

بسم الله الرحمن الرحيم

شرکت برق منطقه ای فراسان

پروژه بهینه سازی انرژی در واحد شماره 2 نیروگاه طوس

گزارش مرحله سوم - 1

راهکارهای کاهش تلفات، مصرف داخلی و افزایش قدرت

سازمان بهره وری انرژی ایران

معاونت فنی و تحقیقات

سال 1384

مقدمه

هدف نهایی در هر مطالعه بهینه سازی انرژی، در مرحله سوم یعنی ارائه راهکارهای بهینه سازی انرژی برآورده می گردد. همانگونه که در گزارشات قبلی نیز اشاره شد، اطلاعات و داده های لازم برای پیش امکان سنجی راهکارهای پیشنهادی به منظور بهبود بازده و کاهش مصارف داخلی نیروگاه جمع آوری و محاسبه گردید.

در گزارش حاضر با استفاده از اطلاعات مذکور، راهکارهایی در جهت ارتقاء سیستم کنترل روی مصارف داخلی، افزایش قدرت، بهبود راندمان، تبعات کاهش انرژی و هزینه متناظر و در انتها بررسی توجیه پذیری اقتصادی راهکارها، ارائه گردیده اند.

در هریک از فصلهای این گزارش به یک مورد از این راهکارها پرداخته شده است. هر فصل شامل بخشهای مربوط به طرح مسئله، اطلاعات مورد نیاز و تحلیلهای فنی و اقتصادی است. در طرح مسئله به بیان مشکل پرداخته شده است همچنین راهکار مورد نظر جهت حل مشکل تشریح شده و تئوری حاکم بر راهکار نیز مطرح گردیده است.

در بخش مربوط به اطلاعات مورد نیاز، اطلاعات جمع آوری شده در گزارشات مراحل اول و دوم که مورد نیاز برای تحلیل های فنی و اقتصادی راهکار مورد نظر هستند، ارائه می شوند. و بالاخره، در بخش مربوط به تحلیل های فنی و اقتصادی نیز محاسبات مربوط به برآورد میزان کاهش انرژی و میزان کاهش هزینه ناشی از بکارگیری راهکار، و برآوردهای اقتصادی به منظور تعیین توجیه پذیری اقتصادی (حجم سرمایه گذاری لازم و مدت زمان بازگشت سرمایه) آورده شده است.

در فصل مربوط به تحلیل انرژی، هدف اصلی یافتن جریانهای انرژی مفید و تلفاتی در هر المان سیکل، راندمان انرژی المانها و نشان دادن اهمیت و جایگاه این نگرش در تحلیل کارایی سیستم های پیچیده حرارتی است.

کاربرد تحلیل پینچ در اصلاح شبکه مبدل های حرارتی پیشگرم آب تغذیه به جهت ارتقاء راندمان سیکل نیز در طی گزارشی دیگر ارائه خواهد شد.

مدیر پروژه

کیان نجف زاده

اسامی همکاران پروژه

الف - کارشناسان سازمان بهره وری انرژی ایران

- 1- غلامرضا بیاتی
- 2- محمد تقی زیاری
- 3- غلامرضا کبریایی طبری
- 4- مطلب میری
- 5- کیان نجف زاده - مدیر پروژه

ب - کارشناسان اداره نمایندگی استان خراسان

- 1- مرتضی خاتمی
- 2- سعید سجادی
- 3- هادی مستشار شهیدی

ج - مشاور پروژه - دکتر محمد حسن پنجه شاهی

د - مدیر پروژه - حمیدرضا پورسلطانی

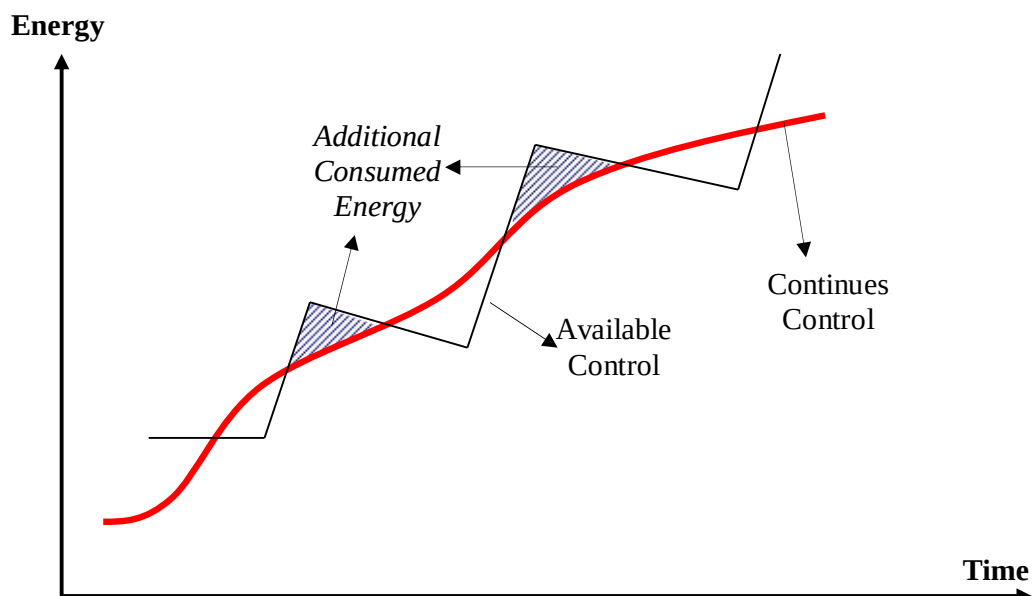
«فهرست مطالب»

صفحه	عنوان
1.....	فصل اول - استفاده از محرکه دور متغیر VSD در فنهای کندانسور هوایی
10.....	فصل دوم - استفاده از محرکه دور متغیر VSD در فن برج خنک کن تر
18.....	فصل سوم - استفاده از VSD در GR-FAN
25.....	فصل چهارم - استفاده از VSD در فن بویلر کمکی
	فصل پنجم - استفاده از سیستم ON-OFF و راه انداز و متوقف ساز نرم در کمپرسور
29.....	مولد هوای فشرده
33.....	فصل ششم - وضعیت نشت در ژانگستروم و اثرات آن
42.....	فصل هفتم - وضعیت بویلرهای کمکی
47.....	فصل هشتم - افزایش توان Re- Powering
	فصل نهم - جایگزینی توربین انبساطی با شیر کاهش فشار در ایستگاه کاهش فشار
66.....	جهت تولید الکتریسیته
72.....	فصل دهم - تحلیل اگزورژی
94.....	جمع بندی و خلاصه راهکارها

فصل اول - استفاده از محرکه دور متغیر VSD در فن های کندانسور هوایی

1- طرح مسئله

جهت کنترل فشار پشت توربین LP، در بارگذاریها و شرایط محیطی (دمای محیط) متفاوت، فنهای کندانسور هوایی در پله های متفاوت (کنترل تعداد فنها و دور آنها) وارد مدار میشوند. بدلیل محدود بودن تعداد این پله ها (17 پله) و نیز دو دور بودن موتورهای، کنترل پیوسته روی میزان دمش هوا به لوله های دلتا در کندانسور هوایی اعمال نمی شود. مطابق شکل زیر تفاوت انرژی مصرفی بین دو حالت کنترل پیوسته و کنترل موجود معادل کل سطوح هاشور خورده است.



برای پتانسیل سنجی صرفه جویی انرژی حاصل از بکارگیری سیستمهای کنترل دور موتورهای القایی در لافل سه فن از سی فن، بایستی کل این انرژیهای (سطوح هاشور خورده) اضافی که مصرف میشوند کمی گردند.

برای این کمی سازی، نیاز به تحلیلهای آماری روی بارگذاری واحد، شرایط محیطی (دما)، فشار خروجی توربین LP و بالاخره پله های عملکردی فنهای کندانسور هوایی می باشد.

2- اطلاعات مورد نیاز

بصورت انتخاب تصادفی از لاگ شیت‌های واحد شماره 2 برای هر ماه از سال 2 لاگ شیت در می آوریم. هر چقدر تعداد این نمونه ها برای یک ماه بیشتر باشد بهتر است ولی هدف ارائه راه حل برای مسئله بوده و تعداد نمونه ها تنها در دقت نتیجه حاصله تاثیر می گذارد. اطلاعات مورد نیاز که از این نمونه لاگ شیتها استخراج میشود عبارتند از:

- دمای هوای بیرون برای 24 ساعت شبانه روز
- دمای کندانسور برای 24 ساعت شبانه روز
- فشار خروجی توربین LP برای 24 ساعت شبانه روز
- توان تولیدی و بارگذاری برای 24 ساعت شبانه روز

علاوه بر داده های آماری فوق اطلاعات زیر نیز مورد نیاز خواهد بود:

- منحنی های تغییرات پله های عملکردی فنهای کندانسور هوایی، با دمای محیط و فشار پشت توربین برای سه بارگذاری به عنوان مثال 100%، 75% و 25%
- اطلاعات مربوط به عملکرد فنها (تعداد و سرعت فنهای در مدار) برای پله های 17 گانه

3- تحلیل های فنی و اقتصادی

از اقدامات اولیه در تحلیل فنی و اقتصادی، استخراج منحنی تغییرات توان مورد نیاز با پله های عملکردی فنهاست. این منحنی ها با عنوان Required Power V.S. Switch Step Number برای چهار ناحیه:

$Y = 6x^3 - 36,5x^2 + 102,5x - 37$	(1) پله های 1-5 با معادله
$Y = -5,5x^3 + 116x^2 - 740,5x + 1663$	(2) پله های 5-9 با معادله
$Y = -6,1667x^3 + 203x^2 - 2151,8x + 7766$	(3) پله های 9-13 با معادله
$Y = 3E-11x^2 + 416x - 4472$	(4) پله های 13-17 با معادله

استخراج شده اند.

در معادلات فوق Y نمایانگر Required Power (KW) و x نمایانگر Switch step میباشد.

اقدام بعدی یافتن یک متدولوژی برای تخمین بهترین Switch Step (پله) با هدف کنترل پیوسته روی جریان هوای فنها در شرایط مختلف است.

بدین منظور از منحنی های تغییرات پله های عملکردی فنهای کندانسور هوایی، با دمای محیط و فشار پشت توربین برای سه بارگذاری استفاده میگردد. به این صورت که با داشتن هر مورد دمای محیط و فشار پشت توربین، از روی سه منحنی مذکور پله مربوط به هر کدام از بارگذاریهای سه گانه مشخص میشود. با داشتن پله (Switch Step) مربوط به سه بارگذاری که در اینجا 100%، 75% و 25% است میتوان پله مربوط به بارگذاری های دیگر را درونیابی نمود.

پس در جدول ارائه شده، اطلاعات درج شده در ستون Predicted switch step، در واقع از روی اطلاعات بارگذاری واحد، دمای محیط، و فشار پشت توربین و با استفاده از رهیافت درونیابی بدست آمده اند.

در ستون بعدی Actual power required (KW)، توان لازم متناسب با هر کدام از پله - های پیش بینی شده در ستون قبلی از روی چهار منحنی برازش شده بدست میاید. Realized switch step در ستون بعدی، یعنی پله ای که با سیستم کنترل موجود محقق میشود و Realized power (KW) توان متناسب با هر کدام از پله ها، مطابق با جدول اطلاعات مربوط به عملکردفنها (تعداد و سرعت فنهای در مدار) برای پله های 17 گانه است.

ستون مربوط به Additional Power (KW)، اختلاف بین توانهای Actual power required و Realized power می باشد.

در دو ستون بعدی تعداد فنهای سرعت کامل و نصف سرعت در مدار، از روی جدول اطلاعات مربوط به عملکردفنها (تعداد و سرعت فنهای در مدار) برای پله های 17 گانه، استخراج و منعکس شده اند.

در ارزیابی فنی و اقتصادی فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- ساعات کارکرد واحد 8200 ساعت در سال می باشد.
- قیمت 1 کیلووات ساعت انرژی الکتریکی 180 ریال می باشد.
- کل هزینه خرید و نصب سه دستگاه VSD به همراه سیستمهای کنترل حدود 700 میلیون ریال برآورد گردیده است.

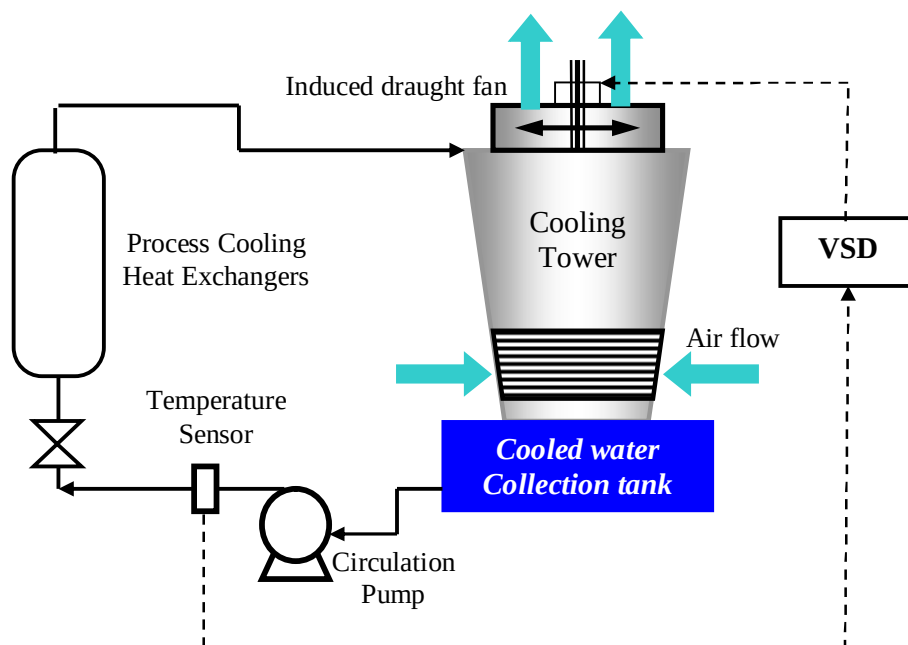
[ACC.xls](#)

فصل دوم - استفاده از محرکه دور متغیر VSD در فن برج خنک کن تر

1- طرح مسئله

زمانی یک سیستم متشکل از چند فن بصورت بهینه کار میکند که تقاضای هوا یا سایر گازها برای فرآیند در پایین ترین هزینه ممکن تامین گردد. حداقل هزینه بهره برداری در ابتدا از طریق به حداقل رساندن تعداد فن ها و سپس از طریق کمینه کردن توان مصرفی میسر میگردد. در اغلب تاسیسات فن، کلیه فنها بجز یکی که از نوع سرعت متغیر انتخاب می شود، از نوع سرعت ثابت هستند. بنابراین، فن سرعت متغیر در یک باریکه ای از گستره بار کنترل را بر عهده دارد و هنگامی که بار به محدوده های این گستره می رسد، یکی از فنهای سرعت ثابت متوقف شده یا بکار می افتد.

یکی از محلهای کاربرد این روش، فنهای برجهای خنک کن تر می باشد. ساختار سیستم برج خنک کن بر مبنای کنترل VSD بصورت زیر می باشد. بدلیل متناسب بودن قدرت مصرفی یک فن با توان سوم سرعت، امکان صرفه جویی قابل توجه در انرژی مصرفی در صورت کاهش سرعت به میزان کم وجود دارد. به عنوان مثال کاهش سرعت به میزان 20% سبب کاهش قدرت مصرفی به میزان تقریبی 50% میگردد.



برای داشتن یک سیستم کنترل حلقه بسته لازم است تا از پارامتر دما توسط یک سنسور مناسب نمونه برداری شده و فرکانس مناسب توسط محرک سرعت متغیر به الکتروفرن اعمال گردد.

برج خنک کن تر نیروگاه طوس، برای خنک سازی آب خنک کن روغن توربین، هیدرژن ژنراتور، روغن خنک کن پمپهای آب تغذیه / FD فنها / GR فنها، خنک کاری در سیستم تولید هوای فشرده و ... مورد استفاده قرار میگیرد.

دو سرعتی بودن فنها در این برج خنک کن تا حدودی قابلیت انعطاف بمنظور صرفه جویی انرژی را نسبت به تک سرعتی بودن فراهم می سازد. اما بدلیل اینکه گستره سرعت بین 0 تا 50% سرعت نامی و یا بین 50 تا 100% سرعت نامی با دو سرعت ثابت فنها قابل پوشش نیست، لذا ضرورت تجهیز یکی از فنها با محرک سرعت متغیر احساس میشود.

در این فصل، هدف بررسی بکارگیری VSD در یکی از فنهای برج خنک کن تر به همراه تحلیل های فنی (میزان صرفه جویی انرژی) و تحلیلهای اقتصادی (میزان کاهش در هزینه و زمان بازگشت سرمایه) است.

2- اطلاعات مورد نیاز

در این برج 3 دستگاه پمپ سیرکولاسیون آب وجود دارد که همواره 2 دستگاه از آنها در حال کار است.

3 سلول در این برج وجود دارد که هر سلول دارای یک فن دو سرعتی (735 و 1475 دور در دقیقه) با پتانسیل 380 ولت است و با توجه به شرایط محیط، روی تعداد فنهای در مدار و نیز سرعت آنها تصمیم گرفته میشود. اطلاعات توان نامی و مصرفی (اندازه گیری شده) در فنها بصورت زیر است:

Rated Power @ 100% Speed = 60 KW

Consumed Electric Power @ 100% Speed = 38,35 KW

Rated Power @ 50% Speed = 14 KW

Consumed Electric Power @ 50% Speed = 6,47 KW

در پتانسیل سنجی بکارگیری VSD در چنین سیستمهایی بهتر است تا توزیع آماری جریان سیال یا توزیع آماری تعداد فنهای در مدار و شرایط آنها جمع آوری گردد. بنابراین با استفاده از مستندات نیروگاه برای چهار روز (تاریخهای 6، 12، 19، و 26) هر ماه اطلاعات بشرح زیر جمع آوری گردید:

- متوسط دمای روزانه/ماهانه محیط - در این تحلیل جهت سهولت کار متوسط دمای ماهانه در نظر گرفته شده است. ولی تحلیل دقیقتر میتواند با منظور نمودن متوسط دمای روزانه انجام پذیرد.
- تعداد فنهای سرعت کامل و نصف سرعت در مدار، برای پریودهای صبح، عصر و شب

3- تحلیل های فنی و اقتصادی

در تحلیل اطلاعات جمع آوری شده مطابق جدول، میانگین تعداد فنهای سرعت کامل (سرعت 100%) و نصف سرعت (سرعت 50%) در مدار برای یک روز بدست میاید. سپس با میانگین گیری وزنی، میانگین تعداد فنهای در مدار که با سرعت کامل کار میکنند و معادل تعداد فنهای (سرعت کامل و نصف سرعت) واقعی هستند را بدست می آوریم. بعنوان مثال در ماه اول:

روز اول (6ام ماه) - بطور متوسط دوفن با سرعت 100% در طی روز در مدار بوده است. روز چهارم (26 ام ماه) - بطور متوسط 1,66 فن با سرعت 100% و 0,33 فن با سرعت 50% در مدار بوده است.

در معادل گیری نیز با احتساب سرعت فنها به عنوان وزن، تعداد فنهای سرعت کامل، معادل باکل فنهای در مدار سرعت کامل و نصف سرعت بدست می آید. با میانگین گیری مجدد چهار رقم بدست آمده برای چهار روز، میانگین معادل تعداد فنهای سرعت کامل در مدار برای یک ماه بدست می آید.

از طرف دیگر با داشتن متوسط دمای ماهانه محیط میتوان یک رابطه درجه 3 برای تعداد فنها بصورت تابعی از دمای محیط استخراج کرد.

$$\text{Number of fans @ 100\% speed} = 9E-05\text{Temp}^3 - 0,0021\text{Temp}^2 + 0,0281\text{Temp} + 1,586$$

$$R^2 = 0,8833$$

این رابطه مبین تغییرات تعداد فن‌ها در صورتی است که کنترل پیوسته و یکنواخت داشته باشیم. اگر از این رابطه استفاده نموده و تعداد فن‌های معادل را بدست آوریم، اختلاف تعداد فن‌ها در حالت کنونی با حالت ایده آل بدست می‌آید که در برخی موارد تعداد فن‌ها در شرایط ایده آل (استفاده از VSD) از تعداد آنها در شرایط فعلی کمتر است.

قبلاً بحث شد که مزیت بکارگیری کنترلرهای سرعت موتورهای القایی روی بارهای خاص مثل فن، امکان کاهش قدرت مصرفی توسط آنها متناسب با توان سوم سرعت می‌باشد. لذا در جدول دیگر، میزان صرفه جویی انرژی حاصل از این راهکار با مقایسه مصرف توان در حالت فعلی (استفاده از موتورهای دوسرعه)، و حالت تجهیز یک فن با VSD بدست خواهد آمد.

جزئیات تحلیل‌های فنی و اقتصادی مربوط به این راهکار در جداول:

- VSD application for Continues performance of wet cooling tower fans
- VSD application for energy saving in wet cooling tower fans

و جدول زیر ارائه گردیده است.

نتایج حاصل از تحلیل‌های اقتصادی:

Rated power of one fan in ۱۰۰% speed (KW)	۶۰
Average Consumed power of one fan in ۱۰۰% speed (KW)	۳۸,۳۵
Rated power of one fan in ۵۰% speed (KW)	۱۴
Average Consumed power of one fan in ۵۰% speed (KW)	۶,۴۷
Energy saving during one year (KWh) ≈	۱۳۰,۲۵۶,۷
Price of ۱ KWh (Rial)	۱۸۰
Cost saving during one year (Rial) ≈	۲۳,۴۴۶,۲۱۳,۴
Investment cost of VSD for one unit fan (Rial)	۶۰,۰۰۰,۰۰۰
Installation & Control systems cost (Rial)	۲۰,۰۰۰,۰۰۰
Pay back period (Year)	۳,۴

Wet

Cooling

Tower.xls

فصل سوم – استفاده از VSD در GR-FAN

1- طرح مسئله

میزان مصرف برق موتورهای الکتریکی و سیستم‌های محرکه حدود 70 درصد از مصرف صنایع را تشکیل می‌دهد که بخش عمده‌ای از آن را فن‌ها و پمپ‌ها به خوداختصاص می‌دهند.

در ارتباط با فن‌ها، در برخی از موارد کاربرد لازم است که به مدت زیادی در بارهای کم کار کنند، مثلاً در مورد GR-FAN میزان دبی گازها (بار روی فن) با بار بویلر تناسب داشته و وضعیت دمپرها و درصد باز و بسته بودن آن بستگی به میزان بار بویلر دارد. بعنوان مثال در بارهای بالا با بسته نمودن و در بارهای پائین با باز نمودن دمپر میزان دبی را تغییر می‌دهند.

امروزه جدا از بحث کاهش هزینه انرژی جهت داشتن یک کنترل دقیق در فرآیندهایی مشابه فرآیند فوق، از کنترل کننده‌های دور متغیر (VSD) استفاده می‌گردد.

در مواردیکه بار موتور تغییر می‌کند و مکرراً کمتر از 50% بار اسمی است (در مورد GR-FAN در زمان کارکرد بویلر وضعیت دمپر بین 18-32 درصد باز می‌باشد)، اضافه کردن یک کنترل کننده موتور می‌تواند از لحاظ هزینه مؤثر باشد. بطور کلی VSDها با تبدیل یک منبع غیر قابل تنظیم به منبع برق متغیر کار می‌کنند. برای اینکه یک VSD عمل نماید باید باز خوری (Feed back) از یک پارامتر اندازه‌گیری شده (مانند فشار، درجه حرارت، سرعت و مقدار و ...) به درون مدار کنترل VSD وارد شود.

در GR-FAN با توجه به مجموعه قواعدی که بر عملکرد فن‌ها حکمفرماست می‌توان با استفاده از VSD به جای دمپر:

1 – کنترل دقیقی بر روی دبی بعمل آورد.

2 – میزان انرژی مصرفی را تقلیل داد.

3 – یک راه‌انداز و توقف نرم بر روی موتور ایجاد نمود و ...

مجموعه قوانینی که بر روی یک فن حکم فرماست عبارتند از :

$$Airflow_2 = Airflow_1 \times (RPM_2 / RPM_1)$$

$$Pressure_2 = Pressure_1 \times (RPM_2 / RPM_1)^2$$

$$Power_2 = Power_1 \times (RPM_2 / RPM_1)^3$$

2 – اطلاعات مورد نیاز

در بارهای 50 و 70 و 100 درصد وضعیت دمپر و میزان توان مصرفی اندازه‌گیری شده به شرح ذیل می‌باشد:

Load 50%:

و $P = 410,4 \text{ KW}$ مصرفی

باز 26 % = وضعیت دمپر

Load 75%:

باز 27 % = وضعیت دمپر و $P = 260.6 \text{ KW}$ مصرفی

Load 100%:

باز 19 % = وضعیت دمپر و $P = 217.4 \text{ KW}$ مصرفی

برای داشتن یک تقریب نزدیک به واقعیت از روی اطلاعات اندازه‌گیری شده فوق، و اطلاعات تاریخی اخذ شده برای بار بویلر میزان توان مصرفی برای شرایط ما بین 50 تا 100 درصد بار از روی منحنی Comparison of Blower Motor's Input تخمین زده شده است.

با توجه به توان نامی الکتروموتور GR-FAN (High Voltage - 450 KW) میزان سرمایه گذاری لازم برای خرید و نصب دو دستگاه VSD با توان 250KW، حدود 300 میلیون ریال (طبق اسناد پیوست) تخمین زده شده است.

با توجه به اینکه GR-FAN یک بار 6 kv بوده و VSD ها در 400v کار می کنند، نیاز به دو دستگاه ترانسفورمر 800KVA - 6kv/400v جهت افزایش و کاهش پتانسیل وجود دارد که از روی فهرست بها قیمت این دو دستگاه حدود 220 میلیون ریال برآورد می شود. بنابراین کل هزینه سرمایه گذاری 520 میلیون ریال خواهد شد.

بدلیل حضور دو دستگاه ترانسفورمر 5% از توان قابل صرفه جویی کاهش خواهد یافت.

3 – تحلیل‌های فنی و اقتصادی

میزان توان الکتریکی قابل صرفه‌جویی با توجه به شرایط بهره‌برداری (درصد بارگذاری بویلر) و وضعیت قرار گرفتن دمپر وبا استفاده از نمودار Comparison of Blower Motor's Input که اختلاف توان مصرفی را بین دو سیستم کنترل دبی با VSD و کوپلینگ هیدرولیکی (که در آن راندمان VSD و کوپلینگ هیدرولیکی لحاظ شده است) نشان می‌دهد قابل استخراج خواهد بود. ضمناً در جدول GR-FAN Monthly Power Saving میزان صرفه جویی انرژی الکتریکی از بابت استفاده از سیستم مذکور به تفکیک ماه آورده شده است .

$$43,6 \text{ KW} = 45,9 \times 0,95 = \text{متوسط توان قابل صرفه‌جویی در طی یکسال}$$

$$350544 \text{ KWh} = 43,6 \times 335 \times 24 = \text{میزان انرژی قابل صرفه‌جویی در طی یکسال}$$

$$63,1 \times 10^6 \text{ Rial} = 350544 \times 180 \text{ Rail} = \text{هزینه انرژی قابل صرفه‌جویی در طی یکسال}$$

$$\text{هزینه سرمایه گذاری} = 520 \times 10^6 \text{ Rial} + 0,1 \times 520 \times 10^6 \text{ Rial} = 572 \times 10^6 \text{ Rial}$$

بنابراین ، زمان بازگشت سرمایه جهت استفاده از کنترل VSD ، برابر خواهد بود با:

$$\text{زمان بازگشت سرمایه} = (572 \times 10^6 / 63,1 \times 10^6) = 9 \text{ Year}$$

توضیح - بارگذاری واحد از روی لاگ شیت های جمع آوری شده (دو لاگ شیت بطور تصادفی برای هر ماه از سال 1383) بطور میانگین برای هر ماه بدست آمده ، از روی این بارگذاری درصد بارگذاری محاسبه شده و اختلاف میزان انرژی بری GR-FAN در دو حالت کویلینگ هیدرولیکی و VSD از روی دیاگرام استخراج می گردد. همانطور که از زمان بازگشت سرمایه نیز پیداست توجیه پذیری طرح پیشنهادی بسیار پایین است.

[grf.xls](#)

فصل چهارم – استفاده از VSD در فنهای بویلر کمکی

1- طرح مسئله

جهت کنترل دبی سیالات از تکنیک‌های مختلفی مانند قراردادن دمپر در خروجی فن، دمپر و پره‌های راهنما در ورودی فن، سیستم کوپلینگ هیدرولیکی، موتورهای دو سرعته و سیستم کنترل دور VSD استفاده می‌گردد.

همانطور که در ابتدای فصل سوم اشاره کردیم، بسته به شرایط بهره‌برداری و میزان دبی مورد نیاز استفاده از هر کدام از سیستم‌های فوق صرفه‌جویی انرژی متفاوتی در بر خواهد داشت که میزان این توان صرفه‌جویی شده از روی نمودار Comparison of Blower Motor's Input قابل قیاس خواهند بود.

البته در انتخاب نوع سیستم علاوه بر میزان هزینه انرژی صرفه‌جویی شده میزان سرمایه‌گذاری جهت خرید و نصب نیز بایستی مد نظر قرار گیرد.

2 – اطلاعات مورد نیاز

بویلر در حالت 6/5 ton و 14/5 ton راه‌اندازی شده و میزان توان مصرفی فن‌ها و وضعیت قرار گرفتن دمپر آنها ثبت گردید. مقادیر اندازه‌گیری شده به شرح ذیل می‌باشد:

:Load 6.5 ton

Air fan 1 وضعیت دمپر 12 % و $PF = 0,81$ و $P = 24,26 \text{ KW}$

Air fan 2 وضعیت دمپر 12% و $PF = 0,80$ و $P = 23,24 \text{ KW}$

:Load 14,5 ton

Air fan 1 وضعیت دمپر 29% و $PF = 0,81$ و $P = 28,43 \text{ KW}$

Air fan 2 وضعیت دمپر 33% و $PF = 0,83$ و $P = 26,97 \text{ KW}$

توان نامی هر فن 37 KW بوده که هزینه خرید و نصب یک سیستم کنترل دور برای الکتروموتور
مذکور تقریباً 75 میلیون ریال تخمین زده می شود.

3 – تحلیل‌های فنی و اقتصادی

با توجه به مقادیر اندازه‌گیری شده توان متوسط مصرفی هر فن حدود $25/7 \text{ KW}$ می‌باشد که بسته به شرایط آب و هوایی و نحوه بهره برداری تقریباً یکی از فن‌ها بطور دائم درمدار قرار دارد. با در نظر گرفتن وضعیت دمپر و استفاده از سیستم کنترل دور VSD میزان توان قابل صرفه‌جوئی حدود 60 درصد برآورد می‌گردد.

$$\text{توان متوسط مصرفی} = 25,7 \text{ KW}$$

$$\text{میزان انرژی مصرفی طی یکسال} = 25,7 \times 365 \times 24 = 225132 \text{ KWh}$$

$$\text{پتانسیل انرژی قابل صرفه‌جوئی در طی یکسال} = 135079 \text{ KWh}$$

$$\text{میزان هزینه قابل صرفه‌جوئی در یکسال} = 135079 \times 180 \text{ Rial} = 24,3 \times 10^6 \text{ Rial}$$

$$\text{میزان سرمایه‌گذاری} = 75 \times 10^6 \text{ Rial}$$

بنابراین ، زمان بازگشت سرمایه جهت استفاده از کنترل دور VSD برای یکی از فن‌ها ، برابر خواهد

بود با :

$$\text{زمان بازگشت سرمایه} = (75 \times 10^6 / 24,3 \times 10^6) = 3,1 \text{ Year}$$

فصل پنجم – استفاده از سیستم ON-OFF و راه انداز و متوقف ساز نرم در کمپرسور مولد هوای فشرده

1- طرح مسئله

هوای فشرده یکی از یوتیلیتی‌های رایج مورد استفاده در فرآیندهای صنعتی بوده که سهم بسزایی را در هزینه عملیاتی تأسیسات ساخت و تولید بخود اختصاص می‌دهد. در تولید هوای فشرده ، انرژی مورد استفاده انرژی الکتریکی است که متأسفانه ، بدلیل نشت هوای فشرده، انتخاب نامناسب کمپرسورها ، مصرف ناصحیح هوای فشرده و کنترل ضعیف روی سیستم هوای فشرده ، اغلب سیستم‌های هوای فشرده دارای راندمان پائین هستند.

در این فصل با توجه به شرایط بهره برداری از کمپرسورها به بررسی استفاده از کنترل ON-OFF جهت حذف انرژی مصرفی در حالت خلاص اشاره گردیده است .

2 – اطلاعات مورد نیاز

وظیفه تولید هوای فشرده مورد نیاز 4 واحد نیروگاه طوس، از طریق دو نمونه کمپرسور با مشخصات زیر تأمین می‌گردد.

Compressor Type	Units	Power (KW)	Number of Stages
V ۱۲۵ M	۴	۱۶۰	۲
V ۱۰۰ M	۲	۱۳۲	۲

در مدت زمان اندازه‌گیری واحد 2 در بارهای 50 و 75 و 100 درصد ، تنها یکی از کمپرسورهای مدل V 125M در مدار قرار داشت.

وضعیت کارکرد کمپرسور فوق در مدت زمان اندازه‌گیری به شرح جدول زیر می‌باشد:

Comp. #۳	توان مصرفی در زمان ON (KW)	توان مصرفی در زمان idle (KW)	کمترین زمان کارکرد (ثانیه)		بیشترین زمان کارکرد (ثانیه)	
			T _{On}	T _{idle}	T _{On}	T _{idle}
	۱۳۳,۵	۲۱/۸	۱۹۶	۱۶۱	۲۲۳	۱۲۵

هزینه خرید و نصب یک سیستم کنترل ON-OFF با راه انداز و متوقف ساز نرم بر روی یک الکتروموتور 160 KW، حدود 35 میلیون ریال تخمین زده می شود (این قیمت مربوط به سال 1384 است). سیستم راه انداز و متوقف ساز نرم پیشنهادی یک دستگاه POWER BOSS (Intelligent Motor Controller) با توان 185 کیلووات است که قیمت تحویل آن در محل 2300 پوند استعلام گردیده است.

3 – تحلیل های فنی و اقتصادی

از روی اطلاعات اخذ شده از طریق اندازه گیری ، پروفیل توان مصرفی را برای دو حالت کمترین و بیشترین زمان کارکرد کمپرسور بر روی نمودار Air Compressor Working Limit Cycles نمایش داده ایم.

همانگونه که از نمودار فوق الذکر ملاحظه میشود، کمترین زمان کارکرد یک سیکل 348 ثانیه و بیشترین زمان کارکرد 357 ثانیه است.

میزان انرژی صرفه جویی شده برای دو حالت فوق به شرح ذیل می باشد:

کمترین انرژی قابل صرفه‌جوئی طی کارکرد در یک سیکل = 0,757 KW

بیشترین انرژی قابل صرفه‌جوئی طی کارکرد در یک سیکل = 0,975 KWh

حداقل انرژی قابل صرفه‌جوئی در طی یک سال
= $0,757 \times (365 \times 24 \times 3600 / 348)$
= 68600 KWh

حداکثر انرژی قابل صرفه‌جوئی در طی یک سال
= $0,975 \times (365 \times 24 \times 3600 / 357)$
= 86128 KWh

حداقل هزینه قابل صرفه‌جوئی در طی یک سال
= $68600 \times 180 \text{ Rial} = 12,3 \times 10^6 \text{ Rial}$

حداکثر هزینه قابل صرفه‌جوئی در طی یک سال
= $86128 \times 180 \text{ Rial} = 15,5 \times 10^6 \text{ Rial}$

هزینه سرمایه‌گذاری
= $2300\text{£} \times 17000 \text{ Rial/£} = 39100000 \text{ Rial}$

بنابراین ، زمان بازگشت سرمایه جهت استفاده از کنترل ON-OFF با راه‌انداز و متوقف ساز نرم بین 2,52 تا 3,17 سال خواهد بود.

[compressor.xls](#)

فصل ششم - وضعیت نشت در ژانگستروم و اثرات آن

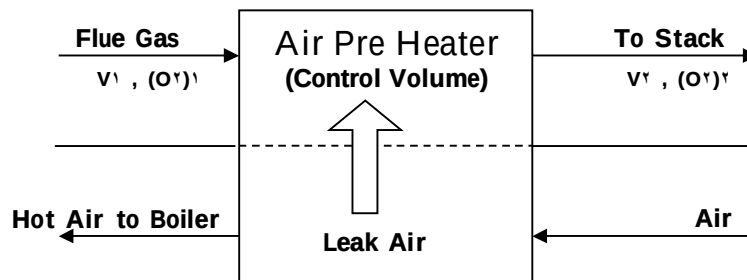
1- طرح مسئله

به منظور گرمایش هوای احتراق در بویلر ها معمولاً از هیترهایی بنام ژانگستروم استفاده می نمایند. وظیفه این هیترها که به صورت دوار می باشند، تبادل گرما بین گازهای احتراق خروجی از بویلر و هوای ورودی سر مشعلها می باشد. با توجه به اختلاف فشار در سیکل دود و هوا معمولاً هوا به داخل سیکل دود به دلیل پائین تر بودن فشار نفوذ کرده و باعث تلفاتی می گردند که می توان این تلفات را در دو بخش حرارتی و الکتریکی بررسی نمود.

وجود هوای نشتی در سیکل دود باعث کاهش دمای ژانگستروم و همچنین کاهش دمای دودکش می گردد. با توجه به اینکه نمی توان دمای دودکش را از حد تعریف شده خود پائین تر آورد، بناچار باید مصرف سوخت افزایش یابد. به عبارت دیگر وجود هوای نشتی باعث کاهش راندمان حرارتی ژانگستروم گردیده و بطور غیر مستقیم باعث افزایش مصرف سوخت خواهد شد.

همچنین وجود نشتی باعث افزایش توان مصرفی فن دمنده (FD-FAN) می گردد. به عبارت دیگر، از میزان هوایی که توسط فن به منظور احتراق در مشعلها تامین میشود بدلیل نفوذ آن در سیستم دود کم شده و مجبوریم جهت احتراق کامل و مطلوب، هوای بیشتری از فن عبور داده و به تبع آن مصرف انرژی الکتریکی فن افزایش خواهد یافت.

لازم به ذکر است نشتی در تمامی ژانگستروم ها وجود دارد و بر اساس نقطه و نحوه طراحی آن تا حدودی مجاز می باشد. براساس اطلاعات طراحی بویلر نیروگاه طوس، میزان مجاز نشتی در ژانگستروم در بار 100% بویلر برابر 16037 Kg/Sec می باشد. به منظور تعیین میزان نشتی ، اندازه گیری اکسیژن در قبل و بعد از ژانگستروم و موازنه اکسیژن (Oxygen Balance) می توان نشتی ژانگستروم را محاسبه نمود:



Mass Balance:

$$\rho_2 \cdot V_2 = \rho_{\text{Air}} (\text{leak Air}) + \rho_1 V_1$$

Oxygen Balance:

$$(O_2)_1 V_1 + \%_{O_2} (\text{leak Air}) = (O_2)_2 \cdot V_2$$

با اندازه گیری اکسیژن در قبل و بعد از ژانگستروم و همچنین محاسبه یا اندازه گیری دبی گازهای ورودی به ژانگستروم می توان با حل دو معادله و دو مجهول میزان هوای نشتی را محاسبه نمود.

این روش یکی از روشهای معمول جهت محاسبه نشتی هوا در سیستم های مختلف می باشد.

2- اطلاعات مورد نیاز

همانگونه که ذکر گردید به منظور تعیین میزان نشتی در یک سیستم نیاز به اندازه گیری اکسیژن در قبل و بعد از سیستم را داریم. همچنین دبی ورودی به سیستم (حجم کنترل) نیز باید مشخص باشد.

جدول زیر دبی گازهای احتراق در بارهای مختلف (متوسط دبی در چند مرحله اندازه گیری)، همچنین میزان اکسیژن اندازه گیری شده در قبل و بعد از ژانگستروم به همراه دمای محیط (هوا) را نشان میدهد.

همانگونه که مشاهده میگردد میزان اکسیژن در بعد از ژانگستروم بالا رفته که نشان دهنده نشت هوا به داخل مسیر گازهای احتراق است.

میزان بار	دبی گازهای احتراق قبل از ژانگستروم Nm ³ /hr	درصد اکسیژن قبل از ژانگستروم %O ₂	درصد اکسیژن بعد از ژانگستروم %O ₂	درجه حرارت گازهای احتراق °C	درجه حرارت دودکش °C	درجه حرارت محیط °C
150 MW	۴۴۹.۲۴۰	0,967	5,667	358,6	111,1	26
112,5 MW	۳۵۶.۶۲۰	1,5	6,4	330,2	107	16,5
75MW	۲۶۳.۴۰۰	2,05	8,2	309	98	15,5

با توجه به روابط اشاره شده در خصوص بالانس جرم و اکسیژن می توان با داشتن اطلاعات جدول فوق میزان نشت هوا به سیستم را محاسبه نمود. لازم به ذکر است اعداد مندرج در جدول مذکور متوسط مقادیر اندازه گیری در مراحل مختلف می باشد. همچنین با توجه به محاسبات انجام شده در گزارش مرحله دوم دانسیته گازهای احتراق در شرایط نرمال برابر 1,2902 می باشد که در محاسبات منظور خواهد شد.

در جدول زیر با توجه به محاسبات انجام شده میزان نشت هوا در بارهای مختلف نشان داده شده است.

میزان بار	دبی حجمی گازهای احتراق Nm^3/hr	میزان نشت هوا Nm^3/hr	دبی حجمی کل (دودکش) Nm^3/hr
150MW	۴۴۹,۲۴۰	۱۳۷,۷۰۰	۵۸۶,۹۴۰
112,5MW	۳۵۶,۶۲۰	۱۱۹,۷۰۰	۴۷۶,۳۲۰
75MW	۲۶۳,۴۰۰	۱۲۶,۵۵۰	۳۸۹,۹۵۰

همانگونه که مشاهده میگردد بالاترین میزان نشتی از لحاظ مقدار مربوط به بار 100% می باشد. ولی از لحاظ درصد نشتی در بارهای پائین تر میزان این نشتی بیشتر است. بر اساس طراحی ژانگستروم میزان مجاز نشت هوا به داخل ژانگستروم برابر 16,37 Kg/Sec می باشد. به عبارت دیگر برابر Nm^3/hr ۴۵,۷۰۰ است (در حدود 10% گازهای احتراق ورودی به ژانگستروم).

میزان نشتی بیشتر از حد مجاز در بار 100% Nm^3/hr ۹۲,۰۰۰ به عبارت دیگر نشتی به میزان 200% از حد مجاز بالاتر می باشد.

