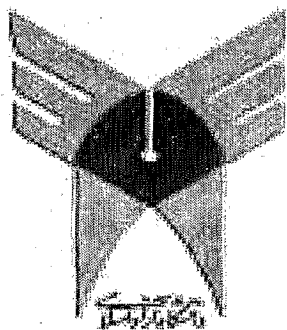


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

13/11/2018



## دانشگاه آزاد اسلامی

واحد شاهرود

دانشکده فنی و مهندسی گروه مهندسی شیمی

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد ((M.SC))

گرایش: مهندسی شیمی

عنوان:

بررسی عوامل موثر بر راندمان سیکل آب و بخار نیروگاه نكاء و شبیه سازی آن

استاد راهنما:

دکتر حسن زارع علی آبادی

استاد مشاور:

دکتر کامران موقر نژاد

نگارش:

محمد رشید پور

تابستان ۱۳۸۸

۱۳۸۹/۳/۱۷

کتابخانه مرکزی دانشگاه آزاد اسلامی شاهرود  
شهر شاهرود

۱۳۷۸۹۵



دانشگاه آزاد اسلامی

واحد شاهرود

دانشکده فنی مهندسی

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد (M.Sc)

گرایش: مهندسی شیمی

عنوان:

بررسی عوامل موثر بر راندمان سیکل آب و بخار نیروگاه نکاء و شبیه

سازی آن

نگارش:

محمدرشدی پور

تابستان ۱۳۸۸

۱- دکتر حسن زارع علی آبادی

۲- دکتر کامیار موقر نژاد

۳- دکتر علی اصغر روحانی

هیأت داوران:

## سپاس گذاري:

بدینوسیله وظیفه خود میدانم از مدیر عامل محترم نیروگاه جناب آقای مهندس علی اصغری که با حمایت‌های خود زمینه اجرای این پروژه تحقیقاتی را فراهم نمودند تشکر و قدردانی مینمایم.

و همچنین از آقایان دکتر حسن زارع استاد راهنما و دکتر کامران موقر نژاد استاد مشاور اینجانب که با راهنمایی‌ها و نظارت ایشان پروژه فوق پیش رفته است کمال سپاسگذاری را دارم.

تقديم به:

همسر مهربانم كه سراسر زندگي خود را براي  
آرامش بنده در حين تحصيل فدا نمود

## فهرست مطالب

صفحه	عنوان
۱	چکیده
۲	مقدمه
	فصل اول - نیروگاه های بخاری
۳	۱-۱- مقدمه
۵	۱-۲- سیکل ترمودینامیکی نیروگاه بخاری
۵	۱-۲-۱- مقدمه
۶	۱-۲-۲- سیکل کارنو با استفاده از بخار آب
۸	۱-۲-۳- سیکل رانکین
۱۰	۱-۲-۴- سیکل رانکین با افزایش سیال ورودی به توربین
۱۲	۱-۲-۵- سیکل رانکین با افزایش دما و فشار سیال ورودی به توربین
۱۳	۱-۲-۶- سیکل رانکین با کاهش فشار سیال خروجی از توربین
۱۴	۱-۲-۷- سیکل رانکین با سوپرهیتر و ری هیتر
۱۴	۱-۲-۸- سیکل رانکین با تحول بازتاب
۲۰	۱-۲-۹- سیکل عملی قدرت در نیروگاه های بخاری
۲۴	۱-۳- دیگ بخار و تجهیزات جانبی آن
۲۴	۱-۳-۱- مقدمه
۲۶	۱-۳-۲- اکونومایزر
۲۷	۱-۳-۳- درام
۲۸	۱-۳-۴- لوله های دیواره های محفظه احتراق یا اوپراتور
۲۸	۱-۳-۵- سوپرهیتر
۳۰	۱-۳-۶- دی سوپرهیتر یا اتمپراتور

۳۱	۱-۳-۷- ری هیترها
۳۲	۱-۴- گرمکن های آب تغذیه و دی اریتور
۳۲	۱-۴-۱- گرمکن های آب تغذیه
۳۲	۱-۴-۲- دی اریتور
۳۴	سیستم یکبار گذر
۳۵	از نظر فشار کارکرد

