳-۵۴$$

$$\bar{\pi} = \cdot / \Delta (\pi_f + \pi_b) \quad ۵۵-۳$$

رابطه (۳-۵۶) و (۳-۵۷) به ترتیب هیدرولیک نفوذی و فشار اسمزی بیان میشوند، که در این دو رابطه  $(P_p)$  و  $(\pi_p)$  به ترتیب هیدرولیک و فشار اسمزی از جریان نفوذی تعریف میشوند.  $(P)$  بار و  $(\pi)$  بار به ترتیب میانگین فشار آب تغذیه شده و میانگین فشار اسمزی روی سمت تغذیه شده و سمت آب نمک بیان می شوند. [۴۷]

$$\Delta P = \bar{P} - P_p \quad ۵۶-۳$$

$$\Delta \pi = \bar{\pi} - \pi_p \quad ۳-۵۷$$

رابطه (۳-۵۸) و (۳-۵۹) و (۳-۶۰) فشارهای اسمزی هستند، که  $R$  ثابت گاز جهانی و  $T$  دمای آب هستند، و همچنین  $(X_f)$   $(X_b)$   $(X_p)$  به ترتیب شوری تغذیه شده و شوری آب نمک و نفوذ شوری تعریف می شوند [۴۳].

$$\pi_f = (RTX_f) \quad (۵۸-۳)$$

$$\pi_b = (RTX_b) \quad (۳-۵۹)$$

$$\pi_p = (RTX_p) \quad (۶۰-۳)$$

طبق رابطه زیر که  $(\Delta P_{net})$  راندمان فشار خالص عبوری از پمپ فشار بالا تعریف می شود از مجموع هیدرولیک نفوذی و فشار اسمزی بدست می آید [ ۴۸ ]\*

$$\Delta P_{net} = \Delta P + \Delta \pi \quad ۶۱-۳$$

در رابطه زیر  $(mf)$  نرخ جریان جرم از آب شیرین که در این رابطه پارامترهای،  $(pf)$  نرخ چگالی جریان تغذیه شده و  $(\eta_{pump})$  راندمان مکانیکی پمپ محرک و  $(\Delta P_{net})$  اختلاف فشار عبوری از پمپ فشار بالا نقش مؤثری دارند. [ ۴۸ ]

$$m_f = \frac{W_{net} \rho_f \eta_{pump}}{\Delta P_{net}} \quad (۶۲-۳)$$

آب شیرین کن اسمز معکوس به کمک پمپ های فشار بالا ( که از توان الکتریکی تولیدی، توسط توربین بخار زیرکش دار استفاده می کنند) عمل شیرین سازی آب دریا را انجام می دهند. با بهره گیری از رابطه زیر می توان به دبی های مورد نظر دست یافت.

$$M_{sea.ro} = M_{d.ro} + M_{b.ro} \quad (۳-۶۳)$$

که  $M_{sea.ro}$  : دبی آب ورودی دریا به اسمز معکوس،  $M_{d.ro}$  : دبی آب شیرین خروجی از اسمز معکوس و  $M_{b.ro}$  : دبی شور آب خروجی از اسمز معکوس می باشد.

در فرآیندهای آب شیرین کن غشایی با اعمال فشار یک پمپ فشار بالا، آب تغذیه به یک طرف لوله های اسمز معکوس تزریق می شود و از انتهای دیگر آن پساب خارج می شود و آب شیرین شده از طریق یک خروجی سوم که معمولاً در طول خط مرکزی لوله هست، خارج می شود. انرژی مورد نیاز برای پمپ کردن حجم  $V_0$  از آب تغذیه با فشار  $\Delta P$ ، در کانال اسمز معکوس جریان متقاطع، طبق رابطه (۳-۶۴) با حجم و فشار آب تغذیه تعیین می شود. [ ۴۸ ]

$$E = V_0 \Delta P \quad (۳-۶۴)$$

با فرض اینکه افت فشار در کانال غشاء، با توجه به اصطکاک، ناچیز است، انرژی باقی مانده در جریان پساب، توسط رابطه (۳-۶۵) بیان شده است. [ ۴۸ ]

$$ER = (1 - R) V_0 \Delta P \quad (۶۵-۳)$$

بنابراین، انرژی استفاده شده برای تولید آب شیرین، در یک فرآیند اسمز معکوس جریان متقاطع بصورت رابطه (۳-۶۶) می باشد.



$$EP = RV0\Delta P \quad (3-66)$$

با انتگرال گیری از رابطه بالا انرژی ویژه مورد نیاز برای تولید آب شیرین در فرآیند اسمز معکوس جریان

متقاطع، بصورت رابطه (3-67) میباشد. [48]

$$W = 2.78 \times 10^{-7} \Delta P \quad (3-67)$$

که در رابطه (3-67) انرژی ویژه مورد نیاز در فرآیندهای اسمز معکوس جریان متقاطع و  $\Delta P$  فشار رانش در واحد پاسکال است. فشار اسمزی در آب شیرین کن اسمز معکوس جریان متقاطع، در طول کانال غشاء، با توجه به رسوب نمک افزایش می یابد و فشار رانش باید مساوی و یا بزرگتر از فشار اسمزی در انتهای کانال غشاء باشد. در طراحی ها، فشار مورد نیاز را می توان با همگن در نظر گرفتن سیستم اسمز معکوس بصورت رابطه (3-68) در نظر گرفت.

$$\Delta P = \bar{\Delta} \pi \bar{V} R_m = \Delta \pi_0 \frac{2-R}{2(1-R)} + \Delta P_{net} \quad (3-68)$$

که در رابطه (3-68)  $\bar{V}$  شار میانگین آب شیرین،  $R_m$  مقاومت غشاء،  $\bar{\Delta} \pi$  فشار اسمزی میانگین و  $\Delta \pi_0$  فشار اسمزی آب تغذیه میباشد. بنابراین، انرژی ویژه لازم برای فرآیند اسمز معکوس جریان متقاطع، با ترکیب معادلات (3-67 و 68) بصورت معادله (3-69) بیان می شود. [48]

$$W = 2.05 \times 10^{-5} \frac{C_0(2-R)}{2(1-R)} + 2.78 \times 10^{-7} \Delta P_{net} \quad (3-69)$$

زمانیکه محدودیت ترمودینامیکی در فرآیند اسمز معکوس جریان متقاطع رخ میدهد، فشار رانش برای فرآیندهای اسمز معکوس با میزان بازیافت داده شده، با فشار اسمزی در انتهای خروجی کانال برابر است. لذا فشار رانش میتواند از نمک اولیه آب تغذیه و درصد بازیافت مورد نیاز، مطابق رابطه (3-70) محاسبه شود.

$$\Delta P = f_{os} \frac{C_0}{1-R} \quad (3-70)$$

در معادلات بالا  $C_0$  غلظت اولیه،  $R$  ضریب بازیافت آب و  $f_{os}$  ضریب اسمزی است که مقدار آن ۷۳/۹ پاسکال تقسیم بر میلی گرم در واحد لیتر است. [48]

## **فصل چهارم:**

### **نتایج**

آنالیز و تعیین بازده انرژی و انرژی تجهیزات و سیکل نیروگاه تعاریف متعددی برای بازده انرژی و انرژی تجهیزات سیکل ترمودینامیک نیروگاه ارائه شده است که از یک یا چند تعریف، بر اساس نیاز استفاده می شود. در این بخش نحوه محاسبه این راندمان ها و کاربرد آنها برای تجهیزات سیکل ارائه می شود. روابط مورد نظر به منظور رعایت اختصار بر اساس ساختار سیکل نیروگاه بیان می شود. تجهیزات موجود در بخش بخاری شامل بویلر بازیافت حرارت و مبدل های موجود در آن، دیاریتور، پمپ های کندانس و آب تغذیه و توربین بخار می باشد و تجهیزات واحد گازی شامل کمپرسور، محفظه احتراق و توربین گازی می باشد.