با توجه به اینکه میزان نشتی مجاز برای بارهای پائین تر در طراحی در نظر گرفته نشده است، بناچار این میزان نشتی به عنوان نشتی مجاز برای بقیه بارها نیز در نظر گرفته می شود، هر چند که به لحاظ طراحی این مسئله درست نمی باشد. ولی در شرایط بدبینانه از دیدگاه صرفه جویی انرژی (میزان صرفه جویی کم نشان داده میشود) این مسئله در نظر گرفته شده است. جدول زیر میزان نشتی بیشتر از حد مجاز در بارهای مختلف را به همراه درصد مربوطه نشان می دهد.

میزان بار	میزان نشت هوا به داخل ژانگستروم Nm ³ /hr	میزان نشت مجاز هوا Nm ³ /hr	میزان نشتی بیشتر از حد مجاز Nm ³ /hr	درصد انحراف از حد مجاز %
150 MW	۱۳۷,۷۰۰	۴۵,۷۰۰	۹۲,۰۰۰	200
112,5 MW	۱۱۹,۷۰۰	۴۵,۴۰۰	۷۴,۰۰۰	162
75MW	۱۲۶,۵۵۰	۴۵,۷۰۰	۸۱,۰۰۰	177

همانگونه که ذکر گردید وجود نشتی علاوه بر افزایش توان مصرفی فن دمنده، باعث کاهش راندمان حرارتی ژانگستروم و کاهش دمای دودکش خواهد گردید که در این بخش به بررسی آن خواهیم پرداخت.

الف) تاثیر نشتی بر راندمان حرارتی و مصرف سوخت

وجود نشتی در سیکل دود باعث کاهش دمای ژانگستروم و همچنین کاهش راندمان حرارتی می گردد. به عبارت دیگر هوای نشتی با دمای محیط (اندازه گیری شده) وارد ژانگستروم شده و با دمای دودکش از سیستم خارج می گردد که سهمی از انرژی گازهای احتراق را به خود اختصاص داده و باعث کاهش دمای دودکش می گردد. با توجه به اینکه دمای دودکش نمی تواند از حد تعریف شده پائین تر بیاید مجبور به افزایش مصرف سوخت و در نتیجه ثابت نگاه داشتن دمای دودکش در حد تعریف شده هستیم.

$$\text{انرژی جذب شده توسط هوای نشتی} = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

که ΔT اختلاف دمای هوای ورودی (محیط) و دودکش می باشد (میزان نشتی بیش از حد مجاز).

$$\text{انرژی جذب شده توسط هوای نشتی} = 10150 \text{ MJ/hr} \times (111,1 - 20) \times 1,005 \times 1,29 \times 92,000 = 92,000$$

در (بار 100%)

این میزان انرژی جذب شده توسط هوا که از گازهای احتراق گرفته شده است، باعث کاهش دمای دودکش می گردد که به منظور جبران این تلفات مصرف سوخت واحد بالا خواهد رفت. جدول زیر، میزان انرژی جذب شده توسط هوای نشتی بیش از حد مجاز، میزان کاهش دمای دودکش به علت نشتی و همچنین افزایش مصرف سوخت را نشان میدهد.

میزان بار	میزان نشتی Nm ³ /hr	انرژی جذب شده توسط هوای نشتی MJ/hr	میزان کاهش دما دودکش °C	تلفات مصرف سوخت Nm ³ /hr
150 MW	92,000	10150	17	280
112,5 MW	74,000	8,350	17,6	232
75MW	81,000	8,200	23,5	228

* متوسط دمای هوای محیط 20 °C در سال در نظر گرفته شده است.

** C_p گازهای حاصل از احتراق متوسط C_p دمای ورودی و خروجی ژانگستروم در نظر گرفته شده است.

*** ارزش حرارتی پائین گاز مصرفی 35,95 MJ/Nm³ در نظر گرفته شده است.

(ب) تأثیر نشت هوا بر قدرت فن دهنده (FD FAN)

همانگونه که قبلاً ذکر گردید، ورود هوای نشتی به داخل دود بخشی از هوای مورد نیاز جهت احتراق مشعلها را کم نموده و در نتیجه جهت جبران آن باید فن های دمنده (FD FAN) هوای بیشتری جهت احتراق ارسال نمایند که این میزان نشت هوا به داخل دود را جبران کند. با توجه به اینکه توان مصرفی فن ها به طور مستقیم به بار روی فن یا میزان هوا دهی آن بستگی دارد میزان مصرف انرژی الکتریکی افزایش خواهد یافت.

جدول زیر دبی هوای واقعی روی فن FD به همراه میزان نشتی بیش از حد مجاز و سهم نشتی روی بار فن را نشان میدهد. لازم به ذکر است که دبی هوای واقعی فن، در حقیقت دبی هوای سر مشعلها بعلاوه دبی هوای نشتی می باشد.

میزان بار	دبی هوای سر مشعلها Nm ³ /hr	دبی هوای نشتی Nm ³ /hr	دبی هوای فن FD Nm ³ /hr	نشتی بیشتر از حد مجاز Nm ³ /hr	سهم نشتی روی فن %
150 MW	۴۰۱.۴۰۰	۱۳۷.۷۰۰	۵۳۹.۱۰۰	۹۲.۰۰۰	17,06
112,5 MW	۳۱۵.۰۰۰	۱۱۹.۷۰۰	۴۳۴.۷00	۷۴.۰۰۰	17,02
75MW	۲۶۳.۴۰۰	۱۲۶.۵۵۰	۳۸۹.۹۵۰	۸۱.۰۰۰	20,77

همانگونه که مشاهده می گردد در حدود 17 تا 20% از بار روی فن دمنده صرف جبران نشتی هوای بیش از حد مجاز می گردد. به عبارت دیگر در صورت جلوگیری از این میزان نشت هوا در حدود 17- 20% از مصرف انرژی الکتریکی فن های دمنده کاهش خواهد یافت که صرفه جویی قابل ملاحظه ای است.

جدول زیر توان الکتریکی مصرفی توسط فن های دمنده را در بارهای مختلف (دوره اندازه گیری) نشان میدهد. همچنین با توجه به سهم ناشی بیش از حد مجاز، میزان کاهش توان فن ها نیز در بارهای مختلف مشخص شده است.

سهم ناشی در افزایش توان فن KW	سهم ناشی %	توان فن های FD KW		میزان بار
		فن شماره 2	فن شماره 1	
442	17,06	1309	1280	150Mw
322	17,02	934	961	112,5MW
299	20,77	983	756	75MW

3- تحلیل های فنی و اقتصادی

همانگونه که ذکر گردید وجود هوای ناشی در ژانگستروم علاوه بر کاهش راندمان حرارتی در ژانگستروم و بویلر باعث افزایش توان مصرفی فن دمنده خواهد شد. با توجه به اینکه اندازه گیری های انجام شده در سه مرحله (100%، 75%، و 50%) انجام شده است، میزان صرفه جویی های حاصله در هر مرحله در جداول قبل مشخص شده است.

بررسی های بعمل آمده روی کارکرد بویلر در مقاطع زمانی مختلف، روند تغییرات بار بویلر را نشان میدهد. بر اساس مطالعات انجام شده روی لاگ شیت های بویلر در روزهای مختلف سال، متوسط بار بویلر در دوره زمانی سالانه در حدود 75% یا به عبارتی 112,5 مگاوات می باشد. بنابراین میزان صرفه جویی سالیانه در این بار می تواند محاسبه گردد. به منظور محاسبه میزان صرفه جویی، کارکرد بویلر در سال برابر 330 روز در نظر گرفته شده است.

$$\text{صرفه جویی سالیانه سوخت} = 232 \text{ Nm}^3/\text{hr} \times 24 \text{ hr/day} \times 330 \text{ day/Year} = 1,837,000 \text{ Nm}^3/\text{Year}$$

با در نظر گرفتن 150 ریال به ازای هر متر مکعب گاز طبیعی خواهیم داشت.
 ارزش ریالی صرفه جویی شده $\text{Rial/Year} = 275,550,000$

همچنین میزان صرفه جویی انرژی الکتریکی ناشی از کاهش نشتی برابر خواهد بود با
 صرفه جویی سالیانه انرژی الکتریکی $\text{KWh/Year} = 322 \text{ KW} \times 24 \times 330 = 2,550,000$
 با احتساب 180 ریال قیمت یک کیلووات ساعت برق خواهیم داشت:
 ارزش ریالی صرفه جویی انرژی $\text{Rial/Year} = 459,000,000$

بنابراین میزان صرفه جویی ریالی کل، ناشی از جلوگیری نشتی هوا به داخل ژانگستروم برابر است با:

$$\text{کل ارزش ریالی صرفه جویی شده} = 275,550,000 + 459,000,000 = 734,550,000 \text{ Rial/Year}$$

به عبارت دیگر در صورت جلوگیری از نشتی در حدود 730 میلیون ریال در سال صرفه جویی هزینه خواهیم داشت.

البته نمی توان میزان دقیق سرمایه گذاری جهت تحقق این صرفه جویی را مشخص نمود و به عنوان هزینه های تعمیر و نگهداری در نظر گرفته میشود.

فصل هفتم - وضعیت بویلرهای کمکی

1- طرح مسئله

به منظور تامین بخار مورد نیاز در راه اندازی واحدهای نیروگاه و همچنین بخار بخشهای دیگر، نیروگاه دارای دو واحد بویلر کمکی (به ظرفیت 28 تن و فشار 20 اتمسفر) می باشد. این بویلرها از نوع فایر تیوب بوده و بخار سوپرهیت با فشار متوسط تولید می نمایند.

به منظور بررسی وضعیت احتراق و کارکرد بویلر، آنالیز احتراق در بارهای مختلف بویلر انجام گرفته است. وضعیت احتراق نشان می‌دهد که درصد هوای اضافه در احتراق بالا بوده که این امر موجب تلفات انرژی می‌گردد. وجود هوای اضافه بیش از حد مجاز جهت احتراق علاوه بر کاهش راندمان حرارتی باعث افزایش توان فن های دمنده بویلر نیز خواهد شد.

به عبارت دیگر بخشی از هوا که در احتراق هیچ نقشی نداشته است، به عنوان هوای اضافی به سیستم وارد شده و سپس با جذب حرارت احتراق با دمای دودکش از آن خارج می گردد. همچنین بالا بودن دمای دودکش نیز باعث افزایش تلفات دودکش خواهد شد. اندازه گیری نشان می‌دهد که دمای دودکش نیز در بارهای مختلف بالا است. این دو عامل یعنی بالا بودن هوای اضافی و بالا بودن دمای دودکش، باعث افزایش دو چندان تلفات خواهد گردید.

در صفحه بعد نتایج حاصل از اندازه گیری به همراه محاسبات مربوطه آورده شده است.

2- اطلاعات مورد نیاز

به منظور بررسی وضعیت عملکرد بویلر، نتایج آنالیز احتراق در جداول زیر آورده شده است:

میزان تناژ	درجه حرارت دودکش °C	اکسیژن %O ₂	دی اکسید کربن %CO ₂	منواکسید کربن CO(ppm)	اکسیدهای ازت NO _x (ppm)	درصد هوای اضافه %λ
6,5 T/hr	228,9	10,6	5,9	0	44	101
14,5 T/hr	241,9	7,5	7,7	0	64	55,3
18,5 T/hr	243,7	7	7,9	0	67	49,9

همانگونه که مشاهده میگردد علاوه بر بالا بودن دمای دودکش درصد هوای اضافی نیز در بویلرها بالا بوده که در نتیجه تلفات دودکش بیشتری خواهیم داشت.

جدول زیر دبی هوای ورودی به بویلر توسط فن های FD ، و نیز میزان سوخت مصرفی و دبی گازهای دودکش را در بارهای 6/5 تن و 14/5 تن نشان میدهد.

میزان تناژ	دبی هوای ورودی به فن ها		دبی گازهای خروجی از دودکش Nm ₃ /hr	سوخت مصرفی بویلر Nm ₃ /hr
	فن 1	فن 2		

780	15810	7450	7820	6,5 T/hr
1340	21100	۱۰,۰۰۰	10200	14,5 T/hr

البته با توجه به اینکه معمولاً در بارگذاریهای بالا جز در شرایط خاص از این بویلرها استفاده نمی شود ، در زمان اندازه گیری به صورت موقت بار بویلر بالا بوده است که در نتیجه باعث افزایش بلودان و تلفات، و کاهش راندمان حرارتی آن گردیده است، بدین لحاظ بحث تعیین راندمان بویلر مد نظر نمی باشد.

با توجه به نوع سوخت مصرفی بویلر که گاز طبیعی می باشد و عدم وجود سولفور در سوخت، می توان دمای دودکش را تا حدود 180 درجه در بدترین شرایط پائین آورد. همچنین بر اساس نوع سوخت مصرفی میتوان میزان درصد هوای اضافه را نیز کاهش داد.

بر اساس اطلاعات موجود می توان درصد هوای اضافی برای بویلر را در بار بالا 15% و در بار پائین 20% در نظر گرفت، در صورتی که در حال حاضر این درصد هوای اضافی بالا می باشد. به منظور اعمال بدترین شرایط در محاسبات از نقطه نظر صرفه جویی انرژی درصد هوای اضافی در هر دو بار بویلر 20% در نظر گرفته شده است.

به منظور محاسبه افزایش راندمان حرارتی در صورت تنظیم مشعل، تلفات دودکش در شرایط کارکرد (حال حاضر) و همچنین شرایط ایده آل محاسبه میشود که اختلاف این دو در حقیقت میزان افزایش راندمان حرارتی بویلر خواهد بود.

تلفات انرژی در دودکش = دبی گازهای احتراق $\times p \times Cp \times T$ (دمای دودکش)

جدول زیر میزان تلفات دودکش ، دبی حجمی گازهای دودکش و میزان صرفه جویی در سوخت را نشان میدهد.

میزان تناژ	دبی گازهای احتراق Nm ³ /hr	دمای دودکش °C	انرژی خروجی از دودکش در حال حاضر MJ/hr	انرژی خروجی از دودکش در صورت تنظیم مشعل λ: 20% T: 180 MJ/hr	میزان صرفه - جویی سوخت Nm ³ /hr
------------	--	------------------	---	---	---

80,6	2640	۵.۵۱۰	229	۱۵.۸۱۰	6,5 T/hr
91,3	4520	۷.۷۷۰	242	۲۱.۱۰۰	14,5 T/hr

* متوسط C_p گازهای حاصل از احتراق با بخار آب همراه در دماهای 180-250 درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده است ($C_p=1,18$)

تنظیم نسبت سوخت به هوا در مشعل بویلر کمکی و کاهش دمای دودکش، علاوه بر افزایش راندمان حرارتی همانگونه که مشاهده شد باعث کاهش توان مصرفی فن نیز می گردد.

جدول زیر توان مصرفی فن به همراه میزان بار روی فن ها در دو حالت کنونی و زمانی که هوای اضافی کم شود را نشان میدهد. همچنین در این جدول میزان کاهش توان فن در صورت کاهش هوای اضافی نیز آورده شده است .

کاهش مصرف KW	درصد کاهش توان %	میزان کاهش دبی هوا Nm ³ /hr	بار روی فن پس از تنظیم هوا Nm ³ /hr	بار روی فن در حال حاضر Nm ³ /hr	توان مصرفی فن ها		میزان تناژ
					فن 2	فن 1	
19.3	40,6	6200	9070	۱۵.۲۷۰	23,24	24,26	6,5 T/hr
12,63	22,8	4610	۱۵.۵۹۰	۲۰.۲۰۰	26,97	28,43	14,5 T/hr

همانگونه که مشاهده میشود با کاهش هوای اضافی، توان فن های دمنده در حدود 20-40% در بارهای مختلف کاهش خواهد یافت.

3- تحلیل های فنی و اقتصادی

همانگونه که ذکر گردید وجود هوای اضافی و عدم تنظیم مشعل علاوه بر کاهش راندمان حرارتی، باعث افزایش توان مصرفی فن های دمنده نیز خواهد شد. با توجه به اینکه معمولاً بویلر کمکی در بار پائین استفاده میشود، صرفه جویی های حاصل از اجرای این راهکار در بار 6/5 تن در نظر گرفته شده است.

کاهش سوخت مصرفی در صورت تنظیم مشعل = $80,6 \text{ Nm}^3/\text{hr}$

صرفه جویی سالیانه سوخت $80,6 \times 24 \times 330 = 638,000 \text{ Nm}^3/\text{year}$

کارکرد سالیانه بویلر در بار 6/5 تن 330 روز در نظر گرفته شده است. همچنین با احتساب 150 ریال به ازای هر متر مکعب گاز خواهیم داشت.

صرفه جویی سالیانه هزینه $95,700,000 \text{ Rial/year}$

همچنین با اجرای این راهکار به میزان 19,3 KW از توان مصرفی فن ها کاسته خواهد شد.

کاهش توان فن $19,3 \text{ KW}$

صرفه جویی سالیانه در انرژی الکتریکی $19,3 \times 24 \times 330 = 152,800 \text{ KWh/year}$

با در نظر گرفتن 180 ریال قیمت به ازای هر کیلو وات ساعت برق
صرفه جویی هزینه انرژی الکتریکی **27,500,000 Rial/year** =

بنابراین با تنظیم احتراق در مشعلهای کمکی، تعمیرات و نگهداری به موقع و همچنین اندازه
گیریهای منظم گازهای احتراق که جزء راهکارهای کم هزینه می باشد به میزان:

123,200,000 Rial/year = صرفه جویی هزینه کل

صرفه جویی هزینه خواهیم داشت.

فصل هشتم - افزایش توان Re-powering

1- طرح مسئله

- احیای توان یا (Re-powering) یکی از گزینه های مهم برای بهبود و اصلاح واحدهای تولید قدرت میباشد که مزایای زیر را نیز میتواند در بر داشته باشد:
- کاهش مصرف سوخت و هزینه مربوطه در کل واحد(افزایش کارایی کلی)
- کاهش هزینه های O & M
- کاهش انتشار آلاینده ها
- افزایش ظرفیت تولید

تحلیل احیای توان شامل مراحل زیر است:

- تعیین اهداف سیستم تولید، میزان توان اضافی مورد نیاز، میزان کاهش در انتشار آلاینده ها، دسترسی به سوخت و هزینه آن و قیمت انرژی الکتریکی
- تعیین شرایط سیستم موجود و تجهیزات متعلق به آن و کسب اطلاعات لازم از آن
- شناسایی تکنولوژیهای احیای توان، و انتخاب گزینه های مناسب از بین آنها
- انجام تحلیلهای فنی و اقتصادی
- انتخاب بهترین گزینه

چهار تکنولوژی(گزینه) احیای توان عبارتند از:

0 تکنولوژی HOT WIND BOX

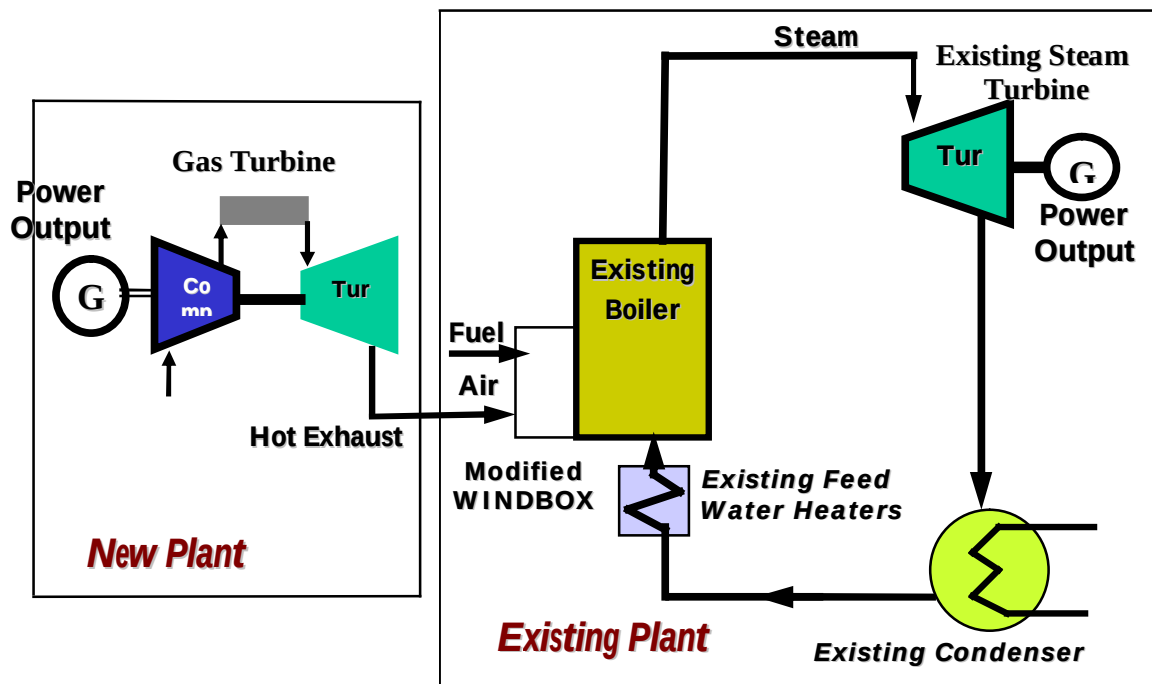
0 تکنولوژی FEED WATER HEATING

0 تکنولوژی COMBINED CYCLE

0 تکنولوژی HYBRID

ساختار و توضیح اجمالی هر کدام از گزینه ها به شرح زیر می باشد:

I- تکنولوژی HOT WIND BOX



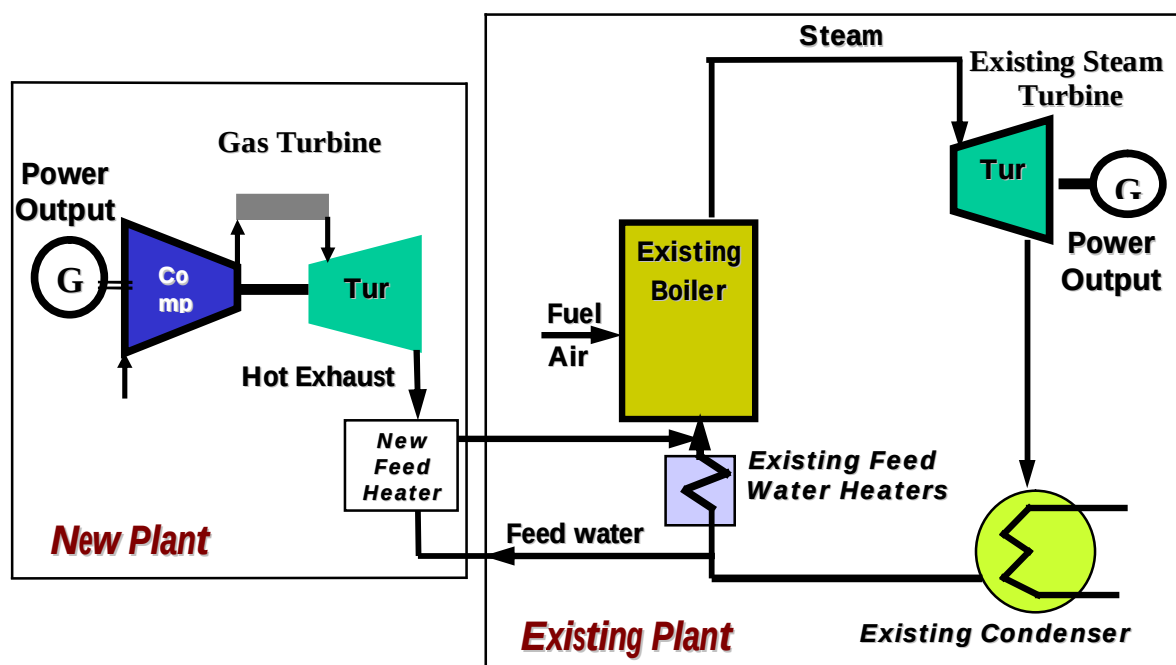
Hot Wind Box Re-Powering Cycle Diagram

در روش احیای قدرت HOT WIND BOX یک یا چند توربین گاز نصب میشود که خروجی آنها به داخل ویند باکس بویلر موجود هدایت میشود. بخشی از حرارت لازم برای تولید بخار در داخل این بویلر از طریق خروجی توربینهای مذکور تامین میشود. با این روش احیای قدرت میتوان 0 – 25% افزایش ظرفیت و 10-20% افزایش کارایی به واحد داد. علاوه بر این موارد کارایی در شرایط ضریب بار پایین بهبود یافته و انتشار آلاینده NOX نیز به میزان قابل توجهی کاهش می یابد.

این روش بالاترین درجه پیچیدگی را نسبت به بقیه روشهای احیای قدرت داراست، چون نیازمند تغییرات اساسی در پیشگرمکن هوا، مشعلها، داکتها، بخش کنوکسیونی بویلرو اضافه شدن احتمالی یک ID-FAN میباشد.

بر مبنای مطالعات انجام گرفته در آمریکا شاخص هزینه این تکنولوژی احیای قدرت، بر حسب کل خالص ظرفیت واحد احیا شده 150-250 \$/KW است.

II- تکنولوژی FEED WATER HEATING



Feed Heating Re-Powering Cycle Diagram

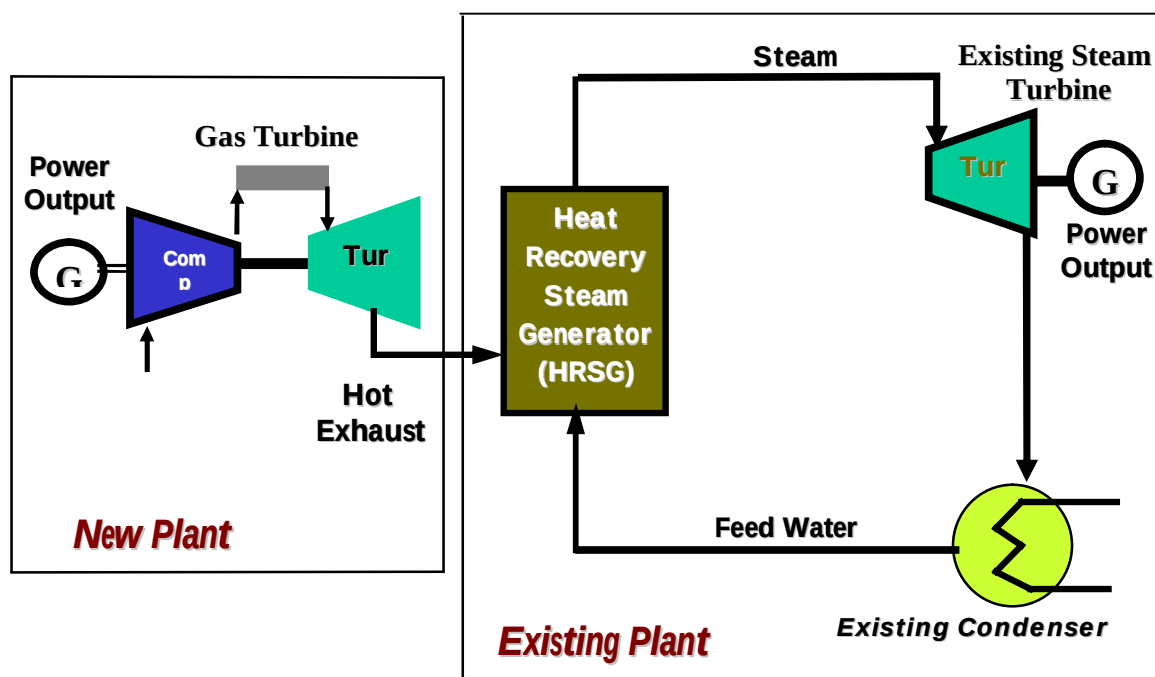
در این روش احیای قدرت، خروجی توربین گازها جهت پیشگرم آب تغذیه بویلر واحد در سیکل رانکین مورد استفاده قرار میگیرد. در سیکل رانکین رایج، گرمایش آب سیکل توسط بخار زیرکش شده از مراحل مختلف توربین بخار صورت میگیرد. زیرکش بخار از توربین به منزله خروج اکسرژی (فرصت تولید قدرت) از آن است.

یکی از مزایای این روش این است که میتوان مبدلهای حرارتی که برای پیشگرم آب بکار میروند را همچنان نگه داشت، تا در صورت بروز اشکال در توربین گاز، واحد به حالت اولیه خود برگردد. این رهیافت از نظر پیچیدگی و سادگی در اجرا و هزینه پایین ترین سطح را نسبت به سه مورد دیگر داراست.

بهترین زمان کارکرد این آرایش، مدت زمان پیک است. واحد بخار میتواند تولید بار پایه را نموده و واحد گازی متصل به آن میتواند با افزایشی تا حدود 6% در کارایی کل مجموعه، بار پیک را تولید نماید.

شاخص هزینه این تکنولوژی احیای قدرت، بر حسب کل خالص ظرفیت واحد احیا شده برای واحدهای کوچک 90-110 \$/KW و برای واحدهای بزرگ 75-80 \$/KW است.

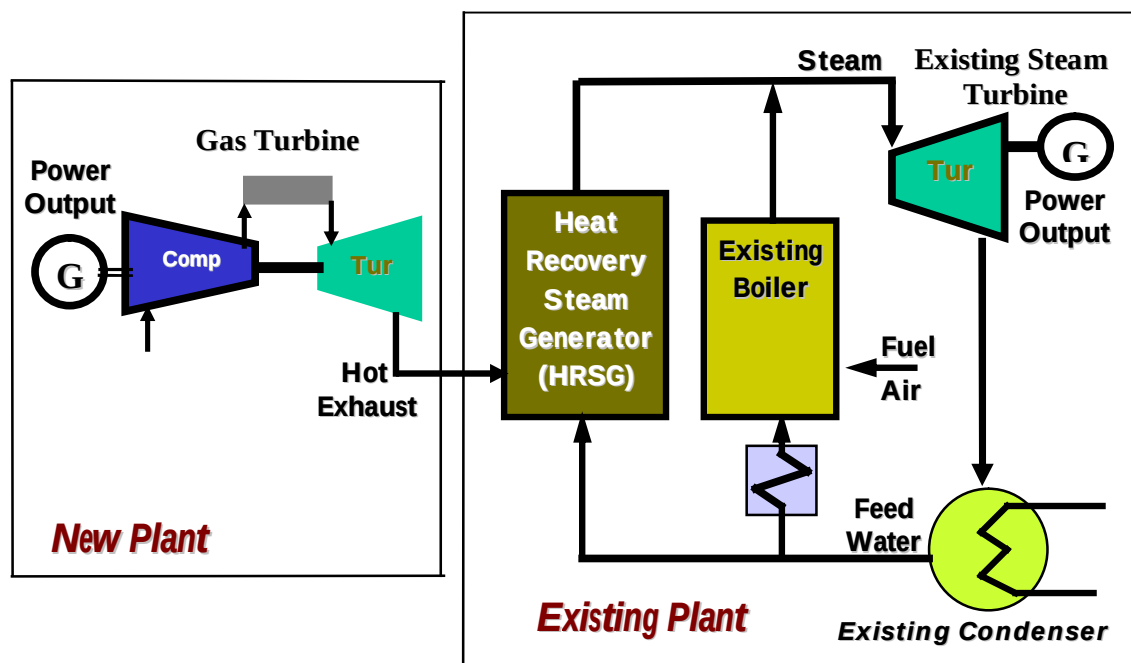
III- تکنولوژی COMBINED CYCLE



Combined Cycle Re-Powering Cycle Diagram

این رهیافت احیای توان رایج ترین روش در دنیاست، که در آن بویلر موجود برداشته شده و بجای آن یک توربین گاز با یک HRSG جهت تولید بخار قرار داده میشود. با این تمهید میتوان 150-200% افزایش در ظرفیت خالص تولید واحد، 30-40% افزایش در کارایی واحد و کاهش NOX را سبب شد. بدلیل افزایش ظرفیت قابل توجه توسط این روش، عموماً برای واحدهای قدیمی با ظرفیت بالای 250 مگاوات و فشار بخار تا 12,4 مگا پاسکال بکار برده میشود. علاوه بر تغییرات فوق، در بعضی موارد بهتر است روی بهینه سازی توربینهای بخار موجود و افزایش کاردهی این توربینها و حتی تعویض آنها نیز ملاحظاتی صورت گیرد. لذا، با توضیحات فوق به این نتیجه میرسیم که این نگرش در احیای قدرت تقریباً معادل با احداث یک نیروگاه جدید است. بنابراین شاخص هزینه بالایی را بایستی برای این نگرش انتظار داشته باشیم. شاخص هزینه این تکنولوژی احیای قدرت، بر حسب کل خالص ظرفیت واحد احیا شده 450-750 \$/KW است.

IV- تکنولوژی HYBRID



Hybrid Re-Powering Cycle Diagram

در تکنولوژی احیای قدرت HYBRID همانند تکنولوژی سیکل ترکیبی از یک منبع تولید بخار جدید با شرط حفظ و بهره گیری از منبع قبلی استفاده میشود. منافع این روش بسیار شبیه به منافع حاصل از روش سیکل ترکیبی (گزینه سوم) است، ولی این منافع در عین حال وابسته به ظرفیت بویلر موجود (Existing Boiler) است. بخاطر حفظ بویلر موجود، مزیت اصلی سیستم HYBRID نسبت به سیستم سیکل ترکیبی، در قابلیت انعطاف آن در انتخاب سوختهاست. اگر توربینهای گاز انتخاب شده بحد کافی بزرگ باشند، واحد میتواند بین وضعیت های HYBRID و COMBINED CYCLE تغییر وضعیت دهد. از نظر شاخص هزینه نیز این سیستم بایستی نزدیک به شاخص هزینه سیستم سیکل ترکیبی باشد.

V- نتیجه گیری

با توجه به مجموع اطلاعات ارائه شده، بهترین گزینه از نظر شاخص هزینه، انعطاف در بهره برداری و عدم ضرورت در ایجاد تغییرات اساسی در سیستم اولیه، گزینه **FEED WATER HEATING** میباشد.

نکته حائز توجه در این تحلیل این است که طبق اشاره قبلی به بهره برداری بهتر از این آرایش در پیک بار، کارکرد توربین گاز متصل به سیکل اصلی، در مدت چهار ساعت پیک در نظر گرفته میشود. البته در مدت زمان پیک معمولاً بارگذاری واحد **100%** بوده و بنابراین در تحلیلهای فنی و اقتصادی شرایط بار **100%** در نظر گرفته می شود. در اتصال واحد گازی به سیکل بخار جهت پیشگرم کردن آب تغذیه بویلر، سه سناریو در نظر گرفته میشود:

- سناریو اول - حذف پیشگرم کن شماره 5 و در نتیجه حذف جریان خروجی از توربین **HP**
- سناریو دوم - حذف پیشگرم کن شماره 4 و در نتیجه حذف اولین زیرکش از توربین **IP**
- سناریو سوم - حذف پیشگرم کن های شماره 4 و 5 و در نتیجه حذف جریان خروجی از توربین **HP** و اولین زیرکش از توربین **IP**

2- اطلاعات مورد نیاز

اطلاعات مورد نیاز جهت تحلیل پیش امکان سنجی بکارگیری سیستم **FWH** برای احیای قدرت در سه سناریو مطابق جداول:

- **Required Information - 1**
- **Required Information - 2**

ارائه گردیده است.

3- تحلیل های فنی و اقتصادی

تحلیل های فنی و اقتصادی انجام گرفته جهت پیش امکان سنجی بکارگیری سیستم **FWH** برای احیای قدرت در سه سناریو مطابق جداول:

- **GT Energy Efficiency Calculation**
- **Technical Economical Analysis Results**

ارائه گردیده است.

جمع بندی	افزایش در راندمان (%)	افزایش در توان (MW)	میزان سرمایه گذاری (۱۰۰۰,۰۰۰) Rial	زمان بازگشت سرمایه (Year)
سناریو اول	1,46	18,4	۱۷۲,۳۶۸	6
سناریو دوم	1,23	15,5	۱۴۳,۲۳۷	5,9
سناریو سوم	0,53	28,9	۲۷۶,۳۴۷	6,3

این تحلیل با فرض اجتناب از ریسک تحمیل اضافه بار **Over Load** روی توربین های **HP** و **IP** است. در حالیکه با استناد به اطلاعات موازنه جرم وانرژی در دوره راه اندازی نیروگاه و مقایسه اطلاعات (جریان های جرمی) در دو حالت بارگذاری **100%** و و بارگذاری **104,6%** مشخص میگردد که میزان جریان بخار ورودی به توربین های **HP** و **IP** به اندازه **28** تن در ساعت نسبت به حالت بارگذاری **100%** میتواند افزایش یابد.

با در نظر گرفتن این حاشیه افزایش برای نرخ جریان بخار، و اعمال آن در تحلیل های فنی و اقتصادی پیش بینی میگردد که:

- افزایش بیشتری در توان خالص اضافه شده خواهیم داشت چون کاهش کمتری در توان توربین های بخار رخ میدهد.
- با توجه به افزایش توان خالص اضافه شده میزان سود حاصل از تولید برق افزایش یافته و لذا زمان بازگشت سرمایه کاهش خواهد یافت.
- در مورد راندمان با توجه به کاهش کمتر در سطح تولید بخار بویلر، اگرهم افزایشی رخ دهد افزایش چشمگیری نخواهد بود.

[HP TUR Extraction.xls](#)

[IP TUR Extraction\\).xls](#)

[HP IP Combination.xls](#)

فصل نهم - جایگزینی توربین انبساطی با شیر کاهش فشار در ایستگاه کاهش فشار جهت تولید الکتریسته

1- طرح مسئله

میزان قابل توجهی گاز طبیعی توسط لوله های انتقال در سراسر جهان جابجا میشود. از آنجا که این گاز بطور طبیعی فشاری بسیار بالاتر از آنچه مورد نیاز مشتریان است را دارا می باشد، ایستگاههایی برای تقلیل فشار بین شبکه توزیع و آخرین مصرف کننده قرار می گیرد. ایستگاههای تقلیل فشار بطور کلی شامل: پیش گرمکن و دریچه اختناق (Throttle Valve) می باشند. پیش گرمکن برای جبران کاهش دمای فرآیند تقلیل فشار بکار میرود. در چنین ایستگاهی کل انرژی گاز پر فشار داخل لوله تلف میشود. یک راه برای استفاده از انرژی گاز بکارگیری توربین انبساطی است که انرژی فشار را به انرژی الکتریکی (با توان بین 1000 تا 3500 کیلووات) تبدیل نموده و در ضمن افت فشار لازم را نیز تولید می نماید.

توربو اکسپندر یا توربین انبساطی به دسته ای از توربو ماشینها اطلاق میشود که گاز پر فشار را به سطح پایین فشار می رسانند و به این طریق، کار تولید می کنند. فرآیند انبساط بوسیله تجهیزات اولیه و ثانویه انجام می پذیرد. وسیله اولیه، پره های راهنمای ورودی هستند که حدودا نیمی از پتانسیل انرژی را به انرژی محرک تبدیل میکنند. وسیله ثانویه چرخ منبسط کننده شعاعی است که بقیه انرژی پتانسیل را به گشتاور تبدیل میکند.

در سال 1972 اولین اکسپندر شعاعی برای کاربردهای صنعتی ساخته شد. استفاده از توربین انبساطی در سیکل رانکین برای بازیابی انرژی از گرمای هدررفته در سال 1974 شروع شد. بازیافت انرژی از فشار گاز طبیعی نیز یک سال بعد در 1975 آغاز گردید.

وسیله معمول برای کاهش فشار، رگولاتور و شیر کنترل میباشد. در این روش انرژی پتانسیلی که گاز پر فشار دارا می باشد توسط اصطکاک تلف می شود. همچنین بر طبق اثر ژول-تامسون، در افت فشارهای بالا، هیدروکربنهای مایع تشکیل می شوند که استفاده از پیش گرمکن ضروری

خواهد بود. در توربین انبساطی کاهش فشار تا حد مورد نیاز با بازیافت انرژی همراه است. در بسیاری از موارد کاربرد توربین انبساطی نیز استفاده از انرژی گرمایی برای پیش گرم کردن گاز الزامی است. اما به هر صورت موازنه انرژی مثبت است و می توان از این انرژی برای به حرکت درآوردن ژنراتور و تولید انرژی الکتریکی استفاده نمود.

توانی که گاز طبیعی در توربین انبساطی میتواند تولید کند بوسیله معادله زیر تخمین زده میشود:

$$\text{Power (KW)} \approx 3 \times Q \times \ln(p_1/p_2) \times T \times \eta_G$$

Q : دبی گاز (Mm³/Day)

P₁ : فشار گاز ورودی (MPa)

P₂ : فشار گاز خروجی (MPa)

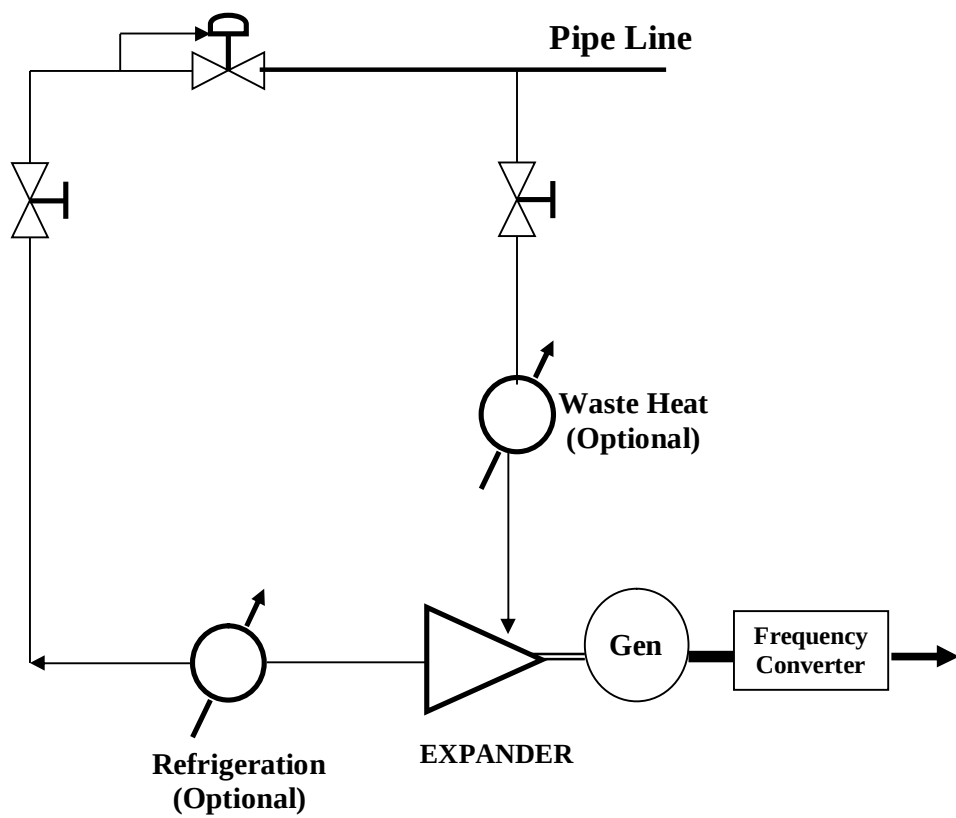
T₁ : دمای گاز ورودی (K)

η_G : راندمان ژنراتور ≈ 0,95

به دلیل کاهش انرژی داخلی، دمای گاز در طی فرآیند انبساط در توربواکسپندر به سرعت کاهش می یابد. از آنجایی که تشکیل هیدراتها در دمای بیش از حد پایینی که در خروجی توربین می تواند بوجود آید مطلوب نمی باشد، حد پایینی برای دمای خروجی که 280 °K می باشد در نظر گرفته می شود.