## فصل دوم - شرح مختصری از تجهیزات نیروگاه و مشخصات آنها

۳۶	۱-۲- شرح مختصری از تجهیزات نیروگاه و مشخصات آنها:
۳۶	۲-۲- سوخت:
۳۸	۲-۳- دیگ بخار
۳۹	۲-۴- سیستم خنک کن
۴۲	۲-۴-۱- سیستم کلرزی
۴۲	۲-۶- توربین
۴۲	۲-۶-۲- توربین فشار متوسط
۴۳	۲-۶-۱- توربین فشار قوی
۴۳	۲-۶-۳- توربین فشار ضعیف
۴۳	۲-۶-۴- توربین پمپ آب تغذیه

## فصل سوم - شبیه سازی ترمودینامیکی نیروگاه

۴۴	۳-۱- معادلات حالت Peng-Robinson
۴۵	۳-۲- معادله حالت پاتل و تجا. PATEL & TEJA
۴۸	۳-۳- معادله تجربی برای پیش بینی خواص بخار
۶۰	۳-۴- فلوچارت و متن فایلهای مربوط به خواص ترمودینامیکی بخار و مایع اشباع و بخار سوپر هیت با استفاده از معادلات حالت پینگ روبینسون و پاتل و تجا و معادلات تجربی
۶۰	۳-۴-۱- فلوچارت فایل SAT.m
۶۱	۳-۴-۲- فلوچارت فایل SUP.m
۶۲	۳-۴-۳- فلوچارت فایل PRSAT.m یا jat.m

۶۳	SUPPR.m یا paj.m فایل فلوچارت (۴-۳-۴)
۶۸	۵-۳- شبیه سازی توربین ها
۷۰	۶-۳- شبیه سازی دیگ بخار
۷۰	۷-۳- شبیه سازی کندانسور اصلی و کندانسور توربین پمپ.
۷۲	۸-۳- فلوچارت و متن فایل‌های مربوط به شبیه سازی
۷۲	EXPTUR.M فایل فلوچارت (۱- ۸-۳)
۷۳	IPTUR.m فایل فلوچارت (۲- ۸-۳)
۷۴	.IPTUR.m فایل فلوچارت (۳- ۸-۳)
۷۶	LPTUR.m فایل فلوچارت (۵- ۸-۳)
۷۷	LPTUR.m فایل فلوچارت (۶- ۸-۳)
۷۸	LPTUR.m فایل فلوچارت (۷- ۸-۳)
۷۹	LPTUR.m فایل فلوچارت (۸- ۸-۳)
۸۰	COD.m فایل فلوچارت (۹- ۸-۳)
۸۱	FPT.m فایل فلوچارت (۱۰- ۸-۳)
۸۲	FPT.m فایل فلوچارت (۱۱- ۸-۳)
۸۳	BOIL.m فایل فلوچارت (۱۲- ۸-۳)
۸۴	HPRT.m یا HPT.m فایل فلوچارت (۱۳- ۸-۳)
۸۵	PRCO.m یا PCO.m فایل فلوچارت (۱۴- ۸-۳)
۸۶	۹-۳- تشریح نمودارهای ( ۱-۳ تا ۴-۳ ) :
۸۶	۱-۹-۳- شرح منحنی ( ۱-۳ )
۸۸	۲-۹-۳- شرح منحنی ( ۲-۳ )
۸۹	۳-۹-۳- شرح منحنی ( ۳-۳ )
۹۰	۴-۹-۳- شرح منحنی ( ۴-۳ )
	<b>فصل چهارم - بحث ونتیجه گیری</b>
۹۵	۱-۴- محاسبات حاصل از محاسبات شبیه سازی:
۱۰۸	۲-۴- نتایج