#### ۴-۱ آنالیز انرژی سیستم مورد مطالعه

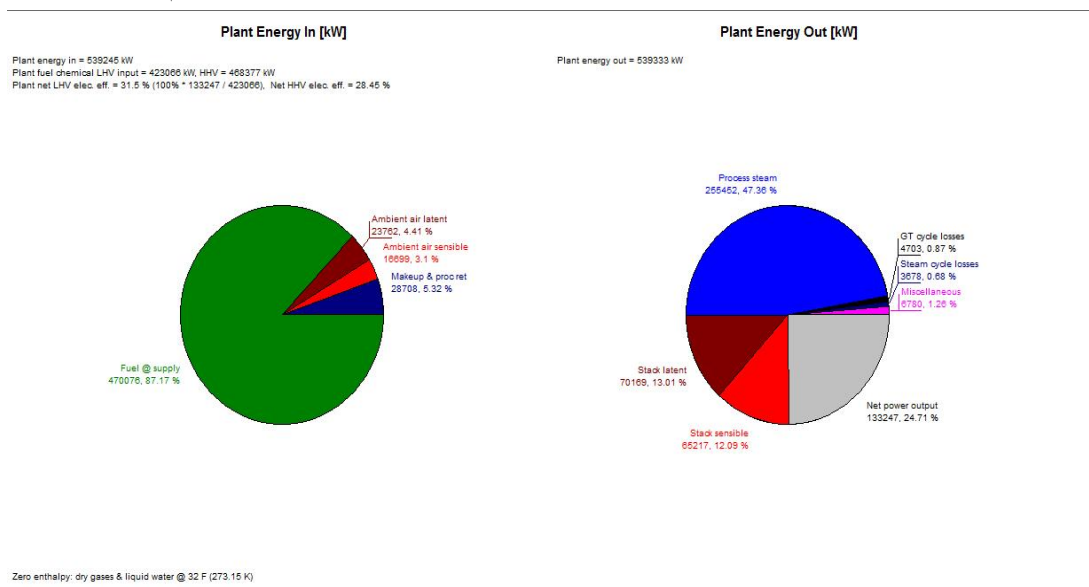
نتایج مربوط به تحلیل انرژی سیستم تولید همزمان توان و حرارت و آبشیرین کن اسمز معکوس مورد مطالعه را در جدول ۴-۱ میتوان مشاهده کرد.

جدول ۴-۱ نتایج مربوط به تحلیل انرژی واحد نیروگاه تولید همزمان مورد مطالعه

| PLANT HEAT BALANCE                 |               |           |
|------------------------------------|---------------|-----------|
| <b>Energy In</b>                   | <b>539245</b> | <b>kW</b> |
| Ambient air sensible               | 16699         | kW        |
| Ambient air latent                 | 23762         | kW        |
| Fuel enthalpy @ supply             | 470076        | kW        |
| External gas addition to combustor | 0             | kW        |
| Steam and water                    | 0             | kW        |
| Makeup and process return          | 28708         | kW        |
| <b>Energy Out</b>                  | <b>539333</b> | <b>kW</b> |
| Net power output                   | 133247        | kW        |
| Stack gas sensible                 | 65217         | kW        |
| Stack gas latent                   | 70169         | kW        |
| GT mechanical loss                 | 993.4         | kW        |
| GT gear box loss                   | 0             | kW        |
| GT generator loss                  | 2017.2        | kW        |
| GT miscellaneous losses            | 1692.3        | kW        |
| GT ancillary heat rejected         | 0             | kW        |
| GT process air bleed               | 0             | kW        |
| Fuel compressor mech/elec loss     | 0             | kW        |
| Supercharging fan mech/elec loss   | 0             | kW        |
| Condenser                          | 0             | kW        |
| Process steam                      | 255452        | kW        |
| Process water                      | 0             | kW        |

| PLANT HEAT BALANCE  |        |    |         |   |
|---|--------|----|---------|---|
| Blowdown/leakages   | 0      | kW |         |   |
| Heat radiated from steam cycle                            | 3678   | kW |         |   |
| ST/generator mech/elec/gear loss                          | 0      | kW |         |   |
| Non-heat balance related auxiliaries                      | 6163   | kW |         |   |
| Transformer loss  | 704.6  | kW |         |   |
| Steam to desalination plant                               | 0      | kW |         |   |
| Energy In - Energy Out                                    | -87.33 | kW |         |   |
| GT heat balance error (arising from GT definitions)       | -82.55 | kW |         |   |
| Steam cycle heat balance error                            | -4.748 | kW | -0.0012 | % |
| Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K) |        |    |         |   |

همانطور که در شکل ۴-۱ مبینید نمودار ورودی و خروجی انرژی نیروگاه ترسیم شده است.



شکل ۴-۱ نمودار ورودی و خروجی انرژی نیروگاه

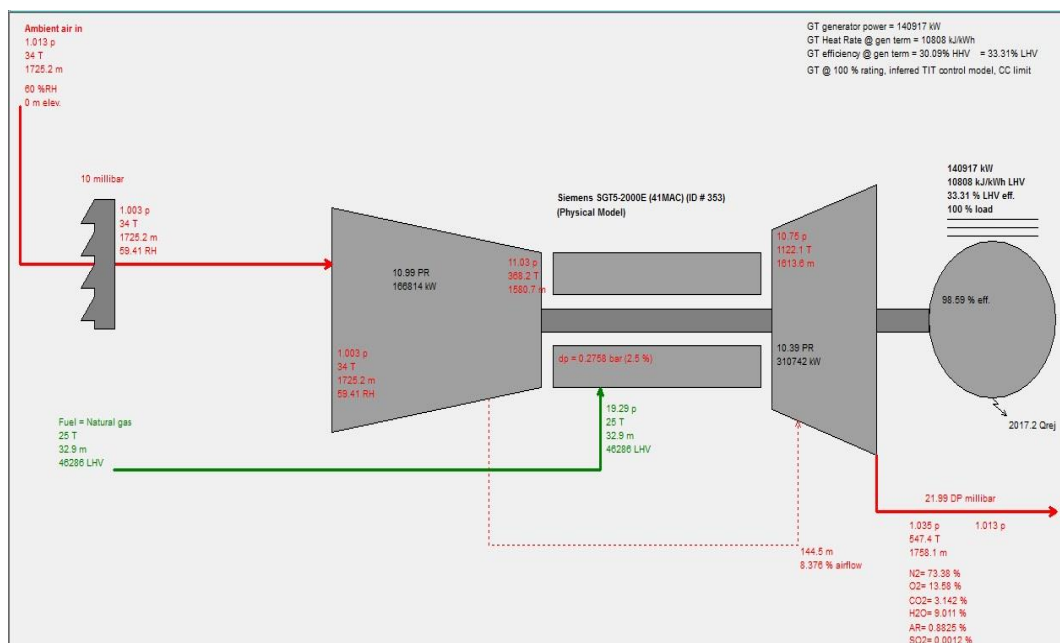
با توجه به جدول ۴-۱ میزان کل انرژی خروجی از این سیستم برابر ۵۳۹۳۳۳ KW می باشد که این مقدار انرژی با در نظر گرفتن سوخت گازی خشک و آب بصورت مایع در محصولات می باشد. و دمای آب ورودی ۳۴ درجه سانتی گراد فرض شده است. که با در نظر گرفتن تلفات موجود در سیستم که همان تلفات گیربکس و ژنراتور و آب زیرکش و... می باشد انرژی خالص تولیدی به مقدار ۱۳۳۲۴۷ KW خواهد بود. که در اینصورت راندمان کلی سیستم به مقدار ۲۴.۷۱ درصد بدست می آید.