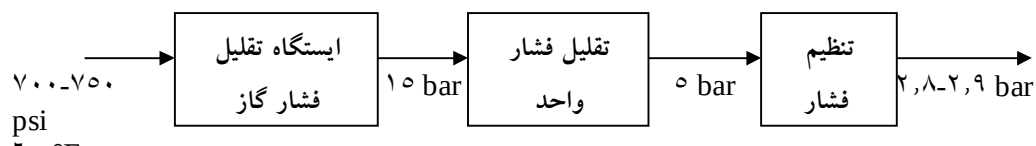
معمولا توربینهای انبساطی به همراه یک ژنراتورالقایی در یک جایگاه مشترک قرار می گیرند و فرکانس برق تولیدی توسط یک مبدل فرکانس کنترل میگردد.

شکل زیر نشان دهنده یک ایستگاه تقلیل فشار با توربواکسپندر است.



2- اطلاعات مورد نیاز

ساختار سیستم تقلیل فشار گاز ورودی به نیروگاه بصورت زیر است:



برای اجتناب از ریسک بالا، محل قرار گیری توربو اکسپندر روی ایستگاه تقلیل فشار اصلی در نظر گرفته میشود. در اینصورت:

$$P1 = 700 \text{ psi} / 14.5 = 48.2 \text{ bar}$$

$$P2 = 15 \text{ bar}$$

$$T1 = ((60-32)/1.8) + 273 = 288.5 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

با استفاده از اطلاعات تاریخی مربوط به مصرف گاز نیروگاه در سه سال گذشته، کل مصرف سالانه نیروگاه (چهار واحد) حدود **1043503768** مترمکعب میباشد. بنابراین، مصرف روزانه گاز طبیعی نیروگاه معادل است با:

$$Q = 1043503768 (\text{m}^3/\text{year}) / 365 (\text{day/year}) = 2858914.433 \text{ m}^3/\text{day} \\ \equiv 2.858914 \text{ MM/day}$$

هزینه سرمایه گذاری لازم برای نصب توربین های انبساطی بطور تقریبی مطابق جدول زیر است:

ظرفیت تولید (MW)	تجهیزات اصلی (\$/KW)	تجهیزات جانبی، نصب و راه اندازی (\$/KW)	جمع (\$/KW)
5-10	400	150	550
3-5	400	200	600
1-3	450	200	650

3- تحلیل های فنی و اقتصادی

توان الکتریکی قابل تولید برابر است با:

$$P = 3 \times 2,8589 \times \ln(48,2/15) \times 288,5 \times 0,95$$
$$P = 2743,7 \text{ KW} = 2,7437 \text{ MW}$$

بنابراین کل هزینه سرمایه گذاری با فرض قیمت یک دلار معادل 9000 ریال جهت اجرای طرح برابر است با:

$$\text{Total Cost} = 2,7437 \text{ MW} \times 1000 (\text{KW/MW}) \times 650 (\$/\text{KW}) \times 9000 (\text{Rial}/\$) = 16,050,937,500 \text{ Rial}$$

با فرض ضریب دسترسی 0,75، و قیمت برق معادل 180 ریال بر کیلووات ساعت، برق تولیدی سالانه و سود حاصل از آن براحتی بدست خواهد آمد:

$$\text{Annual Produccible Electric Energy} = 2,7437 \times 1000 \times 8760 \times 0,75$$
$$= 18,026,109 \text{ KWh/year}$$

$$\text{Annual Income of Produccible Electric Energy} = 18,026,109 \times 180$$
$$= 3,244,699,620 \text{ Rial/Year}$$

با فرض هزینه تعمیر و نگهداری و بهره برداری سالیانه معادل 0,5 درصد کل هزینه سرمایه گذاری خواهیم داشت:

$$\text{Operating \& Maintenance Cost} = 0,005 \times 16,050,937,500$$
$$= 80,254,687 \text{ Rial/Year}$$

با داشتن درآمد حاصل از فروش برق تولیدی و هزینه تعمیر و نگهداری و بهره برداری سود خالص سالیانه محاسبه می شود:

$$\text{Net Annual Benefit} = 3,244,699,620 - 80,254,687$$
$$= 3,164,444,933 \text{ Rial/Year}$$

بنابراین، زمان بازگشت سرمایه بصورت زیر محاسبه میشود:

$$\text{Pay Back Period} = 16,050,937,500 / 3,164,444,933 = 5 \text{ year}$$

TURBO EXPANDERS.xls

فصل دهم - تحلیل انرژی

[Exergy Analysis.xls](#)

تفسیر تملیل های انرژی

1- اصلی ترین محل تلفات انرژی در سیکل بخار بویلر است (راندمان انرژی بویلر در دمای محیط 28 درجه سانتی گراد و بارگذاری 100%، حدود 45,2% است)، این در حالی است که راندمان انرژی آن به بالاتر از 95% میرسد.

2- عمده تلفات انرژی بویلر در طی فرآیند احتراق وقوع می پیوندد. دلیل اصلی این امر پایین بودن دمای احتراق میباشد. نابودی انرژی در واکنش احتراق با دمای بالاتر کمتر است. برای اجتناب از این تلفات لازم است تا این دما افزایش یابد لیکن بدلیل محدودیت حاشیه تحمل متالورژیکی مواد و جنس مواد (هزینه بالای تعویض بخش Water Wall) این تلفات اجتناب ناپذیر است.

رابطه حاکم بر تلفات انرژی اجتناب ناپذیر در فرآیند احتراق بصورت زیر است:

$$\text{Inevitable Exergy Loss} = E_f \cdot \{1 - \eta_{\text{com,max}}(1 - T_0/T_{\text{max}})\}$$

$\eta_{\text{com,max}}$ = ماکزیمم راندمان احتراق که در شرایط فنی و اقتصادی موجود قابل تحقق است.

T_{max} = ماکزیمم دمای محصولات احتراق که برای مواد قابل تحمل است.

T_0 = دمای محیط

هنگامی که یک فرآیند احتراق رخ می دهد، انرژی شیمیایی سوخت، E_f ، به انرژی حرارتی در یک دمای معین T با رابطه $E_f \cdot [1 - T_0/T]$ تبدیل میشود. بنابراین بخشی از

اگرژی بصورت اجتناب ناپذیر تلف میشود.

3- تلفات اگرژی که در فرآیند انتقال حرارت در کوره، بخش سوپر هیت و ری هیت، و مبدلهایی مانند اکونومایزر و ژانگستروم رخ میدهد نیز تحت شرایط موجود غیر قابل اجتناب هستند. در اینجا نیز چون اگرژی مفید در فرآیند انتقال حرارت متناسب با ضریب $(1-T_0/T)$ است، با افزایش دمای محصولات احتراق و افزایش کیفیت (دما) بخار، میزان این تلفات کاهش خواهد یافت.

رابطه حاکم بر تلفات اگرژتیک اجتناب ناپذیر در بویلر بصورت زیر است:

$$\text{Inevitable Exergy Loss} = Q \cdot T_0 \cdot \left\{ \left(\frac{1}{T_{s,\max}} \right) - \left(\frac{1}{T_{\max}} \right) \right\}$$

Q = انتقال حرارت از گاز احتراق به بخار داخل بویلر

$T_{s,\max}$ = ماکزیمم دمای بخار که قابل تحمل برای مواد سازنده لوله های بویلر و پره

های توربین است. این دما در حدود 600°C است.

$T_{\max}$ = ماکزیمم دمای محصولات احتراق که برای مواد قابل تحمل است.

طبق آنچه که در قبل اشاره شد، جهت کاهش تلفات اگرژتیک در فرآیند احتراق تمایل

به افزایش دمای احتراق و محصولات احتراق و جود دارد، پس بدین ترتیب تمایل به

افزایش $T_{\max}$ داریم. تحت این شرایط، از رابطه فوق پیداست که برای کاهش سهم

تلفات اجتناب ناپذیر بویلر بایستی عبارت $1/T_{s,\max}$ حتی الامکان کم شود و یا به

عبارت دیگر مقدار $T_{s,\max}$ افزایش یابد. افزایش این دما به معنای لزوم تغییر در ساختار

و جنس پره های توربین و مواد سازنده لوله های بخار است.

4- تلفات اگرژی در گاز های احتراق خروجی از دودکش نیز جزء تلفات غیر قابل اجتناب بوده و جهت کاهش دمای گازهای احتراق در این مرحله اقدام اقتصادی نمی - توان بکار بست.

5- برای کاهش تلفات اگرژی در بویلر سه کار میتوان انجام داد:

- افزایش دمای آب ورودی به بویلر (اکونومایزر) - بکارگیری تکنولوژی پینچ (اصلاح شبکه مبدل‌های حرارتی پیشگرم آب سیکل) و نیز راهکارافزایش دمای آب ورودی به بویلر با استفاده از گاز های احتراق خروجی از توربین گاز در این راستا می باشد
- افزایش دمای هوای پیشگرم شده
- کاهش نشت هوا به داخل مسیر دود

6- در مورد تلفات اگزرژی در داخل سیکل آب و بخار، تلفات توربین اجتناب ناپذیر بوده و متناسب با تغییرات آنروپی بخار ورودی و خروجی است.

7- تلفات اگزرژی به داخل اتمسفر از طریق کندانسور نیز جزء تلفات اجتناب ناپذیر بوده و این جریان انرژی وارد شونده به منبع سرد (Cold Sink) برای کارکرد هر موتور حرارتی لازم است.

8- بخشی از اگزرژی مفید تولیدی جهت مصارف داخلی سیکل مورد استفاده قرار می - گیرد. لذا در صورت استفاده از تمهیدات کاهش مصارف داخلی میتوان از اگزرژی مصرف شونده در داخل سیکل جلوگیری به عمل آورد.

بخشی از این مصارف با استفاده از راهکارهای پیشنهادی مانند بکارگیری سیستمهای کنترل دور موتورهای القایی در برخی از بارهای موتوری می تواند کاهش یابد.

بهبود راندمان اگزورژتیک بویلر به کمک افزایش توان به روش FEED HEATING

1- طرح مسئله

افزایش دمای آب ورودی به بویلر (اکونومایزر) یکی از رهیافتهایی است که در مورد کاهش تلفات اگزورژتیک اجتناب پذیر در بویلر میتوان بکار بست.

در فصل مربوط به افزایش توان اطلاعات نسبتاً جامعی از انواع روشهای رایج در افزایش توان (Re-powering) ارائه گردید، که از بین آنها روش FEED HEATING مناسب تشخیص داده شده و تحلیلهای فنی و اقتصادی برای این نگرش انجام گرفت.

حال می توان تحلیل مذکور را با فرض افزایش دمای آب ورودی به اکونومایزر (دمای آب ورودی به اکونومایزر در 100% بارگذاری 232 درجه سانتی گراد است) از طریق گازهای احتراق خروجی از توربین گاز، به دمایی بالاتر از دمای 232 درجه سانتی گراد دوباره تکرار کرد.

با افزوده شدن به دمای آب ورودی به اکونومایزر میزان سوخت لازم برای طی فرآیند تولید بخار قطعاً کاهش خواهد یافت. در این تحلیل، علاوه بر کمی سازی میزان کاهش سوخت بدلیل حذف زیرکش هیت ر شماره 5، میزان کاهش اگزورژتی جذب شده توسط آب در اکونومایزر و متعاقباً میزان کاهش سوخت مصرفی بویلر کمی شده و تبعات افزایش راندمان، افزایش قدرت و زمان بازگشت سرمایه تعیین میگردد.

لازم بذکر است که کلیه شرایط حاکم بر مسئله مانند فرض کارکرد توربین گاز در پیک بارو نیز بارگذاری 100% برای کل سیستم به قوت خود باقی هستند.

فرض اضافی مسئله افزایش دمای آب ورودی به اکونومایزر به میزان 10 درجه سانتیگراد بالاتر از حد معمول است، یعنی آب در دمای 242 درجه سانتی گراد وارد اکونومایزر میشود.

2- اطلاعات مورد نیاز

اطلاعات مورد نیاز جهت تحلیل پیش امکان سنجی بکارگیری سیستم FWH برای احیای قدرت با فرض افزایش بیشتر در دمای آب ورودی به اکونومایزر مطابق جداول:

- Required Information – 1
- Required Information – 2

ارائه گردیده است.

3- تحلیل های فنی و اقتصادی

تحلیل های فنی و اقتصادی انجام گرفته جهت پیش امکان سنجی بکارگیری سیستم FWH برای احیای قدرت با فرض افزایش بیشتر در دمای آب ورودی به اکونومایزر مطابق جداول:

- GT Energy Efficiency Calculation
- Technical Economical Analysis Results

ارائه گردیده است.

جمع بندی و نتیجه گیری:

افزایش در راندمان (%)	افزایش در توان (MW)	میزان سرمایه گذاری (۱۰۰۰,۰۰۰) Rial	زمان بازگشت سرمایه (Year)
2,4	25,05	۲۲۶,۲۳۳,۶۴۲	5,8

[HP TUR Extraction-exergy.xls](#)

وزارت نیرو
شرکت برق منطقه ای خراسان

پروژه بهینه سازی انرژی در واحد شماره 2 نیروگاه طوس

گزارش مرحله سوم - 2
کاربرد تحلیل ترکیبی پینچ و اکسرژی در بهینه سازی سیکل
حرارتی واحد شماره 2 نیروگاه طوس

سازمان بهره وری انرژی ایران

معاونت فنی و تحقیقات

سال 1384

مقدمه

در دهه های اخیر به بهینه سازی انرژی در صنایع با نگرشهای گوناگونی پرداخته شده است. در این میان نیروگاهها به علت مصرف بالای حاملهای انرژی فسیلی از اهمیت خاصی برخوردار بوده اند، و تحقیقات مختلفی برای کاهش مصرف سوخت در آنها به عمل آمده است. اما اغلب این تحقیقات در مسیر تغییر در ساختار تجهیزاتی بوده است که ساختار اصلاح شده آنها و مواد بکار رفته در آنها، عملکرد بهتر در دماها و فشارهای بالاتر و حصول به کارایی بالاتر را امکان پذیر می سازد.

هدف از انجام این پروژه، بهینه سازی پارامترهای عملیاتی سیکل بخار واحد شماره 2 نیروگاه طوس با بازیافت حرارتی است که توسط روشی با مبنای ترمودینامیکی انجام می گیرد. این روش با عنوان روش تحلیل ترکیبی پینچ و اکسرژی، برای تحلیل سیستم هایی ابداع شده است که علاوه بر حرارت، شامل کار محوری نیز می باشند. با به کار بردن این روش نتایج زیر حاصل می شود :

- استفاده از روش ها و مفاهیم قدیمی و مرسوم برای تعیین شدت جریان جرمی و فشارودمای زیرکش های بخار به طراحی سیستمی غیر بهینه منجر می شود.
- طراحی جداگانه اجزای یک سیستم ممکن است به گونه ای انجام گیرد که هر جزء بصورت بهینه طراحی شده باشد، اما برای طراحی یک مجموعه بهینه باید کل اجزا در نظر گرفته شده و سیستم بطور یکپارچه تحلیل شود (انتگراسیون فرآیند).
- بالاخره استفاده از این روش منجر به کاهش در مصرف سوخت و افزایش راندمان حرارتی سیکل می گردد.

در این گزارش، به عنوان آخرین گزارش ارسالی از سازمان بهره وری انرژی ایران در ارتباط با پروژه بهینه سازی انرژی در واحد شماره 2 نیروگاه طوس، سیکل حرارتی این واحد را مورد تحلیل قرار داده و با استفاده از کاملترین روش اصلاح سیکل رانکین، که همان آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی می باشد، به بهینه سازی مصرف انرژی و افزایش راندمان سیکل مذکور خواهیم پرداخت. بدین ترتیب که سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس را در وضعیت موجود بررسی کرده و پس از استخراج اطلاعات تکمیلی پروژه مانند خواص فیزیکی و داده های اقتصادی، به

هدفگذاری و طراحی اصلاحی سیکل و نصب مبدل‌های حرارتی جدید، جهت افزایش راندمان حرارتی سیکل، خواهیم پرداخت.

در انتهای پروژه لازم میدانم که از زحمات بیدریغ استاد گرانقدر جناب آقای دکتر پنجه شاهی که انجام این مطالعات بدون بهره‌گیری از نظرات و راهنمایی‌های ارزنده ایشان بطور حتم میسر نمی‌شد، همکاری صمیمانه جناب آقای مهندس آبتین عطایی، و نیز کلیه کارشناسان سازمان که در این پروژه فعال بوده‌اند نهایت تقدیر و تشکر را به عمل آورم.

مدیر پروژه
کیان نجف زاده

اسامی همکاران پروژه

الف - کارشناسان سازمان بهره وری انرژی ایران

- 6- غلامرضا بیاتی
- 7- محمد تقی زیاری
- 8- غلامرضا کبریایی طبری
- 9- مطلب میری
- 10- کیان نجف زاده - مدیر پروژه

ب - کارشناسان اداره نمایندگی استان خراسان

- 1- مرتضی خاتمی
- 2- سعید سجادی
- 3- هادی مستشار شهیدی

ج - مشاور پروژه - دکتر محمد حسن پنجه شاهی

- مهندس آبتین عطایی

فصل اول - کلیات آنالیز انرژی و پینچ

انرژی یک عنصر کلیدی در تقابل میان جامعه و طبیعت بوده و به عنوان یکی از عوامل اصلی توسعه اقتصادی به شمار می‌رود. در دنیای کنونی بدلیل رشد فزاینده جمعیت نیاز روز افزون به صنایع و فرآیندهای کارآ و منطبق با توسعه پایدار پیش می‌آید. گردش چرخ این صنایع نیازمند مصرف حاملهای انرژی است و بنابراین مهندسين بایستی ابزار یا ابزارهایی را بکار گیرند که فرآیندها را به سمت کارآیی بیشتر سوق دهند. از جمله این ابزار می‌توان به روش‌های انتگراسیون فرآیند (آنالیز انرژی و آنالیز پینچ) اشاره نمود.

در این فصل سعی می‌گردد که در مورد هر کدام از مفاهیم فوق الذکر توضیحات بصورتی مفید و مختصر ارائه گردد.

1-1 - آنالیز انرژی

مفاهیم انرژی در دسترس یا انرژی به این دلیل توسعه پیدا کرده‌اند که فهم ما را از فرآیندهای حرارتی و شیمیایی ارتقاء دهند. به عنوان مثال اگر دقت کنیم متوجه می‌شویم که نه تنها در محاوره‌های روزمره مردم عادی بلکه در بسیاری از مباحث علمی، عبارت «انرژی مصرف می‌شود» بکار می‌رود. هنگامی که ما در مورد مصرف انرژی یا صرفه‌جویی آن صحبت می‌کنیم منظور صریح ما از انرژی، انواع سوخت‌های فسیلی، اورانیوم یا هر حامل اولیه یا ثانویه انرژی است. لیکن با توجه به مباحث مقدماتی در ترمودینامیک، عبارت انرژی مصرف می‌شود با قانون اول ترمودینامیک یا همان اصل بقای انرژی در تناقض است. این تناقض ما را بر آن می‌دارد که به دنبال مفهوم جدیدی در ترمودینامیک تحت عنوان انرژی باشیم، چون این انرژی است که مصرف می‌شود نه انرژی.

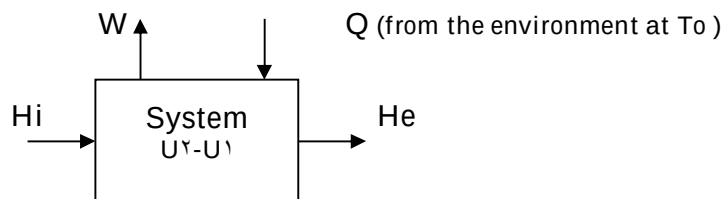
عبارت انرژی از کلمات یونانی **ex** به معنی از و **ergon** به معنی کار اقتباس شده است. از عبارات معادل یا نزدیک به معنی انرژی می‌توان به انرژی در دسترس، انرژی قابل استفاده و کار در دسترس اشاره نمود.

هدف اصلی تحلیل انرژی یافتن و ارزیابی کمی ناکاملی ترمودینامیکی (Thermodynamic Imperfection) در فرآیندهاست. بنابراین، این تحلیل قادر است اطلاعاتی در مورد امکان بهبود و اصلاح فرآیندهای حرارتی به ما بدهد ولی نمی‌تواند در مورد عملی بودن این اصلاحات پاسخگو باشد، پاسخ این مسئله تنها توسط تحلیل‌های اقتصادی امکانپذیر است.

تلفیق تحلیل اگزرژی با ارزیابی‌های اقتصادی یکی از مهمترین زمینه‌های کاربرد با هدف بهینه‌سازی فرآیندهای پیچیده را برای این روش تحلیل فراهم می‌آورد.

1-1-1- اگزرژی یک فرآیند عمومی

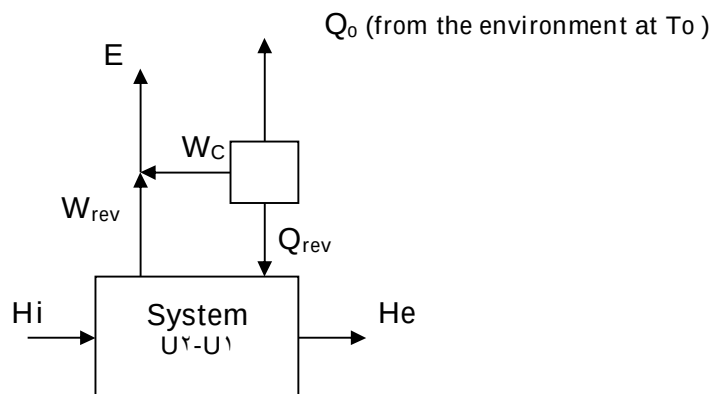
یک فرآیند بازگشت ناپذیر را تصور کنید



Q گرمایی است که از محیط در دمای T^o به سیستم داده می‌شود. سیستم ترکیبی از سیستم‌های باز و بسته است چون در آن هم تغییر در انرژی داخلی و هم تغییر در آنتالپی رخ می‌دهد.

با یک تغییر (افزودن یک موتور حرارتی بازگشت پذیر مطابق شکل زیر) سیستم فوق را به یک

سیستم بازگشت پذیر تبدیل می‌کنیم.



کار حاصل از موتور حرارتی W_C است ، و کل ماکزیمم کاری که می‌توانیم از سیستم در یک فرآیند بازگشت پذیر اخذ کنیم E (اگرژی می‌نامیم) .

$$E = W_{rev} + W_C$$

اگر قانون اول را در مورد سیستم تغییر یافته فوق در فرآیند بازگشت پذیر اعمال کنیم خواهیم داشت:

$$Q_{rev} + H_i = U_2 - U_1 + W_{rev} + H_e$$

$$W_{rev} = Q_{rev} + H_i - H_e - (U_2 - U_1)$$

از آنجا که کل سیستم بازگشت پذیر است، حرارت مبادله شده با محیط بایستی از طریق موتور حرارتی مبادله شود.

قانون اول در مورد موتور حرارتی:

$$W_C = Q_o - Q_{rev}$$

قانون دوم در مورد موتور حرارتی :

$$\frac{Q_o}{T_o} = S_{rev}$$

S_{rev} آنترופی مربوط به حرارت Q_{rev} می‌باشد. کار حاصل از موتور حرارتی برابر است با :

$$W_C = T_o S_{rev} - Q_{rev}$$

قانون دوم در مورد سیستم می‌دهد:

$$S_{rev} = S_2 - S_1 + S_e - S_i$$

بنابراین کار حاصل از موتور حرارتی برابر خواهد بود با :

$$W_C = T_o (S_2 - S_1 + S_e - S_i) - Q_{rev}$$

با جایگزینی معادل W_C و W_{rev} در معادله E ، خواهیم داشت:

$$E = Q_{rev} + H_i - H_e - (U_2 - U_1) + T_o (S_2 - S_1 + S_e - S_i) - Q_{rev}$$

$$E = H_i - T_o S_i - (H_e - T_o S_e) + (U_1 - T_o S_1) - (U_2 - T_o S_2) = E_i - E_e + E_1 - E_2$$

همانطور که مشاهده می‌شود عبارت Q_{rev} در عبارت فوق حذف شد.

این کار برگشت پذیر، که در واقع ماکزیمم کاری است که می‌تواند از این سیستم اخذ شود تحت عنوان اگزرژی نامیده می‌شود. این بخشی از انرژی است که می‌تواند بطور کامل به هر صورت دیگری از انرژی، بویژه کار تبدیل گردد.

در رابطه $E = H - T^0 S^{tot}$ که به عنوان رابطه‌ای کلی برای اگزرژی ارائه شد، عبارت $T^0 S$ تحت عنوان تلف کار در دسترس یا تلف اگزرژی نامیده می‌شود.

بنابراین در هر فرآیند بازگشت ناپذیر داریم:

$$W_{loss} = E_{loss} = T^0 S^{tot}$$

$$S^{tot} \geq 0$$

پس، رابطه بین اگزرژی و آنتروپی رابطه‌ای بسیار مهم است و داریم:

آنتروپی تولید شده $\times$ دمای محیط = تلف اگزرژی

1-2-1 - تلفات اگزرژی اجتناب پذیر و اجتناب ناپذیر

کل تلفات اگزرژی در هر فرآیندی از دو بخش تشکیل می‌شود:

الف - تلفات اگزرژی اجتناب پذیر

ب - تلفات اگزرژی اجتناب ناپذیر

تلفات اگزرژی اجتناب ناپذیر حداقل تلف اگزرژی است که از جهت فنی و اقتصادی اجتناب از آن امکانپذیر نیست. پیشرفته بودن سیستم‌ها و نیز شرایط اقتصادی روی سهم تلفات اجتناب ناپذیر اگزرژی تأثیر می‌گذارند. با مشخص شدن تلفات اگزرژی اجتناب ناپذیر، می‌توانیم توجه خود را تنها معطوف تلفات اگزرژی اجتناب پذیر نمائیم. در چنین شرایطی با دانستن اینکه کدام فرآیند یا کدام تجهیز سهم تلفات اگزرژی اجتناب پذیر بالاتری دارد ما را به سمت نقاطی که انجام اصلاح و بهبود در آنها می‌ارزد، هدایت می‌کند.

1-3-1- راندمان اگزرژتیک

راندمان اگزرژتیک بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_e = \frac{E_p}{E_U} = \frac{E_p}{E_p + E_{Loss}}$$

E_p = اگزرژی محصول حاصل از سیستم

E_U = اگزرژی مصرف شده در سیستم

$$E_{Loss} = \text{تلفات اگزرژی سیستم}$$

راندمان اگزرژتیک شاخصی است که نشان می‌دهد چقدر عملکرد یک سیستم از حالت ایده‌آل فاصله دارد. با کمک مفاهیم تلفات اگزرژی اجتناب پذیر و اجتناب ناپذیر، می‌توان یک تعریف جدید برای شاخص راندمان عملی اگزرژتیک ارائه داد. مطابق این تعریف می‌توان فاصله عملکرد یک سیستم را از بهترین حالت (از دید فنی و اقتصادی) قابل حصول سنجید. این تعریف جدید به شکل زیر می‌باشد:

$$\eta_e' = \frac{E_p}{E_U - INE} = \frac{E_p}{E_p + AVO}$$

AVO = تلفات اگزرژی اجتناب پذیر

INE = تلفات اگزرژی اجتناب ناپذیر

1-2 - آنالیز پینچ

یکی از کاربردی‌ترین ابزارهایی که از قریب به 25 سال پیش در مهندسی فرآیند بوجود آمد آنالیز پینچ است. این روش در تحلیل جریان‌های انرژی، تکنیکی ساده جهت تعیین اهداف انرژی را می‌سازد، به مهندسین فرآیند این اجازه را می‌دهد که بهترین آرایش مبدل‌های حرارتی و جریانهای فرآیند را با ارزیابی حداقل هزینه شناسایی کنند.

انتقال حرارت از جریان گرم به جریان سرد از طریق یک اختلاف دما محقق می‌شود. هر چه این اختلاف دما بیشتر باشد، انتقال حرارت بین دو جریان به راحتی صورت می‌گیرد. اما می‌دانیم که افزایش اختلاف دماها همواره با تلفات ترمودینامیکی (بازگشت ناپذیرها) در سیستم همراه بوده و مهارت یک مهندس فرآیند در انتخاب یک اختلاف دمایی است که با حفظ واقعی اقتصادی، حداکثر پتانسیل بازیافت حرارت را تأمین نماید. با نمایش حرارت موجود در جریان‌های گرم فرآیند توسط منحنی مرکب گرم و حرارت لازم برای جریان‌های سرد فرآیند با منحنی مرکب سرد، به راحتی مقدار و درجه حرارت انرژی مورد نیاز تعیین خواهد شد.

با مشخص نمودن یک اختلاف دمای مجاز بین جریان‌های سرد و گرم دو منحنی مرکب فوق الذکر از هم جدا شده و حداقل فاصله بین آنها تثبیت می‌شود. مقدار همپوشانی بین منحنی‌ها میزان پتانسیل حرارت قابل تبادل بین جریانهای گرم و سرد را نشان می‌دهد و با استفاده از موازنه انرژی میزان یوتیلیتی‌های گرم و سرد مورد نیاز بدست می‌آید.

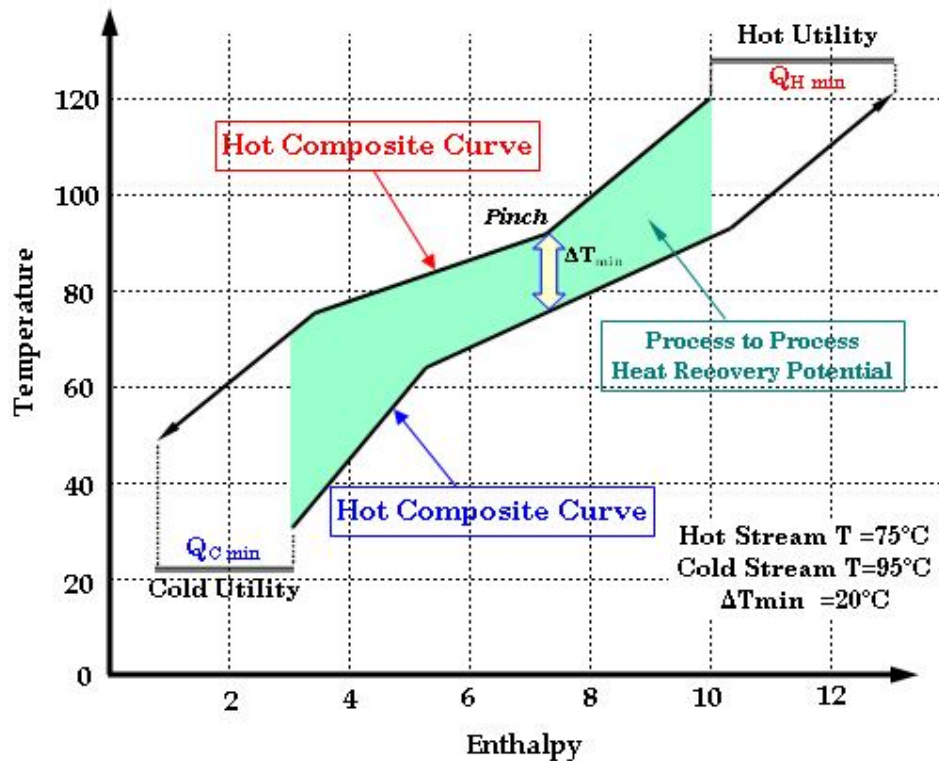
برای درک بهتر مطالب فوق مراجعه به شکل (1) می‌تواند مفید باشد. این شکل یک نمونه منحنی مرکب (Composite curve) را نشان می‌دهد حداقل اختلاف دمای مجاز (ΔT_{min}) معمولاً در یک نقطه از نمودار رخ می‌دهد. این نقطه که در آن دو منحنی حداقل فاصله را نسبت به هم دارند نقطه پینچ می‌نامند.

در منحنی مرکب نمودار پینچ فرآیند را به دو ناحیه تقسیم می‌کند:

- ناحیه دما بالای (بالای پینچ) که به چاه حرارتی (Heat Sink) معروف بوده و ورود انرژی حرارتی را به فرآیند می‌طلبد.

- ناحیه دما پایین (پایین پینچ) که به منبع حرارتی (Heat Source) معروف بوده و خروج انرژی حرارتی را از فرآیند می‌طلبد.

موازنه انرژی هر کدام از نواحی فرآیند بوسیله ورود حرارت از طریق یوتیلیتی گرم یا خروج حرارت از طریق یوتیلیتی سرد حفظ می‌شود.



شکل (1) - یک نمونه از منحنی مرکب

با کوچک نمودن اختلاف دمای حداقل (حرکت دادن دو منحنی مرکب جریان‌های گرم و سرد به سمت همدیگر) می‌توان به سطح بالاتری از بازیافت حرارت دست یافت و مصرف یوتیلیتی‌های گرم و سرد را کاهش داد.

بالعکس افزایش (ΔT_{min}) سبب کاهش پتانسیل حرارتی بازیافتی و سطوح انتقال حرارت و در نتیجه افزایش مصارف یوتیلیتی‌های گرم و سرد می‌گردد.

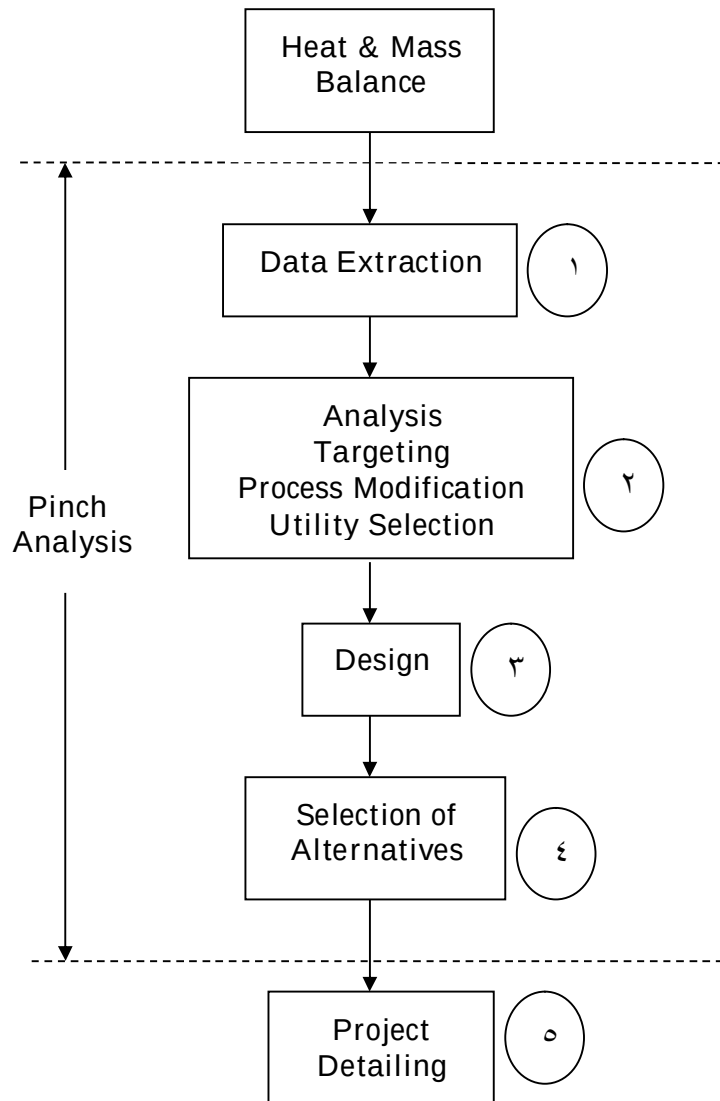
نکته مهم در تحلیل پینچ این است که جریان انرژی از نقطه پینچ از ناحیه دما بالا به ناحیه دما پایین (Cross to pinch) نبایستی وجود داشته باشد. این در حالی است که بسیاری از شبکه‌های بزرگ بازیافت حرارت (شبکه مبدل‌های حرارتی) مورد مطالعه قرار گرفته‌اند و دارای چنین نقاط تخطی از قانون پینچ بوده‌اند که سبب عدم کارایی در شبکه بازیافت حرارت و مصرف اضافی انرژی شده‌اند.

1-2-1- مزایای پینچ

- به مهندسین فرآیند این اجازه را می‌دهد که روی مصرف حداقل انرژی تحت شرایط اقتصادی شبکه مبدل‌های حرارتی را هدف‌گذاری نمایند.
- با اعمال قوانین تحلیل پینچ در طرح‌های خاص، بسیاری از طرح‌ها در مراحل ابتدایی طراحی می‌توانند حذف شوند و سبب تمرکز طراح روی بخش‌های مهم فرآیند شوند.
- کمک می‌کند که محلی از فرآیند را که سبب عدم کارایی و محدودیت آن فرآیند می‌شود شناسایی شود.
- در کاهش آلاینده‌های زیست محیطی و انتشار آنها ابزاری مؤثر به شمار می‌رود.

1-2-2 - طراحی و اصلاح شبکه مبدل‌های حرارتی

شکل زیر نشانگر دیدگاه کلی و مراحل اساسی در تحلیل پینچ است.



مبدل‌های حرارتی یکی از پر تعدادترین تجهیزات در فرآیندها می‌باشد. در طراحی مفهومی شبکه مبدل‌های حرارتی هدف کاهش مصرف انرژی (یوتیلیته‌های گرم و سرد) از طریق افزایش انتقال حرارت بین فرآیندی است.

تکنیک پینچ به عنوان ابزاری نیرومند و با الگوریتمی که در شکل اخیر (مراحل اساسی در تکنولوژی پینچ) نشان داده شد برای آنالیز و طراحی شبکه مبدل‌های حرارتی بطور مؤثر می‌توان بکار گرفته شود.

نکته‌ای که باید به آن توجه داشت این است که یک فرق عمده بین اصلاح سیستم‌های موجود و طراحی اولیه وجود دارد. تفاوت عمده مذکور در این است که هنگام طراحی اولیه شبکه‌ای از تجهیزات مصرف‌کننده جریان‌های گرم و سرد را در اختیار داریم و می‌توانیم به دلخواه بین آنها اتصال برقرار نمائیم.

در صورتیکه در اصلاح سیستم‌های موجود، شبکه‌ای از جریان‌های همراه با اتصال‌تشان را در اختیار خواهیم داشت که هدف کاهش مصرف انرژی و افزایش ظرفیت توسط افزایش انتقال حرارت بین فرآیندی در شبکه می‌باشد.

طراحی اغلب شبکه مبدل‌های حرارتی به قبل از پیدایش تکنیک پینچ بر می‌گردد و یا در خیلی از طراحی‌های جدید از این تکنیک استفاده نشده است. حتی برخی از این شبکه‌ها هم که با ملاحظه تکنیک پینچ طراحی شده‌اند، طراحی تخصصی و مدرنی را از دیدگاه پینچ دارا نیستند. اصلاح شبکه مبدل‌های حرارتی با روش پینچ کلاسیک بر اساس ضرایب انتقال حرارت صورت می‌پذیرد که برای افزایش بازیافت انرژی در شبکه و انتقال حرارت بیشتر جریان‌های گرم، بایستی اصلاح سطوح موجود، افزایش سطوح حرارتی و انتخاب (ΔT_{min}) بهینه را انجام داد. ولی در این پروژه‌های اصلاحی با اضافه نمودن مبدل‌های جدید به شبکه هیچ تضمینی برای اینکه افت فشارهای ایجاد شده قابل جبران توسط پمپها باشد، وجود ندارد که این مشکل باعث جایگزینی روش افت فشار ثابت با روش ضرایب انتقال حرارت گردید. طبق این روش در پروژه‌های اصلاحی با بررسی و تحلیل تمام مبدل‌های موجود پتانسیل افت فشار شبکه برای هر جریان مشخص شده و شبکه به نحوی اصلاح می‌گردد که پس از اجرای آن هیچگونه تغییری در این پتانسیل بوجود نیاید و بر اساس همین افت فشارهای موجود، سطح بدرستی برآورد شده و تقابل هزینه و فایده صورت می‌گیرد. با در نظر گرفتن سایر محدودیت‌های موجود، نقطه کاری بر حسب حداقل اختلاف دما مشخص می‌گردد. در صورتیکه افت فشار شبکه افزایش پیدا کند سطح برآوردی شبکه کاهش می‌یابد ولی در عوض بایستی هزینه جبران افت فشار جریانها را در محاسبات لحاظ نمود. لذا در تقابل هزینه مبدل‌ها و هزینه جبران افت فشار توسط پمپها و میزان صرفه‌جویی انرژی، افت فشارهای بهینه خطوط و نقطه کاری موردنظر مشخص خواهد شد. با این افت فشارهای بهینه همانند افت فشارهای ثابت خطوط برخورد خواهد شد، و ادامه کار مانند روش افت فشار ثابت خواهد بود. به این صورت که برای دستیابی به سطح تبادل کمتر شبکه مبدلها، مقداری افت فشار در مقایسه با وضعیت موجود در نظر می‌گیریم که هزینه این افزایش

افت فشار به هزینه کل اضافه می شود ، که در نتیجه نقطه کاری بهینه با در نظر گرفتن تابع قیمت تجهیزات حرارتی و تابع قیمت تجهیزات پمپاژ تعیین می شود. این تکنیک مدرن ترین و جامع ترین روش تحلیل پینچ شبکه مبدل های حرارتی است. که در این پروژه نیز از روش فوق استفاده شده است.