۱۰۹	۱-۲-۴-عوامل موثر در سیکل آب و بخار بصورت خلاصه
۱۱۲	E. P. P. EXCEL برنامه ۲-۲-۴
۱۱۳	۳-۲-۴-بعنوان مثال نتایج در ۳۵٪ تولید بار واحد بررسی گردید
۱۱۹	۳-۴-پیشنهادات جهت بهبود راندمان
	<b>پیوست ۱) شرح روشهای تولید برق ونیروگاه بخاری نکاء</b>
۱۲۱	(پ-۱-۱) تاریخچه
۱۲۲	(پ-۱-۲) توربینهای آبی
۱۲۲	(پ-۱-۳) نیروگاههای بخاری
۱۲۳	(پ-۱-۴) توربین گاز
۱۲۵	(پ-۱-۴-۱) - شرح اجمالی سیستم آب وبخار
	<b>پیوست ۲)- نحوه محاسبات انجام شده توسط معادلات</b>
۱۳۱	(پ-۲-۱) چگونگی محاسبه انتالپی در شرایط معین مطابق معادله (۳-۱)
۱۳۲	(پ-۲-۲) چگونگی محاسبه انتالپی در شرایط معین مطابق معادله (۳-۸)
۱۳۴	(پ-۲-۳) قدرت تولیدی توربینهای اصلی نیروگاه نکاء
۱۳۵	(پ-۲-۴) حرارت داده شده به آب و بخار در داخل دیگ بخار
۱۳۷	(پ-۲-۵) روش تحلیلی حل معادله درجه سه
۱۳۹	<b>پیوست ۳)- متن برنامه نوشته شده</b>
۱۶۶	<b>پیوست ۴)- فهرست علائم</b>
۱۷۵	<b>فهرست منابع</b>
۱۷۷	<b>چکیده انگلیسی</b>

## فهرست جداول

- جدول (۱-۱): مشخصات نیروگاه های بخاری ایران (در سال ۱۳۸۱) ۴
- جدول (۱-۳) - محاسبات تغییر بار توربین فشار قوی با درجه حرارت بخار در فشار ثابت (۰.۳۵) ۸۸
- جدول (۲-۳) - محاسبات تغییر بار توربین فشار متوسط با درجه حرارت ری هیت در فشار ثابت (۰.۳۵) ۹۰
- جدول (۳-۳) - محاسبات تغییر بار توربین فشار ضعیف با درجه حرارت (۰.۳۵) ۹۲
- جدول (۴-۳) خواص ترمودینامیکی بخار اشباع ومايع اشباع با استفاده از معادله پینک روبینسون ۶۴
- جدول (۴-۳) ادامه خواص ترمودینامیکی بخار اشباع ومايع اشباع با استفاده از معادله پینک روبینسون ۶۴
- جدول (۵-۳) خواص ترمودینامیکی بخار سوپرهیت با استفاده از معادله حالت پینک ۶۵
- جدول (۶-۳) خواص ترمودینامیکی بخار اشباع ومايع اشباع با استفاده از معادله پاتل وتچاء ۶۵
- جدول (۶-۳) ادامه خواص ترمودینامیکی بخار اشباع ومايع اشباع با استفاده از معادله پاتل وتچاء جدول سه ۶۶
- جدول (۷-۳) خواص ترمودینامیکی بخار سوپرهیت با استفاده از معادله حالت پاتل وتچاء ۶۶
- جدول (۸-۳) خواص ترمودینامیکی بخار اشباع ومايع اشباع با استفاده از معادله تجربی جدول یک ۶۷
- جدول (۹-۳) خواص ترمودینامیکی بخار سوپرهیت با استفاده از معادله تجربی ۶۹
- جدول (۱-۴) - محاسبات مربوط به شبیه سازی توربین فشار قوی با معادله تجربی ۹۶
- جدول (۲-۴) - محاسبات مربوط به شبیه سازی توربین فشار متوسط با استفاده از معادله تجربی ۹۷
- جدول (۳-۴) - محاسبات مربوط به شبیه سازی توربین فشار ضعیف با استفاده از معادله تجربی ۹۷
- جدول (۴-۴) - محاسبات مربوط به شبیه سازی کندانسور اصلی با استفاده از معادله تجربی ۹۸
- جدول (۵-۴) - محاسبات مربوط به شبیه سازی توربین پمپ وکندانسور آن ۹۸
- جدول (۶-۴) - محاسبات مربوط به شبیه سازی بویلر با استفاده از معادله تجربی ۹۹