## ۴-۲ آنالیز انرژی بالانس حرارتی توربین گاز

پارامترهایی از قبیل راندمان و Heat Rate برای واحد گازی نیروگاه CHP براساس اطلاعات طراحی، محاسبه شده و موازنه انرژی و انگرژی واحد گازی انجام گرفته است. اطلاعات طراحی مورد نیاز برای تحلیل عملکرد واحد گازی نیروگاه مورد بررسی در گزارش در شرایط دمای هوای محیط ۳۴ درجه سانتی گراد و برای بار پایه ارائه شده است. در جدول ۴-۲ نتایج تحلیل انرژی را میتوان مشاهده کرد.

جدول ۴-۲ نتایج مربوط به تحلیل انرژی سیکل توربین گازی مورد مطالعه

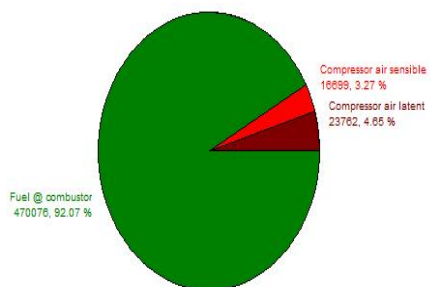
| GAS TURBINE/GENERATOR HEAT BALANCE (Physical Model #353)  |      |                  |      |           |          |           |               |           |      |
|---|------|------------------|------|-----------|----------|-----------|---------------|-----------|------|
| Energy in =   |      | 510537           |      | kW        |          |           |               |           |      |
| Compressor Inlet  |      | Compressor Inlet |      | Water     |          | Steam     | Fuel Enthalpy | Gas/Air   |      |
| Air Sensible  |      | Air Latent       |      | Injection |          | Injection | @ Combustor   | Addition  |      |
| 16699   |      | 23762            |      | 0         |          | 0         | 470076        | 0         |      |
|   |      |                  |      |           |          |           |               |           |      |
| Energy out =  |      | 510620           |      | kW        |          |           |               |           |      |
| Misc  | Mech | Gbox             | Gen  | Turb(Q1)  | Exhaust  | Exhaust   | Electric      | Steam(Q2) | Proc |
| Loss  | Loss | Loss             | Loss | Coolant   | Sensible | Latent    | Output        | Coolant   | Air  |
| 1692  | 993  | 0                | 2017 | 0         | 294830   | 70169     | 140918        | 0         | 0    |
|   |      |                  |      |           |          |           |               |           |      |
| Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K) |      |                  |      |           |          |           |               |           |      |
| Heat Balance Error (In - Out) =                           |      | -82.55           | kW   |           | =        | -0.0162   | %             |           |      |
|   |      |                  |      |           |          |           |               |           |      |



شکل ۴-۲ شمای کلی سیستم توربین گازی در نرم افزار ترموفلو ۲۳

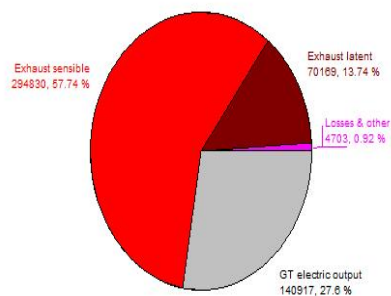
#### GT Cycle Energy In [kW]

GT cycle energy in = 510537 kW  
 GT fuel chemical LHV input = 423066 kW, HHV = 468377 kW



#### GT Cycle Energy Out [kW]

GT cycle energy out = 510620 kW



شکل ۴-۳ نمودار خروجی انرژی سیکل توربین گازی نیروگاه

با توجه به جدول ۴-۲ میزان کل انرژی خروجی از این سیستم برابر ۵۱۰۶۲۰ KW می باشد.

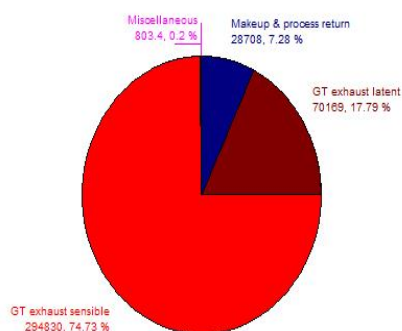
### ۴-۳ بالانس حرارتی سیکل بخار

جدول ۳-۴ نتایج مربوط به تحلیل انرژی سیکل بالانس حرارتی سیکل بخار مورد مطالعه

| STEAM CYCLE HEAT BALANCE                                  |           |            |          |         |           |         |       |         |          |
|---|-----------|------------|----------|---------|-----------|---------|-------|---------|----------|
| Energy in =   |           | 394511     | kW       |         |           |         |       |         |          |
| GT Exhaust/Air Addn.                                      |           | DB Fuel    | Makeup   | Process | Feedpump  | Steam   | Ext.  | GT      |          |
| Sensible  | Latent    | Enthalpy   |          | Return  | Aux. Load | /Heat   | Water | Return  |          |
| 294830  | 70169     | 0          | 0        | 28708   | 803       | 0       | 0     | 0       |          |
|   |           |            |          |         |           |         |       |         |          |
| Energy out =  |           | 394516     | kW       |         |           |         |       |         |          |
| Heat  | Blowdown/ | Mech/Elec/ | Stack    | Stack   | Condenser | Steam   | To GT | Process | Electric |
| Radiated  | Leakages  | Gear Loss  | Sensible | Latent  |           | /Heat   |       | Water   | Output   |
| 3678  | 0         | 0          | 65217    | 70169   | 0         | 255452  | 0     | 0       | 0        |
|   |           |            |          |         |           |         |       |         |          |
| Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K) |           |            |          |         |           |         |       |         |          |
| Heat Balance Error (In - Out) =                           |           |            | -4.748   | kW      | =         | -0.0012 | %     |         |          |
|   |           |            |          |         |           |         |       |         |          |

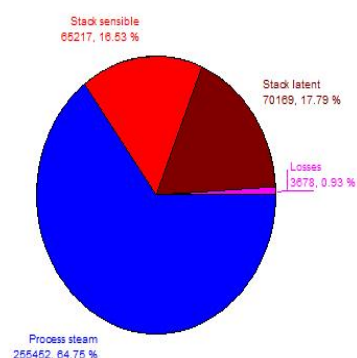
Steam Cycle Energy In [kW]

Steam cycle energy in = 394511 kW



Steam Cycle Energy Out [kW]

Steam cycle energy out = 394516 kW



شکل ۴-۴ بالانس حرارتی سیکل بخار

## ۴-۴ تلفات و تجهیزات جانبی

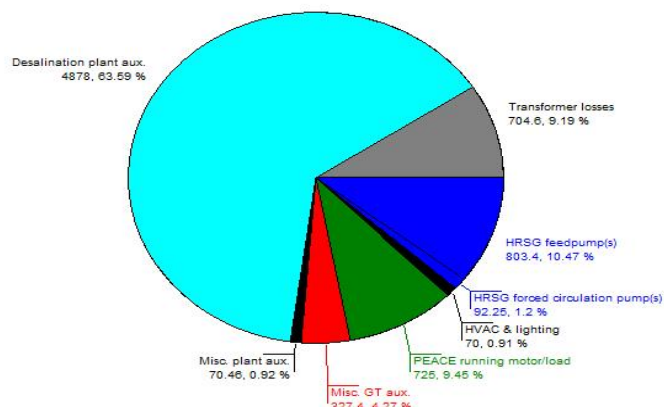
همانطور که میدانیم این نیروگاه ها در پروسه تولید برق مقدار قابل توجهی از حرارت را تلف میکنند و باعث می شود راندمان این نیروگاه ها پایین باشد. طبق آمار راندمان نیروگاه های حرارتی مختلف بین ۱۸ تا ۴۷ درصد می باشد که متوسط راندمان آنها چیزی در حدود ۳۰ درصد است یعنی ۷۰ درصد انرژی به صورت تلفات های حرارتی، الکتریکی، مغناطیسی هدر می رود.