1-2-3 - روند انجام کار و نتایج حاصله

اولین قدم برای اصلاح شبکه مبدلها ، جمع آوری اطلاعات و خواص فیزیکی جریانها، ساختار و هزینه مبدلها و اطلاعات اقتصادی مورد نیاز شبکه مبدلها می باشد. البته بعضی از این اطلاعات قابل اندازه گیری و استخراج از شبکه مبدل های حرارتی نمی باشد . لذا بایستی به شبیه سازی نیروگاه پرداخت واطلاعات تکمیلی را استخراج نمود ، که از آن جمله می توان به افت فشار خطوط، ضریب رسوب دهی و ضریب انتقال حرارت هر دو طرف مبدلها اشاره کرد. با توجه به اینکه در سیکل نیروگاه و مبدلها جریانهای شبکه تک فازی هستند، بنابراین معیار دقیقی برای ضرایب انتقال حرارت و سرعت جریانها در شبکه مبدل های حرارتی در دسترس نیست. پس، نمی توان سطوح تبادل اضافی که باید برای صرفه جوئی انرژی به شبکه اضافه نمود از روشهای مرسوم در آنالیز پینچ حرارتی که بر اساس ضرایب انتقال حرارت می باشد برآورد کرد. زیرا در مرحله طراحی تفصیلی که ضرایب انتقال حرارت در هر دو سوی مبدل های حرارتی جدید بدست می آید، مطمئناً با میزان فرض شده متفاوت است. لذا سطح تبدلی که برای اصلاح شبکه هدف گذاری شده است نادرست می باشد و نمودار انرژی - سرمایه که بر اساس آن سطح برآورد شده بی اعتبار خواهد بود. بنابراین بایستی این بررسی با استفاده از ثابت نگهداشتن افت فشارهای موجود جریانها در شبکه و یا محاسبه افت فشارهای بهینه خطوط به نحوی صورت پذیرد که بیشترین کاربرد از پتانسیل دمایی و افت فشار هدف گذاری شده انجام گیرد و میزان سطح تبادل حرارتی حداقل باشد (روش جدید پینچ).

بنابراین هدف گذاری روی شبکه به روشهای افت فشار ثابت و افت فشارهای بهینه، انجام می شود و نتایج آن با هم مقایسه می شود و روشی که نتایج مناسبتری دارد برای اصلاح شبکه در نظر گرفته می شود.

البته به نظر می رسد که در این شبکه بتوان با افزایش افت فشارهای بعضی از جریانها ، به سطح حرارتی کمتری برای اصلاح شبکه های موجود دست یافت. لذا پیش بینی می شود که روش افت فشارهای بهینه شده مناسب تر باشد.

با افزایش (ΔT_{min}) انتخابی، قابلیت صرفه‌جویی انرژی کمتری وجود خواهد داشت ولی در عوض، سطح حرارتی مورد نیاز نیز کمتر خواهد بود ولی با انتخاب حداقل اختلاف دماهای کوچکتر، قابلیت صرفه‌جویی انرژی بیشتر و در نتیجه سطوح حرارتی مورد نیاز بیشتر خواهد بود. علاوه بر آن با ثابت نگهداشتن افت فشار نیازی به تغییر پمپ‌های موجود نیست و هزینه سرمایه‌گذاری همان هزینه لازم برای تهیه سطوح حرارتی می‌باشد. ولی در صورتیکه اجازه دهیم افت فشار خطوط افزایش یابد سطح مورد نیاز مبدلها کاهش یافته و در عوض هزینه جبران آن افت فشار و هزینه برق مصرفی آن به حجم سرمایه‌گذاری مورد نیاز افزوده می‌شود. لذا باید نتایج هزینه هر دو حالت را بدقت بررسی، و روش مناسب هدف‌گذاری این شبکه را انتخاب نمود.

پیش‌بینی می‌شود که بایستی بعضی از جریانهای شبکه تقسیم شوند تا بتوان به تعادلی بین افت فشار خطوط و کنترل هزینه جبران افت فشار (برق مصرفی اضافی پمپ) دست یافت و در نهایت برای رسیدن به حداقل تغییرات در شبکه و حداقل مبدل‌های حرارتی اضافی جدید و یا تقسیمات جریانی، شبکه را بهینه‌سازی می‌کنیم.

البته ممکن است که در این راستا تا حدودی از سطح و یا انرژی و یا حداقل دمای هدف‌گذاری شده، فاصله بگیریم و دقیقاً به حجم سرمایه‌گذاری و نرخ بازگشت سرمایه و سطوح برآورد شده دست پیدا نکنیم. ولی در مقابل، شبکه ساده‌تری با تعداد واحدهای جدید و یا با تقسیمات جریانی کمتری خواهیم داشت.

فصل دوم - بهینه سازی سیکل حرارتی نیروگاه بخار با استفاده از تحلیل ترکیبی پینچ و اکسرژی

در دهه های اخیر بهینه سازی مصرف انرژی در صنایع توسط روش های گوناگون رواج پیدا کرده است. در این میان نیروگاهها به علت مصرف بسیار زیاد انرژی مرکز توجه بوده اند، و تحقیقات مختلفی برای کاهش مصرف سوخت در آنها انجام شده است. اما اغلب این تحقیقات به منظور ساختن تجهیزاتی بوده است که شکل یا جنس اصلاح شده آنها، کار در دماها و فشارهای بالاتر و حصول راندمان بالاتر را امکان پذیر می سازد.

هدف از انجام این پروژه، بهینه سازی پارامترهای عملیاتی سیکل های بخار با بازیافت حرارتی است که توسط روشی با مبنای ترمودینامیکی انجام می گیرد. این روش تحلیل ترکیبی پینچ و اکسرژی، برای تحلیل سیستم هایی که علاوه بر حرارت، شامل کار محوری نیز می شوند، توسعه یافته است.

با به کار بردن این روش نتایج زیر حاصل می شود :

- استفاده از روش ها و مفاهیم قدیمی و مرسوم برای تعیین شدت جریان جرمی و فشارودمای زیرکش های بخار به طراحی سیستمی غیر بهینه منجر می شود.
- طراحی جداگانه اجزای یک سیستم ممکن است به گونه ای انجام گیرد که هر جزء بصورت بهینه طراحی شده باشد، اما برای طراحی یک مجموعه بهینه باید کل اجزا در نظر گرفته شده و سیستم بطور یکپارچه تحلیل شود (انتگراسیون فرآیند).
- بالاخره استفاده از این روش منجر به کاهش در مصرف سوخت و افزایش راندمان حرارتی سیکل در نیروگاه می گردد.

طراحی سیستم تولید توان ارتباط قابل ملاحظه ای با علم ترمودینامیک دارد. ابتدا با فرض آشنایی با مفاهیم پایه این علم، در مورد اصول و جنبه هایی از آن که ارتباط خاص با سیستم های تولید نیرو دارد، بطور مختصر بحث خواهد شد.

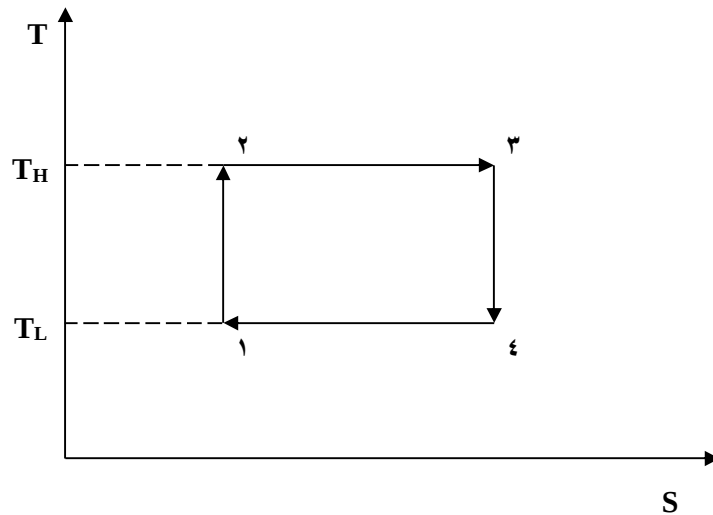
2-1 - قانون دوم ترمودینامیک و سیکل کارنو:

در قانون اول ترمودینامیک که در واقع قانون بقای انرژی است، قابلیت تبدیل هر نوع انرژی به انواع دیگر امکان پذیر بنظر می آید، در حالیکه قانون دوم ترمودینامیک، محدودیتی برای این تبدیل قائل می شود. از میان دو نوع انرژی که بیشتر با آنها سروکار داریم (کار و گرما)، کار از ارزش بیشتری برخوردار است چرا که می توان آنرا بصورت مداوم و کامل به گرما تبدیل کرد. اما عکس این مطلب صحیح نیست یعنی گرما را نمی توان بصورت پیوسته و با راندمان صددرصد به کار تبدیل کرد. به عبارت دیگر گرما برای تبدیل به کار در یک سیکل، بصورت کامل "قابل دسترس" نیست. سهمی از گرما را که در این تبدیل از دست میرود "انرژی غیر قابل دسترسی" می نامند، که بصورت گرمایی در سطح پتانسیل پایینتر دفع میشود. در این تبدیل علیرغم بقای انرژی، "قابلیت دسترسی" (Availability) تلف شده است که این کمیت برای هر سیستمی همواره کاهش می یابد. بیان دیگر قانون دوم ترمودینامیک این است که راندمان همه موتورهای گرمایی در تبدیل مداوم گرما به کار کمتر از صددرصد است. بیشترین راندمان قابل تصور برای یک موتور گرمایی که بین دو دمای مشخص کار می کند، راندمان "سیکل کارنو" است.

کارنو در سال 1824 برای اولین بار مفهوم بازگشت ناپذیری و سیکل ترمودینامیکی را بیان کرده، و پایه های قانون دوم ترمودینامیک را بنا نهاد. او همچنین بیان کرد که راندمان حرارتی یک سیکل بازگشت پذیر تنها به دمای منبع گرم و سردی که سیکل بین آن دو کار می کند، بستگی دارد. ضمن اینکه چنین سیکلی قطعاً مقداری گرما به منبع سرد پس میدهد، بنابراین راندمانی کمتر از صددرصد دارد.

سیکل کارنو که در شکل (1-1) روی نمودار T-S نشان داده شده، شامل 4 فرآیند ایده ال است:

- 1- تراکم آدیاباتیکی بازگشت پذیر (1-2)
- 2- جذب بازگشت پذیر گرما در دمای ثابت (2-3)
- 3- انبساط آدیاباتیکی بازگشت پذیر (3-4)
- 4- دفع بازگشت پذیر گرما در دمای ثابت (4-1)



شکل (1-2) - سیکل کارنو روی نمودار T-S

با توجه به اینکه تغییرات آنتروپی طی دو فرآیند 2-3 و 4-1 برابر است می توان راندمان حرارتی سیکل را محاسبه کرد:

$$Q_A = T_H(S_3 - S_2)$$

$$Q_R = T_L(S_1 - S_4) \rightarrow |Q_R| = T_L(S_3 - S_2)$$

Q_A: گرمای جذب شده طی فرآیند 2-3

Q_R: گرمای دفع شده طی فرآیند 4-1

T_C, T_H: دمای مطلق منابع گرمایی گرم و سرد

واضح است که سیکل کارنو سیکلی فرضی است، چرا که به منظور بازگشت پذیر بودن آن لازم

است انتقال حرارت بین منابع گرمایی سرد یا گرم و سیال عامل با نیروی محرکه (Driving

Force) صفر انجام شود . یعنی:

$$T_H = T_2, T_L = T_1$$

به هر حال برای تمام سیکلهای توان، کار خالص خروجی و راندمان سیکل از روابط زیر بدست می آید:

$$\eta_{th.} = \frac{W_{net}}{Q_A}, -|Q_R| \quad W_{net} = Q_A$$

با جایگزینی روابط مربوط به Q_A و Q_R برای سیکل کارنو خواهیم داشت:

$$\eta_{th.} = \frac{T_H - T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

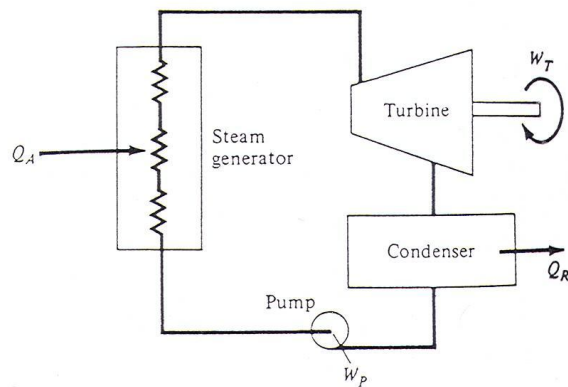
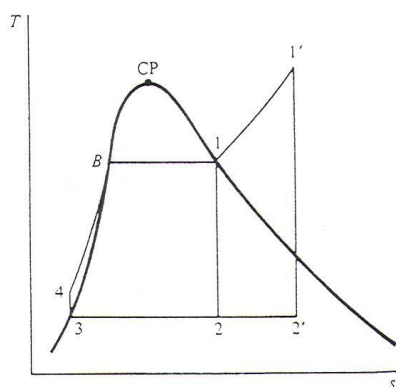
بنابراین راندمان حرارتی هر سیکل بازگشت پذیر که بین دو دمای ثابت و مشخص کار می کند تنها به این دو دما بستگی داشته و از خصوصیات سیال عامل مستقل است.

از آنجا که سیکل کارنو یک سیکل بازگشت پذیر است کار حاصل از آن ماکزیمم کاری است که می توان از یک موتور گرمایی بین دو دمای T_H و T_L انتظار داشت. ضمن اینکه این راندمان با افزایش T_H یا کاهش T_L ، افزایش می یابد.

راندمان سیکل کارنو در واقع هدفی برای سیکل‌های واقعی است که به منظور تولید کار محوری طراحی می شوند و هر نوع بهینه سازی در سیکل‌های واقعی تلاشی برای نزدیک شدن به این راندمان است، هر چند رسیدن به آن هرگز ممکن نیست.

2-2 - سیکل رانکین

سیکل ایده الی که امروزه به عنوان سیکل استاندارد نیروگاههای بخار پذیرفته شده است، با انجام اصلاحاتی بر سیکل کارنو و منظور کردن بعضی ملاحظات عملی در آن توسط رانکین پیشنهاد شد. البته سیکل واقعی که امروزه در نیروگاههای بخار بکار میرود از سیکل اصلی رانکین بسیار پیچیده تر است. نمودار جریان سیکل ساده رانکین در شکل (2-2) و نمودار T-S این سیکل در شکل (3-2) نشان داده شده است.



شکل (3-2) - سیکل رانکین روی نمودار (T-S)

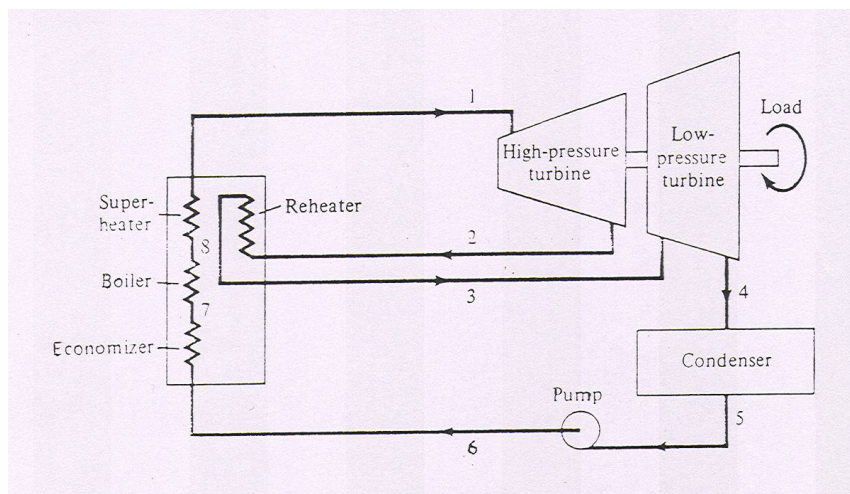
شکل (2-2) - نمودار جریان سیکل رانکین

سیکل 1-B-4-3-2-1 یک سیکل رانکین اشباع است، به این معنی که بخار اشباع وارد توربین می شود. ملاحظه می شود تفاوت این سیکل با سیکل کارنو تنها در این است که مخلوط مایع و بخار اشباع در نقطه 2 کاملاً چگالیده شده و به نقطه 3 می رسد. در حالیکه در سیکل کارنو چگالش تا نقطه ای انجام میشود که بصورت عمودی زیر نقطه B قرار دارد و از این نقطه تا نقطه B عمل تراکم آدیاباتی بازگشت پذیر انجام میشود.

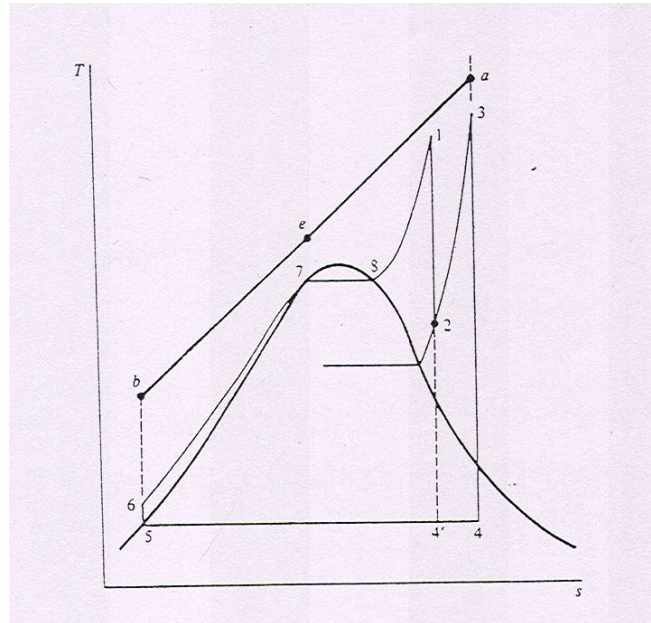
طراحی پمپی که وظیفه تراکم مخلوطی از مایع و بخار را تا حصول به مایع اشباع انجام دهد از مشکلاتی است که در سیکل رانکین رفع شده است.

ضمناً ملاحظه میشود که فرایند انبساط آدیاباتیکی بازگشت پذیر در توربین بین نقاط 1 و 2 بگونه ایست که در تمام مسیر عبور سیال از توربین، مخلوطی از مایع و بخار وجود دارد که کسر مایع آن دائماً رو به افزایش است. این امر سبب بروز خوردگی در پره های توربین میگردد که برای رفع این اشکال در نیروگاهها، فرایند انتقال حرارت به سیال عامل تا رسیدن به بخار داغ (نقطه 1' در شکل 2-3) ادامه پیدا می کند. به این ترتیب میزان مایع بوجود آمده در اثر انبساط کاهش یافته، در پایان فرایند نیز بخار خشکتری بدست می آید. این امر ضمناً دمای متوسطی را که در آن انتقال حرارت به سیال عامل انجام می شود افزایش داده و راندمان حرارتی سیکل را بالا می برد. علاوه بر این سو پرهیت کردن بخار باعث نزدیک شدن دمای نهایی سیال عامل به دمای سیال گرم کننده (مثلاً دود خروجی از کوره) شده و بازگشت ناپذیری خارجی سیستم را کاهش می دهد (به علت کاهش نیروی محرکه).

گرمادهی مجدد بخار، اصلاح دیگری است که بر سیکل ایده آل رانکین انجام شده است. شکلهای (2-4) و (2-5) نمودار جریان و نمودار T-S این فرایند را روی سیکل ایده آل رانکین نشان می دهد.



شکل (2-4) - نمودار جریان سیکل رانکین به همراه سوپرهیت و گرمادهی مجدد بخار



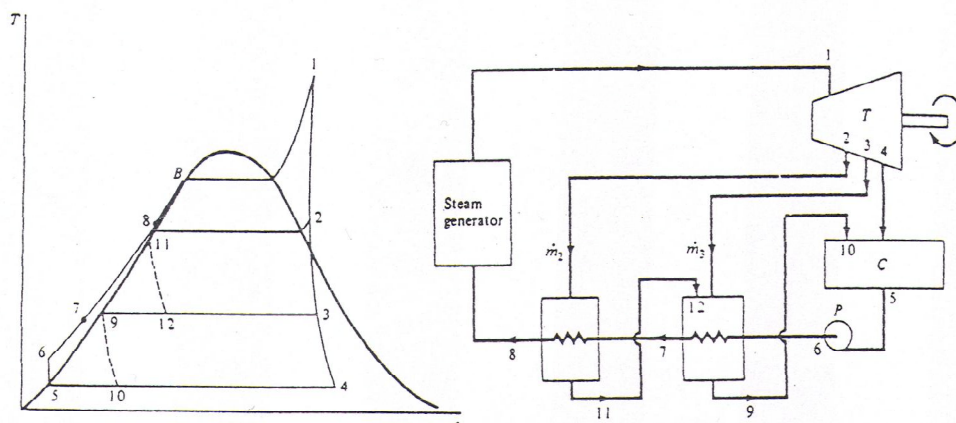
شکل (5-2) - نمودار (T-S) برای سیکل شکل با

(خط aeb مربوط به حرارت محصولات احتراق است که به سیال عامل منتقل می شود).

بخار داغ پس از عبور از قسمت پر فشار توربین به تولید کننده بخار بازگشته و در فشار ثابت تا نقطه 3 گرم می شود. در این حالت گرمادهی به سیال عامل در دو مرحله 1-6 و 3-2 انجام می گیرد که نتیجه آن افزایش دمای متوسط در فرایند گرمادهی به سیال عامل است که باعث افزایش راندمان سیکل می شود. ضمن آنکه این عمل نیز در واقع اقدامی در جهت حصول بخار خشکتر در جریان خروجی توربین می باشد که در نیروگاههای واقعی مطلوبتر و با شرایط عملی متناسبتر است.

آنچه تاکنون در مورد کاهش بازگشت ناپذیری خارجی در سیکل رانکین گفته شد، مربوط به قسمتی از تولید کننده بخار بود که در شکل (5-2) توسط قسمت های (e-a) و (1-7) نشان داده شده است. اما سهم نسبتاً بزرگی از بازگشت ناپذیری سیستم به قسمت (b-e) و (6-7) مربوط می شود. برای رفع این بازگشت ناپذیری می توان سیال عامل را در نقطه ای غیر از 6 به قسمت تولید کننده بخار وارد کرد. این امر با فرآیند "بازیافت حرارت" امکانپذیر است که در واقع تبادل حرارت داخلی بین بخار در حال انبساط داخل توربین، و سیال عامل متراکم شده است. این کار امروزه یکی از خصوصیات ثابت همه سیکلهای مدرن محسوب میشود. شکل (6-2) نمایی از یک سیکل رانکین با دو مرحله پیش گرم کردن آب تغذیه در گرمکن بسته و شکل (7-2) نمودار (T-S) این سیکل را نشان می دهد.

در ضمن در این سیکل بازگشت ناپذیری داخلی توربین ها هم در نظر گرفته شده است (خطوط انبساط آدیاباتیک مربوط به توربین ها عمودی نیست).

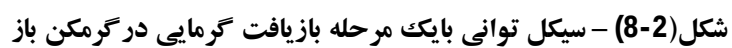


شکل (2-6) - نمودار جریان سیکل رانکین
به همراه سوپرهیت و دو گرمکن

شکل (2-7) - سیکل رانکین روی نمودار (T-S)

در این سیکل در دو مرحله میانی 2 و 3 بخار استخراج شده از توربین (زیرکشی) برای پیش گرم کردن آب از دمای 6 به 7 و از 7 به 8 در دو گرمکن بسته بکار میرود. بخار کندانس شده از دومین گرمکن به گرمکن اول و از آنجا به کندانسور تخلیه میشود. در نیروگاههای امروزی اغلب از 5 تا 7 مرحله پیش گرم کردن استفاده میشود که همه آنها گرمکن بسته می باشند و تنها یک گرمکن باز به منظور هوازدایی از سیال ورودی به بویلر مورد استفاده قرار می گیرد.

استخراج بخار از توربین، از میزان کار خروجی از سیکل می کاهد، اما بسادگی می توان نشان داد کاهشی که در اثر پیش گرم کردن سیال عامل در بار حرارتی بویلر ایجاد میشود، به گونه ای است که نهایتاً راندمان حرارتی سیکل افزایش می یابد. برای نشان دادن این مطلب، سیکل ساده نشان داده شده در شکل (2-8) را که دارای فقط یک مرحله بازیافت گرمایی در یک گرمکن باز می باشد در نظر می گیریم:



میزان کاهش کار خروجی از سیکل در اثر استخراج بخار از توربین:

میزان کاهش بار حرارتی بویلر در اثر بازیافت حرارتی:

از طرفی از موازنه حرارتی اطراف گرمکن داریم:

$$\rightarrow h_2 - h_1 = [m \cdot h_2 + (1 - m) \cdot h_1] - h_1 = m \cdot (h_2 - h_1)$$

بنابراین میزان کاهش بار حرارتی بویلر را می توان با $m(h_4-h_1)$ نشان داد.

اما:

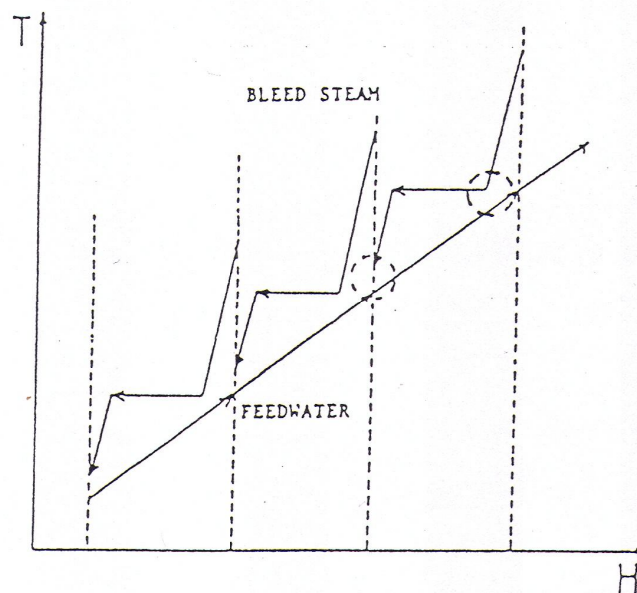
پس خواهیم داشت: $m(h_4 - h_0) < m(h_4 - h_1)$

یعنی میزان کاهش بار حرارتی بویلر بیش از میزان کاهش کار سیکل است. بنابراین راندمان حرارتی در اثر بازیافت حرارتی افزایش خواهد یافت.

میزان افزایش راندمان حرارتی در اثر پیش گرم کردن آب تغذیه تابع تعداد سطوح استخراج بخار است. و در نیروگاهها این تعداد با توجه به ملاحظات اقتصادی مربوط مشخص می شود. مقدار جریان جرمی زیرکش ها و فشار آنها نیز با توجه به ملاحظات خاص ترمودینامیکی محاسبه می گردد. اثبات شده است که بیشترین افزایش در راندمان حرارتی یک سیکل بدون گرمایش مجدد وقتی حاصل می شود که کل افزایش آنتالپی لازم در فرایند پیش گرم کردن، بطور برابر بین گرمکن ها توزیع شده باشد.

فشار زیرکش ها باید بگونه ای باشد که دمای خروجی از هر گرمکن از دمای اشباع متناظر با فشار زیرکش ورودی به آن به اندازه "اختلاف دمای نهایی" (TTD) - که از ملاحظات اقتصادی بدست می آید، بیشتر باشد. افت فشار در مسیر هدایت زیرکش به گرمکن هم به این فشار افزوده میشود.

اما در صورت وجود یک مرحله گرمایش مجدد، افزایش آنتالپی سیال عامل در گرمکن قرار داده شده در محل بازگرمایش بیش از دیگر گرمکن هاست که و این به دلیل بزرگتر بودن درجه سوپرهیت در زیرکش ورودی به آن است. اما گرمکن های پس از آن از توزیع بهینه ای که ذکر شد تبعیت می کنند. به این ترتیب آنتالپی جریانهای اطراف همه گرمکن ها مشخص می شود و از روی این مقادیر جریان جرمی جریانها هم از موازنه انرژی بدست می آید. این روش بصورت کیفی در شکل (9-2) نشان داده شده است. در این شکل تغییرات دمای سیال عامل و زیرکش ها برحسب آنتالپی رسم شده است.



شکل (9-2) - توزیع افزایش آنتالپی در گرمکن های آب، روش متداول طراحی

روش تعیین پارامترهای مربوط به طراحی شبکه مبدل‌های حرارتی در نگرش سنتی اجمالاً مورد بحث قرار گرفت. در این پروژه برای تعیین این پارامترها، روش مبتنی بر اصول تکنولوژی پینچ و تحلیل اکسرژی بکار گرفته شده و میزان بهبود در راندمان حرارتی محاسبه می‌گردد.

2-3 - تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی

پایه های تئوری قانون دوم ترمودینامیک و مفهوم بازگشت ناپذیری عمدتاً توسط کارنو و تامسون (بعدها لردکلونین) و در قرن اخیر توسط کلاسیوس بنا نهاده شد. اما احتمالاً تنها در تجربیات عملی و مهندسی بوده که مفهوم بازگشت ناپذیری و مفاهیم وابسته مانند "قابلیت دسترسی" اهمیت واقعی پیدا کرده است.

"انرژی قابل دسترسی" یا "اکسرژی" یک جریان بصورت ماکزیمم توانایی آن برای انجام کار تعریف می شود. طبق قانون دوم ترمودینامیک مجموع مقادیر این کمیت در جریانهای خروجی از یک فرایند واقعی حالت پایدار، همواره از مجموع مقادیر آن در جریانهای ورودی کمتر است. به عبارت دیگر در فرایندهای واقعی (غیر ایده ال) همواره مقداری تلفات پتانسیل و کاهش توانایی انجام کار وجود دارد.

بهینه سازی یک فرایند به منظور کاهش این تلفات نیازمند آگاهی به این واقعیت است که هر ژول از این پتانسیل در کدام قسمت از فرایند از دست رفته است. تحلیل اکسرژی ابزاری برای تعیین کمی این تلفات در فرایند است و ما را قادر می سازد قسمت هایی را که عمده بازگشت ناپذیری را سبب می شوند و از حد ایده ال فاصله بیشتری دارند، شناسایی کنیم.

پس از ارزیابی تلفات و نحوه توزیع آنها در مراحل مختلف فرایند نوبت به تغییر و اصلاح سیستم برای نزدیک کردن آن به وضعیت ایده ال میرسد. اما تحلیل ترمودینامیکی به تنهایی اشاره ای به طبیعت و چگونگی این تغییرات نمی نماید بلکه تنها نشان می دهد که طراحی کنونی به اتلاف انرژی منتهی شده و امکان بهبود آن وجود دارد. یکی از وظایف مهندسین تلاش برای طراحی یک فرایند به منظور پایین نگهداشتن هزینه های اقتصادی است که اغلب به روش مبتنی بر سعی و خطا و یا با استفاده از قوه ابتکار انجام میگردد. اما ضرورت ابداع روشی که با دستورالعملهای دقیق، چگونگی طراحی "بهبود یافته" و ضمناً "عملی" را مشخص سازد انکار ناپذیر است.

در سالهای اخیر نوع دیگری از تحلیل ترمودینامیکی سیستم ها در منابع مهندسی شیمی ذکر شده است. "آنالیز پینچ" که غالباً "تکنولوژی پینچ" خوانده میشود، در واقع روشی برای بهینه سازی سیستم های حرارتی و تعیین

بهترین آرایش شبکه مبدل‌های حرارتی می باشد که پیش از طراحی تفصیلی، کمترین مصرف انرژی را که از نقطه نظر اقتصادی نیز توجیه پذیرترین وضعیت ممکن باشد، مشخص می سازد. ضمناً توانایی این روش در ایتگره کردن سیستم (نگرش کلی و همزمان به قسمت های مختلف فرایند و در نظر گرفتن اثرات متقابل آنها بر یکدیگر) که از لوازم اصلی هر روش طراحی مفهومی است، از محاسن این روش میباشد.

با توجه به اینکه بسیاری کاربردهای آنالیز اکسرژی در دامنه طراحی فرایندهای انرژی و حرارتی است، اکنون فصل مشترک قابل توجهی در کاربرد صنعتی آنالیز پینچ و اکسرژی وجود دارد. " تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی" (CPEA) ترکیب مناسبی از این دو تحلیل است که با تلفیق توانایی ها و رفع نقائص هر یک از آنها کاربرد مؤثری در تحلیل سیستم های توان، فرایندهای زیر دمای محیط و ... پیدا کرده است. برای توضیح این روش و ضرورت ابداع آن ابتدا هر یک از دو تحلیل پینچ و اکسرژی را اجمالاً مورد بررسی قرار می دهیم.

2-3-1- تحلیل اکسرژی

همانطور که گفته شد کارنو ثابت کرد در تبدیل یک میزان گرما به کار هرگز حصول راندمان صددرصد امکان پذیر نیست و نمی توان از مقدار خاصی گرما به همان میزان کار رسید. بنابراین حتی در تبدیل کاملاً ایده ال و برگشت پذیر گرما به کار نیز مقداری پتانسیل هدر میرود و علیرغم بقای انرژی، توانایی انجام کار تلف می شود. پس از نقطه نظر بهینه سازی سیستم ها، تحلیل قانون اول ترمودینامیک عملاً تأثیر و اهمیت قابل توجهی نداشته و در ارزیابی عملکرد سیستم بهتر است قانون اول و دوم ترمودینامیک را توأم در نظر داشته باشیم.

تکنیک تحلیل اکسرژی زائیده چنین تفکریست. این تحلیل نیازمند طرح هیچ ایده بنیادین جدیدی نیست، بلکه در واقع ترکیبی از قوانین اول و دوم ترمودینامیکی را برای ارزیابی تلفات پتانسیل در سیستم ها بکار می برد. این تلفات در واقع مقدار پتانسیلی است که قادر به تولید کار محوری می باشد اما در اثر بازگشت ناپذیری از دست می رود. این امر ممکن است بدلیل انتقالات غیرایده ال انرژی و اتفاقاتی مانند انتقال حرارت تحت اختلاف دمای غیر صفر، جریان ماده توأم با افت فشار، انبساط غیر ایزنتروپیک یا واکنش های انجام شده بالا یا پایین دمای تعادلی و ... باشد.

اکسرژی یک فرآیند عمومی در فصل اول مورد بحث قرار گرفت. بادر نظر گرفتن نتایج حاصل از تحلیلهای انجام شده در فصل اول اگر جریانی در یک فرایند دما ثابت (در دمای T) بدون انجام کار به اندازه Q با محیط تبادل حرارت انجام دهد،

طبق قانون اول ترمودینامیک:

$$Q = \Delta H$$

از طرفی در فرایند دما ثابت:

$$\Delta S = \frac{Q}{T}$$

با قرار دادن روابط فوق در معادله کلی ($\Delta E_X = \Delta H - T \cdot \Delta S$) خواهیم داشت:

$$\Delta E_X = \Delta H - T \cdot \frac{\Delta H}{T} = \Delta H \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (1)$$

بنابراین تغییر اکسرژی متناظر با تغییر آنتالپی ΔH در دمای ثابت T از رابطه (1-2) بدست می آید. این رابطه با فرض اینکه مقدار گرمای Q در دمای ثابت T به موتور گرمایی کارنو (که حداکثر کار قابل دسترسی را تولید می کند) تحویل داده شود هم قابل اثبات است. اگر طی تغییر حالت سیال تراکم ناپذیری دما ثابت نماند، می توان نوشت:

$$\Delta S = C_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (2)$$

$$\Delta H = C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (3)$$

$$\frac{\Delta S}{\Delta H} = \frac{\ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)}{T_2 - T_1} = \frac{1}{\Delta T_{LM}} \quad (4)$$

C_p ظرفیت گرمایی ویژه سیال، T_1 و T_2 دماهای مطلق اولیه و ثانویه و ΔT_{LM} متوسط لگاریتمی این دماهاست. با جایگزینی این روابط در معادله کلی، تغییرات اکسرژی برای فرآیند غیر ایزوترم بصورت زیر بدست می آید:

$$\Delta E_X = \Delta H \left(1 - \frac{T_0}{\Delta T_{LM}}\right) \quad (5)$$

بهر حال در تحلیل اکسرژی می توان برای هر فرایندی اعم از انجام واکنش، اختلاط، فرایندهای دما ثابت، فشار ثابت و ... تغییرات اکسرژی را محاسبه کرد و توسط روابط بدست آمده، بررسی جداگانه واحدهای مختلف یک فرایند و نوشتن موازنه اکسرژی برای آن، میزان اکسرژی تلف شده را برای کل فرایند به تفکیک واحدهای مختلف بدست آورد.

برای اصلاح سیستم، بزرگی این تلفات در واحدهای مختلف مورد مقایسه قرار می گیرد. در این روش دستورالعمل دقیقی برای اصلاح سیستم وجود ندارد جزاینکه "ابتدا به تلفات بزرگتر بپردازید".

دستورالعمل نه چندان دقیقی است که جائز الخطا بودن آن پذیرفته شده است. در واقع تحلیل اکسرژی طراح را به سمت نقائص طراحی هدایت می کند، اما آنها را دقیقاً تعیین نمی نماید. ضمن آنکه تلفات اکسرژی در واقع شاخصی برای میزان انحراف سیستم از وضعیت ایده ال است و اطلاعی در مورد وضعیت "عملی و بهبود یافته" سیستم در اختیار طراح قرار نمی دهد.

این تحلیل یک بینش و حس فیزیکی برای درک مسئله می دهد. اما یک روش طراحی کامل، روشی است که قادر به تعیین مشخصات سیستمی باشد که در آن تلفات، غیر قابل اجتناب هستند و بهبود بیشتر در طراحی آن عملاً غیر ممکن است.

2-3-2 - تحلیل پینچ

به جهت حصول اطمینان از دستیابی به یک طراحی مناسب در شبکه مبدل‌های حرارتی و دستیابی به حداقل اهداف (TARGET) طراحی بهینه از جمله:

1- تعیین حداقل مصارف انرژی

2- تعیین حداقل سطح مورد نیاز شبکه مبدل‌های حرارتی

3- تعیین حداقل پوسته مورد نیاز در شبکه مبدل‌های حرارتی و ...

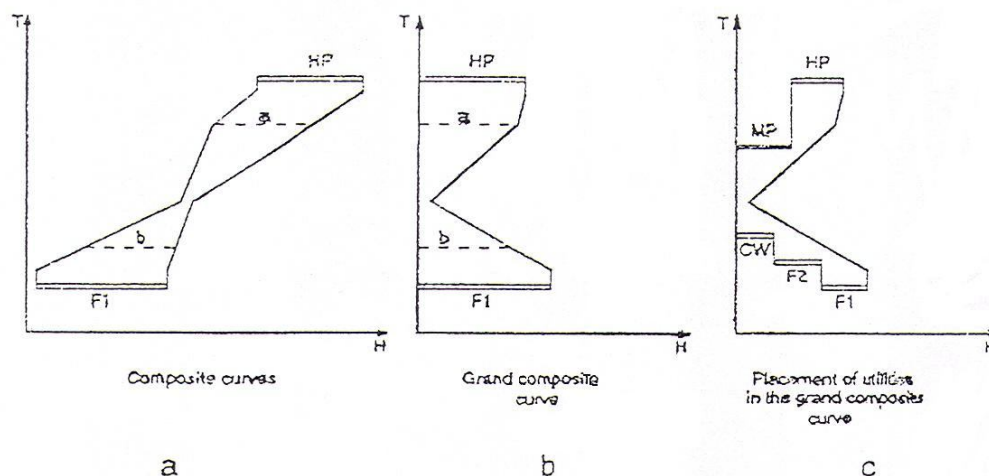
در سال‌های اخیر تکنولوژی پینچ (Linnhoff , 1982) ابداع گردیده، و در صنایع فرایندی و شیمیایی منجر به صرفه جویی مقادیر عظیمی از انرژی شد. این تکنولوژی که سابقه ای کمتر از سی سال دارد بر اساس قانون دوم ترمودینامیک بنا شده و عموماً در ارتباط با طراحی شبکه مبدل‌های حرارتی می باشد. استفاده از این تحلیل بر خلاف تحلیل اکسرژی مستلزم در دست داشتن یک طراحی اولیه برای سیستم مورد مطالعه نیست. البته کاربردهای وسیع تکنولوژی پینچ فقط محدود به شبکه مبدل‌های حرارتی نمی شود، بلکه انواع کاربردهای دیگر آن عبارتند از Emission Pinch, Water Pinch, و etc .

در این آنالیز (همانطور که به اختصار در فصل اول بیان شد)، روش کارمبنتی بر رسم نمودارهایی است که از ترکیب داده های دما و آنتالپی جریان های سرد و گرم فرایندی با هم بدست می آید، که منحنی - های مرکب (Composite Curves) نامیده می شود. در شکل a-(2-10) نمونه ای از این منحنی نشان داده شده است. این نمودار در واقع از ترکیب همه جریانهای گرم و سرد موجود در فرایند با یکدیگر بدست آمده است. جایی که دو منحنی جریانهای سرد و گرم همپوشانی دارند، گرمای اضافی فرایند برای برآوردن نیازهای حرارتی آن کفایت می کند. این ناحیه بیشترین میزان بازیافت انرژی (maximum energy recovery -MER) را نشان می دهد و مناطق دیگر، مقادیر انرژیایی را که باید به سیستم تحویل داده یا از

آن گرفته شود را مشخص می کند. این مقادیر در واقع اهداف انرژی (ENERGY TARGETS) هستند که پیش از طراحی شبکه مبدل‌های حرارتی و بدون آنکه جزئیات آن معلوم باشد مشخص می شوند .

محلی که در این نمودار اختلاف دمای دو منحنی گرم و سرد به کمترین مقدار میرسد اصطلاحاً ((نقطه پینچ)) نامیده میشود.