- جدول (۴-۷) - محاسبات تغییر بار توربین فشار قوی با درجه حرارت بخار در فشار ثابت (۳۵٪)
- جدول (۴-۸) - محاسبات تغییر بار توربین فشار متوسط با درجه حرارت ری هیت در فشار ثابت (۳۵٪)
- جدول (۴-۹) - محاسبات تغییر بار توربین فشار ضعیف با درجه حرارت (۳۵٪)
- جدول (۴-۱۰) - محاسبات مربوط به شبیه سازی توربین فشار قوی با معادله حالت پاتل وتجاء (۳۵٪)
- جدول (۴-۱۱) - محاسبات مربوط به شبیه سازی کندانسور اصلی با استفاده از معادله حالت پاتل وتجاء
- جدول (۴-۱۲) - محاسبات مربوط به شبیه سازی توربین فشار قوی با معادله حالت پینک روبینسون
- جدول (۴-۱۳) - محاسبات مربوط به شبیه سازی کندانسور اصلی با استفاده از معادله حالت پینک روبینسون
- جدول (۴-۱۴) - محاسبات مربوط به برنامه E. P. P. EXCEL

## فهرست منحنی ها

- ۸۹ منحنی ۱-۳- تغییرات بار توربین فشار قوی برحسب دما در فشار ۳۵٪
- ۹۱ ۲-۳- تغییرات بار توربین فشار متوسط برحسب دما در فشار ۳۵٪
- ۹۳ ۳-۳- تغییرات بار توربین فشار ضعیف برحسب دما در فشار ۳۵٪
- ۹۳ ۴-۳- تغییرات کیفیت بخار خروجی توربین فشار ضعیف برحسب دما در فشار ۳۵٪
- ۱۰۱ ۱-۴- تغییرات بار خروجی از توربین فشار قوی بر حسب دمای ورودی به توربین
- ۱۰۳ ۲-۴- تغییرات بار خروجی از توربین فشار متوسط بر حسب دمای ورودی به توربین
- ۱۰۵ ۳-۴- تغییرات بار خروجی از توربین فشار ضعیف بر حسب دمای ورودی به توربین
- ۱۰۶ ۴-۴- تغییرات کیفیت بخار خروجی از توربین فشار ضعیف بر حسب دمای ورودی به توربین
- ۱۱۴ ۵-۴- تغییرات دمای ورودی به توربین بر حسب مگاوات کل تولیدی
- ۱۱۵ ۶-۴- تغییرات گاز مصرفی بر حسب دمای ورودی به توربین
- ۱۱۵ ۷-۴- تغییرات راندمان کل بر حسب دمای ورودی به توربین
- ۱۱۶ ۸-۴- تغییرات NOx خروجی بر حسب دمای ورودی به توربین
- ۱۱۶ ۹-۴- تغییرات کیفیت بخار خروجی از توربین فشار ضعیف بر حسب دمای ورودی به توربین
- ۱۱۷ ۱۰-۴- تغییرات مگاوات بر حسب دمای خلاء کندانسور
- ۱۱۷ ۱۱-۴- تغییرات مگاوات بر حسب دمای بار حرارتی کندانسور

## شکلها

- شکل ۱-۱) سیکل کارنو ۷
- شکل ۳-۱) سیکل رانکین ۹
- شکل ۴-۱) اثر فشار دیگ بخار روی بازده سیکل رانکین ۱۲
- شکل ۶-۱) سیکل پیشرفته رانکین ۱۵
- شکل ۵-۱) اثر کاهش فشار خروجی توربین روی بازده سیکل رانکین ۱۲
- شکل ۷-۱) سیکل رانکین با بازیاب ایده ال ۱۷
- شکل ۸-۱) سیکل رانکین با بازیاب واقعی ۱۹
- شکل ۹-۱) طرح کلی یک مبدل حرارتی بسته ۲۰
- شکل ۱۰-۱) سیکل ترمودینامیک کامل یک نیروگاه بخاری ۲۱
- شکل ۱۱-۱) طرحواره دیگ های بخار ۲۳
- شکل ۱۱-۱) لوله های آب و صفحات انتقال حرارت اکونومايزر ۲۶