جدول ۴-۴ تخمین تلفات نیروگاه

| ESTIMATED PLANT AUXILIARIES (kW)                  |             |           |
|---|-------------|-----------|
| GT fuel compressor(s)*                            | 0           | kW        |
| GT supercharging fan(s)*                          | 0           | kW        |
| GT electric chiller(s)*                           | 0           | kW        |
| GT chiller/heater water pump(s)                   | 0           | kW        |
| HRSG feedpump(s)*                                 | 803.4       | kW        |
| Condensate pump(s)*                               | 0           | kW        |
| HRSG forced circulation pump(s)                   | 92.25       | kW        |
| LTE recirculation pump(s)                         | 0           | kW        |
| Cooling water pump(s)                             | 0           | kW        |
| Air cooled condenser fans                         | 0           | kW        |
| Cooling tower fans                                | 0           | kW        |
| HVAC  | 25          | kW        |
| Lights  | 45          | kW        |
| Aux. from PEACE running motor/load list           | 725         | kW        |
| Miscellaneous gas turbine auxiliaries             | 327.4       | kW        |
| Miscellaneous steam cycle auxiliaries             | 0           | kW        |
| Miscellaneous plant auxiliaries                   | 70.46       | kW        |
| Constant plant auxiliary load                     | 0           | kW        |
| Gasification plant, ASU*                          | 0           | kW        |
| Gasification plant, fuel preparation              | 0           | kW        |
| Gasification plant, AGR*                          | 0           | kW        |
| Gasification plant, other/misc                    | 0           | kW        |
| Desalination plant auxiliaries                    | 4878        | kW        |
| Program estimated overall plant auxiliaries       | 6966        | kW        |
| Actual (user input) overall plant auxiliaries     | 6966        | kW        |
| Transformer losses                                | 704.6       | kW        |
| <b>Total auxiliaries &amp; transformer losses</b> | <b>7671</b> | <b>kW</b> |
| * Heat balance related auxiliaries                |             |           |



Auxiliaries & Losses [kW]



شکل ۵-۴ نمودار تلفات نیروگاه CHP مورد مطالعه

## ۴-۵ آنالیز انرژی نیروگاه

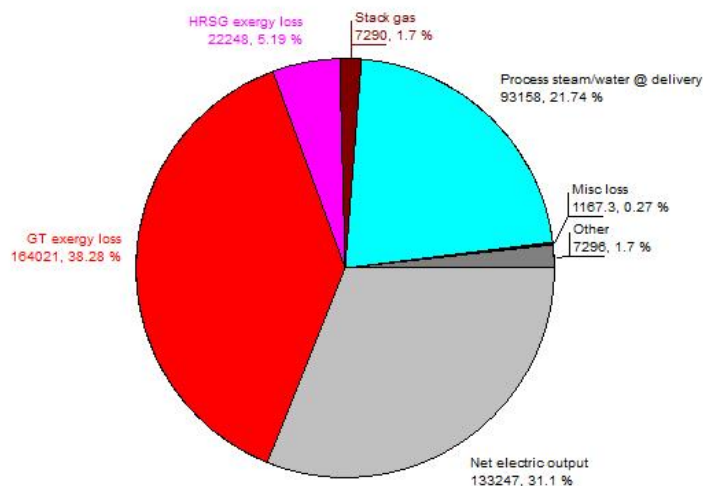
### ۴-۵-۱ نتایج مربوط به تحلیل انرژی واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه

جدول ۵-۴ تحلیل انرژی واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه

| PLANT EXERGY ANALYSIS  |        |    |     |   |
|--|--------|----|-----|---|
| Exergy In  | 428427 | kW |     |   |
| Fuel exergy  | 426708 | kW |     |   |
| Ambient air exergy   | 68.89  | kW |     |   |
| Process condensate return  | 1649.6 | kW |     |   |
| Exergy Out   | 233694 | kW |     |   |
| Net electric output  | 133247 | kW |     |   |
| Process steam/water exergy @ delivery  | 93158  | kW |     |   |
| Stack gas exergy   | 7290   | kW |     |   |
| Exergy Loss  | 194732 | kW |     |   |
| GT exergy loss   | 164021 | kW |     |   |
| HRSG exergy loss   | 22248  | kW |     |   |
| Non-heat balance related auxiliaries   | 6163   | kW |     |   |
| Transformer loss   | 704.6  | kW |     |   |
| Miscellaneous exergy loss*   | 1167.3 | kW |     |   |
| Unaccounted exergy loss**  | 428.6  | kW | 0.1 | % |
| * Includes piping loss, ST leakage to external sink, fuel compressor loss, condensate pump loss, etc.                    |        |    |     |   |
| ** Includes losses from desuperheating, mixing, and throttling, small water streams, misc. aux. and heat rejection, etc. |        |    |     |   |

### Plant Exergy Analysis [kW]

Plant exergy input = 428427 kW  
 Fuel exergy input = 426708 kW  
 Plant fuel chemical LHV input = 423066 kW, HHV = 468377 kW



شکل ۴-۶ نمودار خروجی انرژی نیروگاه CHP مورد مطالعه

با توجه به جدول ۴-۶ میزان کل انرژی ورودی از این سیستم برابر ۴۲۸۴۲۷ KW می باشد انرژی هوا و سوخت در جدول بالا قابل مشاهده می باشد که با در نظر گرفتن این مقادیر میزان انرژی خروجی و تلفات انرژی به ترتیب ۲۳۳۶۹۴ KW و ۱۹۴۷۳۲ KW خواهد بود. تلفات انرژی نادیده گرفته شده برابر ۴۲۸.۶ KW که تقریباً ۰.۱٪ از کل انرژی می باشد.

## ۴-۶ تجزیه و تحلیل انرژی توربین گازی (مدل فیزیکی)

### ۴-۶-۱ نتایج مربوط به تحلیل انرژی توربین گازی واحد نیروگاه CHP مورد

#### مطالعه

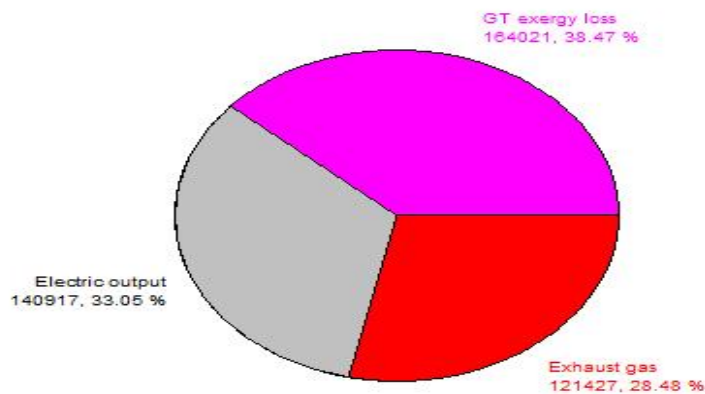
با توجه به جدول ۴-۶ میزان کل انرژی ورودی از این سیستم برابر ۴۲۶۳۶۵ KW می باشد انرژی هوا و سوخت در جدول بالا قابل مشاهده می باشد که با در نظر گرفتن این مقادیر میزان انرژی خروجی و تلفات انرژی به ترتیب ۲۶۲۳۴۴ KW و ۱۶۴۰۲۱ KW خواهد بود. تلفات مکانیکی، الکتریکی و گیربکس برابر ۳۰۱۱ KW می باشد. همچنین در شکل ۴-۷ نمودار خروجی انرژی سیکل گازی نیروگاه CHP مورد مطالعه قابل مشاهده است.