Pinch Analysis :



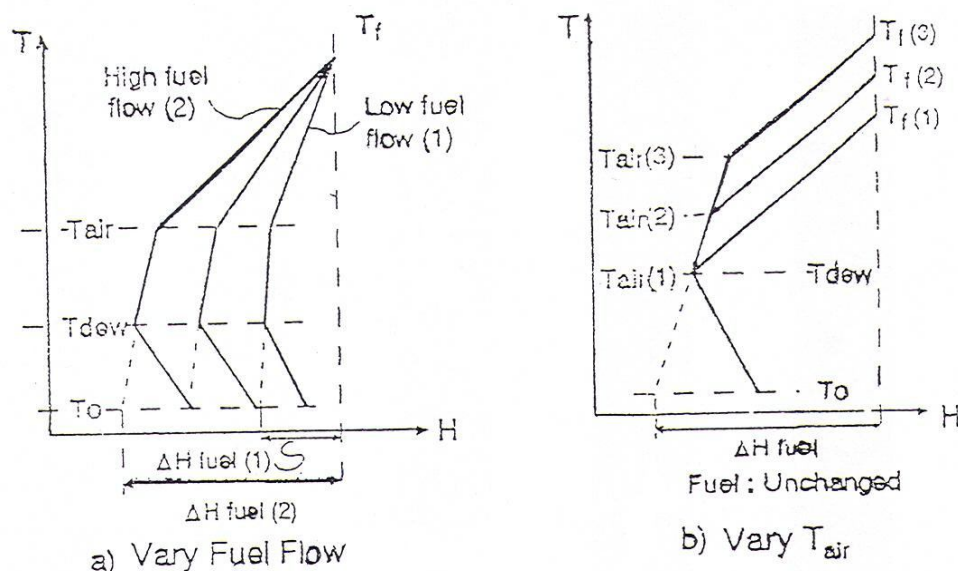
شکل (2-10) - نمودارهای پایه تحلیل پینچ

در این تحلیل ترمودینامیکی، روش طراحی پینچ (PDM)، سیستمی را طراحی می نماید که اهداف نیازهای حرارتی را برآورده می کند. به منظور رسیدن به حداقل انرژی مورد نیاز سیستم نباید تبادل انرژی از طرفین نقطه پینچ به یکدیگر صورت بگیرد، یعنی باید جریانهای بالای پینچ با یکدیگر و جریانهای پایین پینچ نیز با یکدیگر تبادل حرارتی نمایند. ضمن آنکه باید منابع خارجی برای گرمایش سیستم (Hot Utility) فقط بالای پینچ و منابع خارجی لازم برای سرمایش سیستم (Cold Utility) فقط پایین پینچ به کار روند.

منحنی مرکب خاص دیگری نیز می تواند ما را در شناسایی موقعیت های مختلف بهبود طراحی در فصل مشترک کوره و بقیه سیستم هدایت نماید. این منحنی به منحنی مرکب دود

(Flue Gas Composite curve) یا به اختصار FGC معروف است. میزان مصرف سوخت در یک سیکل با کوره حرارتی به مشخصات دود (مثل سرعت، دبی جرمی، دما و درجه گرمی هوا) بستگی دارد. FGC نمایش دقیقی از این پارامترها را فراهم می آورد. شکل a-2-

11) ساختار FGC را نشان می دهد، FGC منحنی مرکب مجموعه دود و هوای پیش گرم است



شکل (11-2) - منحنی مرکب دود

این نمودار از T_f (دمای آدیاباتیک شعله) شروع می شود، در T_{air} (دمای هوای پیش گرم شده) و T_{dew} (دمای نقطه شبنم اسیدی) شکسته می شود و بالاخره در T_0 (دمای محیط) نمودار پایان می یابد. بالای T_{dew} در نمودار FGC نشانگر یک منبع گرمایی (Heat Source) بوده و زیر این دما یک چاله حرارتی (Heat Sink) را نشان می دهد.

تغییرات میزان مصرف سوخت بر شکل FGC تأثیر می گذارد. همچنانکه در شکل (11-2)-a ملاحظه می شود، هر چه مصرف سوخت کاهش می یابد، FGC به سمت راست منتقل می شود. قسمتی از شکل که روی محور آنتالپی (توسط خط چین جدا شده است)، مستقیماً با مصرف سوخت متناسب است. نقطه انتهایی FGC در T_0 هم با کاهش مصرف سوخت به سمت راست منتقل می شود.

شکل b-(2-11) تأثیر دمای پیش گرم شدن هوا (T_{air}) را بر FGC نشان می دهد. هرچه T_{air} افزایش داده شود متناسب با آن قسمت بالایی FGC به سمت بالا منتقل شده و T_f افزایش می یابد، در حالیکه مصرف سوخت تغییری پیدا نمی کند.

لازم به ذکر است که منحنی های مرکب نحوه استفاده از منابع خارجی لازم برای گرمایش یا سرمایش را بر سیستم مشخص نمی کنند. به این منظور ابزار بهتری ابداع شده است.

این ابزار مهم به منحنی مرکب بزرگ (Grand Composite Curve) معروف است و این منحنی در واقع از انتقال قسمتی از محور آنتالپی که در هر دما توسط منحنی های مرکب گرم و سرد جدا می شود (مثل a یا b در شکل b-(2-10)) روی محور افقی بدست می آید. توسط این منحنی می توان سطوح مناسب انرژی خارجی سیستم و میزان لازم در هر سطح را ارزیابی کرد. یعنی با انتقال سطوح انرژی در راستای نقطه پینچ میتوان حداقل انرژی لازم برای تامین Utility گرم و Utility سرد را بدست آورد.

توسط منحنی های مرکب همچنین می توان سطح تبادل حرارت لازم را برای شبکه مبدلهای حرارتی تخمین زد، و با بهره گیری از علم اقتصاد بهینه ترین طرح را با در نظر گرفتن سرمایه مورد نیاز برای تجهیزات شبکه انتخاب نمود.

بنابراین می توان هزینه کلی را که شامل هزینه های جاری برای تامین انرژی لازم و هزینه تامین تجهیزات است، هدفگذاری کرد. به این ترتیب که با تغییر کمترین اختلاف دمای سیستم (ΔT_{min}) در نقطه پینچ و محاسبه سطح لازم برای شبکه مبدلهای حرارتی و منابع خارجی انرژی، هزینه کل را برای هر ΔT_{min} محاسبه نموده، کمترین هزینه را به عنوان میزان هدفگذاری شده مشخص نمود. تکنولوژی پینچ در دامنه ای بسیار وسیعتر از طراحی شبکه مبدلهای حرارتی مورد استفاده قرار می گیرد، این تکنولوژی در انجام هدفگذاری برای ستون های تقطیر، سیستم های گرما و توان، فرایندهای (Batch) و ... نیز بکار می رود.

2-3-3 - تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی

اهداف مشخص شده توسط منحنی های مرکب و منحنی های مرکب بزرگ - GCC - عمدتاً در قالب بار حرارتی مشخص میشوند. پیدایش آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی [Dhole,1991] در واقع پاسخ به نیازی بود که به تحلیل سیستم هایی که علاوه بر حرارت شامل کار محوری هم میشوند حس می شد. مزیت قابل توجه این روش اینست که با استفاده از مفهوم اکسرژی بجای تحلیل حرارتی خالص، محدودیتی که در تکنولوژی پینچ برای تحلیل سیستم های شامل توان وجود دارد از بین می رود. علاوه بر آنکه با باقی گذاشتن تکنیک های عملی

و دستورالعمل‌های تکنولوژی پینچ مشکل موجود در تحلیل اکسرژی یعنی تحلیل واحد به واحد سیستم حل می شود و بالاخره همه سیستم بصورت همزمان مورد تحلیلی کلی و فراگیر - شامل کار و حرارت - قرار می گیرد. در این تحلیل ابزارهای اصلی منحنی های مرکب اکسرژی، ECC ، و منحنی مرکب بزرگ اکسرژی $EGCC$ هستند که با تغییر محور عمودی CC و GCC از دما به $1 - \frac{T_0}{T_{LM}}$ که راندمان کارنو (η_C) نامیده میشود بدست می آیند (شکل 2-12) خصوصیت قابل توجه این نمودارها این است که در آنها سطوح محصور بین منحنی ها مفهوم دارند. از رابطه (2-5) داریم:

$$\Delta E_X = \Delta H \left(1 - \frac{T_0}{T_{LM}}\right)$$

بنابراین برای هر المان dH از منحنی مرکب گرم یا سرد می توان نوشت:

$$dE_X = dH \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$$

و با انتگرالگیری خواهیم داشت:

$$\int dE_X = \Delta E_X = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dH = \int \eta_C dH \quad (6)$$

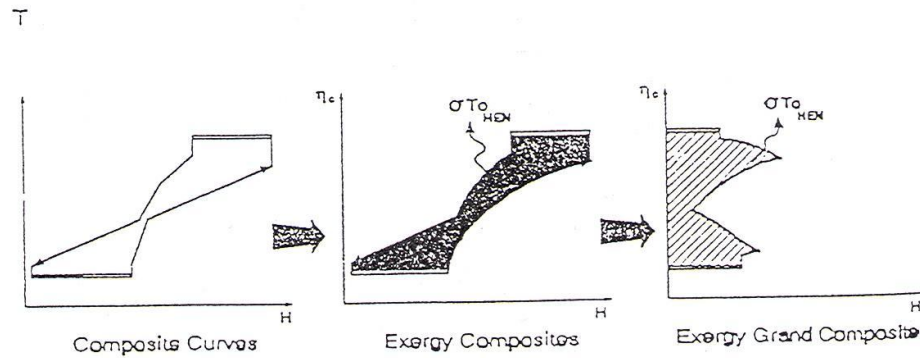
پس سطح زیر منحنی η_C بر حسب H در مورد جریانهای سرد یا گرم تغییرات اکسرژی را در مورد هر یک نشان میدهد.

از آنجا که تغییر اکسرژی جریان های گرم که در شبکه مبدلها سرد میشوند (منابع تأمین حرارت) در واقع اکسرژی ورودی به شبکه، و تغییر اکسرژی جریان های سرد که تحت گرمایش قرار می گیرند (مصرف کننده های حرارت) اکسرژی خروجی از شبکه را نشان میدهد، اختلاف این دو مقدار، اکسرژی تلف شده در شبکه مبدلها را مشخص می کند:

$$|\Delta E_{X_{source}}| - |\Delta E_{X_{sink}}| = \Delta E_{X_{loss}} \quad (7)$$

$\Delta E_{X_{loss}}$ که قابلیت کاردهی از دست رفته است در نامگذاری متداول تحلیل اکسرژی با σT_0 نشان داده میشود

$$(\sigma = \Delta S_{total})$$



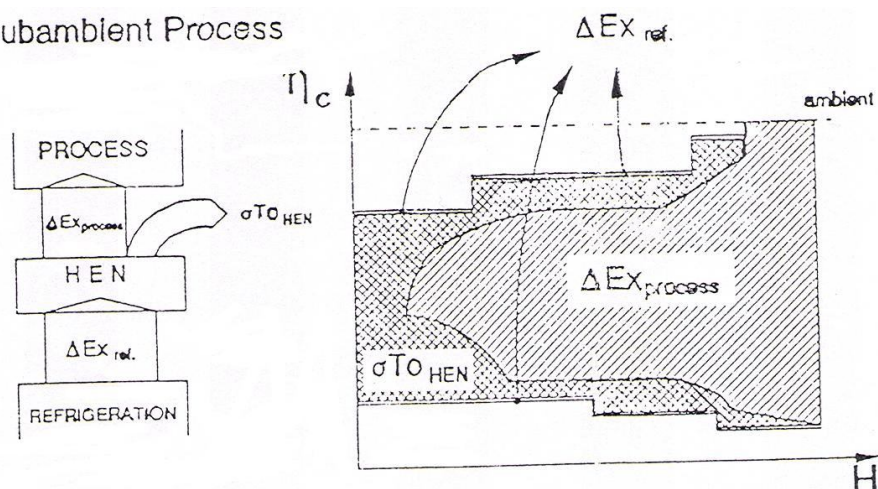
شکل (12-2) - ECC و EGCC که از CC بدست آمده اند

بنابراین در نمودارها می توان میزان کار تلف شده - ناشی از بازگشت ناپذیری مربوط به انتقال حرارت غیر ایده‌ال - را نمایش داده و کار محوری متناظر یک سیستم را که با σT_0 متناسب است، تعیین نمود. براساس این خاصیت برای سیستم های گرما و توان می توان متناظر با هر تغییری در فرایند مقدار تغییر در کار محوری مورد نیاز یا تولید شده را محاسبه نمود. ECC و EGCC علاوه بر حفظ قابلیت های CC و GCC در هدفگذاری انرژی و سرمایه لازم برای تجهیزات، قادر به هدفگذاری کار محوری نیز هستند.

در واقع ملاحظه می شود، این منحنی ها که نمایش ترکیبی از پینچ و اکسرژی هستند بطور همزمان توزیع بارهای حرارتی، کار محوری و نیروهای محرکه در سیستم را نشان می دهند. ECC و EGCC را نمایش مرکب پینچ و اکسرژی - Combined pinch & Exergy Representation (CPER) می نامند.

تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی تاکنون کاربرد موفقیت آمیزی در تحلیل فرایندهای زیر دمای محیط و هدفگذاری کار محوری لازم در سیستم سردسازی داشته است. شکل (13-2) EGCC چنین فرایندی را که با یک سیستم سردسازی کوپل شده است نشان میدهد.

Subambient Process



شکل (2-13) - موازنه کلی اکسرژی برای فرآیند زیردما محیط

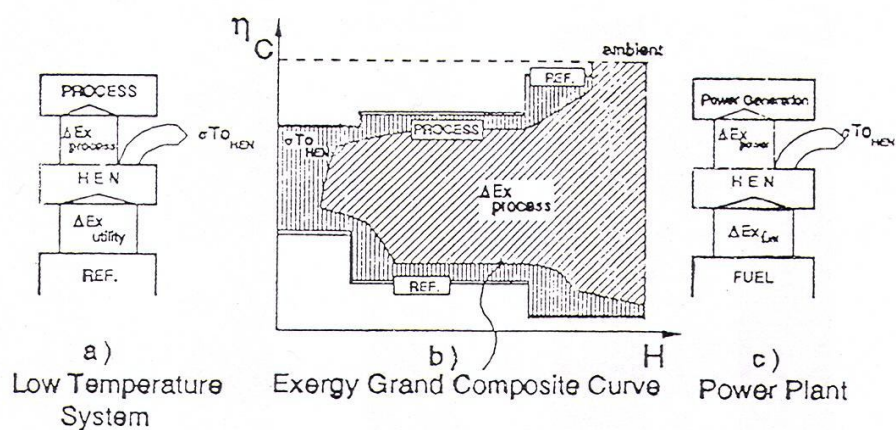
سیستم سردسازی اکسرژی (کار محوری) خالص مورد نیاز کل سیستم را تأمین می کند. این میزان که با $\Delta Ex_{ref.}$ نشان داده شده، با سطوحی که بصورت مورب و ضربدری هاشور خورده متناسب می باشد. قسمتی از این اکسرژی در شبکه مبدل‌های حرارتی (HEN) تلف می شود (این مقدار با σT_{0HEN} نشان داده شده و با سطوح هاشور خورده به صورت ضربدری متناسب است). باقیمانده اکسرژی برای راه اندازی فرایند به کار گرفته می شود ($\Delta Ex_{process}$ که با سطوح هاشور خورده بصورت مورب متناسب است).

هر تغییری در هر یک از این سطوح که ناشی از تغییر فرایند و یا شبکه مبدل‌های حرارتی باشد و همینطور هر تغییری در سیستم سردسازی، منجر به تغییری در $\Delta Ex_{ref.}$ می شود که از روی نمودار قابل ارزیابی است. بنابراین می توانیم پیش از طراحی مستقیماً کار محوری سیستم سردسازی را هدفگذاری کنیم.

2-3-4 - تحلیل سیستم تولید توان

حال کاربرد مفهوم هدفگذاری کار محوری را در تأسیسات نیرو (شکل (2-14)) مورد توجه قرار می دهیم. تحلیل این سیستم هم مشابه سیستم نشان داده شده در شکل (2-13) است. سوخت، نیاز سیستم به اکسرژی را

برآورده می سازد (ΔEx_{fuel} که معادل با ΔEx_{ref} است). قسمتی از این اکسرژی در مبدل ها تلف می شود ($\sigma T_{O_{HEN}}$) و باقیمانده آن برای تولید توان مورد استفاده قرار می گیرد (ΔEx_{power} معادل با $\Delta Ex_{process}$). در اینجا هم کار محوری سیستم که همان توان تولیدی است با این سطح اکسرژی بصورت مستقیم ارتباط دارد. اگر کار محوری سیستم را ثابت نگهداریم ($\Delta Ex_{power}=cte.$) هر کاهشی در $\sigma T_{O_{HEN}}$ سبب کاهش میزان سوخت لازم (ΔEx_{fuel}) می شود و این به معنی افزایش راندمان سیکل است

$$(\eta_{th.} = \frac{W}{Q})$$


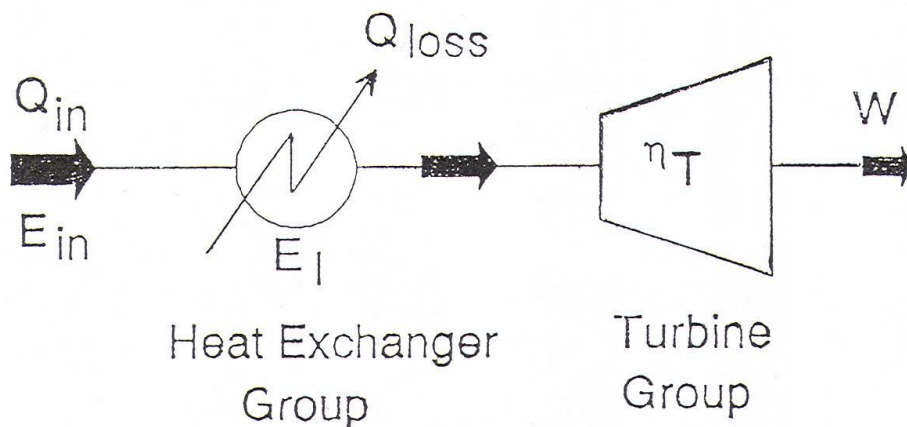
شکل (14-2) - موازنه اکسرژی برای سیستم تولید توان متناظر با سیستم زیر دمای محیط

یک سیستم تولید توان هر چقدر هم پیچیده باشد میتوان آنرا به دو گروه کاری تقسیم کرد. سیستم مبدلهای گرمایی که در آن سیال عامل تحت گرمایش یا سرمایش قرار می گیرد (مثل کوره، گرمکن ها و کندانسور)، و سیستم توربین ها که در آن سیال عامل برای تولید کار انبساط می یابد یا با مصرف کار متراکم می شود (مثل توربین، پمپ و کمپرسور). سیستم مبدل گرمایی مانند نقاله ای برای انتقال اکسرژی از سوخت به سیستم توربین عمل می کند و سیستم توربین اکسرژی را دریافت کرده و کار محوری تولید می کند، (شکل (15-2)).

مطابق نمادهای بکار رفته در شکل (15-2) می توان نوشت:

$$w = (E_{in} - E_1) * \eta_T \quad (8)$$

W کار خروجی از سیستم ، E_{in} اکسرژی ورودی به سیستم ، E_l اکسرژی تلف شده در سیستم مبدل های حرارتی و η_T راندمان اکسرژتیک گروه توربین ها است.



شکل (2-15) - گروه های کاری سیستم تولید توان

راندمان اکسرژتیک گروه توربین ها نسبت کار خروجی از این گروه به اکسرژی تحویل داده شده به آن است:

$$\eta_T = \frac{W_{turbine} - W_{pump}}{W_{turbine} - W_{pump} + \sum \sigma T_{oturbine} + \sigma T_{opump}} \quad (9)$$

(گروه توربین ها در سیکل های بخار مجموعه توربین ها و پمپ و در سیکل های گازی مجموعه توربین ها و کمپرسورها است) بنابراین برای محاسبه η_T باید مقدار σT_0 یا اکسرژی تلف شده

در گروه توربین ها و پمپ را محاسبه نماییم. روابط زیر برای محاسبه σT_0 در توربین و پمپ توسط **Raissi(1994)** ارائه شده است:

$$\sigma T_0 = \frac{1 - \eta_{is}}{\eta_{is}} \times W_T \times \frac{T_0}{\Delta T_{LMac \rightarrow is}} \quad (10) \text{ توربین}$$

$$\sigma T_o = (1 - \eta_{is}) \times W_p \times \frac{T_o}{\Delta T_{LMac \rightarrow is}} \quad \text{پمپ (11)}$$

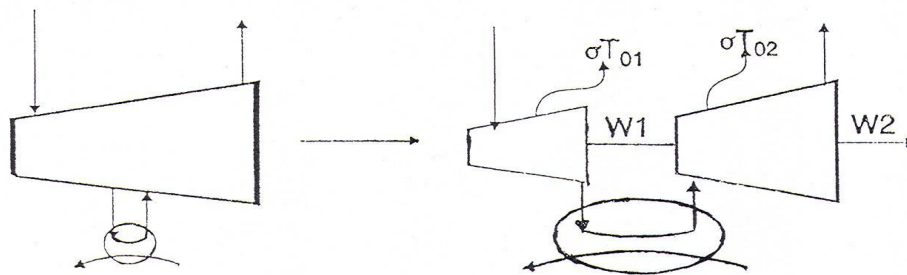
T_o : دمای محیط

η_{is} : راندمان ایزنتروپیک

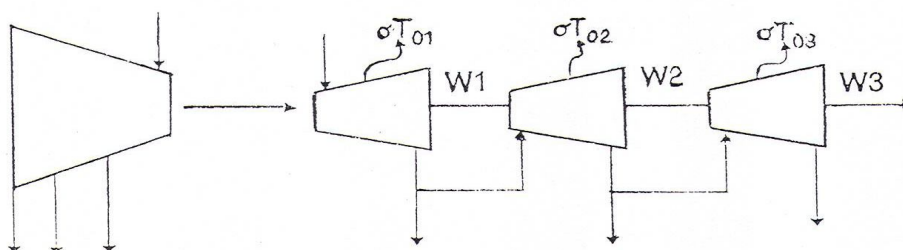
$\Delta T_{LMac \rightarrow is}$: اختلاف لگاریتمی دمای خروجی از توربین در حالت واقعی با همین کمیت در حالت ایزنتروپیک البته در مواقعی که با یک سیکل شامل بازگرمایش یا بازیافت گرما سروکار داریم، باید توربین ها را به بخش های مجزی که در محل استخراج زیرکش ها یا در محل بازگرمایش از یکدیگر جدا شده اند تقسیم کرده شکل (2-16)، برای هر قسمت σT_o را جداگانه محاسبه نموده و رابطه (2-9) را بصورت زیر استفاده کرد:

$$\eta_T = (W_1 + W_2 + \dots + W_N - W_P) / (W_1 + W_2 + \dots + W_N - W_P + \sigma T_{o,1} + \sigma T_{o,2} + \dots + \sigma T_{o,N} + \sigma T_{o,p})$$

W_1 تا W_N کار خروجی از توربین اول تا "N"ام، $\sigma T_{o,1}$ تا $\sigma T_{o,N}$ تلفات اکسرژی در هریک از این توربین ها و W_P و $\sigma T_{o,p}$ کار و تلفات اکسرژی پمپ است.



Decompose reheat turbine into two units



Decompose bleeds turbine into turbine units

شکل (2-16) - تقسیم توربین به توربینهای مجزی در حالت گرمایش مجدد یا زیرکش بخار

بهر حال پس از مشخص شدن η_T با ثابت نگهداشتن E_{in} متناظر با هر تغییری که در E_1 داده میشود می توان مقدار جدید W را محاسبه کرد.

بنابراین اگر در اثر یک بهینه سازی در سیستم E_1 کاهش یابد، می توان میزان افزایش W و همینطور افزایش راندمان حرارتی سیکل را پیش از طراحی جزئیات آن هدفگذاری کرد.

2- 4 - روش های ارائه شده در اصلاح سیکل بخار به کمک تکنولوژی پینچ و تحلیل اکسرژی

نیروگاههای بخار که امروزه در سطح وسیعی در جهان مورد استفاده قرار می گیرند مهمترین جایگاه را در صنعت تولید نیرو به خود اختصاص داده اند. این نیروگاهها شکل تکمیل شده سیکل بخار مایع رانکین هستند. پس از گذشت بیش از یک قرن اصلاح و توسعه، سیکلهای کنونی بخار شکل بسیار پیچیده ای نسبت به سیکل ایده ال رانکین پیدا کرده اند و راندمان این سیکلها امروزه گاهی به 45% میرسد.

قیمت زیاد، کمیابی، محدود بودن منابع سوخت های فسیلی و انتشار آلاینده های زیست محیطی انگیزه های قوی برای بهبود مداوم راندمان تبدیل سوخت بوجود آورده است. اما اغلب تلاش هایی که تاکنون در این حوزه انجام گرفته، شامل اصلاحاتی در شکل و جنس تجهیزات مورد استفاده برای کاهش بازگشت ناپذیری یا افزایش مقاومت تجهیزات برای تحمل دماها و فشارهای بیشتر و در نتیجه حصول راندمان بالاتر بوده است. در این بخش روشهایی برای اصلاح برخی پارامترهای عملیاتی مثل فشار و سرعت جرمی زیرکش ها، باتکیه بر اصول تحلیل پینچ و اکسرژی ارائه شده که افزایش راندمان پس از هر اصلاح محاسبه می گردد.

روش Linnhoff و Alanis که در سال 1989 ارائه شده است مبتنی بر اصول و مفاهیم مجرد تکنولوژی پینچ است که ابتدا مورد بررسی قرار می گیرد.

در سال 1993، Zheng و Dhole نیز با ترکیب مفاهیم تحلیل اکسرژی و شیوه های خاص تکنولوژی پینچ در هدفگذاری، تحلیلی متفاوت از سیکلهای توان را به عمل آوردند.

2-4-1 - روش Linnhoff و Alanis، استفاده از تکنولوژی پینچ

طرح موضوع تحلیل تأسیسات نیرو توسط تکنولوژی پینچ از طرف Linnhoff و Alanis اولین پیشنهاد برای تغییر مبانی ترمودینامیکی بود که از حدود 40 سال پیش برای طراحی تأسیسات نیرو مورد استفاده قرار می گرفت.

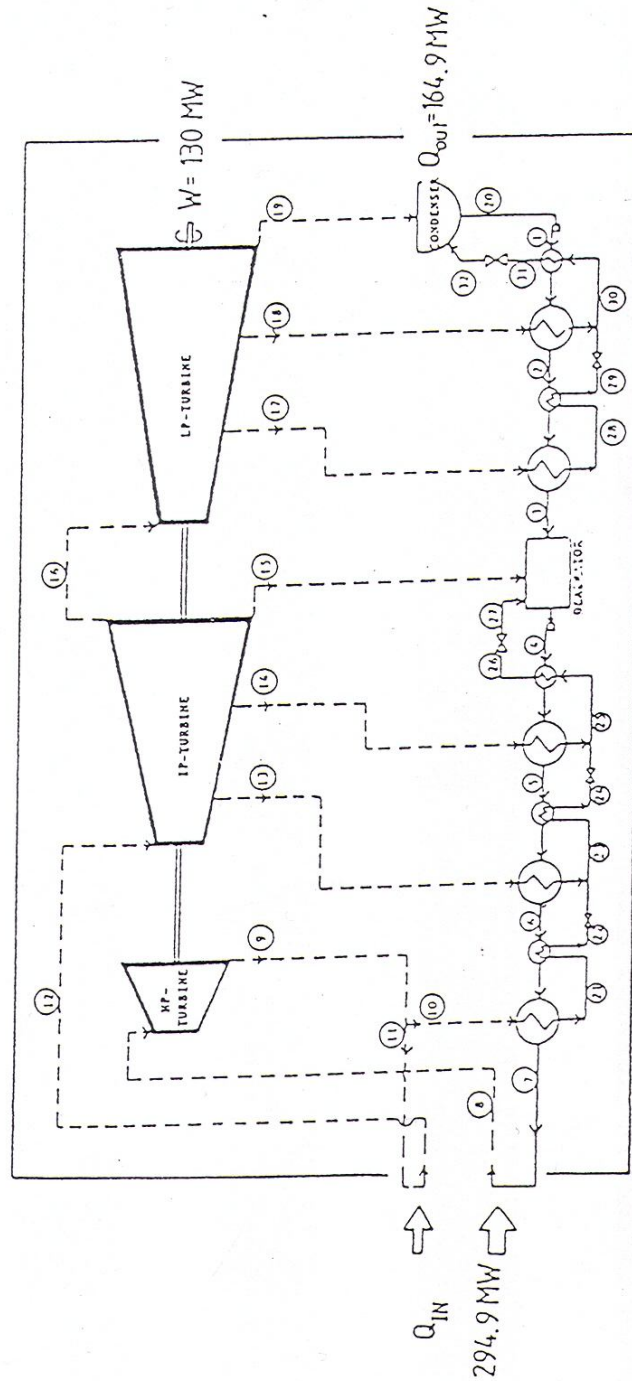
این تحلیل بر روی سیکل نمونه فرضی شامل یک مرحله بازگرمایش و شش مرحله استخراج بخار از توربین انجام شده است. نمودار جریان این سیکل در شکل (2-17) نشان داده شده است. دمای بخار خروجی از تولید کننده بخار 535°C و فشار آن 125bar است. دمای خروجی از مرحله بازگرمایش بخار نیز 538°C و فشار عملیاتی کندانسور 0/0316bar می باشد. بعضی اطلاعات مهم این سیکل و داده های مربوط به آنالیز سوخت در جداول (2-1) و (2-2) ارائه شده است. در جدول (2-3) و (2-4) اطلاعات مربوط به موازنه جرم و حرارت سیکل و بویلر آمده است.

از جدول (2-3) ملاحظه می شود که:

- افزایش آنتالپی آب در عبور از پمپ ها صرف نظر شده است
- آنتالپی آب در هر دما برابر آنتالپی آب اشباع در آن دما فرض شده است
- از افت فشار در بویلر و کندانسور صرف نظر شده است

2-4-1-1 - تحلیل سیکل با استفاده از تکنولوژی پینچ (بدون بویلر)

در تکنولوژی پینچ ابتدا باید جریان های سرد و گرم به همراه دما و آنتالپی هایشان مشخص شوند. این اطلاعات در جدول (2-5) آورده شده است.



شکل (2-17) - دیاگرام جریان نیروگاه نمونه

Net electric power	130 MW
Superheated steam temperature	538°C
Superheated steam pressure	125 bar
Steam reheating temperature	538°C
Number of steam reheaters	1
Number of feedwater heaters (incl. deaerator)	6
Condenser pressure	0.03166 bar
Pressure losses	
- in reheaters ($\Delta P_{RH}/P_{RH}$)	9.6%
- between steam extraction point and feedwater heater inlet ($\Delta P_{FE}/P_{FE}$)	8%
Terminal temperature difference between steam condensing and outgoing condensate	3°C
Isentropic efficiency	
- HP turbine	82%
- IP turbine	85%
- LP turbine	85%
Air excess ratio ($m_{air}/(m_{air})_{stoichiometric}$)	1.2

جدول (1-2) - پارامترهای طراحی نیروگاه

<u>Characteristic</u>	<u>As fired</u>
Proximate (Wt%)	
Moisture	12.9
Volatile matter	27.4
Fixed carbon	42.6
Ash	17.1
Ultimate (Wt%)	
Moisture	12.9
Carbon	56.6
Hydrogen	3.8
Sulphur	1.75
Oxygen	7.85
Ash	17.1
Higher Heating Value (KJ/kg)	23515.86
Lower Heating Value (KJ/kg)	22073.74
Flue gases acid dew point (°C)	125

جدول (2-2) – آنالیز سوخت

Stream No	T (°)	P (bar)	h (KJ/Kg)	m (Kg/s)
1	25	2.2	104.8	81.307
2	58	2.2	242.8	81.307
3	91	2.2	380.8	81.307
4	123.5	125	518.8	105.86
5	155.5	125	656.8	105.86
6	187.3	125	794.8	105.86
7	235.7	125	1016.9	105.86
8	538	125	3442.5	105.86
9	365	35.85	3137.0	105.86
10	365	35.85	3137.0	10.10
11	365	35.85	3137.0	95.76
12	538	32.40	3535.0	95.76
13	414.5	13.44	3285.9	5.048
14	328	6.52	3115.7	4.841
15	226	2.40	2921.63	4.564
16	226	2.40	2921.63	81.307
17	150	0.95	2777.4	4.448
18	62.2	0.22	2586.9	4.2957
19	25	0.03166	2375.6	72.5637
20	25	0.03166	104.8	81.307
21	238.7	33.0	1031.3	10.1
22	190.3	33.0	809.0	10.1
23	190.3	12.5	809.0	15.148
24	158.5	12.5	670.0	15.148
25	158.5	6.0	670.0	19.989
26	126.5	6.0	531.5	19.989
27	126.5	2.2	531.5	19.989
28	94	0.845	394.0	4.448
29	61	0.845	254.8	4.448
30	61	0.20	254.8	8.7437
31	28	0.20	117.3	8.7437
32	28	0.03166	117.3	8.7437

جدول (3-2) - موازنه جرم و انرژی سیکل بخار نیروگاه

Coal	14.0946 Kg/s
------	--------------

Air	145.2363 Kg/s
-----	---------------

Flue gases:

CO ₂	29.25 Kg/s
-----------------	------------

SO ₂	0.49 Kg/s
-----------------	-----------

O ₂	8.95 Kg/s
----------------	-----------

N ₂	110.8 Kg/s
----------------	------------

H ₂ O	6.64 Kg/s
------------------	-----------

Heat to steam	86.97%
---------------	--------

Heat lost to dry flue gases	4.52%
-----------------------------	-------

Hydrogen and Moisture in fuel	5.3%
-------------------------------	------

Unaccounted and radiation loss	1.21%
--------------------------------	-------

جدول (4-2) - موازنه جرم و انرژی بویلر

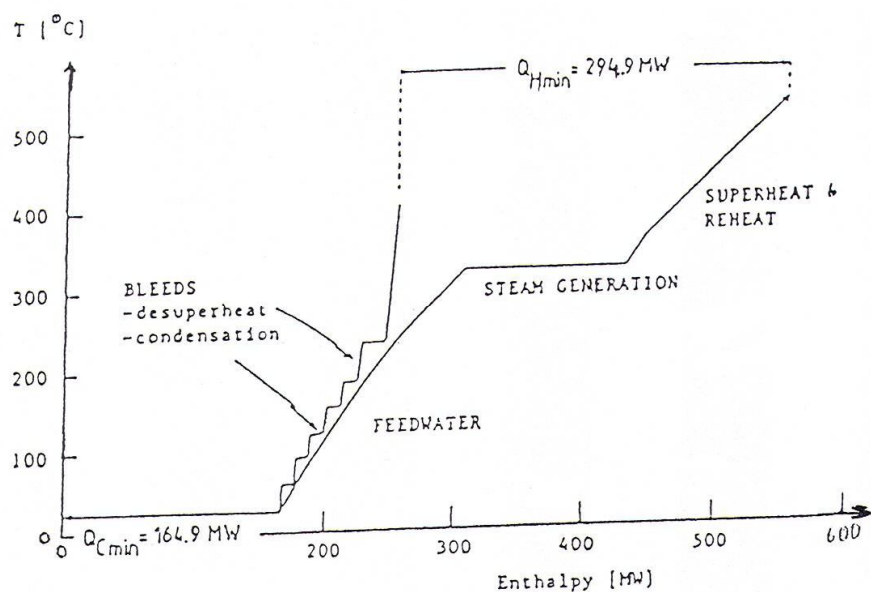
Stream Data - BASE.STM

Stream	Specific heat * mass flow (CP) [KW/C]	Enthalpy Change [KW]	Supply Temp [C]	Target Temp [C]	Name
1 Cold		33661.30080	25.0	123.5	CONDENSATE
1.1	340.01300	22440.90040	25.0	91.0	
1.2	345.24399	11220.40040	91.0	123.5	
2 Cold		0.10503E+06	123.5	327.8	BOILER FEEDWATER
2.1	456.51999	14608.59960	123.5	155.5	
2.2	459.39999	14608.90040	155.5	187.3	
2.3	485.76999	23511.30080	187.3	235.7	
2.4	567.91998	52305.39840	235.7	327.8	
3 Cold	0.12311E+06	0.12311E+06	327.8	328.8	STEAM GENERATION
4 Cold	388.38000	81353.70310	328.8	538.0	SUPERHEAT
5 Cold	219.03999	38113.00000	364.0	538.0	REHEAT
6 Hot		-23512.42970	365.0	189.3	HP BLEED
6.1	26.71000	-3373.46997	365.0	238.7	
6.2	17893.19920	-17893.19920	238.7	237.7	
6.3	46.40000	-2245.76001	237.7	189.3	
7 Hot		-14613.04100	414.0	157.5	IP BLEED
7.1	11.30000	-2527.81006	414.0	190.3	
7.2	9979.75000	-9979.75000	190.3	189.3	
7.3	66.21000	-2105.47998	189.3	157.5	
8 Hot		-14608.53030	328.0	126.5	IP2 BLEED
8.1	10.24500	-1736.53003	328.0	158.5	
8.2	10103.70020	-10103.70020	158.5	157.5	
8.3	89.30000	-2768.30005	157.5	126.5	
9 Hot	34.61800	-253.85400	126.5	123.5	IP DRAINS
10 Hot		-10966.44530	226.0	122.5	IP3 BLEED
10.1	9.37800	-961.24500	226.0	123.5	
10.2	10005.20020	-10005.20020	123.5	122.5	
11 Hot		-11220.43360	150.0	60.0	LP1 BLEED
11.1	8.84800	-495.48801	150.0	94.0	
11.2	10105.79980	-10105.79980	94.0	93.0	
11.3	18.76200	-619.14600	93.0	60.0	
12 Hot		-11220.44040	61.0	28.0	LP2 BLEED
12.1	10018.20020	-10018.20020	61.0	60.0	
12.2	37.57000	-1202.23999	60.0	28.0	
13 Hot	36.43200	-109.29600	28.0	25.0	LP DRAINS
14 Hot	0.16470E+06	-0.16478E+06	26.0	25.0	CONDENSER

جدول (5-2) - جریان های سرد و گرم سیکل

• منحنی های مرکب و نزدیک کردن پینچ ها

با استفاده از داده های جدول (5-2) منحنی های مرکب مربوطه رسم می شود. در شکل (18-2) این منحنی ها که بار گرمایش 294/9MW را نشان میدهند ملاحظه می شود. این مقدار دقیقاً برابر حرارتی است که در بویلر به آب تغذیه منتقل می شود.

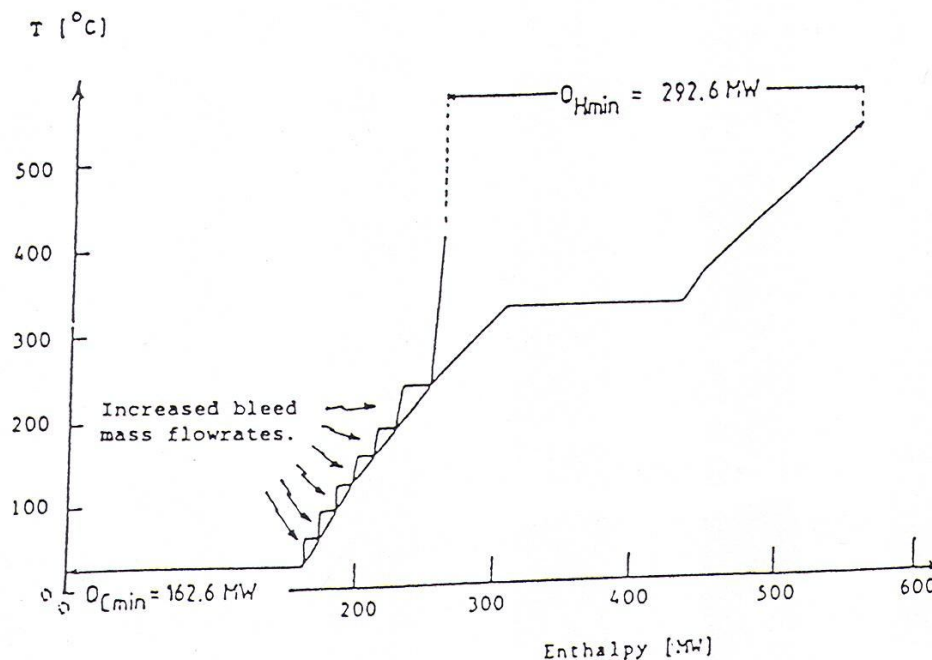


شکل (18-2) - دیاگرام جریان نیروگاه نمونه

بررسی دقیق CC نشان می دهد که کمترین اختلاف دمای مجاز فقط در اولین مرحله گرمایش رخ می دهد و سیستم تنها در یک نقطه پینچ دارد. از آنجا که در دمای چگالش هر زیرکش امکان ایجاد پینچ دیگری وجود دارد می توان گفت نیروهای محرکه دما در این سیستم توزیع یکنواختی ندارند. طبق اصول ترمودینامیک کاهش نیروی محرکه یکی از عوامل کاهش بازگشت ناپذیری و در مورد تأسیسات نیرو از عوامل افزایش میزان کار محوری است. بنابراین در صورت کاهش نیروهای محرکه در دیگر پله های چگالش و رساندن آن به میزان ΔT_{min} موجود در سیستم، راندمان حرارتی نیروگاه بهبود می یابد.

در صورت ثابت ماندن فشار زیرکش ها بوجود آوردن پینچ در پله چگالش هر زیرکش مستلزم افزایش شدت جریان جرمی آن است. بهرحال منحنی های مرکب مربوط به سیکل اصلاح شده در شکل (2-19) نمایش داده شده است.

مقدار بار حرارتی بویلر برابر $292/6\text{MW}$ دست می آید که نسبت به $294/9\text{MW}$ در سیکل پایه $0/78\%$ کاهش را نشان می دهد. بنابراین راندمان حرارتی سیکل حدود $0/3\%$ افزایش یافته است ($44/1\% - 44/4\%$)



شکل (2-19) - منحنی های مرکب سیکل پس از اصلاح

• بررسی روش اخیر و مقایسه آن با روش قدیمی

اما چرا استفاده از روش قدیمی تعیین شدت جریان جرمی زیرکش ها، بهترین راندمان قابل حصول را نتیجه نمی دهد؟

پاسخ این است که در روش قدیمی موازنه آنتالپی بخارهای زیرکش بگونه ای مرتب شده است که گرمایش آب تغذیه در هر مرحله تنها توسط حرارت یک زیرکش انجام می شود (به شکل (9-2) مراجعه شود). اما در روش پیشنهادی تکنولوژی پینچ، اساس تحلیل بر رسم پروفیل واحدی برای همه منابع و همینطور برای چاله های حرارتی با یکدیگر استوار شده است (شکل (18-2) و (19-2)).