## چکیده :

با استفاده از معادله حالت و معادله تجربی خواص ترمودینامیکی آب ( مایع اشباع ، بخار اشباع ، بخار فوق داغ ) محاسبه و مقایسه گردیدند.

سیستم های مولد بخار و توربین کندانسور با استفاده معادلات تجربی شبیه سازی گردیدند .

با استفاده از نرم افزار تهیه شده میتوان سیستم نیروگاهی را در شرایط مختلف دما و فشار از لحاظ ترمودینامیکی بررسی و بهترین وضعیت کارکرد را بر آورد نمود.

در هر دما و فشاری راندمان سیکل را محاسبه نموده در هر فشار مشخص بهترین دما را بدست آورد . بهترین دما جهت به حداقل رساندن تلفات حرارتی چرا که با افزایش دمای بخار دمای گاز خروجی دودکش هم بالاتر رفته و تلفات حرارتی زیادتر می شود.

## مقدمه:

نیروگاه های بخاری یکی از مهمترین نیروگاه های حرارتی می باشند که در اکثر کشورها، از جمله ایران سهم بسیار زیادی را در تولید انرژی الکتریکی برعهده دارند، به طوری که سهم تولید این نوع نیروگاه ها حدود ۳/۴۷٪ کل تولید انرژی کشورمان می باشد. از مهمترین این نیروگاه ها در کشورمان می توان به نیروگاه های شهید سلیمی نکا، شهید رجایی قزوین اشاره نمود.

با توجه به دقت معادله تجربی در تعیین خواص ترمودینامیکی آب ( مایع اشباع ، بخار اشباع ، بخار فوق داغ ) می توان در هر دما و فشاری راندمان سیکل را محاسبه نموده در هر فشار مشخص بهترین دما را بدست آورد . بهترین دما جهت به حداقل رساندن تلفات حرارتی چرا که با افزایش دمای بخار دمای گاز خروجی دودکش هم بالاتر رفته و تلفات حرارتی زیادتر می شود.

با توجه آلودگی زیست محیطی حاصل از احتراق سوخت و صرفه جویی در مصرف آن دمای بخار خروجی از دیگ بخار و دمای بخار بازبایی شده در ظرفیت ۳۵٪ و ۵۰٪ و ۷۵٪ بر مبنای کیفیت بخار خروجی توربین فشار ضعیف را می توان اصلاح نمود تا بهترین دما برای هر کدام از ظرفیتهای واحد تعیین گردد

## فصل اول

تحلیلی بر ترمودینامیک سیستم‌های نیروگاهی



## نیروگاه های بخاری

### ۱-۱- مقدمه

نیروگاه های بخاری یکی از مهمترین نیروگاه های حرارتی می باشند که در اکثر کشورها، از جمله ایران سهم بسیار زیادی را در تولید انرژی الکتریکی برعهده دارند، به طوری که سهم تولید این نوع نیروگاه ها حدود ۳/۴۷٪ کل تولید انرژی کشورمان می باشد. از مهمترین این نیروگاه ها در کشورمان می توان به نیروگاه های شهید سلیمی نکا، شهید رجایی قزوین، شهید محمد منتظری اصفهان، رامین اهواز، اسلام آباد اصفهان، طوس مشهد، بعثت تهران، شهید منتظر قائم کرج، تبریز، بیستون کرمانشاه، مفتاح (غرب) همدان و بندرعباس اشاره نمود. مشخصات این نیروگاه ها به همراه دیگر نیروگاه های بخاری کشورمان در سال ۱۳۸۱، را می توان در جدول (۳-۱) مشاهده نمود.