جدول ۶-۴ نتایج مربوط به تحلیل انرژی توربین گازی واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه

| GAS TURBINE EXERGY ANALYSIS - Siemens SGT5-2000E (41MAC) (Physical Model #353) |        |    |
|--|--------|----|
| Exergy In  | 426365 | kW |
| GT fuel exergy @ combustor   | 426708 | kW |
| Air exergy @ compressor inlet  | -342.8 | kW |
| Exergy Out   | 262344 | kW |
| GT electric output   | 140917 | kW |
| GT exhaust exergy  | 121427 | kW |
| Exergy Loss  | 164021 | kW |
| GT combustor exergy loss   | 134745 | kW |
| GT compressor and turbine exergy loss  | 26266  | kW |
| Mechanical/electrical/gear loss  | 3011   | kW |
| * Air starts at compressor inlet and fuel at combustor.                        |        |    |

#### GT Exergy Analysis [kW]

GT exergy in = 426365 kW



شکل ۶-۷ نمودار تحلیل انرژی توربین گازی واحد نیروگاه سیکل ترکیبی مورد مطالعه

## ۴-۷ توربین گازی و آنالیز اگزرژی محیطی (مدل فیزیکی)

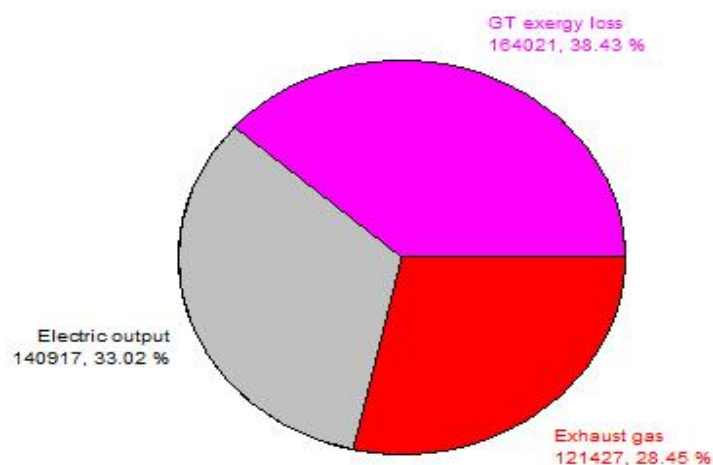
نتایج مربوط به تحلیل اگزرژی توربین گازی و آنالیز اگزرژی محیطی واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه

جدول ۴-۷ نتایج مربوط به تحلیل اگزرژی توربین گازی و آنالیز اگزرژی محیطی واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه

| GAS TURBINE & PERIPHERAL EXERGY ANALYSIS - Siemens<br>SGT5-2000E (41MAC) (Physical Model #353) |        |    |
|--|--------|----|
| Exergy In  | 426777 | kW |
| GT fuel exergy @ supply  | 426708 | kW |
| Ambient air  | 68.89  | kW |
| Exergy Out   | 262344 | kW |
| GT electric output   | 140917 | kW |
| GT exhaust exergy  | 121427 | kW |
| Exergy Loss  | 164433 | kW |
| GT combustor exergy loss   | 134745 | kW |
| GT compressor and turbine exergy loss  | 26266  | kW |
| Mechanical/electrical/gear loss  | 3011   | kW |
| Other  | 411.7  | kW |
| * Air starts at ambient and fuel at supply.  |        |    |
| * GT peripheral includes any compressor inlet air conditioning and/or fuel heating.            |        |    |

### GT & Peripheral Exergy Analysis [kW]

GT & peripheral exergy in = 426777 kW



شکل ۴-۸ توربین گازی و آنالیز اگزرژی محیطی

با توجه به جدول ۴-۸ میزان کل انرژی ورودی از این سیستم برابر ۴۲۶۷۷۷ KW می باشد. انرژی هوا و سوخت در جدول بالا قابل مشاهده می باشد که با در نظر گرفتن این مقادیر میزان انرژی خروجی و تلفات انرژی به ترتیب ۲۶۲۳۴۴ KW و ۱۶۴۴۳۳ KW خواهد بود. تلفات مکانیکی، الکتریکی و گیربکس برابر ۳۰۱۱ KW می باشد.

## ۴-۸ تجزیه و تحلیل انرژی HRSG

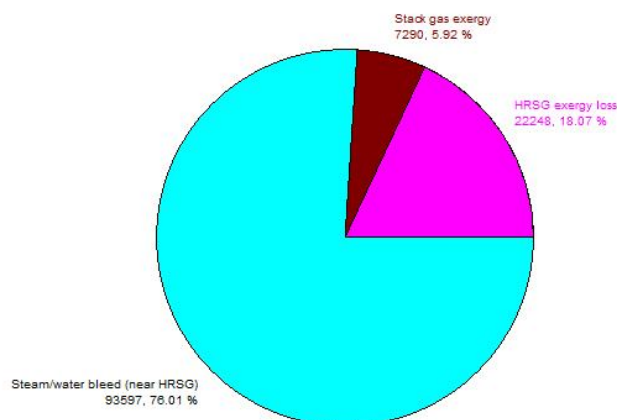
جدول ۴-۸ نتایج مربوط به تحلیل انرژی HRSG (بویلر) واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه

| HRSG EXERGY ANALYSIS              |        |    |
|-----------------------------------|--------|----|
| Exergy In                         | 123135 | kW |
| HRSG inlet gas exergy             | 120699 | kW |
| HRSG feedwater exergy             | 1632.8 | kW |
| Feedpump power                    | 803.4  | kW |
| Exergy Out                        | 100887 | kW |
| Steam and water bleed (near HRSG) | 93597  | kW |
| Stack gas exergy                  | 7290   | kW |
| Exergy Loss                       | 22248  | kW |
| Heat transfer exergy loss         | 20682  | kW |
| Blowdown and feedpump losses      | 57.13  | kW |
| Other                             | 1509.1 | kW |

با توجه به جدول ۴-۸ میزان کل انرژی ورودی از این سیستم برابر ۱۲۳۱۳۵ KW می باشد. انرژی هوا و سوخت در جدول بالا قابل مشاهده می باشد که با در نظر گرفتن این مقادیر میزان انرژی خروجی و تلفات انرژی به ترتیب ۱۰۰۸۸۷ KW و ۲۲۲۴۸ KW خواهد بود. میزان تلفات انرژی انتقال حرارت برابر ۲۰۶۸۲ KW می باشد. نمودار جریانی انرژی در بخش های مختلف را میتوان در شکل ۴-۹ مشاهده کرد.

#### HRSG Exergy Analysis [kW]

HRSG exergy in = 123135 kW



شکل ۹-۴ نمودار خروجی انرژی HRSG (بویلر) واحد نیروگاه CHP مورد مطالعه

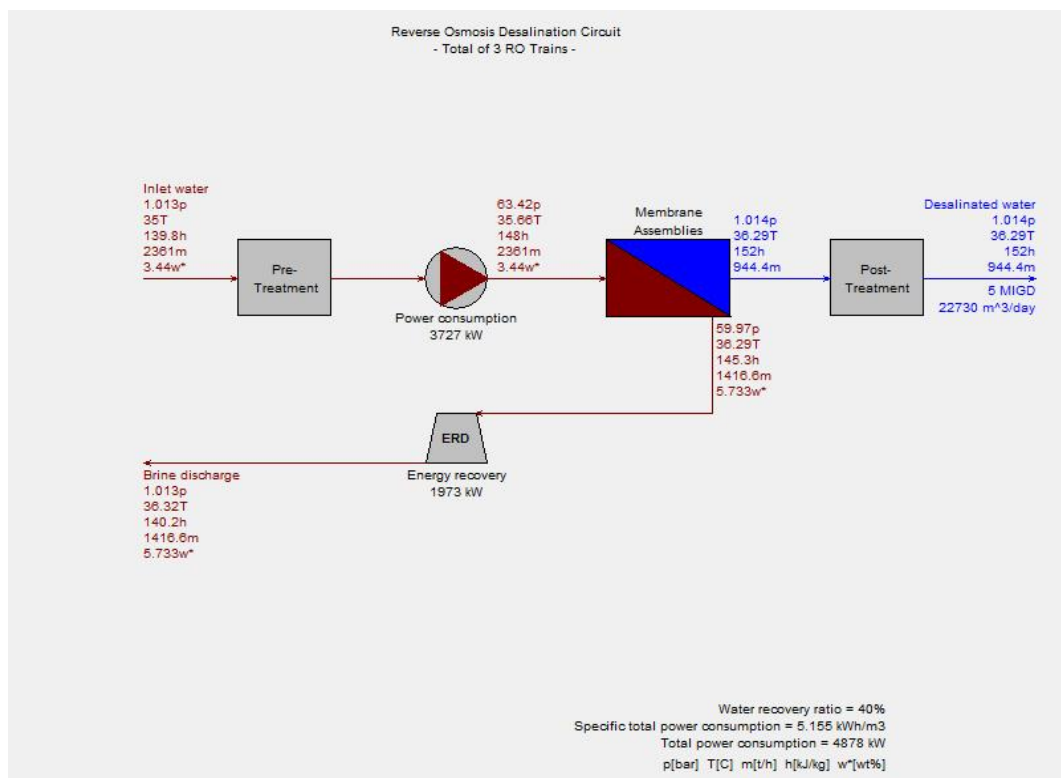
#### ۴-۹ واحد آبشیرین کن

##### ۴-۹-۱ نتایج آبشیرین کن اسمز معکوس (RO)

جدول ۹-۴ نتایج واحد آبشیرین کن اسمز معکوس سیستم مورد مطالعه است.