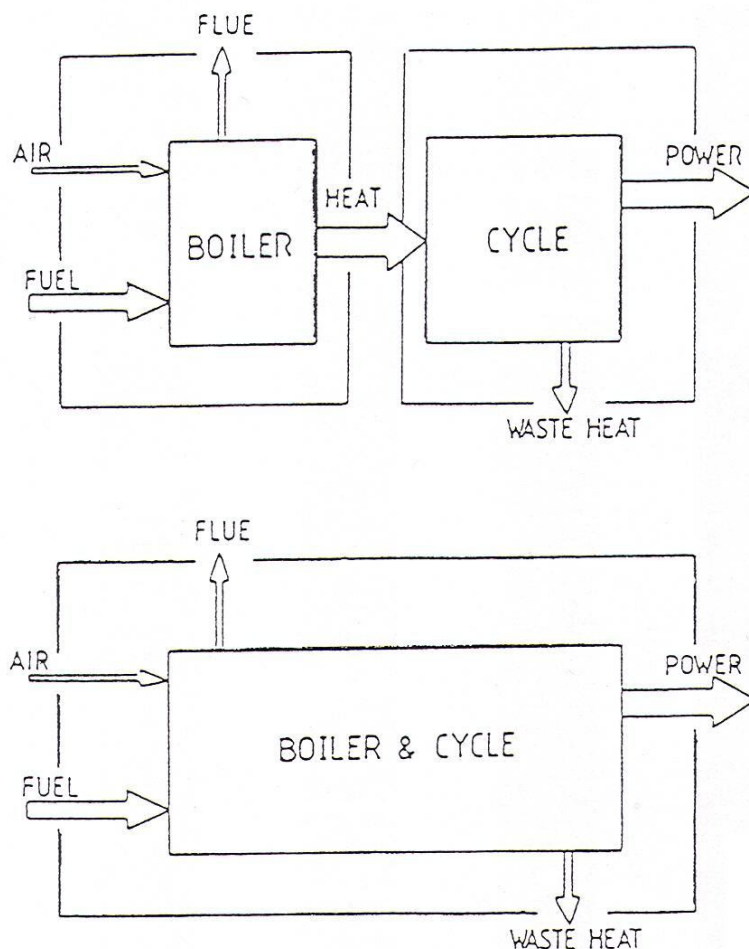
تفاوت اساسی شکل (9-2) از سویی و شکلهای (18-2) و (19-2) از سوی دیگر اینست که در شکلهای (18-2) و (19-2) برای هر محدوده دمایی خاص همه جریانهای گرمی که در این محدوده مؤلفه ای دارند در نظر گرفته شده اند. دسته بندی جریانهای گرم در شکل (9-2) بر اساس زیرکش ها و در شکل (18-2) و (19-2) با توجه به دماها انجام شده است. در واقع اساس طراحی قدیمی " فلسفه عملیات واحد (Unit operation wise)" و در طراحی تکنولوژی پینچ " فلسفه انتگراسیون سیستم (Process integration wise)" می باشد.

2-4-1-2- تکنولوژی پینچ و تحلیل کلی سیستم (سیکل و بویلر)

تا اینجا جریان دود خروجی از کوره و هوای پیش گرم در رسم منحنی های مرکب مورد استفاده قرار نگرفته، دو بخش سیکل و بویلر به صورت سیستم های کاملاً مجزی طراحی گردیده و بار حرارتی سیکل که تأمین آن بعهد کوره است تنها پارامتر ارتباط دهنده طراحی این دو بخش می باشد.

در این بخش با افزودن جریان دود و هوای پیش گرم به جریانهای گرم و سرد سیستم و تحلیل کل سیستم توسط تکنولوژی پینچ زمینه دیگری برای بهینه سازی بیشتر سیستم معرفی میشود.

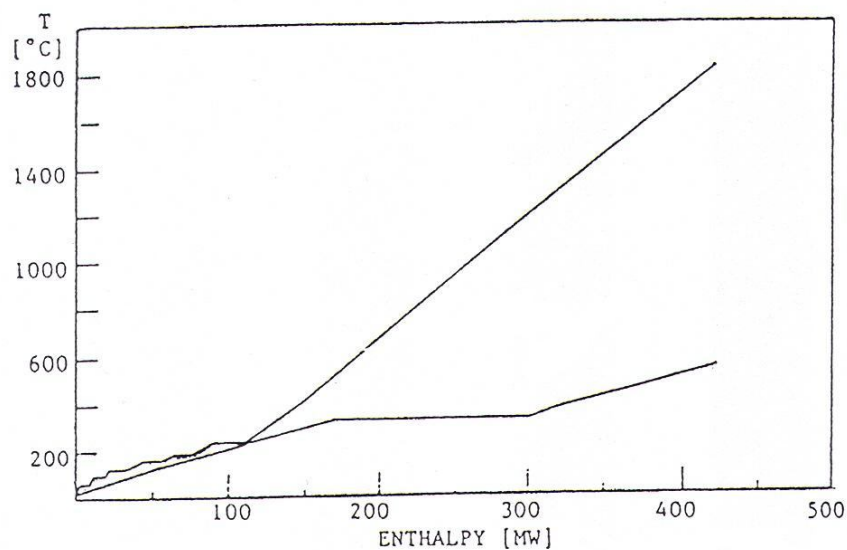
شکل (20-2) مفهوم این روش را بطور شماتیک نشان میدهد.



شکل (20-2) - انتگراسیون بویلر و مقایسه آن با روش قدیمی

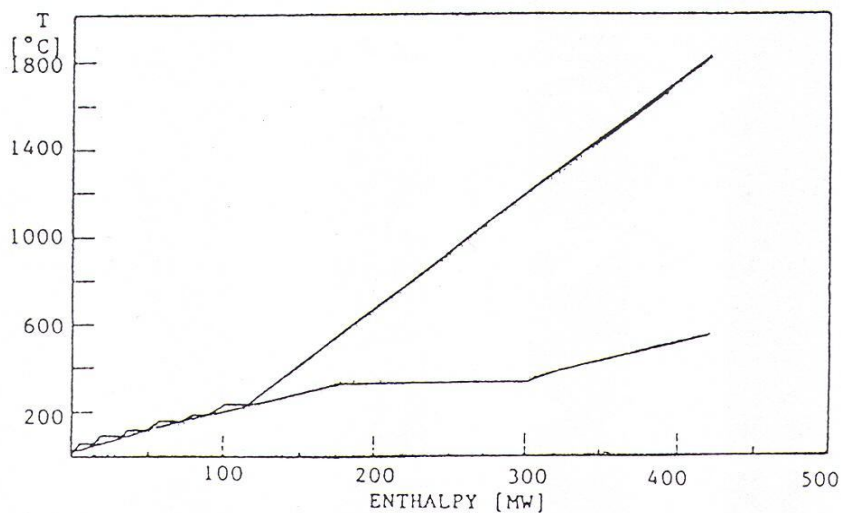
• انتخاب منابع خارجی برای گرمایش سیستم

در تکنولوژی پینچ بررسی فصل مشترک فرایند (سیکل) و تجهیزات جانبی لازم برای گرمایش خارجی (بویلر) با کمک "منحنی مرکب بزرگ" و یا "منحنی های ترکیبی موازنه شده" (**Balanced CC**) انجام می شود. شکل (21-2) "منحنی های ترکیبی موازنه شده" را که با استفاده از شدت جریانهای اصلاح شده در قسمت قبل بدست آمده نشان می دهد. ملاحظه میشود که نابرابری مقادیر گرمای ویژه هوا و دود سبب از بین رفتن توزیع هماهنگ نیروهای محرکه شده است. به این ترتیب فرصت مجددی برای اصلاح شدت جریان ها و ایجاد اختلاف دمای مطلوب در پله های چگالش به وجود آمده است.



شکل (21-2) - منحنی های ترکیبی موازنه شده پس از افزودن دود و هوا

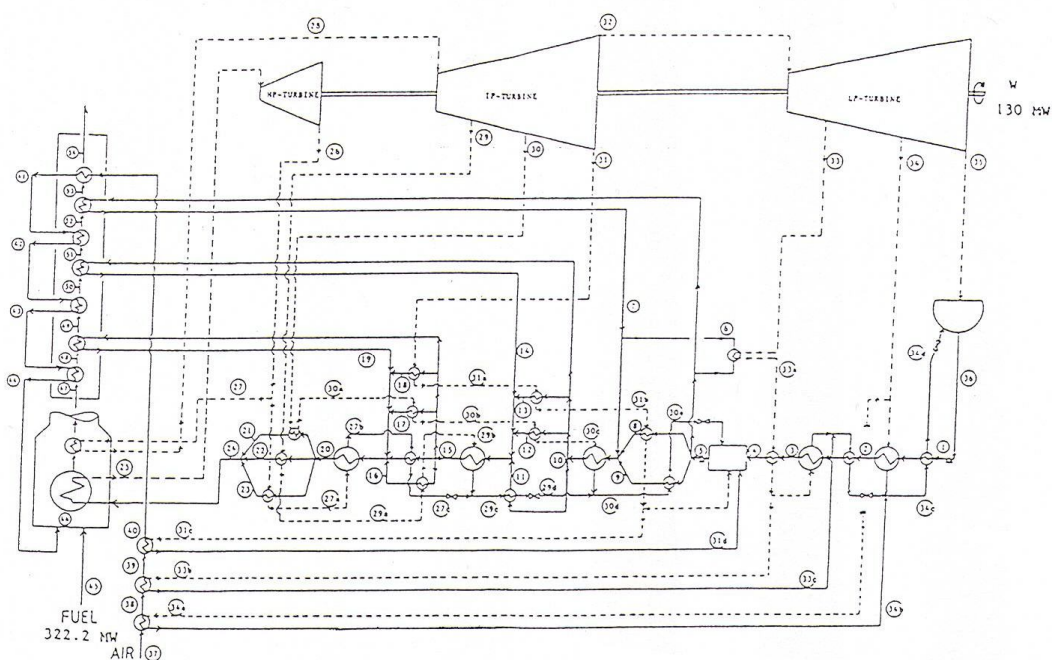
نتیجه بدست آمده در این مرحله مصرف **322/2MW** سوخت را در کوره نشان می دهد که نسبت به مرحله قبل **2/03%** و نسبت به سیکل اصلی **2/8%** کاهش یافته است. منحنی مرکب موازنه شده پس از اصلاح در شکل (2-2) نشان داده شده است. آخرین مرحله، طراحی شبکه مبدل های حرارتی مطابق روش طراحی پینچ (PDM) می باشد که نتیجه آن در شکل (23-2) و جدول (6-2) ملاحظه می گردد.



شکل (22-2) - منحنی های ترکیبی پس از اصلاح نهایی

روش پیشنهادی Linohoff و Alanis را می توان در چهار مرحله زیر خلاصه کرد:

- 1- تعریف مشخصات اصلی سیکل نظیر شرایط بخار خروجی از بویلر، تعداد مراحل بازیافت گرمایی (تعداد زیرکش ها)، تعداد مراحل بازگرمایش و فشار زیرکش ها
- 2- رسم "منحنی های ترکیبی موازنه شده"، در تعیین مقادیر دما و آنتالپی در این نمودار به اطلاعاتی نظیر ترکیب سوخت، مقدار هوای اضافی احتراق، فرضیات مربوط به کمترین و بیشترین دماها و مقادیر اختلاف دما نیاز داریم
- 3- محاسبه شدت جریان های جرمی بگونه ای که در هر پله چگالش نقطه پینچی با کمترین اختلاف دمای مطلوب بوجود آید. این کار با نوشتن و حل معادلات موازنه آنتالپی در هر مرحله بازگرمایش انجام میشود.
- 4- طراحی شبکه مبدل های حرارتی با استفاده از "روش طراحی پینچ".



شکل (23-2) - دیاگرام جریان سیکل پس از اصلاح نهایی

Stream No	T (°C)	P (bar)	h (KJ/kg)	m (kg/s)
1	25	2.2	104.8	80.2401
2	58	2.2	242.8	80.2401
3	91	2.2	380.8	80.2401
4	92.3	2.2	386.3	80.2401
5	123.5	125	518.8	108.1612
6	139.8	125	568.0	4.0756
7	125.7	125	528.56	75.2426
8	151.3	125	637.8	3.7621
9	150.9	125	636.1	25.0609
10	155.5	125	656.0	108.1612
11	176.5	125	747.9	24.9241
12	177.6	125	752.8	3.7386
13	176.2	125	746.7	4.7262
14	156.9	125	662.1	74.7723
15	187.3	125	794.8	108.1612
16	218.7	125	937.9	4.7141
17	218.9	125	938.8	3.5356
18	205.9	125	879.4	5.6296
19	191.9	125	816.18	58.9262
20	235.7	125	1016.9	108.1612
21	241	125	1042.7	36.0537
22	248.4	125	1076.1	36.0537
23	256	125	1114.9	36.0537
24	248.5	125	1078.6	108.1612
25	538	125	3442.5	108.1612
26	365	35.85	3137.0	108.1612
27	365	35.85	3137.0	97.5830
27a	238.7	33.0	2803.0	10.5781
27b	238.7	33.0	1031.3	10.5781
27c	190.3	33.0	809.0	10.5781
28	538	32.40	3535.0	97.5830
29	414.5	13.44	3137.0	5.7758
29a	238.7	12.5	2903.5	5.7758
29b	190.3	12.5	2786.0	5.7758
29c	190.3	12.5	809.0	16.3539
29d	158.5	6.0	670.0	16.3539
30	328	6.52	3115.7	5.0295
30a	238.7	6.0	2930.3	5.0295
30b	190.3	6.0	2828.4	5.0295
30c	158.5	6.0	2757.0	5.0295
30d	158.5	6.0	670.0	21.3834
30e	126.5	6.0	531.5	21.3834
31	226	2.4	2921.63	6.5376
31a	190.3	2.2	2848.4	6.5376
31b	158.5	2.2	2783.5	6.5376
31c	126.5	2.2	2714.5	1.8396
31d	123.5	2.2	518.8	1.8396
32	226	2.4	2921.63	80.2401
33	150	0.95	2777.4	6.5381

جدول (6-2) - مشخصات جریان های مربوط به سیکل شکل (21-2)

Stream No	T (°C)	P (bar)	h (KJ/kg)	m (kg/s)
33a	126.5	0.845	2733.6	6.5381
33b	94	0.845	2666.0	2.0649
33c	94	0.845	394.0	2.0649
34	62.2	0.22	2586.9	4.7530
34a	61	0.20	2586.9	0.6705
34b	61	0.20	254.8	0.6705
34c	61	0.20	254.8	11.2911
34d	28	0.20	117.3	11.2911
35	25	0.03166	2375.6	68.9491
36	25	0.03166	104.8	80.2401

Combustion air				
37	25	atm	0	140.4132
38	36	atm	11.1373	140.4132
39	69	atm	44.5492	140.4132
40	97.4	atm	73.3165	140.4132
41	123.5	atm	99.7295	140.4132
42	155.5	atm	132.5362	140.4132
43	187.3	atm	165.4515	140.4132
44	250.2	atm	229.526	140.4132

fuel				
45	25	atm	23515.86	13.7021

flue gases				
46	1810	atm	2309.6836	151.7723
47	273.5	atm	369.1475	151.7723
48	219.7	atm	309.8686	151.7723
49	212.3	atm	301.5678	151.7723
50	183.3	atm	271.1160	151.7723
51	180.5	atm	268.1090	151.7723
52	152.9	atm	237.7577	151.7723
53	148.5	atm	232.9182	151.7723
54	125	atm	208.4819	151.7723

ادامہ جدول (6-2)

2-4-2 - روش Zheng و Dhole تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی

سیکل نمونه ای که مورد تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی قرار می گیرد، سیکلی شامل دو مرحله استخراج بخار از توربین فشار ضعیف، سه مرحله از توربین فشار متوسط و یک مرحله از توربین فشار قوی می باشد. این سیکل شامل یک مرحله بازگرمایش در محل اولین زیرکش (پرفشارترین زیرکش) و یک مرحله هوازدایی در محل زیرکش چهارم می باشد. نمودار جریان این سیکل در شکل (2-24) آمده است. داده های جدول (2-1) برای این سیکل نیز عیناً صادق می باشد. دما و فشار بخار خروجی از بویلر و دمای مرحله گرمایش مجدد و همینطور فشار کندانسور نیز مانند سیکل بررسی شده در قسمت قبل می باشد.

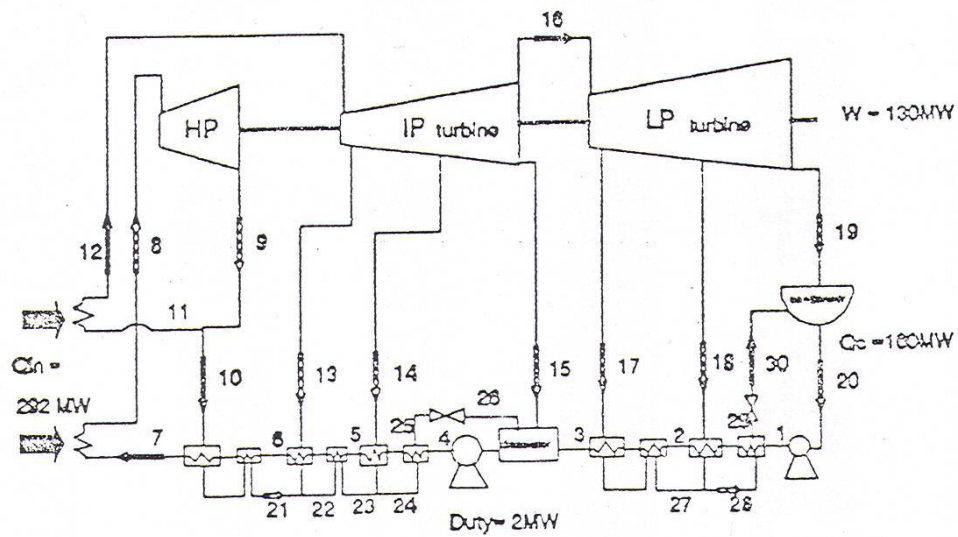
موازنه کامل جرم و انرژی سیکل را در جدول (2-7) ملاحظه می شود.

راندمان حرارتی نیروگاه از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$\eta_{th} = \frac{\text{میزان کار خالص خروجی از سیکل}}{\text{گرمای ورودی به سیکل}} \times 100\% = 44.5\%$$

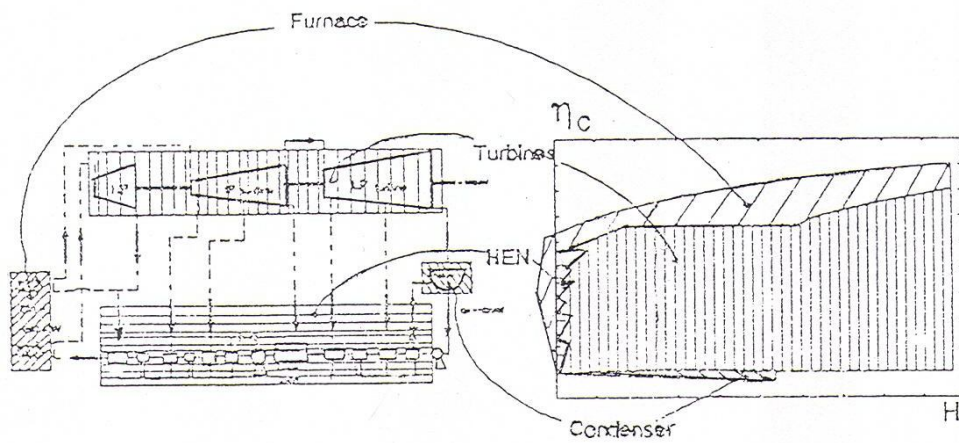
که در آن:

در شکل (2-25)، CPER رشم شده برای این سیکل به همراه نمودار توزیع مقادیر اکسرژی نشان داده شده است.



Steam Turbine System (Eff. = 44.5%)

شکل (24-2) - نمودار جریان نیروگاه



شکل (2-25) - توزیع اکسرژی در نیروگاه نمونه

Stream No.	T (°C)	P (bar)	m (Kg/s)
1	25	2.2	82.11
2	58	2.2	82.11
3	98	2.2	82.11
4	125.5	125	105.86
5	159.5	125	105.86
6	190.5	125	105.86
7	241	125	105.86
8	538	125	105.86
9	365	36.4	105.86
10	365	36.4	10.44
11	365	36.4	95.42
12	538	32.4	95.42
13	414	13.4	4.93
14	328	6.7	5.07
15	226	2.6	3.31
16	226	2.6	82.11
17	150	1.1	5.47
18	62.2	0.22	4.30
19	25.0	0.03166	72.35
20	25.0	0.03166	82.11
21	193.5	33.5	10.44
22	189	12.5	15.37
23	162.5	12.5	15.37
24	159	6.18	20.44
25	128.5	6.18	20.44
26	123.3	2.2	20.44
27	61	0.85	5.47
28	60	0.2	9.76
29	28	0.2	9.76
30	25.0	0.03166	9.76

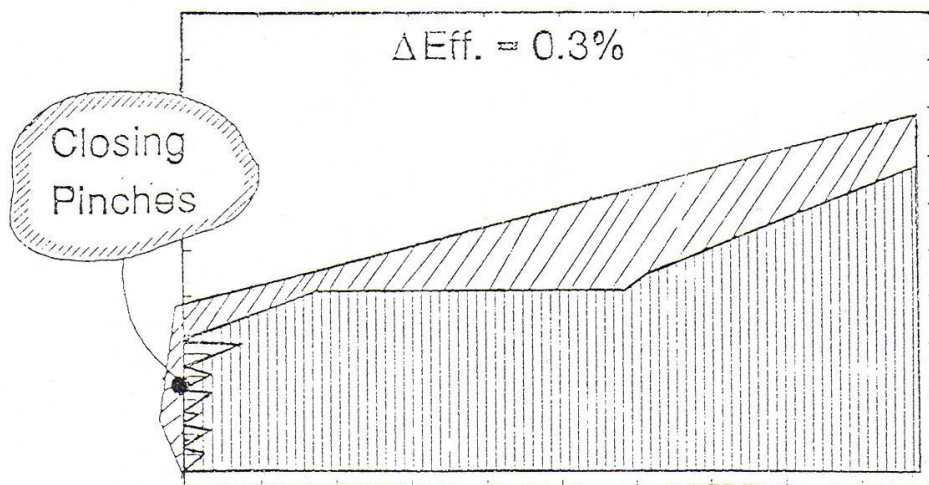
جدول (7-2) - موازنه جرم و انرژی نیروگاه نمونه

2-4-2-1 - تحلیل سیکل و بررسی راههای مختلف افزایش راندمان

رسم شده مشخص می سازد که با مصرف مقدار مشخص سوخت می توان با انجام اصلاحاتی در سیکل که منجر به کاهش تلفات اکسرژی در شبکه گرمکن های آب تغذیه شود، میزان کارخروجی از سیکل را افزایش داد. به این منظور راهکارهای زیر مورد بررسی قرار می گیرد.

• نزدیک کردن نقاط پینچ

با بررسی CPER رسم شده مشخص می شود که کمترین اختلاف دمای بخار تنهادر سه مرحله اول گرمایش رخ داده است. با توجه به دلایل ذکر شده در بخش پیشین لازم است با تغییر سرعت جرمی زیرکشی ها در تمام نقاط پینچ شبکه گرمکن ها، منحنی های سردو گرم به هم نزدیک شوند. پس از انجام محاسبات لازم، افزایش راندمان حرارتی در اثر این اصلاح حدود 0/3% بدست می آید. CPER اصلاح شده در شکل (26-2) و موازنه جدید جرم و انرژی حاصل از بهینه سازی در جدول (2-2-8) آمده است.



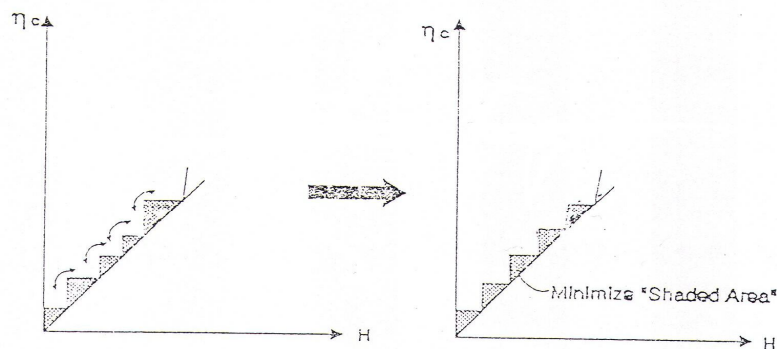
شکل (26-2) - CPER پس از نزدیک کردن پینچ ها

Stream	CP (MW/°C)	H (MW)	Ts (°C)	Tt (°C)	Name
1 hot		17.46	328	128.5	IP2 Bleed
1.1	0.013	2.19	328	163.2	
1.2	3.856	12.34	163.2	160.0	
1.3	0.093	2.93	160.0	128.5	
2 hot		16.43	414.0	160.0	IP Bleed
2.1	0.013	2.83	414	193	
2.2	3.465	11.43	193	189.7	
2.3	0.073	2.168	189.7	160	
3 hot		28.15	365	189.7	HP Bleed
3.1	0.034	4.09	365	244.7	
3.2	4.539	21.29	244.7	240	
3.3	0.055	2.77	240	189.7	
4 hot		8.835	226	123.3	IP3 Bleed
4.1	0.007	0.70	226	126.1	
4.2	2.916	8.14	126.1	123.3	
5 hot		14.06	150	60.1	LP1 Bleed
5.1	0.011	0.539	150	101	
5.2	4.315	12.69	101	98.1	
5.3	0.022	0.835	98.1	60.1	
6 hot		11.76	62.2	28	LP2 Bleed
6.1	4.935	10.41	62.2	60.1	
6.2	0.042	1.35	60.1	28	
7 hot	165.2	165.2	26	25	Con.
8 hot	0.042	0.126	28	25	LP drain
9 hot	0.091	0.473	128.5	123.3	IP drain
10 cold		34.27	25	123.3	Con.
10.1	0.348	22.88	25	90.75	
10.2	0.350	11.39	90.75	123.3	
11 cold		106.0	125.5	327.8	Feed water
11.1	0.462	15.71	125.5	159.5	
11.2	0.473	14.66	159.5	190.5	
11.3	0.491	24.8	190.5	241	
11.4	0.586	50.86	241	327.8	
12 cold	127.21	127.21	327.8	328.8	Steam gen.
13 cold	0.397	33.1	328.8	538	Super heat
14 cold	0.226	39.1	365	538	Super heat

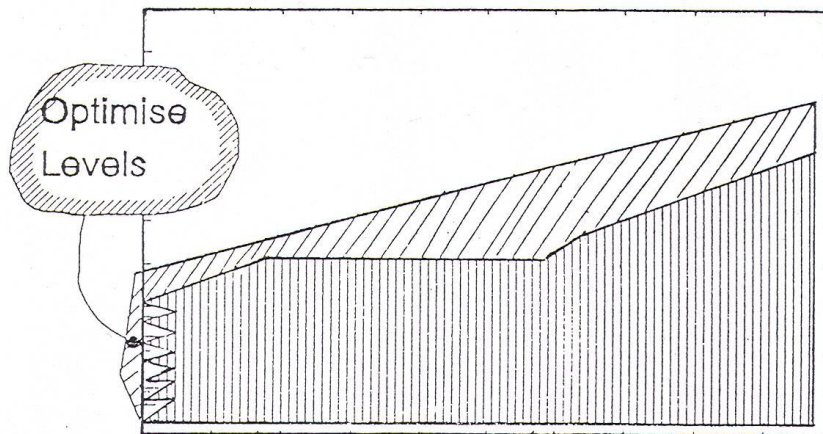
جدول (8-2) - موازنه جرم و انرژی پس از نزدیک کردن پینچ ها

• بهینه سازی سطوح زیرکش ها

یکی از راههای کاهش تلفات اکسرژی در سیکل، می نیم کردن تلفات اکسرژی در شبکه گرمکن های آب است که بصورت شش مثلث در CPER سیکل پایه نیروگاه دیده می شود. با توجه به شکل 10-3 می توان اثبات کرد در صورت برابری سطح همه مثلث ها با هم سطح مجموع آنها می نیم خواهد شد و این امر با تغییر دمای اشباع زیرکش ها امکانپذیر می باشد. با استفاده از روش بهینه سازی دماهای جدید محاسبه شده، شکل (27-2) بدست می آید. جدول (9-2) موازنه جرم و انرژی را پس از این تغییر نشان می دهد.



شکل (27-2) - بهینه سازی سطوح زیرکش ها



شکل (28-2) - CPER پس از بهینه سازی سطوح زیرکش ها

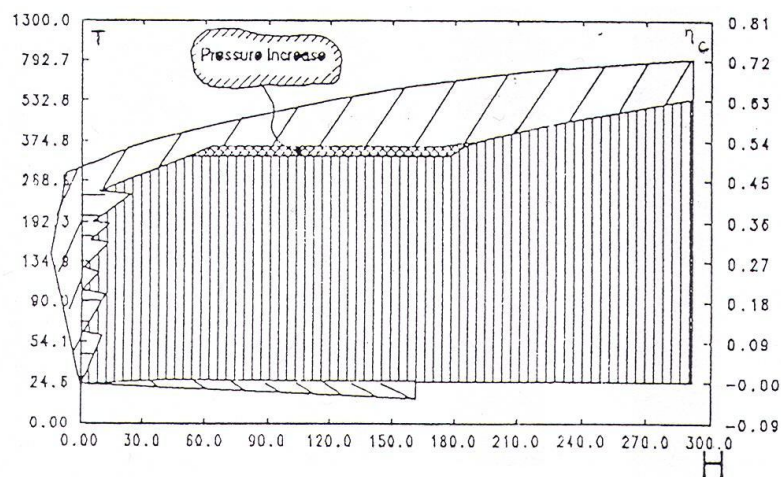
Stream	CP (MW/°C)	H (MW)	Ts (°C)	Tt (°C)	Name
1 hot		18.59	360.2	139	IP2 Bleed
1.1	0.014	2.618	360.2	174.5	
1.2	4.959	12.84	174.5	171.91	
1.3	0.095	3.126	171.91	139	
2 hot		18.21	451.31	171.91	IP Bleed
2.1	0.015	3.672	451.31	206.5	
2.2	4.575	12.34	206.5	203.8	
2.3	0.069	2.2	203.8	171.91	
3 hot		20.29	363.4	203.83	HP Bleed
3.1	0.025	2.986	363.4	243.98	
3.2	3.345	15.86	243.98	239.24	
3.3	0.041	1.452	239.24	203.83	
4 hot		14.80	249.91	134.6	IP3 Bleed
4.1	0.013	1.471	249.91	136.78	
4.2	5.931	12.93	136.78	134.60	
5 hot		13.57	132.14	56.37	LP1 Bleed
5.1	0.011	0.37	132.14	97.02	
5.2	3.684	12.34	97.02	93.67	
5.3	0.023	0.858	93.67	56.37	
6 hot		10.41	58.77	28	LP2 Bleed
6.1	3.915	9.357	58.77	56.38	
6.2	0.037	1.05	56.38	28	
7 hot	160.1	160.1	26	25	Con.
8 hot	0.039	0.117	28	25	LP drain
9 hot	0.094	0.4888	139	133.8	IP drain
10 cold		37.44	25	133.8	Con.
10.1	0.343	23.67	25	94.02	
10.2	0.346	13.76	94.02	133.8	
11 cold		101.5	136	327.8	Feed water
11.1	0.467	16.63	136	171.6	
11.2	0.478	15.25	171.6	203.5	
11.3	0.502	25.41	203.5	254.11	
11.4	0.600	44.21	254.11	327.8	
12 cold	127.4	127.4	327.8	328.8	Steam gen.
13 cold	0.399	83.47	328.8	538	Super heat
14 cold	0.224	38.75	365	538	Super heat

جدول (9-2) - موازنه جرم و انرژی بهینه سازی سطوح زیر کش ها

• تغییر فشار بویلر

با مراجعه به CPER مربوط به سیکل پایه دیده می شود که برای کاهش تلفات اکسرژی در کوره می توان فشار بخار تولیدی را افزایش داد. افزایش مقدار فشار 125bar به 150bar در مصرف ثابت سوخت منجر به افزایش راندمان حرارتی به میزان 0/6% می گردد.

نتایج بدست آمده در جدول (10-2) و CPER مربوط به شکل (29-2) دیده می شود.



شکل (29-2) – CPER پس از افزایش فشار بویلر

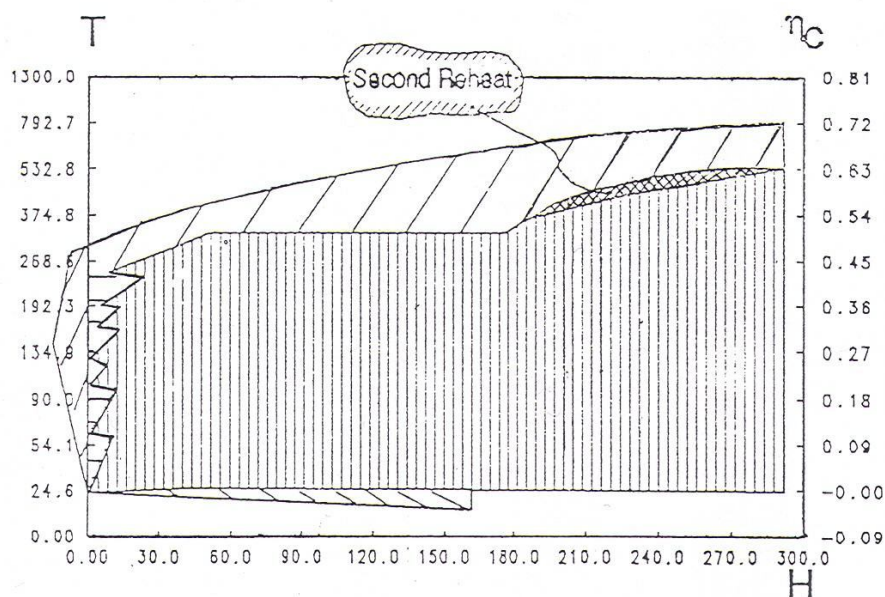
Stream	CP (MW/°C)	H (MW)	Ts (°C)	Tt (°C)	Name
1 hot		15.19	323	123.5	IP2 Bleed
1.1	0.011	1.82	328	163.2	
1.2	3.313	10.6	163.2	160.0	
1.3	0.083	2.77	160.0	128.5	
2 hot		14.25	414.0	160.0	IP Bleed
2.1	0.011	2.48	414	193	
2.2	2.958	9.76	193	189.7	
2.3	0.068	2.009	189.7	160	
3 hot		24.35	365	189.7	HP Bleed
3.1	0.029	3.53	365	244.7	
3.2	3.923	18.4	244.7	240	
3.3	0.048	2.42	240	189.7	
4 hot		7.96	226	123.3	IP3 Bleed
4.1	0.007	0.68	226	126.1	
4.2	2.606	7.27	126.1	123.3	
5 hot		13.81	150	60.1	LP1 Bleed
5.1	0.011	0.537	150	101	
5.2	4.24	12.47	101	93.1	
5.3	0.021	0.801	93.1	60.1	
6 hot		11.41	62.2	23	LP2 Bleed
6.1	4.787	10.1	62.2	60.1	
6.2	0.041	1.31	60.1	28	
7 hot	161	161	26	25	Con.
8 hot	0.041	0.122	28	25	LP drain
9 hot	0.089	0.461	128.5	123.3	IP drain
10 cold		33.4	25	123.3	Con.
10.1	0.339	22.3	25	90.75	
10.2	0.341	11.1	90.75	123.3	
11 cold		111.4	125.5	327.8	Feed water
11.1	0.45	15.3	125.5	159.5	
11.2	0.461	14.3	159.5	190.5	
11.3	0.479	24.2	190.5	241	
11.4	0.576	57.6	241	341	
12 cold	112	112	341	342	Steam gen.
13 cold	0.434	85	342	538	Super heat
14 cold	0.22	38.1	365	538	Super heat

جدول (2-10) - موازنه جرم و انرژی پس از افزایش فشار بویلر

• افزودن خط بازگرمایش دوم

اضافه نمودن یک مرحله گرمادهی مجدد بخار نیز می تواند از تلفات اکسرژی سیکل بکاهد. به عنوان نمونه CPER رسم شده برای حالتی که یک مرحله گرمادهی مجدد تا دمای 538°C در محل اولین زیرکش فشار متوسط افزوده شده است، در شکل (30-2) نشان داده شده است.

کاهش افت اکسرژی ناشی از این تغییرات باعث افزایش راندمان حرارتی به میزان 0/8% می گردد نتایج مربوط به موازنه جرم و انرژی در این حالت در جدول (11-2) ملاحظه میشود.



شکل (30-2) - CPER پس از افزودن بازگرمایش دوم

Stream	CP (MW/°C)	H (MW)	Ts (°C)	Tt (°C)	Name
1 hot		13.59	323	128.5	IP2 Bleed
1.1	0.010	1.648	328	163.2	
1.2	3.059	9.789	163.2	160.0	
1.3	0.081	2.552	160.0	128.5	
2 hot		13.09	414.0	160.0	IP Bleed
2.1	0.010	2.21	414	193	
2.2	2.731	9.012	193	189.7	
2.3	0.063	1.871	189.7	160	
3 hot		22.45	365	189.7	HP Bleed
3.1	0.027	3.247	365	244.7	
3.2	3.622	16.99	244.7	240	
3.3	0.044	2.215	240	189.7	
4 hot		7.362	226	123.3	IP3 Bleed
4.1	0.007	0.649	226	126.1	
4.2	2.406	6.713	126.1	123.3	
5 hot		12.72	150	60.1	LP1 Bleed
5.1	0.010	0.49	150	101	
5.2	3.915	11.51	101	98.1	
5.3	0.019	0.721	98.1	60.1	
6 hot		10.55	62.2	28	LP2 Bleed
6.1	4.42	9.326	62.2	60.1	
6.2	0.038	1.219	60.1	28	
7 hot	148.656	148.656	26	25	Con.
8 hot	0.038	0.114	28	25	LP drain
9 hot	0.082	0.426	128.5	123.3	IP drain
10 cold		30.83	25	123.3	Con.
10.1	0.313	20.58	25	90.75	
10.2	0.315	10.25	90.75	123.3	
11 cold		95.38	125.5	327.8	Feed water
11.1	0.415	14.11	125.5	159.5	
11.2	0.426	13.21	159.5	190.5	
11.3	0.442	22.32	190.5	241	
11.4	0.527	45.74	241	327.8	
12 cold	114.5	114.5	327.8	328.8	Steam gen.
13 cold	0.179	22.2	414	538	Double reheat
14 cold	0.357	74.68	328.8	538	Super heat
15 cold	0.203	35.12	365	538	Super heat

جدول (11-2) – موازنه جرم و انرژی پس از افزایش بازگرمایش دوم

فصل سوم - جمع آوری داده‌ها

هدف از بکارگیری ابزار پینچ در این پروژه اصلاح شبکه مبدل‌های حرارتی می‌باشد. بنابراین در ابتدا بایستی سیکل در حالت بارگذاری کامل (100 درصد) شبیه سازی شود. داده‌های مورد نیاز جهت شبیه‌سازی سیکل به شرح ذیل می‌باشند:

1- اطلاعات جریان‌های جرم و انرژی در مبدل‌های پیش گرم آب تغذیه

2- ساختار هندسی مبدل‌های پیش گرم آب تغذیه

3- جریان‌های جرم و انرژی در توربین‌ها

4- جریان‌های جرم و انرژی در کندانسور

5- ساختار هندسی کندانسور

6- جریان‌های جرم و انرژی در بویلر

7- ساختار هندسی بویلر

این اطلاعات در قالب جداولی تهیه گردیده و در صفحات بعد آورده شده است ؛

[Modelling.xls](#)

[Power Plant.xls](#)

[Geometric TOUSS POWER PLANT.xls](#)

فصل چهارم - بهینه سازی سیکل حرارتی نیروگاه بخار طوس مشهد با استفاده از تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی

مقدمه

در فصل های قبل ضمن معرفی آنالیز پینچ و اکسرژی، به روشهای بهینه سازی سیکل حرارتی نیروگاههای بخار، با استفاده از آنالیز پینچ و اکسرژی اشاره کردیم. در این فصل سیکل حرارتی نیروگاه بخار طوس مشهد را مورد تحلیل قرار داده و با استفاده از کاملترین روش اصلاح سیکل رانکین، که همان آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی می باشد، به بهینه سازی مصرف انرژی و افزایش راندمان سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد خواهیم پرداخت. بدین ترتیب که سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد را در وضعیت موجود بررسی کرده و پس از استخراج اطلاعات تکمیلی پروژه مانند خواص فیزیکی و داده های اقتصادی، به هدفگذاری و طراحی اصلاحی سیکل و نصب مبدلهای حرارتی جدید، جهت افزایش راندمان سیکل واحد دوم نیروگاه بخار طوس، اقدام خواهیم کرد.

4-1 - سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه بخار طوس مشهد در وضعیت موجود

کلیه داده ها و اطلاعات مورد نیاز برای بهینه سازی و اصلاح سیکل حرارتی واحد شماره 2 نیروگاه حرارتی طوس مشهد، در فصل قبل ارائه گردید. همانطور که در گزارشهای قبل نیز اشاره شد، این سیکل شامل پنج مرحله استخراج زیر کش و یک مرحله گرمایش مجدد بخار می باشد. اهم اطلاعات مورد نیاز برای اصلاح این سیکل حرارتی در جدول (4-1) و داده های مربوط به آنالیز سوخت و محاسبات احتراق، در جدول (4-2) آورده شده است.

همانطور که در این جداول دیده می شود، مقدار سوخت لازم برای تامین بار حرارتی سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس به منظور تولید 150 مگاوات الکتریسیته، برابر با $41300 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ می باشد، بنابراین با احتساب راندمان حرارتی بویلر، $458/09 \text{ MW}$ انرژی طبق ارزش حرارتی بالای سوخت، به آب تغذیه بویلرها منتقل می شود.

بدین ترتیب راندمان تولید برق ناخالص سیکل در وضعیت موجود طبق ارزش حرارتی بالای سوخت در حالت بارگذاری کامل برابر با $32/74\%$ برآورد می گردد.

جدول 1-4- اطلاعات اولیه مورد نیاز برای بهینه سازی سیکل نیروگاه طوس
(ماخذ: گزارش دوم پروژه)

50 (MW)1		بار نامی واحد
91/43%	توربین فشار قوی	راندمان ایزنتروپیک توربینها
94/26%	توربین فشار متوسط	
91/56%	توربین فشار ضعیف	
61/19%		راندمان پمپ آب تغذیه (%)
87/08%		راندمان حرارتی بویلر (%)
29/5	درجه سانتی گراد	درجه حرارت محیط
312/5	درجه سانتی گراد	درجه حرارت هوای خروجی از پیشگرمکن هوا
111	درجه سانتی گراد	درجه حرارت دود خروجی از بویلر
458/09		مصرف سوخت واحد (MW)
41300		مصرف سوخت واحد (Nm ³ /hr)
732/744		راندمان واحد (%)

شکل (1-4) نمودار جریانی نیروگاه بخار طوس مشهد را در بطور شماتیک و در وضعیت موجود نشان می دهد. در این نمودار جریانی، کد گذاری جریانها همانند گزارش مرحله دوم می باشد که مقادیر این جریانها به همراه سایر اطلاعات دیگر سیکل در بارگذاریهای 100%، 75% و 50% قبلا در گزارش دوم پروژه ارائه گردیده است.