در این نیروگاه ها، از منابع انرژی فسیلی از قبیل نفت، گاز طبیعی، مازوت و غیره استفاده می شود؛ به این ترتیب که از این سوخت ها جهت تبدیل به انرژی حرارتی استفاده شده، سپس این انرژی به انرژی مکانیکی و در مرحله بعد به انرژی الکتریکی تبدیل می گردد. به عبارتی دیگر در این نیروگاه سه نوع تبدیل انرژی صورت می گیرد. اولین نوع، تبدیل انرژی شیمیایی (انرژی نهفته در سوخت) به انرژی حرارتی است که این تحول در وسیله ای به نام دیگ بخار صورت می پذیرد. این تبدیل انرژی باعث می شود که آب ورودی به دیگ بخار تبدیل به بخار با دمای زیاد شود. دومین نوع، تبدیل انرژی حرارتی به انرژی مکانیکی است که این تحول در توربین نیروگاه صورت می گیرد و انرژی حرارتی نهفته در بخار ورودی به توربین، تبدیل به انرژی مکانیکی چرخشی محور توربین می شود. سومین و آخرین نوع از تبدیل انرژی در نیروگاه های بخاری، تبدیل انرژی مکانیکی روتور به انرژی الکتریکی می باشد که این تحول در ژنراتور نیروگاه ها صورت می گیرد.

جدول (۱-۱): مشخصات نیروگاه های بخاری ایران (در سال ۱۳۸۱)

نیروگاه	محل جغرافیایی	زمان بهره برداری	تعداد واحدها	قدرت نامی هر واحد MW	مجموع تولید MW
رامین	اهواز	۱۳۵۸-۷۸	۶	۳۱۵	۱۸۹۰
شهید سلیمی	نکا	۱۳۵۸-۶۰	۴	۴۴۰	۱۷۶۰
شهید منتظری	اصفهان	۱۳۶۳-۷۸	۸	۲۰۰	۱۶۰۰
شازند	اراک	۱۳۷۹-۸۰	۴	۳۲۵	۱۳۰۰
بندرعباس	بندرعباس	۱۳۵۹-۶۴	۴	۳۲۰	۱۲۸۰
شهید رجایی	قزوین	۱۳۷۱	۴	۲۵۰	۱۰۰۰
مفتح غرب	همدان	۱۳۷۳	۴	۲۵۰	۱۰۰۰
اسلام آباد	اصفهان	۱۳۴۸-۶۷	۵	۲ × ۳۲۰ ۱ × ۱۲۰ ۲ × ۳۷/۵	۸۳۵
تبریز	تبریز	۱۳۶۵-۶۸	۲	۳۶۸	۷۳۶
بیستون	کرمانشاه	۱۳۷۳	۲	۳۲۰	۶۴۰
شهید منتظر قائم	کرج	۱۳۵۰-۵۲	۴	۱۵۶/۲۵	۶۲۵
طوس	مشهد	۱۳۶۵	۴	۱۵۰	۶۰۰
شهید مدحج	اهواز	۱۳۵۴	۲	۱۴۵	۲۹۰
بعثت	تهران	۱۳۴۶-۴۷	۳	۸۲/۵	۲۴۷/۵
شهید بهشتی	لوشان	۱۳۵۲	۲	۱۲۰	۲۴۰
ایران شهر	ایران شهر	۷۵-۷۶ و ۸۱	۳	۶۴	۱۹۲
مشهد	مشهد	۱۳۵۳	۳	۲ × ۶۰	۱۲۰
زرند	کرمان	۱۳۵۲	۲	۳۰	۶۰
شهید فیروزی	تهران	۱۳۳۸	۴	۱۲/۵	۵۰

در نهایت، انرژی الکتریکی توسط خطوط انتقال به مصرف کنندگان منتقل می شود. در این فصل برآینم تا تجهیزات این نوع نیروگاه ها را تشریح کنیم. بدین منظور ابتدا سیکل ترمودینامیکی بخاری بیان می گردد و نحوه افزایش بازده