| Heat Balance Results                               |       |                     |
|--|-------|---------------------|
| Reverse Osmosis Desalination                       |       |                     |
| Total number of RO trains in plant                 | 3     |                     |
| Number of RO trains in operation                   | 3     |                     |
| Total desalinated water flow                       | 944.4 | t/h                 |
| Total desalinated water flow (MIGD)                | 5     | MIGD                |
| Total desalinated water flow (m <sup>3</sup> /day) | 22730 | m <sup>3</sup> /day |
| Water recovery ratio                               | 40    | %                   |
| Inlet Water  |       |                     |
| Pressure   | 1.013 | bar                 |
| Temperature  | 35    | C                   |
| Salinity   | 3.44  | %                   |
| Mass flow  | 2361  | t/h                 |
| Enthalpy   | 139.8 | kJ/kg               |
| RO Inlet (High Pressure Pump Exit)                 |       |                     |
| Pressure   | 63.42 | bar                 |
| Temperature  | 35.66 | C                   |
| Salinity   | 3.44  | %                   |

|   |               |            |
|---|---------------|------------|
| <b>Heat Balance Results</b>                       |               |            |
| Mass flow   | 2361          | t/h        |
| Enthalpy  | 148           | kJ/kg      |
|   |               |            |
| <b>Desalinated Water Exit</b>                     |               |            |
| Pressure  | 1.014         | bar        |
| Temperature                                       | 36.29         | C          |
| Mass flow   | 944.4         | t/h        |
| Enthalpy  | 152           | kJ/kg      |
|   |               |            |
| <b>RO Brine Exit (before Flow Control or ERD)</b> |               |            |
| Pressure  | 59.97         | bar        |
| Temperature                                       | 36.29         | C          |
| Salinity  | 5.733         | %          |
| Mass flow   | 1416.6        | t/h        |
| Enthalpy  | 145.3         | kJ/kg      |
|   |               |            |
| <b>Brine Exit</b>                                 |               |            |
| Pressure  | 1.013         | bar        |
| Temperature                                       | 36.32         | C          |
| Salinity  | 5.733         | %          |
| Mass flow   | 1416.6        | t/h        |
| Enthalpy  | 140.2         | kJ/kg      |
|   |               |            |
| <b>Chemical Consumption (100% equivalent)</b>     |               |            |
| Scale inhibitor                                   | 4.722         | kg/hr      |
| Sulfuric acid                                     | 23.61         | kg/hr      |
| Caustic soda                                      | 4.722         | kg/hr      |
| Chlorine  | 3.778         | kg/hr      |
|   |               |            |
| <b>Total O&amp;M cost per year</b>                | <b>276159</b> | <b>USD</b> |
|   |               |            |
| <b>Energy Recovery Device (ERD)</b>               |               |            |
| Gross energy recovery                             | 2013.3        | kW         |
| Mechanical loss                                   | 40.27         | kW         |
| Net energy recovery                               | 1973          | kW         |
|   |               |            |
| <b>Total power consumption</b>                    | <b>4878</b>   | <b>kW</b>  |
| HP pump   | 3727          | kW         |
| Pretreatment                                      | 650.6         | kW         |
| Miscellaneous                                     | 500           | kW         |



شکل ۴-۱۰ شبیه سازی واحد آبشیرین کن اسمز معکوس مورد مطالعه است.

همانطور که در جدول ۴-۹ مشاهده می شود، میزان جریان کل آب شیرین خروجی از اسمز معکوس مورد مطالعه ۲۲۷۳۰ m<sup>3</sup>/day (متر مکعب در روز) می باشد. تعداد کل واحد های RO فعال ۳ واحد هستند که در هر واحد ۵ MIGD آبشیرینکن وجود دارد. جریان کل آبشیرین کن ۹۴۴.۴ t/h می باشد. نسبت بازیابی آب این مجموعه ۴۰٪ است. مشخصات آب ورودی مجموعه آبشیرین کن از قرار زیر است که فشار آب ۱۰.۱۳ بار، دمای آب ۳۵ درجه سانتی گراد، شوری آب ۳.۴۴٪، حجم جریان آب ۲۳۶۱ t/h و آنتالپی ۱۳۹.۸ kJ/kg است.

طبق جدول ۴-۹ در قسمت ریکاوری انرژی پارامترهای زیر مورد بررسی قرار گرفته است: بازیابی انرژی ناخالص ۲۰۱۳.۳ kW، تلفات مکانیکی ۴۰.۲۷ kW، بازیابی انرژی خالص ۱۹۷۳ kW

با توجه به مصرف برق کلی واحد آبشیرین کن ۴۸۷۸ kW بوده و مصرف پمپ ۳۷۲۷ kW، مصرف برق پیش فراوری ۶۵۰.۶ kW و مصرف برق متفرقه ۵۰۰ kW و کل مصرف برق خاص برای تولید هر متر مکعب آب شیرین ۵.۱۵۵ kWh/m<sup>3</sup> است.



**فصل پنج:**  
**نتیجه گیری و پیشنهادات**

## ۱-۵ نتیجه گیری

با توجه به نیاز بالای جوامع امروزی به آب و انرژی سیاست دولت ها به بررسی کارکرد همزمان نیروگاه ها در سامانه های تولید همزمان آب و توان معطوف شده است. لذا در این راستا در تحقیق حاضر به بررسی عملکرد یک واحد توربین گاز موجود در کشور بعنوان یکی از واحدهای اصلی رایج تولید توان در کشور به سامانه تولید همزمان آب و توان مورد مطالعه قرار گرفت. در سامانه مورد نظر یک نوع آب شیرین کن اسمز معکوس (RO) در ترکیب با واحد گاز جهت افزایش مقدار آب شیرین تولیدی بررسی شد.

محاسبات آنالیز انرژی و انرژی و تعیین راندمان و توان حرارتی تولیدی برای واحد گازی براساس اطلاعات تست کارایی واحدهای گازی نیروگاه انجام گرفته شد. برای سیکل تولید همزمان محاسبات مربوط به راندمان و توان حرارتی تولیدی به دلیل ضرورت وجود اطلاعات کل سیکل به طور همزمان در شرایط تست کارایی سیکل تولید همزمان براساس اطلاعات موجود در دمای محیط ۳۴ درجه سانتی گراد ارزیابی شد که کل انرژی خروجی از نیروگاه و انرژی الکتریکی تولید در واحد گازی و بترتیب ۱۴۰۹۱۸ kw و ۱۳۳۲۴۷ kw بدست آمد که میزان تلفات کمکی و ترانسفورماتور انرژی در قسمت توربین گاز به مقدار ۷۶۷۱ کیلووات می باشد. قسمت آبشیرین کن این مجموعه ۳ واحد ۵ MIGD تشکیل شده که میزان تولید آب شیرین ۲۲۷۳۰ m<sup>3</sup>/day (متر مکعب در روز) است.