[Modification.xls](#)

جدول 4-2- نتایج مهم آنالیز سوخت و محاسبات احتراق (ماخذ: گزارش دوم پروژه)

98/432	متان	آنالیز سوخت مصرفی (% مولی)
0/671	اتان	
0/07	پروپان	
0/021	ایزو بوتان	
0/033	نرمال بوتان	
0/026	ایزو پنتان	
0/03	نرمال پنتان	
0/104	نرمال هگزان	
0/133	دی اکسید کربن	
3/2 ppm	سولفید هیدروژن	
0/48	نیتروژن	
16/384	جرم مولکولی سوخت (kg/kmol)	
0/76	جرم حجمی سوخت (kg/Nm ³)	
35/95	ارزش حرارتی پایین (Mj/Nm ³)	
39/93	ارزش حرارتی بالا (Mj/Nm ³)	
9/69	هوای لازم برای احتراق کامل (Nm ³ /Nm ³ Fuel)	
4/1	درصد متوسط هوای اضافی (%)	
572190	دبی جرمی گازهای احتراق (kg/hr)	
2200	درجه حرارت آدیاباتیک شعله (درجه سانتی گراد)	
1/2906	جرم حجمی دود (kg/Nm ³)	
1/10825	حرارت مخصوص متوسط دود (kj/kg.C)	

برای بررسی وضعیت موجود نیروگاه لازم است که جریانهای گرم و سرد از نمودار جریان نیروگاه استخراج شوند. با ملاحظه این نمودار مشخص می شود که در این سیکل بخار- مایع،

جریان زیرکشیهای جریانهای گرم و آب خوراک بویلر جریان سرد را تشکیل می دهند. بار سرمایشی کندانسور، که برای چگالیده شدن بخار خروجی از توربین فشار پایین مورد نیاز است، توسط فنهای تعبیه شده در آن و بار گرمایشی لازم برای بویلر، توسط جریان دود خروجی از کوره تامین می شود. ضمناً هوای ورودی به کوره نیز توسط ژانگستروم تا 312/5 درجه سانتی گراد پیشگرم شده و لذا می تواند بعنوان یک جریان سرد معرفی شود.

در جدول (3-4) جریانهای سرد و گرم سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد نمایش داده شده است.

جدول 3-4- جریانهای گرم و سرد شبکه مورد مطالعه (ماخذ: گزارش دوم پروژه و محاسبات محققین)

ردیف	نام جریان	شدت جریان Kg/hr	دمای ابتدایی C	دمای انتهایی C	فشار ورودی ATA	دمای اشباع C
1	آب تغذیه تا هوا زدا	411000	64/48	167	25/01	225/28
2	آب تغذیه از پمپ تا بویلر	494000	171	540	162/47	348/86
3	بازگرمایش بخار	469260	354/3	539	33/97	242/43
4	زیرکش 1	29250	347/08	167	33/97	242/43
5	زیرکش 2	23760	460/5	167	18/5	209/55
6	زیرکش 3	33710	359	167	8/24	172/3
7	زیرکش 4	28890	195/25	63/83	3/52	139/5
8	زیرکش 5	17380	119/83	63/83	0/89	96/734
9	جریان ورودی به کندانسور	372610	63/83	63/83	0/28	63/83
10	بخار گلند	420	230	63/83	0/93	98
11	بخار اجکتور	569	540	63/83	127/89	329/64
12	دود	572190	2200	111	-	-
13	هوای احتراق	520130	29/5	312/5	-	-

نکته مهمی که لازم است در جدول اخیر متذکر شویم اینست که با توجه به اینکه جریانهای گرم زیرکش اول (زیرکش از توربین فشار بالا)، زیرکش دوم (زیرکش اول از توربین فشار متوسط)

و زیرکش سوم (زیرکش از توربین فشار متوسط به هوازدا) در نهایت به هوازدا ریخته می شوند، لذا دمای هوازدا دمای نهایی این جریانها معرفی شده است. بطور مشابه دمای نهایی زیرکشهای چهارم (سومین زیرکش توربین فشار متوسط) و پنجم (زیرکش از توربین فشار پایین) و بخارهای گلند و اجکتور به دلیل اینکه در نهایت به تانک کندانسور ریخته می شوند، برابر با دمای کندانسور در نظر گرفته می شوند.

نکته مهم دیگر اینست که با توجه به اینکه جریانهای بخار گلند و اجکتور جریانهای گرم کوچکی هستند و عملاً بیش از $1/5$ درجه سانتی گراد نمی توانند جریان آب تغذیه را پیشگرم نمایند و تغییر شرایط جریانهای ورودی و خروجی از کندانسورهای آنها عملاً تاثیر چندانی روی راندمان کل سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس ندارد، لذا این دو جریان را از شبکه مبدلهای حرارتی منتخب واحد مورد مطالعه حذف نموده و جریان سرد اصلی سیکل، که همان جریان آب تغذیه می باشد، را از خروجی کندانسورهای بخار گلند و اجکتور در نظر می گیریم. همچنین بدلیل ساختار خاص سیستم پیشگرمکن هوای احتراق (ژانگستروم) و کافی بودن میزان پیشگرمایش آن و نزدیک بودن دمای انتهایی دود به دمای شبنم در وضعیت موجود، این دو جریان سرد و گرم را از شبکه مبدلهای حرارتی منتخب واحد دوم نیروگاه طوس مشهود حذف کرده و بدین ترتیب تمامی جریانهای در نظر گرفته شده در شبکه منتخب از جنس بخار و یا آب مایع خواهند بود. بدین ترتیب جریانهای موجود در شبکه منتخب مبدلهای حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس به شرح جدول (4-4) ساده می شود.

جدول 4-4- جریانه‌های شبکه منتخب مبدلهای حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس
(ماخذ: گزارش دوم پروژه و محاسبات محققین)

ردیف	نام جریان	شدت جریان <i>Kg/hr</i>	دمای ابتدایی <i>C</i>	دمای انتهای <i>C</i>	فشار ورودی <i>ATA</i>	دمای اشباع <i>C</i>
1	آب تغذیه از کندانسور بخار اژکتور تا هوا زدا	411000	66/08	167	25/01	225/28
2	آب تغذیه از پمپ تا بویلر	494000	171	540	162/47	348/86
3	بازگرمایش بخار	469260	354/3	539	33/97	242/43
4	زیرکش 1	29250	347/08	167	33/97	242/43
5	زیرکش 2	23760	460/5	167	18/5	209/55
6	زیرکش 3	33710	359	167	8/24	172/3
7	زیرکش 4	28890	195/25	63/83	3/52	139/5
8	زیرکش 5	17380	119/83	63/83	0/89	96/734
9	جریان ورودی به کندانسور	372610	63/83	63/83	0/28	63/83

با توجه به جدول (4-4)، ملاحظه می شود که همه جریانه‌های گرم سیکل، حین کاهش دما تغییر فاز می دهند. ضمن آنکه محدوده تغییر دمای بعضی از جریانه‌ها به اندازه ای است که با ملاحظه تغییرات ظرفیت گرمایی ویژه این جریانه‌ها با دما، باید در فواصل دمایی کوچکتري بررسی شوند. بنابراین لازم است جریانه‌های گرم و سرد شبکه، که در جدول (4-4) ارائه شده بودند، به بازه های دمایی کوچکتري مطابق با جدول (4-5) شکسته شده تا در مرحله هدفگذاری برای رسم منحنی های مرکب مورد استفاده قرار گیرند.

جدول 4-5- تقسیم جریانهای موجود در شبکه به بازه های دمایی کوچکتر
(ماخذ: محاسبات محققین)

No.	T1 (C)	T2 (C)	M (kg/s)	ΔH (kw)	CP(kw/C)	Press. inlet (ATA)
1	347/08	300	8/125	860/20	18/27	33/97
2	300	243	8/125	1053/00	18/47	33/97
3	243	242	8/125	14540/00	14540/00	33/97
4	242	206	8/125	1500/00	41/67	33/97
5	206	167	8/125	1513/00	38/79	33/97
6	460/5	380	6/6	1150/00	14/29	18/5
7	380	320	6/6	847/37	14/12	18/5
8	320	260	6/6	839/94	14/00	18/5
9	260	210	6/6	703/94	14/08	18/5
10	210	209	6/6	12762/00	12762/00	18/5
11	209	187	6/6	707/57	32/16	18/5
12	187	167	6/6	622/40	31/12	18/5
13	359	300	9/363889	1145/00	19/41	8/24
14	300	250	9/363889	956/36	19/13	8/24
15	250	200	9/363889	950/15	19/00	8/24
16	200	173	9/363889	511/21	18/93	8/24
17	173	172	9/363889	19364/00	19364/00	8/24
18	172	167	9/363889	218/80	43/76	8/24
19	195/25	140	8/025	870/86	15/76	3/52
20	140	139	8/025	17417/00	17417/00	3/52
21	139	89	8/025	1781/10	35/62	3/52
22	89	63/83	8/025	878/94	34/92	3/52
23	119/83	97	4/827778	210/38	9/22	0/89
24	97	96	4/827778	11049/00	11049/00	0/89
25	96	63/83	4/827778	676/87	21/04	0/89
26	64	63	103/5028	246330/00	246330/00	0/28
27	66/08	167	114/1667	51320/00	508/52	25/01
28	171	250	137/2222	52844/00	668/91	162/47
29	250	300	137/2222	36679/00	733/58	162/47

30	300	348	137/2222	57829/00	1204/77	162/47
31	348	349	137/2222	123400/00	123400/00	162/47
32	349	400	137/2222	33826/00	663/25	162/47
33	400	450	137/2222	22994/00	459/88	162/47
34	450	500	137/2222	20330/00	406/60	162/47
35	500	540	137/2222	15340/00	383/50	162/47
36	354/3	400	130/35	13310/00	291/25	33/97
37	400	450	130/35	14570/00	291/40	33/97
38	450	500	130/35	14630/00	292/60	33/97
39	500	539	130/35	11480/00	294/36	33/97

4-2 - تکمیل اطلاعات مورد نیاز برای اصلاح سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه حرارتی

طوس مشهد

با وجود اینکه در طول فاز اول و دوم پروژه، اطلاعات جامعی در مورد سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه حرارتی طوس مشهد بدست آمد و حتی داده ها و اطلاعات مربوط به جریانها و عملکرد سیکل در بارگذاری های (100%، 75%، 50%) نیز اندازه گیری گردید، اما برای هدفگذاری و اصلاح سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه حرارتی طوس مشهد به روش آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی جهت افزایش راندمان تولید برق، به اطلاعات دیگری مانند اطلاعات اقتصادی، خواص فیزیکی جریانهای موجود در شبکه منتخب، ضرایب انتقال حرارت، مقاومت های رسوبی و افت فشارهای بهینه شده نیز نیاز می باشد. لذا در این قسمت از محاسبات اولیه و استفاده از نرم افزارهای **Pilot و HTFS .Hysys (ver. 3,1)** به تکمیل اطلاعات مورد نیاز برای هدفگذاری و اصلاح شبکه پرداخته و سپس در قسمتهای بعد با استفاده از آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی و به کمک نرم افزارهای **Pilot و Thermoflow (ver. 8)** به هدفگذاری و طراحی اصلاحی سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه حرارتی طوس مشهد اقدام خواهیم نمود.

4-2-1 - برآورد داده ها و اطلاعات اقتصادی

هدف از طراحی یا اصلاح فرآیندها با استفاده از تکنولوژی پینچ، کاهش مصرف حاملهای انرژی در فرآیند تولید، در سطحی اقتصادی و بهینه می باشد. به گونه ای که هدف اصلی، که همان

دستیابی به حداقل هزینه کل است $F0^1$ ، حاصل گردد. توضیح اینکه، لازمه افزایش بازیافت حرارت از جریانهای گرم و انتقال آن با استفاده از سطوح حرارتی به جریانهای سرد، تهیه میزان سطوح حرارتی بیشتر و نصب آنها با استفاده از تکنولوژی پینچ می باشد و نتیجه آن کاهش مصرف انرژی و بالتبع کاهش هزینه های عملیاتی فرآیند است. اما نصب سطوح حرارتی جدید، نیازمند مقداری هزینه سرمایه گذاری می باشد، لذا یک تقابل بین میزان صرفه جویی انرژی و سطح سرمایه گذاری همواره در پروژه های تکنولوژی پینچ وجود خواهد داشت و همیشه نقطه ای که در آن مجموع هزینه ها کمینه گردد، به عنوان نقطه کاری تعیین می شود.

توابع هزینه سرمایه گذاری و درآمد حاصل از صرفه جویی انرژی مستقیماً با استفاده از قیمت انرژی و بهای سرمایه و قیمت تجهیزات فرآیندی جدید، بدست می آیند و در حقیقت این داده ها تعیین کننده نقطه کاری بهینه در پروژه های پینچ می باشند. با استفاده از آنها، توابع هزینه و صرفه جویی حاصل شده و با تقابل این دو تابع، نقطه کاری بهینه تعیین و شبکه برای رسیدن به آن نقطه بهینه هدفگذاری شده، طراحی می گردد.

اهمیت اطلاعات اقتصادی بگونه ای است که در صورتی که این اطلاعات نادرست باشند، نرخ بازگشت سرمایه ای که برآورد و پیش بینی می شود، تحقق نخواهد یافت. بطور مثال در صورتیکه قیمت انرژی بیشتر از آنچه که وجود دارد در نظر گرفته شود، حجم سرمایه گذاری بیشتری از وضعیت بهینه هدفگذاری می شود و با اینکه صرفه جویی انرژی بیشتری هم حاصل می شود، اما نرخ بازگشت سرمایه طولانی تر از میزان پیش بینی شده خواهد بود. از طرف دیگر کم در نظر گرفتن قیمت انرژی باعث از بین رفتن انگیزه های لازم برای صرفه جویی خواهد شد و مشکل می توان مسئولین را برای تامین هزینه سطوح حرارتی جدید جهت کاهش مصرف انرژی در واحدهای فرآیندی، متقاعد و ترغیب کرد. لذا این قیمتها باید کاملاً با دقت انتخاب شوند.

4-2-1-1- تعریف صرفه جویی (Saving) و سرمایه گذاری (Investment) و نرخ بازگشت سرمایه (Pay Back Time) در پروژه های پینچ

منظور از صرفه جویی، میزان کاهش مصرف انرژی در فرآیند و یا به بیان دیگر افزایش بازیافت انرژی فرآیندی می باشد. در صورتیکه اصلاح شبکه و کاهش مصرف انرژی در فرآیند توام با

¹ Minimum Total Cost

قوی تر کردن پمپ و یا کمپرسورهای موجود جهت رسیدن به ضریب انتقال حرارت بزرگتر و در نتیجه سطح حرارتی و هزینه سرمایه گذاری کوچکتر صورت گیرد، مقدار توان اضافی مصرفی از صرفه جویی انرژی کم می شود. بنابراین می توان خالص انرژی صرفه جویی شده را به صورت زیر نوشت:

$$S_T = S_{Energy} - S_{Power} \quad (1)$$

از طرفی مقدار سرمایه گذاری نیز علاوه بر سرمایه گذاری برای سطوح مبدل‌های حرارتی جدید شبکه، در صورت لزوم شامل سرمایه گذاری برای پمپ و یا کمپرسورهای جدید، جهت بالا بردن افت فشار مجاز جریانهای موجود در شبکه نیز می باشد، بنابراین هزینه سرمایه گذاری کل برابر خواهد بود با:

$$I_T = I_{Area} + I_{Pump} + I_{Compressor} \quad (2)$$

که در آن:

$$I_{Area} = \sum_{i=1}^{na} I_{ai} \quad (3)$$

$$I_{Pump} = \sum_{i=1}^{np} I_{pi} \quad (4)$$

$$I_{Compressor} = \sum_{i=1}^{nc} I_{ci} \quad (5)$$

$$I_{ai} = a_a + b_b A^{C_a} \quad (6)$$

$$I_{pi} = a_p + b_p \left(q_{pi} \sqrt{H_{pi}} \right)^{C_p} \quad (7)$$

$$I_{ci} = a_c + b_c W_{ci}^{C_c} \quad (8)$$

که در آنها A سطح مبدل، W برابر با **Shaft Work** و q مقدار حجمی جریان پمپ شده و H هد پمپ است. سایر متغیرها در توابع (6) تا (8)، پارامتر هستند که از رگرسیون متغیرهای

وابسته توابع مذکور، که همان قیمت تجهیزات است، روی متغیرهای مستقل یاد شده بدست می آیند.

با استفاده از مشاهداتی که از قیمت‌های داخلی و یا بین المللی ادوات حرارتی و رانشی شبکه در کارخانه موجود است و یا با استفاده از مشاهداتی که از منابع مختلف مانند فهرست بهای تجهیزات شرکت نفت و شبکه اینترنت و کتاب

Plant Design and Economics For Chemical Engineers و سایر منابع بدست می آید، می توان با رگرسیون غیر خطی آن با استفاده از نرم افزارهای مختلف مانند **EvIEWS4** و **SPSS**، پارامترهای توابع (6) تا (8) را برآورد نمود.

بنابراین با داشتن I_T و S_T می توان دوره بازگشت یا همان **Payback time** را بصورت ساده زیر تعریف نمود:

$$PaybackTime = \frac{I_T}{S_T} \quad (9)$$

4-2-1-2 مبنای محاسبه سرمایه در پروژه های آنالیز پینچ

گفتیم که تابع قیمت مبدل‌های حرارتی بصورت تابعی از سطح آنها بیان می شود:

$$EXCHANGER\ COST = a_{ex} + b_{ex} A_{ex}^{C_{ex}}$$

که در آن A سطح مبدل حرارتی و سایر متغیرها، پارامتر هستند. این پارامترها از برآورد متغیر مستقل سطح حرارتی مبدل و متغیر وابسته قیمت آن برحسب دلار، برآزش می شود. به این صورت که با رگرسیون قیمت مبدل‌ها برحسب سطح، طبق رابطه غیرخطی (6)، پارامترهای a و b و c بدست می آید که تابعی از جنس مبدل خواهد بود. در جدول (4-6) نمونه ای از این توابع برای دو نوع مبدل حرارتی آورده شده است.

جدول 4-6- نتایج برآورد تابع قیمت سطوح حرارتی (ماخذ: محاسبات محققین)

پارامترهای تابع هزینه سطوح حرارتی	Shell& Tube Heat Exchangers		Plate Heat Exchangers	
	Carbon Steel	Stainless steel	Stainless steel	Titanium

Area Capital Factor,a	4600	6494/72	0	0
Area Capital Factor,b	920	1298/94	136	131
Area Capital Exponent,c	0/7	0/7	0/6907	0/7514

در صورتیکه بخواهیم دقت محاسبات را بالا ببریم، می توانیم رگرسیون قیمت برحسب سطح را در بازه های مشخصی از سطح مبدل انجام داده و تابع هزینه سرمایه گذاری (رابطه 6)) تهیه یک مبدل جدید را بصورت یک تابع چند ضابطه ای بدست آوریم. در نتیجه رابطه قیمت برحسب سطح، بسته به اینکه سطح در چه گستره ای می تواند تغییر کند حاصل می گردد. این کار موجب می شود که هزینه سرمایه گذاری مبدل با دقت بیشتری تعیین شده و در نتیجه هزینه سرمایه گذاری کل مورد نیاز پروژه، دقیقتر بدست آید و موجب گردد تا تقابل انرژی و سرمایه و تعیین نقطه بهینه کاری معتبر تر باشد.

در جدول (4-7)، نمونه ای از توابع چند ضابطه ای قیمت تجهیزات حرارتی با محدوده تعریف شده سطح، آورده شده است.

جدول 4-7- نتایج برآورد تابع قیمت سطوح حرارتی در محدوده تعریف شده سطح
(ماخذ: محاسبات محققین)

نوع مبدل	ج نس	a	b	c	اعتبار در محدوده تغییرات سطح m2
Air Cooler, Bare Tube Area	کربن استیل	0	22/5240	396/0	3-14000
Condenser, Vertical Tube	کربن استیل	0	46/4762	497/0	1-20
Double Pipe	کربن استیل	0	69/6636	237/0	9-200
Double Pipe	کربن استیل	0	07/734	23/0	25-11/0
Evaporator, Robert	کربن استیل	21189	98/4326	493/0	400-2000
Evaporator, Falling Film	کربن استیل	17196	1/12196	832/0	400-2000
Reboiler	کربن	9519	34/190	944/0	18-3000

	استیل				
Shell& Tube Fixed/U	کربن استیل	0	72/135	36/1	140-550
Shell& Tube Fixed/U	کربن استیل	0	82/744	848/0	30-140
Shell& Tube Fixed/U	کربن استیل	0	53/9227	337/0	5-30/4
Shell& Tube Floating Head	کربن استیل	0	94/1297	65/0	9-930
Shell& Tube Floating Head	کربن استیل	0	75/2604	55/0	9-100
Shell& Tube Floating Head	کربن استیل	0	69/4138	34/0	5-10/0

مسئله حساسیت قیمتها فقط به هزینه سطوح حرارتی و به بیان دیگر تجهیزات گرمایی واحد محدود نمی شود. بلکه در صورتیکه تابع قیمت مناسبی برای جبران افت فشار خطوط در نظر گرفته نشود و تابع هزینه بر حسب $q\sqrt{H}$ قیمت کمتری را نشان دهد، موجب می شود با افزایش افت فشار و در نتیجه ضریب انتقال حرارت فیلمی، عدد رینولدز و آشفتگی جریانی، سطوح کمتری را هدفگذاری کنیم. در مقابل در صورت تخمین هزینه بالایی برای جبران افت فشار جریانهها، سعی در ثابت نگهداشتن پتانسیل افت فشار شبکه می شود و از طریق افزایش افت فشار جریانهها نمی توان به سطح کمتری رسید. لذا معیار انتخاب نقطه کاری که از تقابل انرژی و هزینه سطح مشخص می شود و معیار انتخاب روش هدفگذاری که از تقابل سه طرفه انرژی و هزینه سطوح حرارتی و سرمایه لازم برای جبران افت فشار تعیین می گردد، بطور مستقیم متأثر از قیمت های یوتیلیتی و برق و توابع هزینه تجهیزات حرارتی و رانشی می باشد که باید با دقت زیادی برآورد و محاسبه گردد.

همانطور که گفته شد، تابع سرمایه پمپ نیز به صورت تابعی از متغیرهای $q\sqrt{H}$ که در آن، q مقدار حجمی جریان و H مقدار ارتفاع ستون پمپ که همان **Pump Head** است، بیان می شود و سایر متغیرها پارامتر هستند (به صورت رابطه (7)).

$$\text{PUMP COST} = a_p + b_p (q_p \sqrt{H_p})^{C_p}$$

تابع سرمایه کمپرسور هم بصورت تابعی از Shaft Work آن بیان می شود.

$$\text{COMPRESSOR COST} = a_c + b_c W_c^{c_c}$$

که در آن W کار داده شده به کمپرسور و سایر متغیرها پارامتر هستند. همانطور که در مورد مبدل حرارتی توضیح داده شد، با مشاهده قیمت‌های داخلی و یا بین المللی از مدارک گفته شده و رگرسیون متغیر وابسته قیمت تجهیزات روی متغیرهای مستقل، پارامترهای توابع هزینه پمپ و کمپرسور حاصل می شود. در جدول (8-4) نمونه ای از نتایج برازش توابع هزینه یاد شده، آورده شده است.

جدول 8-4- نتایج برآورد تابع قیمت پمپ و کمپرسور
(ماخذ: محاسبات محققین)

Pump Capital Factor,a	0
Pump Capital Factor,b	129288
Pump Capital Exponent,c	0/4485
Compressor Capital Factor,a	8600
Compressor Capital Factor,b	83/66
Compressor Capital Exponent,c	0/62

لذا با داشتن توابع هزینه مبدلها و پمپها و کمپرسورهای جدید، می توان تابع هزینه سرمایه گذاری را که در حقیقت مجموع این سه تابع را شامل می شود، بدست آورد.

4-2-1-3 - مصرف انرژی در سرویسهای جانبی

بطور کلی مصارف انرژی در صنایع فرآیندی به صورت مصرف در سرویسهای جانبی بوده که به دو دسته تقسیم می شوند:

1- انرژی گرمایشی $F1^2$: مانند سوخت، بخار، روغن داغ.

2- انرژی سرمایشی $F2^3$: مانند هوا، آب سرد $F3^4$ و سیکل‌های دما پایین.

نحوه استفاده از انرژی گرمایشی در هر صنعت متفاوت است. اگر از تجهیزاتی مانند کوره برای گرمایش جریانهای فرآیندی استفاده شود، هزینه انرژی مصرفی آن بعنوان هزینه عملیاتی، در نظر گرفته می‌شود. در صورتیکه روغن داغ برای گرمایش جریانهای سرد شبکه به کار رود، هزینه عملیاتی تهیه روغن داغ، شامل هزینه سوخت مصرفی برای گرم کردن روغن داغ در کوره در حالت ایده آل تقسیم بر راندمان کوره، هزینه جمع‌آوری و تصفیه روغن سیکل بعلاوه قیمت روغن جبرانی و هزینه برق پمپهای مربوطه، خواهد بود. هزینه عملیاتی لازم برای تولید بخار نیز برابر با هزینه پمپاژ آب بعلاوه هزینه آب (شامل هزینه جمع‌آوری و تصفیه کندانس بعلاوه قیمت آب جبرانی) بعلاوه هزینه سوخت مصرفی برای تولید بخار در حالت ایده آل تقسیم بر راندمان بویلرها می‌باشد. در نهایت بر اساس توزیع بار حرارتی که چند درصد انرژی مصرفی مربوط به بخار مصرفی، چند درصد مربوط به روغن داغ و چند درصد مربوط به سوخت می‌باشد، می‌توان یک متوسط برای هزینه گرمایشی حساب کرد.

همانطور که قبلاً نیز اشاره گردید، در واحدهای مختلف نیروگاه حرارتی طوس مشهد، مصرف انرژی گرمایشی از طریق مصرف گاز طبیعی بعنوان سوخت بویلرهای نیروگاه و توسط گازهای داغ حاصل از احتراق سوخت تامین می‌شود. لذا می‌توان با استفاده از قیمت گاز طبیعی و ارزش حرارتی آن، هزینه هر کیلووات-سال انرژی گرمایشی (\$/kWYr) را حساب کرد. لازم به ذکر است با بهینه‌سازی مصرف انرژی در سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد، به روش آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی، می‌توان راندمان تولید برق را در این سیکل افزایش داده و بدین ترتیب برای تولید 150MW انرژی الکتریکی در این واحد، سوخت کمتری مصرف خواهد شد.

هزینه هوای سرد مصرفی در کولرهای هوایی، شامل هزینه برق مصرفی در فن‌ها و هزینه مربوط به سرویس آب خنک‌کننده، شامل هزینه برق مصرفی در پمپها و فنهای آب خنک‌کن بعلاوه هزینه حفظ کیفیت آب سیکل و تامین آب جبرانی می‌باشد. در اینجا نیز با مشخص شدن توزیع بار حرارتی مربوط به انواع مختلف یوتیلیتی سرد، می‌توان یک متوسط برای هزینه انرژی سرمایشی جریانهای گرم واحد، برحسب \$/kWYr، محاسبه کرد.

² Hot Utility

³ Cold Utility

⁴ Cooling Water

در نیروگاه حرارتی طوس مشهد، بار سرمایش (یوتیلیتی سرد مورد نیاز) توسط فنهای تعبیه شده در کندانسور تامین می شود که با داشتن قیمت برق مصرفی در این فنها و اینکه هر واحد مصرف انرژی برق توسط فنهای تعبیه شده در کندانسور، چند واحد سرمایش مورد نیاز را تامین می کند، می توان یک هزینه سرمایش متوسط برحسب \$/kWYr برای شبکه در نظر گرفت.

در اینجا ذکر این نکته ضروری است که با بهینه سازی سیکل نیروگاه حرارتی طوس مشهد با استفاده از آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی، نتایج زیر بدست خواهد آمد:

- 1- افزایش دمای آب ورودی به بویلر
- 2- کاهش شدت جریان بخار ورودی به کندانسور و در نتیجه کاهش بار حرارتی آن.
- 3- افزایش دبی زیرکشیهای فشار پایین و کاهش دبی زیرکشیهای فشار بالا.
- 4- افزایش شدت جریان آب گردش سیکل

4-1-2-4 - محاسبه هزینه انرژی

لازم به ذکر است که بهای آب جبرانی، برق، سوخت و سایر مواد اولیه، بسته به خصوصی و یا دولتی بودن، محل جغرافیایی، ظرفیت و اینکه خود آن صنعت تولید کننده آنها بوده و یا آنها را وارد می کند و ... متفاوت است. بطور کلی در محاسبات مربوط به عایدات صرفه جویی انرژی، در صورت دولتی بودن شرکت مورد مطالعه، با توجه به اینکه یارانه های مربوط به حاملهای انرژی توسط دولت پرداخت می شود، قیمت واقعی سوخت و در صورت خصوصی بودن آن شرکت، قیمت داخلی (قیمتهای اسمی) حاملهای انرژی، در نظر گرفته شده و در حالتی که سوخت تولیدی یک شرکت بعنوان حامل انرژی مصرف شود، قیمت فروش آن، بعنوان قیمت سوخت، منظور می گردد. قیمت برق نیز در صورتیکه شرکت مورد مطالعه تولید کننده برق باشد، قیمت تمام شده برق، و در مواردی که آن شرکت وارد کننده برق باشد، بهای برق وارداتی باید مد نظر قرار گیرد.

در جدول (4-9) بعضی از قیمتتهای مواد اولیه، که از منابع مختلف از قبیل مدارک منتشره توسط وزارت نفت استخراج گردیده، ارائه شده است.

مبنای تصمیم گیری در مورد نقطه کاری از نظر هزینه، سرمایه، منفعت، نرخ بازگشت سرمایه و انتخاب شیوه هدفگذاری شبکه به صورت افت فشار ثابت و یا افت فشارهای بهینه شده و

طراحی و ساده سازی شبکه، کاملاً وابسته به اطلاعات و داده های اقتصادی شبکه می باشد که باید از اسناد موجود در آن کارخانه یا قیمتهای بین المللی استخراج و پردازش شوند.

جدول 4-9- قیمت بعضی از مواد اولیه (ماخذ: منابع و مدارک مختلف وزارت نفت)

بهای هر واحد (\$)	واحد	قیمت مواد اولیه
7/2	MBTU	متوسط قیمت سوخت مایع مصرفی در صنایع نفت
4/1	1000 ft ³	متوسط قیمت سوخت گاز پالایشگاه
875/1	1000 ft ³	قیمت گاز طبیعی
8/1	MSCF	قیمت هیدروژن
40	Ton	قیمت اکسیژن
12/0	M3	قیمت ازت
02/0	M3	قیمت هوای ابزار دقیق
02/0	M3	قیمت هوای فشرده
2	MIb	قیمت آب بدون املاح (DM)
3/2	MIb	قیمت بخار LP (4 Bar)
2/3	MIb	قیمت بخار MP (10 Bar)
4	MIb	قیمت بخار MP (20 Bar)
5/4	MIb	قیمت بخار HP (40 Bar)

4/0	MIb	Boiler Feed Water (B.F.W)
3/0	M3	قیمت آب آشامیدنی
15/0	Mgal	قیمت آب سرویس
37/0	Mgal	قیمت آب جبرانی برج خنک کننده
017/0	M3	قیمت آب دریا
6/1	M3	بهای آب زلال با TDS<ppm10

گفته شد که نوع و قیمت یوتیلیتی گرم در هر کارخانه متفاوت است. بطور کلی قیمت انرژی برحسب \$/KwYear از حاصلضرب بهای واحد حجمی یا جرمی سوخت در عکس ارزش حرارتی آن سوخت و ضریب تبدیل واحد مناسب قابل محاسبه است. در جدول (4-10) ارزش حرارتی چند نوع حامل انرژی متداول آورده شده است.

جدول 4-10- ارزش حرارتی چند نوع حامل انرژی متداول

محتای انرژی	واحد متعارف	MJ
انرژی الکتریکی	Kwh	6/3
گاز طبیعی	m3	9/37
گاز مایع	Kg	2/47
بنزین	Lit	8/33
سوخت جت	Lit	3/36
نفت سفید	Lit	3/36
نفت گاز (گازوئیل)	Lit	9/37
نفت کوره (مازوت)	Lit	8/39
* سوخت گازی پالایشگاهها	m3	41/32
ذغال سنگ	Kg	28

*سوخت گازی حاصل از فرایندها که در اکثر پالایشگاههای مصرف می شود.

نوع ذغال	سهم کربن %	ارزش حرارتی MJ/kg
ذغال نارس	55-65	4/3-8/6
ذغال قهوه ای نرم	65-70	6/5-12/7

3/7-29/16	70-80	ذغال قهوه ای سخت
4/3-33/29	80-90	ذغال چرب
6/5-35/33	90-93	ذغال رگه دار
7/6-37/35	93-98	آنتراسیت

همانطور که اشاره گردید، در صورتیکه شبکه از گرمایش بخار برای گرم کردن جریانهای سرد استفاده می کند، بهای تمام شده بخار از مجموع هزینه پمپاژ آب، هزینه آب خوراک بویلرها و هزینه سوخت مصرفی برای تولید بخار در حالت ایده آل تقسیم بر راندمان بویلرها بدست می آید. در اینجا بازدهی بویلر نقش بسیار مهمی در میزان سوخت مصرفی و در نتیجه هزینه تمام شده تولید یک واحد بخار دارد. کلیه بویلرهای امروزی بازدهی بالاتر از 90 درصد دارند و بیش از 90 درصد انرژی حرارتی سوخت مصرفی را به آب منتقل می کنند و اتلاف انرژی پایینی دارند. در صورتیکه بیشتر بویلرهای قدیمی بازدهی حدود 55 درصد دارند و تنها نیمی از حرارتی که سوخت مصرفی می تواند تولید کند، به آب داده می شود. لذا قیمت هر واحد بخار تولیدی بسته به فشار بخار خروجی، نوع سوخت مصرفی، چگونگی تصفیه تولید آب مناسب برای جوشش و راندمان بویلرهای آن صنعت متفاوت است. در جدول (4-11) چند مشاهده از میزان گاز طبیعی مورد نیاز برای تولیدات مختلف با در نظر گرفتن راندمان بویلر حدود 80% و آهنگ گرمایی متوسط نیروگاههای مختلف ارائه شده است.

جدول 4-11- میزان گاز طبیعی مورد نیاز برای تولیدات مختلف با در نظر گرفتن راندمان بویلر حدود 80% و آهنگ گرمایی متوسط نیروگاههای مختلف (ماخذ: محاسبات محققین)

۹۰	مقدار گاز طبیعی مورد نیاز برای تولید یک تن بخار m3
۳۴۷	مقدار گاز طبیعی مورد نیاز برای تولید یک MWh برق در توربینهای گازی m3
۳۷۰	مقدار گاز طبیعی مورد نیاز برای تولید یک MWh برق در توربینهای بخار m3
۲۳۱	مقدار گاز طبیعی مورد نیاز برای تولید یک MWh برق در سیکل ترکیبی m3

نیروگاه حرارتی طوس مشهد از جمله بنگاههای در تصدی دولت محسوب می شود و لذا باید نرخ واقعی گاز طبیعی که همان 5 سنت (هر دلار آمریکا معادل 9000 ریال است) در نظر گرفته شود اما با وجود این، محاسبات اقتصادی علاوه بر قیمت ذکر شده، بر مبنای قیمت داخلی گاز

طبیعی که همان 150 ریال به ازای هر متر مکعب (معادل 0/01667 \$/m³ که هر دلار آمریکا معادل 9000 ریال است) و بر مبنای قیمت گاز مصرفی نیروگاه که معادل 30 ریال به ازای هر متر مکعب است (0/0033\$/m) نیز انجام می شود.

لذا با فرض کارکرد سالانه نیروگاه معادل 8000 ساعت هزینه انرژی گرمایشی نیروگاه بر مبنای بهای 5 سنت به ازای هر متر مکعب به صورت زیر محاسبه می شود:

$$0.05 \frac{\$}{m^3} * \frac{1}{39.93} \frac{m^3}{MJ} * \frac{1 MJ}{1000 kws} * \frac{3600 s}{1 h} * \frac{8000 h}{yr} = 36.06 \frac{\$}{kwYr}$$

بطور مشابه با در نظر گرفتن قیمت گاز طبیعی معادل 150 $\frac{Rials}{m^3}$ و 30 $\frac{Rials}{m^3}$ قیمت گرمایش شبکه با در نظر گرفتن هر دلار آمریکا معادل 9000 ریال، به ترتیب برابر با $12.02 \frac{\$}{kwYr}$ و $2.4 \frac{\$}{kwYr}$ خواهد بود.

قیمت انرژی سرمایه‌گذاری شبکه نیز با در نظر گرفتن بهای 180 ریال به ازای هر کیلووات ساعت و با در نظر گرفتن این مسئله که مصرف برق در فنهای کندانسور هوایی واحد دوم نیروگاه طوس، طبق گزارش مرحله دوم بالغ بر 2863/2kw می باشد و در این کندانسور 372610kg/h بخار با فشار 0/28 atm کندانس می شود، به ترتیب زیر محاسبه می گردد⁵:

$$180 \frac{Rials}{kwh} * \frac{1}{9000} \frac{\$}{Rials} * \frac{8000 h}{1Yr} * \frac{2863.2}{246330} = 1.86 \frac{\$}{kwYr}$$

همانطور که گفته شد با توجه به میزان صرفه جویی انرژی برحسب kW و قیمت انرژی برحسب $\frac{\$}{kwYr}$ و ضرب این دو عامل می توان درآمد سالانه حاصل از صرفه جویی را بدست آورد:

$$10) \quad (Saving = Q[kW] * P[\$/kWY]) = S_{Energy} [\$/Y]$$

⁵ انرژی حرارتی لازم برای کندانس شدن 372610 کیلوگرم در ساعت بخار 0/28 اتمسفر، با استفاده از نرم افزار HYSYS، معادل 246330 کیلووات محاسبه شده است.

همچنین در صورتیکه بهینه سازی مصرف انرژی توام با افزایش مصرف برق باشد، باید میزان هزینه سالانه حاصل از افزایش مصرف برق از عایدات صرفه جویی کسر گردد.

$$S_{Power} [\$ / Year] = E[kW] * P[\$ / kW] \quad (11)$$

بدین ترتیب عایدات سالانه صرفه جویی خالص S_T از تفاضل S_{Energy} و S_{Power} طبق رابطه (11) بدست می آید.

4-2-1-5 - محاسبه نرخ بازگشت سرمایه

نرخ بازگشت سرمایه عامل بسیار مهمی در پروژه های بهینه سازی مصرف انرژی است و نقطه کاری با توجه به آن و یا با محدودیت سقف سرمایه گذاری تعیین می شود.

عایدات انرژی صرفه جویی شده بصورت حاصل ضرب انرژی صرفه جویی شده بر حسب kW و قیمت انرژی بر حسب \$/kWYr بدست می آید، ولی سرمایه گذاری بر حسب واحد پول مثلا دلار (\$) بیان می شود لذا برای بدست آوردن نرخ بازگشت سرمایه بر حسب سال باید هزینه سرمایه گذاری بصورت سالانه (دوره کاری) (\$/Yr) بیان شود.

سالانه نمودن هزینه سرمایه گذاری با استفاده از فاکتور AF=Annualisation Factor صورت می گیرد و هزینه سرمایه گذاری از واحد (\$) به هزینه سرمایه گذاری سالانه (\$/yr) تبدیل می شود.

$$AF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (12)$$

که در آن

AF=Annualisation Factor

i = Interest Rate Per Year

n =Plant Life Time or Capital Payback Period (Years)

با بدست آوردن مقدار سالانه سرمایه و انرژی، به راحتی می توان با استفاده از رابطه (9)، نرخ بازگشت سرمایه را بدست آورد. در طول دوره بازگشت سرمایه، کل سرمایه گذاری برای اصلاح

شبکه بازگشته و بعد از آن دوره، سودآوری آغاز خواهد شد بدین ترتیب که سالانه به میزان S_T ، در رابطه (9)، درآمد کارخانه افزایش می یابد.

در جدول (4-12) نتایج برآورد اطلاعات اقتصادی مورد نیاز پروژه ارائه شده است.

جدول 4-12- نتایج برآورد اطلاعات اقتصادی مورد نیاز پروژه
(محاسبات محققین)

Interest Rate %	15
Plant Life Time(Yr)	20
Maximum Payback (Yr)	3
Hot Utility Cost(\$/Kw.yr)	12/02
Cold Utility Cost(\$/kw.yr)	1/86
Power Cost (\$/kw.yr)	160
Pump Capital Factor,a	0
Pump Capital Factor,b	129288
Pump Capital Exponent,c	0/4485
Pump Efficiency%	0/6119
Compressor Capital Factor,a	8600
Compressor Capital Factor,b	83/66
Compressor Capital Exponent,c	0/62
Compressor Overall Eff.%	0/7
Area Capital Factor,a	4600
Area Capital Factor,b	920
Area Capital Exponent,c	0/7

4-2-2 - محاسبات اولیه، آماده سازی و تکمیل اطلاعات

در قسمت قبل محاسبات لازم برای بدست آوردن داده ها و اطلاعات اقتصادی لازم برای اصلاح سیکل واحد دوم نیروگاه طوس مشهد با استفاده از آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی به منظور افزایش راندمان تولید برق، ارائه گردید. در ادامه جهت تکمیل اطلاعات مورد نیاز برای هدفگذاری و اصلاح سیکل، داده ها و اطلاعاتی از قبیل خواص فیزیکی مانند ظرفیت گرمایی ویژه، دانسیته، نقطه جوش، ضریب هدایت حرارتی و سایر اطلاعات تکمیلی مانند ضرایب انتقال حرارت، افت فشار بهینه شده و مقاومت رسوبی جریانها، که نمی توان آنها را مستقیماً از مدارک موجود پیدا نمود و یا در کارخانه اندازه گیری کرد را برآورد خواهیم نمود. بدین ترتیب

که در این قسمت با استفاده از محاسبات اولیه و استفاده از نرم افزارهای (Hysys ver. 3,1)، HTFS و Pilot به تکمیل اطلاعات مورد نیاز برای هدفگذاری و اصلاح شبکه پرداخته و سپس در قسمتهای بعد با استفاده از آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی و به کمک نرم افزارهای Pilot و Thermoflow (ver. 8) به هدفگذاری و طراحی اصلاحی سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه حرارتی طوس مشهد اقدام خواهیم نمود.