این سیکل ها و بهبود عملکرد آنها ارائه می گردد. پس از آشنایی مقدماتی با تجهیزات اصلی یک نیروگاه از قبیل توربین، دیگ بخار، کندانسور و پمپ تغذیه، به طور مجزا، تجهیزات اصلی وجانبی این نیروگاه هامطرح می شود. [۱۴]

## ۱-۲- سیکل ترمودینامیکی نیروگاه بخاری

### ۱-۲-۱- مقدمه

تقریباً تمام سیستم هایی که انرژی ذخیره شده در سوخت را به انرژی مکانیکی تبدیل می کنند، دارای یک سیال در گردش سیکل هستند. این سیستم ها را می توان براساس نوع سیال در گردش به صورت زیر دسته بندی نمود:

### الف) سیکل های قدرت گازی:

سیستم های قدرتی هستند که در آنها، سیال در گردش به صورت گاز است و تغییر فازی در سیکل صورت نمی گیرد. از مهم ترین این سیستم ها می توان به توربین های گازی، موتورهای دیزلی و ... اشاره نمود. در این نوع سیکل ها معمولاً هوا و مواد سوختی در شرایط محیط و با نسبت معینی وارد سیستم می شود و پس از طی یک رشته تحول به صورت محصول های احتراق از سیستم خارج می شوند. بدین ترتیب اگر چه این سیستم ها، یک سیکل مکانیکی را طی می کنند ولی دارای یک سیکل ترمودینامیکی نیستند و اصطلاحاً از نظر ترمودینامیکی به سیستم های باز مشهور هستند.

### ب) سیکل های قدرت بخاری:

سیستم های قدرتی هستند که در آنها، سیال در گردش ضمن طی کردن سیکل، تغییر فاز می دهد و برخلاف سیکل های قدرت گازی، یک سیکل ترمودینامیکی را طی می کنند. این سیکل ها از نظر ترمودینامیکی یک سیکل بسته را تشکیل می دهند که سیال در گردش، همواره در سیستم جریان دارد. سیالی که معمولاً مورد استفاده قرار می گیرد، آب است که به صورت دو فاز مایع و بخار در سیکل، جریان می یابد. سیکل قدرت بخاری که در نیروگاه های بخاری

استفاده می شود، سیکل رانکین است. قبل از تشریح سیکل رانکین نیروگاه بخاری، باید سیکل ایده آل کارنو و دلایل عدم استفاده از آن را در این نیروگاه ها بیان نماییم. [ ۱۴ ]

### ۱-۲-۲- سیکل کارنو با استفاده از بخار آب

همانطور که از مباحث ترمودینامیک می دانیم سیکل کارنو، یک سیکل ایده آل است که بازده سیکل کارنو فقط به درجه حرارت های منابع گرم و سرد بستگی دارد و به سیال در گردش، ارتباطی ندارد. حال باید دید که چرا چنین سیکلی که دارای بالاترین بازده است، برای سیال بخار آب استفاده نمی شود. بدین منظور، سیکل کارنو به همراه منحنی دما-آنترופی را مطابق شکل (۱-۱) در نظر بگیرید.

سیکل کارنو از چهار مرحله اصلی تشکیل شده است:

- ۱) یک فرآیند دما ثابت برگشت پذیر که گرما از یک منبع با دمای بالا به سیال منتقل می شود (تحول ۳-۲).
- ۲) یک فرآیند آدیاباتیک برگشت پذیر انبساطی که با انجام کار در توربین، دمای سیال از دمای منبع گرم به دمای منبع سرد کاهش می یابد. (تحول ۴-۳).
- ۳) یک فرآیند دما ثابت برگشت پذیر که گرما از سیال، به منبع با دمای پایین منتقل می شود (تحول ۱-۴).
- ۴) یک فرآیند آدیاباتیک برگشت پذیر تراکمی که با انجام کار، دمای سیال از دمای منبع سرد به دمای منبع گرم افزایش می یابد (تحول ۲-۱).