از نتایج مهم این تحقیق میتوان به موارد زیر اشاره کرد:

- میزان راندمان الکتریکی سیستم مورد مطالعه برابر ۳۳.۳۱٪ با در نظر گرفتن ارزش حرارتی پایین سوخت بدست آمد.

## ۲-۵ پیشنهادات

- بهره گیری از سوخت های بیوگاز و دیگر سوخت های سبز
- در نظر گرفتن آنالیز اقتصادی و زیست محیطی برای سیستم مورد مطالعه
- دبی جریان و روی به اسمز رو متغیر در نظر بگیری
- تحلیل انرژی-اکنومیک برای کل سیستم

## منابع و مآخذ

۱. غفوریان، محمد مصطفی و توکلی دستجرد، فاطمه و شکیب، سید احسان، ۱۳۹۳، ارزیابی عملکرد ترکیب سیستم chp با آب شیرین کن اسمز معکوس جهت مصارف یک مجتمع مسکونی در تهران، چهارمین کنفرانس سالانه انرژی پاک، کرمان
۲. گروه نوآوری و توسعه فناوری های برق و انرژی، اردیبهشت ۹۳، شیرین سازی آب با استفاده از فناوری های انرژی تجدید پذیر، وزارت نیرو، معاونت امور برق و انرژی، دفتر برنامه ریزی کلان برق و انرژی
3. A Stoltmann, M Jaskólski and P Bućko "Optimization of combined heat and power (CHP) market allocation: The case of Poland" 2019.
۴. (بهینه سازی برنامه ریزی عملیات سیستم تولید همزمان برق، حرارت با در نظر گرفتن خرید و فروش برق در شبکه) ستاره محمدی دهقی، دی ماه ۱۳۹۵
۵. (( کاهش مصرف انرژی با استفاده از تولید همزمان برق و حرارت در سیستم های گلخانه ای کشاورزی))، فضل اله پالیزبان، مجتبی میرزایی، سال انتشار: ۱۳۹۷، محل انتشار: دومین کنفرانس ملی پیشرفت های نوین در حوزه انرژی و صنایع نفت و گاز.
۶. مسعود آسایش، امیر سعید حسینی ((تحلیل روند رشد تکنولوژی در تولید همزمان آب و برق توسط توربین های گازی و بخار))، اسفند ۱۳۹۶
۷. ((تعیین مکان و ظرفیت بهینه واحدهای تولید همزمان حرارت و برق CHP در هاب انرژی با در نظر گرفتن هزینه های آلاینده های زیست محیطی))، سید احمد موسوی، ابراهیم آقاجری، مهدی کرمی سال انتشار: ۱۳۹۷، محل انتشار: چهارمین کنفرانس ملی محاسبات نرم در مهندسی برق و کامپیوتر.
۸. (( کاهش مصرف انرژی با استفاده از تولید همزمان برق و حرارت در سیستم های گلخانه ای کشاورزی))، فضل اله پالیزبان، مجتبی میرزایی، سال انتشار: ۱۳۹۷، محل انتشار: دومین کنفرانس ملی پیشرفت های نوین در حوزه انرژی و صنایع نفت و گاز.
۹. (( شبیه سازی فرآیند تولید همزمان برق و حرارت برای بهینه سازی مصرف انرژی در کارخانه سیمان))، مهران علیپور علمداری، زهرا بنی عامریان، سال انتشار: ۱۳۹۵ محل انتشار: هشتمین کنفرانس مبدل های گرمایی چیلر و برج خنک کن
10. Catalog of CHP Technologies, U.S. Environmental Protection Agency, Combined Heat and Power Partnership, December 2008
۱۱. حاج عبداللهی, et al. "مدلسازی و بهینه سازی فنی اقتصادی سیستم های هیبریدی تولید توان، حرارت، برودت و آب شیرین." مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز (۲۰۲۰).

12. Manolakos, Ds, Gs Papadakis, Ds Papantonis, and S. Kyritsis. "A simulation-optimisation programme for designing hybrid energy systems for supplying electricity and fresh water through desalination to remote areas: case study: the Merssini village, Donoussa island, Aegean Sea, Greece." *Energy* 26, no. 7 (2001): 679-704.

۱۳. سرگلزائی، هدایتی مقدم، امین، and محمود اسلامی نسب. "بررسی تولید آب بدون یون به کمک اسمز معکوس." In *همایش ملی بازیافت آب؛ راهبردی اصولی برای مدیریت بحران آب*. ۲۰۱۵.

[14] Glater, Julius (1998-09-20). "The early history of reverse osmosis membrane development". *Desalination*. 117 (1): 297–309. doi:10.1016/S0011-9164(98)00122-2. ISSN 0011-9164.

[15]. Hüseyin Yaglı , Yıldız Koç , Ali Koç , Adnan Gorgülü , Ahmet Tandiroglu ((Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat)), *Energy* 111 (2016) 923e932

[16]. Ashkan Entezari, Ali Manizadeh, Rouhollah Ahmadi ((Energetical, exergetic and economical optimization analysis of combined power generation system of gas turbine and Stirling engine)), *Energy Conversion and Management* 159 (2018) 189–203

[17]. Sergio Mario Camporeale, Patrizia Domenica Ciliberti, Bernardo Fortunato, Marco Torresi ((EXTERNALLY FIRED MICRO GAS TURBINE AND ORC BOTTOMING CYCLE: OPTIMAL BIOMASS/NATURAL GAS CHP CONFIGURATION FOR RESIDENTIAL ENERGY DEMAND)), Montreal, Canada, June 15-19, 2015

[18]. Zifa Liu , Yixiao Chen , Ranqun Zhuo , Hongjie Jia (( Energy storage capacity optimization for autonomy microgrid considering CHP and EV scheduling)), *Applied Energy* (2017).

[19]. Matteo Morandin , Andrea Toffolo , Andrea Lazzaretto , François Maréchal , Adriano V. Ensinas , Silvia A. Nebra ((Synthesis and parameter optimization of a combined sugar and ethanol production process integrated with a CHP system)), *Energy* 36 (2011) 3675e3690

[20]. Abigail Ondeck, Thomas F. Edgar, Michael Baldea ((A multi-scale framework for simultaneous optimization of the design and operating strategy of residential CHP systems)), *Applied Energy* (2017), <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.082>

[21]. Johannes F. Rist , Miguel F. Dias , Michael Palman , Daniel Zelazo , Beni Cukurel ((Economic dispatch of a single micro-gas turbine under CHP operation)), *Applied Energy* 200 (2017) 1–18.

[۲۲]. بررسی تخریب انرژی، تحلیل انرژی – انرژی و بهینه سازی نیروگاه سیکل ترکیبی با استفاده از دو توربین و دو بازیاب حرارت مهدی علایی – دانشگاه آزاد اسلامی واحد هیدج،

دانشکده مهندسی مکانیک، زنجان، ایران محل انتشار: اولین کنفرانس مل پژوهش های کاربردی در علوم و مهندسی و سال انتشار: ۱۳۹۶

[۲۳] بررسی فنی و اقتصادی استفاده از سیستم های تولید همزمان حرارت و برق در صنعت بهنام سنجرى بنستان، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته کرمان، پژوهشکده انرژی

[۲۴] اباذری، حسین و عابدیان، سعید و فیوجی، احمد و حسینی، سید جلال، ۱۳۹۲، تصفیه آب به روش سیستم اسمز معکوس (RO)، چهارمین همایش مدیریت آب، پساب و پسماند، تهران

[25] Mokhtari H., Ahmadisedigh H., Ebrahimi I., Comparative 4E analysis for solar desalinated water production by utilizing organic fluid and water. *Desalination*, Vol. 377, pp. 108-198, 2016.

[26] M. Zheng, J. Wang, B. Hou, and J. Wang, "Preparation of low-fouling reverse-osmosis membranes on an Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> carrier for desalination exploratory research," *Glob. Energy Interconnect.*, vol. 2, no. 3, pp. 197–204, 2019.

[27] A. M. Delgado-torres, L. García-rodríguez, and V. J. Romero-ternero, "Preliminary design of a solar thermal-powered seawater reverse osmosis system," vol. 216, pp. 292–305, 2007.

[28] R. Dashtpour and S. N. Al-zubaidy, "Fig. 2. Comparisons between the submerged reverse osmosis system current schemes," vol. 3, no. 4, 2012.

[29] P. Fahmida and A. Sultana, "Desalination Technologies for Developing Countries : A Review Desalination Technologies for Developing Countries : A Review," no. January, 2018.

[30] F. Banat and N. Jwaied, "Exergy analysis of desalination by solar-powered membrane distillation units," vol. 230, pp. 27–40, 2008.

[31] D. Manolakos, G. Kosmadakis, S. Kyritsis, and G. Papadakis, "On site experimental evaluation of a low-temperature solar organic Rankine cycle system for RO desalination," *Sol. Energy*, vol. 83, no. 5, pp. 646–656, 2009.

[32] D. Manolakos, G. Papadakis, S. Kyritsis, and K. Bouzianas, "Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination," *Desalination*, vol. 203, no. 1–3, pp. 366–374, 2007.

[33] D. Manolakos, G. Kosmadakis, S. Kyritsis, and G. Papadakis, "Identification of behavior and evaluation of performance of small scale , low-temperature Organic Rankine Cycle system coupled with a RO desalination unit," *Energy*, vol. 34, no. 6, pp. 767–774, 2009.

[34] A. Z. M. Sc, S. Jamalodin, H. Ph, M. Taghi, and G. Ph, "Performance Study of Reverse Osmosis Plants for Water Desalination in Bandar-Lengeh , Iran," vol. 2, no. 1, pp. 8–14, 2013.

[35] A. Rodríguez-calvo, G. A. Silva-castro, F. Osorio, and J. González-, "Reverse osmosis seawater desalination : current status of membrane systems Desalination and Water Treatment Reverse osmosis seawater desalination : current status of membrane systems," vol. 2018, no. August, 2014.

[36] G. Xia, Q. Sun, X. Cao, J. Wang, Y. Yu, and L. Wang, "Thermodynamic analysis and optimization of a solar-powered transcritical CO<sub>2</sub> (carbon dioxide)

power cycle for reverse osmosis desalination based on the recovery of cryogenic energy of LNG (liquefied natural gas),” *Energy*, vol. 66, pp. 643–653, 2014.

۳۷. رشیدی، فرزاد و برزکار، احمد، ۱۳۹۷، شیبه سازی آب شیرین کن ترکیبی اسمز معکوس و تقطیر چند مرحله ای، چهارمین کنفرانس سراسری دانش و فناوری مهندسی مکانیک و برق ایران، تهران

۳۸. سپهوند، مهدی و فصیح فر، احمد، ۱۳۹۸، بررسی فنی و اقتصادی استفاده از سیستم هیبرید (تقطیر چند مرحله ای + اسمز معکوس) برای شیرین سازی آب دریا،

۳۹. محمدرضا خدری، امکان سنجی فنی و اقتصادی استفاده از سیستم های ترکیبی بادی و خورشیدی برای تغذیه الکتریکی آب شیرین کن های اسمز معکوس (مورد مطالعاتی استان سیستان و بلوچستان)، دولتی - وزارت علوم، تحقیقات، و فناوری - دانشگاه شهید باهنر کرمان - پردیس دانشگاهی - ۱۳۹۶ - [کارشناسی ارشد]

۴۰. واقفی، محمد و شمس، محبوبه، ۱۳۹۰، روشهای شیرین سازی آب دریا (مطالعه موردی جزیره خارگ)، کنفرانس ملی بهره برداری از آب دریا، کرمان

۴۱. دهنوی سیدمحسن & شکراله زاده سهیلا. بررسی جداسازی نمک و بازیابی آب در فرایند اسمز معکوس آب دریا با استفاده از آب خنک کننده نیروگاه.

[42] E. Açıkkalp, “Thermo-environmental performance analysis of irreversible solid oxide fuel cell–Stirling heat engine,” *Int. J. Ambient Energy*, vol. 39, no. 7, pp. 751–758, 2018.

[۴۳]. ((تحلیل انرژی و اگزرتیک نیروگاه سیکل ترکیبی)) پژوهشگاه نیرو ۱۳۹۵  
[۴۴]. ((مدلسازی ترمودینامیکی سیکل جدید و اصلاح شده رانکین آلی با استفاده همزمان از اجکتور بخار و ریژنراتور))، رضا خیری، هادی غائبی، مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر، ۱۳۹۵، دوره ۱۶، شماره ۱۳، ویژه نامه مجموعه مقالات کنفرانس، مقدمهای بر سیستمهای تولید مشترک برق و حرارت، مطلب میری، غلامرضا بیاتی، محمد حسن زربخش، وزارت نیرو سازمان بهره وری انرژی ایران (سابا) ۱۳۹۲

[۴۵]. دلیر، فاطمه؛ یاور عنانی و حسن رادمهر، ۱۳۹۸، تحلیل و بهینه سازی ترمودینامیکی سیکل ترکیبی سه فشاره با در نظر گرفتن توربین گازی کلاس F، بیست و هفتمین کنفرانس سالانه بین المللی انجمن مهندسان مکانیک ایران، تهران، انجمن مهندسان مکانیک ایران،

[۴۶]. ((تحلیل عملکرد انرژی و اگزرتیک نیروگاه بخار بعثت))، یاسر کیالاشکی، سال دوم / شماره ۴ / پاییز ۱۳۹۵ صفحات ۱۷۹-۱۹۳

[47]. [31] G. Xia, Q. Sun, X. Cao, J. Wang, Y. Yu, and L. Wang, "Thermodynamic analysis and optimization of a solar-powered transcritical CO<sub>2</sub> (carbon dioxide) power cycle for reverse osmosis desalination based on the recovery of cryogenic energy of LNG (liquefied natural gas)," *Energy*, vol. 55, pp. 543–563, 2014.

[48] Liu, C., Rainwater, K., and Song, L., "Energy Analysis and Efficiency Assessment of Reverse Osmosis Desalination Process", *Desalination*, Vol. 276, pp. 352-358, (2011).

## **Technical analysis of using CHP system for reverse osmosis desalination plants (Chabahar study area)**

### **Abstract**

In recent years, due to the overexploitation of natural water resources and increase in demand for water, various methods of water desalination have attracted enormous interest. Seawater desalination process can be used as a suitable method in order to supply drinking and industrial water. Thermal power plants are one of the major water consuming industries many of which are located in coastal area. Therefore, the power and water can be generated simultaneously using cogeneration technique, which consequently increases the efficiency of the existing power plants.

In this regard, the present study has been conducted in the field of optimization of the system of simultaneous production of power and fresh water.

In this regard, energy and exergy analysis calculations and determination of efficiency and heat rate for the gas unit were performed based on the test information of the power unit gas unit at base load and 3 desalination units.

Then, after simulation in thermoflow software, the total output energy of the power plant and electricity produced in the gas unit were obtained 140918 kw and 133247 kw, respectively, which the amount of auxiliary losses and energy transformers in the gas turbine section is 7671 kW. Be.

The desalination section of this complex consists of 3 units of 5 MIGD, which produces 22730 m<sup>3</sup> / day of fresh water.

**Keywords:** water desalination - reverse osmosis - simultaneous production of heat and power - thermoflow





**Energy Institute For Higher Education  
Faculty of Engineering**

**Department of Energy System- Engineering- Energy Systems  
Thesis For  
Degree of Master of Science (M.Sc)**

**TITLE:  
Technical analysis of using CHP system for  
reverse osmosis desalination plants  
(Chabahar study area)**

**Supervisor:  
Dr. Mojtaba Mirzaei**

**BY:  
Mahboubeh Pouran**

**Spring 2021**