4-2-2-1- تکمیل اطلاعات مربوط به خواص فیزیکی جریانها

در حال حاضر بسیاری از مطالعات پینچ با خواص فیزیکی ثابت و مستقل از دما انجام می گیرد و صرفاً در مرحله طراحی تفصیلی از آنها استفاده می شود. ولی واضح است که خواص فیزیکی جریانهای شبکه مورد مطالعه کاملاً تابعی از دماست و استقلال آنها از تغییرات دمایی مطمئناً خطاهای زیادی را در بررسی و آنالیز شبکه پدید خواهد آورد. لذا لازم است ابتدا خواص فیزیکی تک تک جریانها در شبکه مورد بررسی، در بازه های دمایی مربوطه از شبیه ساز استخراج گردد، سپس باید وابستگی دمایی این خواص در یک الگوریتم پیشرفته محاسبه شده و خواص فیزیکی ثابت مناسبی برای هریک از جریانهای سرد و گرم شبکه اختصاص داده شود و سایر اطلاعات مورد نیاز شبکه از آنها استخراج گردد.

4-2-2-1-1- تاثیر دما بر خواص فیزیکی جریانها

تقریباً در تمامی پروژه ها و مطالعاتی که امروزه با استفاده از تکنولوژی پینچ صورت می گیرد، خواص فیزیکی، مستقل از دما فرض می شود که این امر موجب بروز خطاهای زیادی در محاسبات خواهد شد. زیرا خواص فیزیکی چهارگانه جریانهای شبکه که شامل دانسیته و ظرفیت گرمایی ویژه و ضریب هدایت گرمایی و ویسکوزیته می باشند، کاملاً وابسته به دما هستند و تغییرات دما در مقادیر آنها تغییرات محسوسی ایجاد می کند.

در این پروژه که از مدرنترین روش آنالیز پینچ شبکه مبدلهای حرارتی به همراه آنالیز اکسرژی برای انتگراسیون فرآیند تولید برق در واحد دوم نیروگاه حرارتی طوس مشهد استفاده خواهد شد، بخوبی تغییرات دمایی خواص فیزیکی در نظر گرفته می شود بطوریکه با یک روش حساب شده می توان مناسبترین خواص فیزیکی ثابت را به جریان های شبکه مورد بررسی اختصاص داده تا این خطاها در کمینه ترین مقدار خود باشد.

روند کار به صورت زیر است:

- 1- شبیه سازی جریانها و بدست آوردن خواص فیزیکی ثابت برای هر جریان.
- 2- بکار بردن یک الگوریتم پیشرفته جهت بدست آوردن مناسبترین خواص فیزیکی ثابت برای هر جریان.

با شبیه سازی جریانهای شبکه مبدلهای حرارتی مورد مطالعه در این بخش، با استفاده از نرم افزار Hysys، اولین قدم برای اختصاص دادن خواص فیزیکی مناسب به جریانهای شبکه انجام شد که در جدول (4-13) خواص فیزیکی محاسبه شده برای جریانهای شبکه مبدلهای حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس در دماهای ابتدایی و انتهایی آن آورده شده است.

در ادامه، مرحله دوم کار که همان بکار بردن یک الگوریتم پیشرفته جهت بدست آوردن مناسبترین خواص فیزیکی ثابت برای هر جریان است، انجام می شود. بدین ترتیب که ضمن بررسی تاثیر وابستگی دمایی خواص فیزیکی جریانها، با استفاده از نرم افزار Pilot مقادیر ثابت مناسبی برای هر جریان تعیین می گردد.

جدول 4-13- نتایج محاسبه خواص فیزیکی جریانهای شبکه مبدلهای حرارتی واحد دوم

نیروگاه طوس مشهد در دماهای ابتدایی و انتهایی آنها (ماخذ: محاسبات محققین)

No.	T ₁ (C)	T ₂ (C)	Press. inlet (atm)	ρ (kg/m ³)		Cp(kj/kgC)		K (kw/mC)		μ (Pa.s)	
				T ₁	T ₂	T ₁	T ₂	T ₁	T ₂	T ₁	T ₂
۱	۳۴۷,۰۸	۳۰۰	۳۳,۹۷	۱۲,۸۸۳	۱۴,۳۴	۲,۴۵	۲,۶۵۴	۵,۱۳E-۰۵	۴,۷۵E-۰۵	۲,۲۱E-۰۵	۲,۰۲E-۰۵
۲	۳۰۰	۲۴۳	۳۳,۹۷	۱۴,۳۴	۱۷,۱۳۸	۲,۶۵۴	۳,۴۵	۴,۷۵E-۰۵	۴,۵E-۰۵	۲,۰۲E-۰۵	۱,۸E-۰۵
۳	۲۴۳	۲۴۲	۳۳,۹۷	۱۷,۱۳۸	۸۱۵,۰۱	۳,۴۵	۴,۷۸۲	۴,۵E-۰۵	۶,۲۶E-۰۴	۱,۸E-۰۵	۱,۱E-۰۴
۴	۲۴۲	۲۰۶	۳۳,۹۷	۸۱۵,۰۱	۸۵۸,۴	۴,۷۸۲	۴,۵۲	۶,۲۶E-۰۴	۶,۶۳E-۰۴	۱,۱E-۰۴	۱,۳E-۰۴
۵	۲۰۶	۱۶۷	۳۳,۹۷	۸۵۸,۴	۹۰۰,۳	۴,۵۲	۴,۳۶	۶,۶۳E-۰۴	۶,۸E-۰۴	۱,۳E-۰۴	۱,۶E-۰۴
۶	۴۶۰,۵	۳۸۰	۱۸,۵	۵,۶	۶,۴	۲,۱۸	۲,۳	۶,۳۰E-۰۵	۵,۳۵E-۰۵	۲,۷۰E-۰۵	۲,۳۷E-۰۵
۷	۳۸۰	۳۲۰	۱۸,۵	۶,۴	۷,۱۴۶	۲,۳	۲,۲۴۵	۵,۳۵E-۰۵	۴,۷۰E-۰۵	۲,۳۷E-۰۵	۲,۱۰E-۰۵
۸	۳۲۰	۲۶۰	۱۸,۵	۷,۱۴۶	۸,۱۴	۲,۲۴۵	۲,۴۵	۴,۷۰E-۰۵	۴,۱۴E-۰۵	۲,۱۰E-۰۵	۱,۸۵E-۰۵
۹	۲۶۰	۲۱۰	۱۸,۵	۸,۱۴	۹,۴	۲,۴۵	۲,۸۷	۴,۱۴E-۰۵	۳,۸۰E-۰۵	۱,۸۵E-۰۵	۱,۶۵E-۰۵
۱۰	۲۱۰	۲۰۹	۱۸,۵	۹,۴	۸۵۴,۲۷	۲,۸۷	۴,۵۴۶	۳,۸۰E-۰۵	۶,۵۹E-۰۴	۱,۶۵E-۰۵	۱,۲۸E-۰۴
۱۱	۲۰۹	۱۸۷	۱۸,۵	۸۵۴,۲۷	۸۷۸,۲	۴,۵۴۶	۴,۴۳	۶,۵۹E-۰۴	۶,۷۰E-۰۴	۱,۲۸E-۰۴	۱,۴۳E-۰۴
۱۲	۱۸۷	۱۶۷	۱۸,۵	۸۷۸,۲	۸۹۹,۱۳	۴,۴۳	۴,۳۶۳	۶,۷۰E-۰۴	۶,۸۳E-۰۴	۱,۴۳E-۰۴	۱,۶۲E-۰۴
۱۳	۳۵۹	۳۰۰	۸,۲۴	۲,۹	۳,۲۲	۲,۱۴	۲,۱۰۵	۵,۰۷E-۰۵	۴,۴۰E-۰۵	۲,۲۶E-۰۵	۲,۰۲E-۰۵
۱۴	۳۰۰	۲۵۰	۸,۲۴	۳,۲۲	۳,۵۶	۲,۱۰۵	۲,۱۷	۴,۴۰E-۰۵	۳,۹۰E-۰۵	۲,۰۲E-۰۵	۱,۸۰E-۰۵
۱۵	۲۵۰	۲۰۰	۸,۲۴	۳,۵۶	۴,۰۱۳	۲,۱۷	۲,۳۲۳	۳,۹۰E-۰۵	۳,۴۳E-۰۵	۱,۸۰E-۰۵	۱,۶۱E-۰۵
۱۶	۲۰۰	۱۷۳	۸,۲۴	۴,۰۱۳	۴,۳۲۳	۲,۳۲۳	۲,۴۴۶	۳,۴۳E-۰۵	۳,۲۰E-۰۵	۱,۶۱E-۰۵	۱,۵۰E-۰۵
۱۷	۱۷۳	۱۷۲	۸,۲۴	۴,۳۲۳	۸۹۳,۱۱	۲,۴۴۶	۴,۳۸	۳,۲۰E-۰۵	۶,۸۱E-۰۴	۱,۵۰E-۰۵	۱,۵۷E-۰۴

۱۸	۱۷۲	۱۶۷	۸,۲۴	۸۹۳,۱۱	۸۹۸,۲۲	۴,۳۸	۴,۳۶۲۶	۶,۸۱E-۰۴	۶,۸۳E-۰۴	۱,۰۷E-۰۴	۱,۶۲E-۰۴
۱۹	۱۹۵,۲۵	۱۴۰	۳,۵۲	۱,۶۸	۱,۹۴	۲,۰۹	۲,۱۹	۳,۳۲E-۰۵	۲,۸۳E-۰۵	۱,۰۹E-۰۵	۱,۳۷E-۰۵
۲۰	۱۴۰	۱۳۹	۳,۵۲	۱,۹۴	۹۲۵,۵۴	۲,۱۹	۴,۲۸	۲,۸۳E-۰۵	۶,۹۰E-۰۴	۱,۳۷E-۰۵	۱,۹۷E-۰۴
۲۱	۱۳۹	۸۹	۳,۵۲	۹۲۵,۵۴	۹۶۷,۶۴	۴,۲۸	۴,۲۲	۶,۹۰E-۰۴	۶,۷۵E-۰۴	۱,۹۷E-۰۴	۳,۱۹E-۰۴
۲۲	۸۹	۶۳,۸۳	۳,۵۲	۹۶۷,۶۴	۹۸۲,۰۲	۴,۲۲	۴,۲	۶,۷۵E-۰۴	۶,۵۷E-۰۴	۲,۱۹E-۰۴	۴,۴۰E-۰۴
۲۳	۱۱۹,۸۳	۹۷	۰,۸۹	۰,۵۰۳	۰,۵۳۵	۱,۹۸	۱,۹۹	۶,۶۲E-۰۴	۲,۴۰E-۰۵	۱,۳۰E-۰۵	۱,۲۱E-۰۵
۲۴	۹۷	۹۶	۰,۸۹	۰,۵۳۵	۹۶۲,۳۷	۱,۹۹	۴,۲۲	۲,۴۰E-۰۵	۶,۸۰E-۰۴	۱,۲۱E-۰۵	۲,۹۵E-۰۴
۲۵	۹۶	۶۳,۸۳	۰,۸۹	۹۶۲,۳۷	۹۸۱,۹	۴,۲۲	۴,۲	۶,۸۰E-۰۴	۶,۵۷E-۰۴	۲,۹۵E-۰۴	۴,۴۰E-۰۴
۲۶	۶۴	۶۳	۰,۲۸	۰,۱۸۱۳	۹۸۰,۳۱	۱,۹۲	۴,۲	۲,۲۱E-۰۵	۶,۶۰E-۰۴	۱,۱۰E-۰۵	۲,۲۲E-۰۴
۲۷	۶۶,۰۸	۱۶۷	۲۵,۰۱	۹۸۱,۸۳	۸۹۹,۶۴	۴,۲	۴,۳۶	۶,۶۰E-۰۴	۶,۸۴E-۰۴	۴,۲۸E-۰۴	۱,۶۲E-۰۴
۲۸	۱۷۱	۲۵۰	۱۶۲,۴۷	۹۰۴,۵۲	۸۱۳,۴۳	۴,۳۱	۴,۷	۶,۹۰E-۰۴	۶,۳۵E-۰۴	۱,۶۰E-۰۴	۱,۱۰E-۰۴
۲۹	۲۵۰	۳۰۰	۱۶۲,۴۷	۸۱۳,۴۳	۷۳۰,۷	۴,۷	۵,۳۶	۶,۳۵E-۰۴	۵,۶۰E-۰۴	۱,۱۰E-۰۴	۸,۹۰E-۰۵
۳۰	۳۰۰	۳۴۸	۱۶۲,۴۷	۷۳۰,۷	۵۸۲,۲۴	۵,۳۶	۸,۱۲	۵,۶۰E-۰۴	۴,۴۰E-۰۴	۸,۹۰E-۰۵	۶,۷۰E-۰۵
۳۱	۳۴۸	۳۴۹	۱۶۲,۴۷	۵۸۲,۲۴	۱۱۲,۴۲	۸,۱۲	۱۵	۴,۴۰E-۰۴	۱,۲۶E-۰۴	۶,۷۰E-۰۵	۲,۲۰E-۰۵
۳۲	۳۴۹	۴۰۰	۱۶۲,۴۷	۱۱۲,۴۲	۷۳,۰۴	۱۵	۴,۶۴	۱,۲۶E-۰۴	۹,۷۰E-۰۵	۲,۲۰E-۰۵	۲,۷۰E-۰۵
۳۳	۴۰۰	۴۵۰	۱۶۲,۴۷	۷۳,۰۴	۶۰,۸	۴,۶۴	۳,۴	۹,۷۰E-۰۵	۸,۵۰E-۰۵	۲,۷۰E-۰۵	۲,۸۴E-۰۵
۳۴	۴۵۰	۵۰۰	۱۶۲,۴۷	۶۰,۸	۵۳,۵	۳,۴	۳	۸,۵۰E-۰۵	۸,۴۴E-۰۵	۲,۸۴E-۰۵	۳,۰۰E-۰۵
۳۵	۵۰۰	۵۴۰	۱۶۲,۴۷	۵۳,۵	۴۹,۲۹	۳	۲,۸۱۵	۸,۴۴E-۰۵	۸,۸۳E-۰۵	۲,۰۰E-۰۵	۳,۱۷۳E-۰۵
۳۶	۳۵۴,۳	۴۰۰	۳۳,۹۷	۱۲,۷	۱۱,۶۳	۲,۴۵	۲,۳۴	۵,۲E-۰۵	۵,۷E-۰۵	۲,۲۴E-۰۵	۲,۴۵E-۰۵
۳۷	۴۰۰	۴۵۰	۳۳,۹۷	۱۱,۶۳	۱۰,۷	۲,۳۴	۲,۲۶	۵,۷E-۰۵	۶,۲۶E-۰۵	۲,۴۵E-۰۵	۲,۶۷E-۰۴
۳۸	۴۵۰	۵۰۰	۳۳,۹۷	۱۰,۷	۹,۹۲	۲,۲۶	۲,۲۵۵	۶,۲۶E-۰۵	۶,۹E-۰۵	۲,۶۷E-۰۴	۲,۸۷E-۰۵
۳۹	۵۰۰	۵۳۹	۳۳,۹۷	۹,۹۲	۹,۳۹	۲,۲۵۵	۲,۲۶	۶,۹E-۰۵	۷,۴۲E-۰۵	۲,۸۷E-۰۵	۳,۰۳E-۰۵

4-2-2-1-2- روش محاسبه تأثیرات دمایی خواص فیزیکی جریانه‌ها

همانگونه که اشاره گردید، خواص فیزیکی اصلی در مورد کاربرد در پدیده های انتقال حرارت و انتقال ممنتوم عبارتند از:

- ظرفیت گرمایی ویژه C_p
- دانسیته ρ
- ویسکوزیته μ
- ضریب هدایت گرمایی λ

هرکدام از خواص فیزیکی نامبرده دارای طبیعت خاص در تابعیت از دما هستند. همچنین نسبت به اینکه حالت ترمودینامیکی سیال مورد نظر به چه صورتی باشد (مایع یا گاز)، تغییرات خواص فیزیکی متفاوت می باشند. بطور مثال، ویسکوزیته مایعات با افزایش دما، کاهش می یابد، ولی در مورد گازها این نسبت مستقیم است، یعنی با افزایش دما، ویسکوزیته گاز اغلب افزایش می یابد. بنابراین هرکدام از خواص فیزیکی را، صرفنظر از تأثیر فشار، می توان بصورت زیر بیان نمود:

$$\Delta P = kAh_c^m \quad (14)$$

که در آن

ΔP : افت فشار مجاز

k : ثابت معادله شامل خواص فیزیکی و آرایش ابتدایی

A : سطح مبدل حرارتی براساس قطر خارجی لوله

h_c : ضریب انتقال حرارت تمیز

حال اگر هر کدام از خواص فیزیکی بصورت انتگرالی متوسط گیری شوند، خواهیم داشت:

$$\rho_{0j} = \frac{\int_{T_{sj}}^{T_{Tj}} \rho_j dT}{T_{Tj} - T_{sj}} \quad (15)$$

$$C_{p0j} = \frac{\int_{T_{sj}}^{T_{Tj}} C_{pj} dT}{T_{Tj} - T_{sj}} \quad (16)$$

$$\mu_{0j} = \frac{\int_{T_{sj}}^{T_{Tj}} \mu_j dT}{T_{Tj} - T_{sj}} \quad (17)$$

$$\lambda_{0j} = \frac{\int_{T_{sj}}^{T_{Tj}} \lambda_j dT}{T_{Tj} - T_{sj}} \quad (18)$$

در اینجا از خواص متوسط فوق برای محاسبات استفاده می کنیم، برای تصحیح کلی روابط از پارامتر ξ بهره می بریم بطوریکه:

$$\Delta P = \xi k A h_c^m \quad (19)$$

در رابطه اخیر پارامتر k در مقادیر متوسط انتگرالی محاسبه می شود، بنابراین ضریب ξ_j باعث می شود تا ثابت بودن خواص فیزیکی در مقادیر متوسط انتگرالی مربوطه، جبران شود. حال به بررسی چگونگی محاسبه پارامتر ξ_j می پردازیم.

ضریب انتقال حرارت، افت فشار و ثابت K توابعی از خواص فیزیکی هستند، که تابعیت هر کدام از آنها را می توان با روشهای معتبری چون روش **Bell-Delaware** بدست آورد. بنابراین در شدت جریان جرمی W ثابت، می توان پارامتر ψ را که معرف تاثیر پذیری هر پارامتر از خواص فیزیکی است، بصورت زیر بیان نمود:

$$\begin{aligned}\psi_h &= \psi_h(C_p, \mu, \lambda) = C_p^{n1} \mu^{n2} \lambda^{n3} \\ \psi_{\Delta p} &= \psi_{\Delta p}(\rho, \mu) = \rho^{n4} \mu^{n5} \\ \psi_k &= \psi_k(\rho, C_p, \mu, \lambda) = \rho^{n6} C_p^{n7} \mu^{n8} \lambda^{n9}\end{aligned}\quad (20)$$

بنابراین:

$$\psi = \psi_k \psi_{\Delta p} \psi_h = \rho^{\phi1} C_p^{\phi2} \mu^{\phi3} \lambda^{\phi4} \quad (21)$$

جاییکه مقادیر $\phi1$ تا $\phi4$ را می توان مستقیماً از مقادیر **n1** تا **n2** بدست آورد. بنابراین ψ توانایی نمایش تغییرات خواص فیزیکی را در رابطه (14) خواهد داشت.

در اصل مقدار ψ نشانگر رفتار و طبیعت تغییر معادله (14) است. بنابراین برای اینکه این رفتار در طول مسیر استفاده از افت فشار در جهت تولید ضریب انتقال حرارت پخش شود، می توان نوشت:

$$\xi_j = \frac{\int_{T_{sj}}^{T_{Tj}} \psi_j dT}{(T_{Tj} - T_{sj}) \rho^{\phi1_{0j}} C_{p0j}^{\phi2} \mu^{\phi3_{0j}} \lambda^{\phi4_{0j}}} \quad (22)$$

بنابراین پارامتر ξ_j معرف بازتاب کلی تغییرات خواص فیزیکی نسبت به دما می باشد بطوریکه پارامتر k را بصورتی برای جریان شماره j تصحیح می کند که با افت فشار مجاز تعیین شده، مقدار ضریب انتقال حرارت بدست آمده دقیقاً متوسط مقادیر ضریب انتقال حرارتی است که با روش تغییر دیفرانسیلی دما بدست آمده باشد. بطور روشن تر، مقدار ξ_j هم محاسبات را آسانتر می سازد و هم برای مقاصدی همچون سنتز شبکه و یا تحلیل اصلاحی شبکه، بهترین ضریب انتقال حرارت را ارائه می کند.

قابل ذکر است که برای هدفگذاری و سنتز شبکه، مناسبتر آنست که برای هر جریان، تنها یک مقدار ضریب انتقال حرارت گزارش شود، به شرطی که ضریب انتقال حرارت گزارش شده بیانگر نمای کلی از رفتار جریان مربوطه از دمای اولیه (Supply) تا دمای هدف (Target) باشد.

با توجه به رابطه (22) می توان مقدار موثر پارامتر k را بدست آورد بطوریکه:

$$k_{eff,j} = \xi_j k_j \quad (23)$$

حال می توان با بهره گیری از مقادیر متوسط انتگرالی خواص فیزیکی و با استفاده از معادله اخیر مقدار k از معادله (26) را با k_{eff} جایگزین کرد و بهترین ضرائب انتقال حرارت را برای شبکه بدست آورد.

در نتیجه ضریب تصحیح دقیقی برای تبدیل افت فشار مجاز به افت فشار موثر در دسترس است و می توان با معادلات (24) و (25) مقادیر ϕ_1 تا ϕ_4 را برای هر دو سمت لوله و پوسته مبدل حرارتی و برای جریان آشفته بیان نمود. باید خاطر نشان کرد که تمامی مقادیر ϕ_1 تا ϕ_4 با توجه به روابط دقیق Bell-Delaware بدست آمده اند:

$$\psi_T = \frac{\lambda_T^{2.8333} C_{PT}^{1.1667}}{\rho_T \mu_T^{1.6333}} \quad (24)$$

$$\psi_S = \frac{\lambda_S^{2.9413} C_{PS}^{1.4707}}{\rho_S \mu_S^{0.1629}} \quad (25)$$

بنابراین با بکارگیری روابط بالا برای محاسبه مقدار ξ_j که بوسیله معادله (22) معرفی شده است، برای هرکدام از دو سمت لوله و پوسته مبدل حرارتی، ضریب تصحیح مقدار انحراف از حالت ایده آل (خواص فیزیکی ثابت) بدست خواهد آمد. بوسیله ضریب تصحیح مربوط، بهترین ضریب انتقال حرارت برای جریان مورد نظر بدست می آید تا با کمترین خطا بتوان تحلیل های مختلف شبکه را همچون گذشته انجام داد. ولی همانگونه که اشاره گردید تا کنون فقط روابطی را بررسی کرده ایم که رژیم جریانهای مربوطه، در هم یا آشفته باشد. بنابراین برای سیالاتی که ذاتا دارای ویسکوزیته بالا هستند، کاربرد روشهای معمول ملاحظه افت فشار چندان درست نمی باشد.

ب) جریانهای آرام

سیالهای ویسکوز خصوصیت عمده ای را که از خود نشان می دهند، اینست که اغلب با رژیمهای آرام باعث بروز پدیده های انتقال می شوند. بخاطر خصوصیت ویژه ای که این نوع رژیم ها به خود اختصاص می دهند، از ضریب انتقال حرارت پایین تری نسبت به جریانهای درهم برخوردار هستند.

در این قسمت هدف آنست که مشابه آنچه در قسمت جریانهای درهم عمل شد، برای جریانهای آرام نیز روشی برای محاسبه مستقیم افت فشار مجاز هر سمت از مبدل حرارتی با ضریب انتقال حرارت همان سمت مشخص گردد.

در طرف لوله مبدل حرارتی، با فرض آرام بودن جریان، مقدار ضریب انتقال حرارت نه تنها تابعی از قطر داخلی لوله است، بلکه، به طول لوله نیز بستگی دارد. بر خلاف جریانهای درهم داخل لوله، که ضریب انتقال حرارت مربوطه صرفاً تابعی از قطر لوله می باشد.

با استفاده از دستورالعمل معینی همچون روش بالا، روابط افت فشار بصورت زیر بدست می آیند:

$$\Delta P_T = \xi_{TP} k_{Tu} Au^2_T$$

$$h_{cT} = \xi_{Th} k_{Th} A^{-0.333} \quad (26)$$

همانگونه که در رابطه قبل دیده می شود، افت فشار سمت لوله در جریان آرام بصورت مستقیم با ضریب انتقال حرارت تمیز داخل لوله مرتبط است.

شاید شکل ظاهری رابطه (26) با شکل رابطه (14) متفاوت باشد، ولی عملاً هر دوی آنها بیانگر یک واقعیت هستند و آن استفاده کامل از افت فشار مجاز سمت لوله به جهت تولید ضریب انتقال حرارت است. علت تفاوت ظاهری این روابط نیز، همانگونه که قبل از این بیان شد، اثر مستقیم طول لوله بر ضریب انتقال حرارت در جریان آرام است.

بدست آوردن رابطه افت فشار برای سمت پوسته کمی پیچیده تر از سمت لوله است. با استفاده از روش Bell-Delaware و برای عدد رینولد کمتر از مقدار 100 برای طرف پوسته، حل دقیق معادلات مذکور منجر به بدست آمدن رابطه زیر می گردد:

$$\Delta P_S = \xi_S [(k_{s1}A + k_{s2})h^2_{cs} + k_{s3}Ah_{cs}] \quad (27)$$

با توجه به اینکه در محاسبات مربوط به تحلیل شبکه، احتیاج به یک رابطه ساده شده است، بطوریکه بوسیله آن براحتی بتوان افت فشار مجاز جریان را به سطح مبدل حرارتی و ضریب انتقال حرارت ربط داد بنابراین، با در نظر گرفتن مفروضات در جریان آشفته سمت پوسته فرمول (27) بصورت زیر خلاصه می شود.

$$\Delta P_S = \xi_s k_s A h_{cs}^{4.714} \quad (28)$$

رابطه بالا را می توان به شکل رابطه (26) نیز در آورد این به منظور هماهنگ کردن سمت لوله و پوسته می باشد بنابراین:

$$\begin{aligned} \Delta P_S &= \xi_{Sp} k_{Su} A u_s^2 \\ h_{cs} &= \xi_{Sh} k_{Sh} u_s^2 \end{aligned} \quad (29)$$

حال روابط لازم برای جریان آرام نیز در دسترس است. قدم بعدی تعمیم روابط افت فشار برای خواص فیزیکی متغیر است، بنابراین مجهولهای باقیمانده که مقادیر ξ می باشند، باید معلوم گردند. برای این منظور طبق رابطه (22) با تعیین توابع ξ برای جریان آرام، می توان به این مهم دست یافت.

پس با توجه به روابط Bell-Delaware خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} \psi_{TP} &= \frac{\mu_T}{\rho_T} \\ \psi_{Th} &= C^{1/3} \lambda_{TP}^{2/3} \\ \psi_s &= \frac{\mu_s^{0.5712} \lambda_s^{3.142} C_{Ps}^{1.57}}{\rho_s} \end{aligned} \quad (30)$$

روابط بالا را می توان برای تخمین مقادیر $\xi_{TP}, \xi_{Th}, \xi_s$ درج شده در روابط (26) و (28) بکار برد. بنابراین ابزار لازم برای ملاحظه تغییرات خواص فیزیکی در تحلیل شبکه های مبدل حرارتی موجود می باشد و می توان برای هر رژیم جریانی، تغییرات مورد نظر را محاسبه نمود. نکته ای که در اینجا باید اشاره کرد این است که توان ضریب انتقال حرارت در رابطه (28) که مخصوص جریان آرام است (714,4) بیشتر از توان مذکور برای رژیم درهم (412,4) است. این بدان معنی نیست که افت فشار در حالت آرام از افت فشار در حالت درهم بیشتر است، بلکه مفهوم آن شدت تغییرات است، چرا که ثابت k برای جریان آرام کمتر از ثابت k برای جریان درهم است.

این نکته حائز اهمیت است که الگوریتمهای موجود برای طراحی واحدهای جدید و یا طراحی شبکه های موجود دست نخورده باقی می مانند و برای وارد کردن تابعیت دمایی خواص فیزیکی به داخل محاسبات تحلیلی شبکه، کافیت که در ابتدای کار مقادیر ξ برای هر جریان بدست آمده و بجای k از k_{eff} در رابطه (23) در معادله (14) استفاده کنیم.

در این پروژه با همین تکنیک به محاسبه داده های تکمیلی و خواص فیزیکی متوسط جریانه‌ها می پردازیم.

جدول (4-14) محتملترین خواص فیزیکی متوسط و ثابت مربوط به جریانه‌های شبکه مبدل‌های حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد، که با تکنیک بالا توسط نرم افزار **Pilot** محاسبه شده است، را نشان می دهد.

جدول 4-14- محتملترین خواص فیزیکی متوسط مربوط به جریانه‌های شبکه مبدل‌های حرارتی واحد

دوم نیروگاه حرارتی طوس (ماخذ: محاسبات محققین)

No.	T ^۱ (C)	T ^۲ (C)	ρ (kg/m ^۳)	Cp(kj/kgC)	K (kw/mC)	μ (Pa.s)
۱	۳۴۷,۰۸	۳۰۰	۱۳,۶۰	۲,۵۵	۰,۰۰۰۰۴۹۴	۰,۰۰۰۰۲۱۱
۲	۳۰۰	۲۴۳	۱۵,۷۱	۳,۰۴	۰,۰۰۰۰۴۶۲	۰,۰۰۰۰۱۹۱
۳	۲۴۳	۲۴۲	۲۶۷,۱۳	۴,۰۹	۰,۰۰۰۰۲۵۱۷	۰,۰۰۰۰۵۴۲
۴	۲۴۲	۲۰۶	۸۳۶,۵۶	۴,۶۵	۰,۰۰۰۰۶۴۴۴	۰,۰۰۰۰۱۹۸
۵	۲۰۶	۱۶۷	۸۷۹,۲۳	۴,۴۴	۰,۰۰۰۰۶۷۱۵	۰,۰۰۰۰۱۴۴۶
۶	۴۶۰,۵	۳۸۰	۵,۹۹	۲,۲۴	۰,۰۰۰۰۵۸۲	۰,۰۰۰۰۲۵۳
۷	۳۸۰	۳۲۰	۶,۷۷	۲,۲۷	۰,۰۰۰۰۵۰۲	۰,۰۰۰۰۲۲۳
۸	۳۲۰	۲۶۰	۷,۶۳	۲,۳۵	۰,۰۰۰۰۴۴۲	۰,۰۰۰۰۱۹۷
۹	۲۶۰	۲۱۰	۸,۷۶	۲,۶۶	۰,۰۰۰۰۳۹۷	۰,۰۰۰۰۱۷۵
۱۰	۲۱۰	۲۰۹	۲۶۰,۷۲	۳,۶۶	۰,۰۰۰۰۲۵۳۴	۰,۰۰۰۰۵۹۱
۱۱	۲۰۹	۱۸۷	۸۶۶,۱۹	۴,۴۹	۰,۰۰۰۰۶۶۴۵	۰,۰۰۰۰۱۳۵۴
۱۲	۱۸۷	۱۶۷	۸۸۸,۶۳	۴,۴۰	۰,۰۰۰۰۶۷۶۵	۰,۰۰۰۰۱۵۲۴
۱۳	۳۵۹	۳۰۰	۳,۰۶	۲,۱۲	۰,۰۰۰۰۴۷۳	۰,۰۰۰۰۲۱۴
۱۴	۳۰۰	۲۵۰	۳,۳۹	۲,۱۴	۰,۰۰۰۰۴۱۵	۰,۰۰۰۰۱۹۱
۱۵	۲۵۰	۲۰۰	۳,۷۸	۲,۲۵	۰,۰۰۰۰۳۶۶	۰,۰۰۰۰۱۷۰
۱۶	۲۰۰	۱۷۳	۴,۱۷	۲,۳۸	۰,۰۰۰۰۳۳۱	۰,۰۰۰۰۱۵۵
۱۷	۱۷۳	۱۷۲	۲۵۵,۴۴	۳,۳۴	۰,۰۰۰۰۲۵۲۱	۰,۰۰۰۰۶۷۳

۱۸	۱۷۲	۱۶۷	۸۹۵,۶۶	۴,۳۷	۰,۰۰۰,۶۸۲۰	۰,۰۰۰,۱۵۹۵
۱۹	۱۹۵,۲۵	۱۴۰	۱,۸۱	۲,۱۴	۰,۰۰۰,۰۳۰۷	۰,۰۰۰,۱۴۸
۲۰	۱۴۰	۱۳۹	۲۵۳,۰۶	۳,۱۵	۰,۰۰۰,۲۴۹۴	۰,۰۰۰,۷۸۷
۲۱	۱۳۹	۸۹	۹۴۶,۴۷	۴,۲۵	۰,۰۰۰,۶۸۲۵	۰,۰۰۰,۲۵۴۳
۲۲	۸۹	۶۳,۸۳	۹۷۴,۸۲	۴,۲۱	۰,۰۰۰,۶۶۶۰	۰,۰۰۰,۳۷۷۱
۲۳	۱۱۹,۸۳	۹۷	۰,۵۲	۱,۹۸	۰,۰۰۰,۲۳۴۵	۰,۰۰۰,۱۲۵
۲۴	۹۷	۹۶	۲۵۲,۰۷	۳,۰۰	۰,۰۰۰,۲۳۹۹	۰,۰۰۰,۱۰۶۶
۲۵	۹۶	۶۳,۸۳	۹۷۲,۱۱	۴,۲۱	۰,۰۰۰,۶۶۸۵	۰,۰۰۰,۳۶۳۹
۲۶	۶۴	۶۳	۲۵۱,۷۹	۲,۹۵	۰,۰۰۰,۲۳۰۹	۰,۰۰۰,۰۸۳۰
۲۷	۶۶,۰۸	۱۶۷	۹۴۰,۲۹	۴,۲۸	۰,۰۰۰,۶۷۱۹	۰,۰۰۰,۲۷۹۲
۲۸	۱۷۱	۲۵۰	۸۵۸,۳۷	۴,۵۰	۰,۰۰۰,۶۶۲۲	۰,۰۰۰,۱۳۳۸
۲۹	۲۵۰	۳۰۰	۷۷۱,۵۱	۵,۰۲	۰,۰۰۰,۵۹۶۹	۰,۰۰۰,۹۹۲
۳۰	۳۰۰	۳۴۸	۶۵۴,۳۶	۶,۶۷	۰,۰۰۰,۴۹۸۲	۰,۰۰۰,۷۷۶
۳۱	۳۴۸	۳۴۹	۳۰۱,۵۹	۱۱,۳۰	۰,۰۰۰,۲۵۹۲	۰,۰۰۰,۴۱۴
۳۲	۳۴۹	۴۰۰	۹۱,۶۷	۹,۰۸	۰,۰۰۰,۱۱۱۰	۰,۰۰۰,۲۴۴
۳۳	۴۰۰	۴۵۰	۶۶,۷۸	۴,۰۰	۰,۰۰۰,۰۹۰۹	۰,۰۰۰,۲۷۷
۳۴	۴۵۰	۵۰۰	۵۷,۰۹	۳,۲۰	۰,۰۰۰,۰۸۴۷	۰,۰۰۰,۲۹۲
۳۵	۵۰۰	۵۴۰	۵۱,۳۷	۲,۹۱	۰,۰۰۰,۰۸۶۳	۰,۰۰۰,۳۰۹
۳۶	۳۵۴,۳	۴۰۰	۱۲,۱۶	۲,۳۹	۰,۰۰۰,۰۵۴۵	۰,۰۰۰,۲۳۴
۳۷	۴۰۰	۴۵۰	۱۱,۱۶	۲,۳۰	۰,۰۰۰,۰۵۹۸	۰,۰۰۰,۱۱۳۳
۳۸	۴۵۰	۵۰۰	۱۰,۳۱	۲,۲۶	۰,۰۰۰,۰۶۵۸	۰,۰۰۰,۱۱۷۷
۳۹	۵۰۰	۵۳۹	۹,۶۵	۲,۲۶	۰,۰۰۰,۰۷۱۶	۰,۰۰۰,۲۹۵

4-2-2-2 - تحلیل مبدل‌های حرارتی موجود و تکمیل اطلاعات

حال برای داشتن اطلاعاتی نظیر افت فشار تک تک جریانهای شبکه، پتانسیل افت فشار شبکه، ضریب رسوب دهی و ضریب انتقال حرارت جریانها در دو سوی مبدلها، لازم است کلیه مبدل‌های موجود تحلیل، و عملکرد آنها ارزیابی شود.

همانطور که در گزارش های قبلی نیز اشاره گردید، واحد دوم نیروگاه حرارتی طوس مشهد علاوه بر کندانسورهای بخار اجکتور و گلند و هوازدا، دارای دو هیتر فشار پایین و دو هیتر فشار بالا می باشد که در جدول (4-15) اطلاعات ساختاری این هیترهای بخاری آورده شده است.

جدول 4-15- اطلاعات ساختاری هیترهای واحد دوم نیروگاه طوس (ماخذ: اطلاعات اخذ شده از نیروگاه)

Features	HP-Heater 4	HP-Heater 5	LP-Heater 1	LP-Heater 2
Tube Thickness (mm)	۱,۸	۱,۸	۰,۸	۰,۸
Tube inside diameter	۱۴,۶	۱۴,۴	۱۶,۴	۱۶,۴

(mm)				
Number of Tubes	۴۳۰	۴۵۰	۲۲۶	۲۷۵
Number of Passes	۲	۲	۲	۲
Total Surface (m ^۲)	۴۷۳	۴۴۷	۲۵۵	۲۸۶

در این قسمت به تحلیل F65 مبدل‌های موجود و تخمین ضرایب انتقال حرارت، افت فشار مجاز جریانها و ضریب رسوب دهی آنها می پردازیم. با نتایج این محاسبات اطلاعات لازم برای هدفگذاری روی شبکه مورد بررسی، تکمیل خواهد شد. نتیجه این تحلیل تعیین شدن ضرایب انتقال حرارت تمیز، مقاومتهای رسوب دهی و افت فشارهای مجاز قابل دسترسی است. این تحلیل با استفاده از نرم افزار HTFS که با روش پیشرفته Bell-Delaware کار می کند قابل اجراست.

4-2-2-1- تخمین افت فشار مجاز و ضریب انتقال حرارت جریانها

با داشتن افت فشار لوله و همین طور افت فشار سمت پوسته هر یک از مبدل‌های حرارتی، به راحتی می توان افت فشار مجاز هر کدام از جریانها را در قسمت فرآیند^۷ و صرفاً جهت انتقال حرارت بدست آورد. با داشتن افت فشار جریانها، ضرایب انتقال حرارت فیلمی تمیز را برای هر جریان طبق رابطه (31) می توان تعیین کرد.

$$h_i = \left(\frac{\Delta P_i}{k_i A_i} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (31)$$

با داشتن ضرایب انتقال حرارت تمیز تک تک جریانها و مقاومت رسوبی آنها می توان ضرایب انتقال حرارت کثیف (=HTC= ضرایب انتقال حرارت با در نظر گرفتن مقاومت رسوبی) هریک از جریانها را طبق رابطه (32) بدست آورد.

^۶ Rating

^۷ Process to Process

$$\frac{1}{HTC} = \frac{1}{h_i} + R_i \quad (32)$$

در جدول (4-16)، نتایج تحلیل مبدل‌های موجود در واحد دوم نیروگاه حرارتی طوس مشهد نشان داده شده است.

در قسمت‌های بعد، ابتدا به هدف‌گذاری و اصلاح سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد می‌پردازیم. بدین ترتیب که ابتدا به رسم منحنی‌های مرکب در وضعیت موجود پرداخته و سپس جهت دستیابی به حداقل اتلاف اکسرژی، سطوح زیرکشی‌ها بهینه‌یابی گردیده و در آن سطوح بهینه، شدت جریان زیرکشی‌ها جهت رسیدن به حداقل نیروی رانشی دمایی مجاز و بیشینه بازیافت حرارت، در سطحی بهینه و اقتصادی، تعیین می‌گردند. نتیجه کاهش نیروی رانشی دمایی در فرآیند انتقال حرارت بین آب تغذیه بویلر و جریان‌های زیرکشی شده از توربین‌ها، افزایش دمای آب ورودی به بویلر و کاهش جریان بخار ورودی به کندانسور و در نتیجه کاهش تقاضای انرژی در بویلر و کندانسور واحد دوم نیروگاه طوس می‌باشد. همچنین جبران کاهش نیروی رانشی دمایی در این فرآیند انتقال حرارت، نیازمند نصب سطوح انتقال حرارت جدید بوده که هزینه نصب این هیت‌های جدید و عواید ناشی از کاهش مصرف انرژی در بویلر و کندانسور، نرخ بازگشت سرمایه را تعیین خواهند نمود.

جدول 4-16- نتایج تحلیل هیت‌های موجود در شبکه (ماخذ: محاسبات محققین)

ضرایب انتقال حرارت کثیف W/m2C	مقاومت‌های رسوبی m2C/W	افت فشار مجاز جریانها atm	ضرایب انتقال حرارت تمیز W/m2C	نام جریان	ردیف
9342,0	5,812e-5	15,17	20440	آب تغذیه از کندانسور بخار اژکتور تا هوا زدا	1
7475,9	5,812e-5	34,58	13220	آب تغذیه از پمپ تا بویلر	2
4196,4	5,812e-5	2,97	5550	بازگرمایش بخار	3
4568,5	5,812e-5	Neg.	6220	زیرکشی 1	4
4448,7	5,812e-5	Neg.	6000	زیرکشی 2	5
4448,7	5,812e-5	Neg.	6000	زیرکشی 3	6

4348,9	5,812e-5	Neg.	5820	زیرکش 4	7
4348,9	5,812e-5	Neg.	5820	زیرکش 5	8
4253,3	5,812e-5	0,085	5650	جریان ورودی به کندانسور	9

4 - 3 - هدفگذاری روی سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد

مفهوم هدفگذاری عبارت است از پیش بینی قبل از طراحی، بدین صورت که یک فرآیند چگونه بهترین نحوه عملکرد را برای رسیدن به نتایج طراحی شده دارا خواهد بود.

در طراحی واحدهای جدید، مفهوم هدف، همان رسیدن به حداقل هزینه کل سالیانه است که با در نظر گرفتن میزان صرفه جویی انرژی، مقادیر سطوح مبدل‌های حرارتی، هزینه جابجایی پمپها و کمپرسورها و مقدار توان مصرفی پمپها و کمپرسورها محاسبه می شود.

در این قسمت با توجه به اطلاعات و نتایجی که در قسمتهای قبل، از سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد بدست آمده است، به بهینه سازی سطوح زیرکشا برای رسیدن به حداقل اتلاف اکسرژی پرداخته، سپس سیکل برای بهبود راندمان حرارتی هدفگذاری شده و نقاط کاری مختلفی بر حسب حداقل اختلاف دما بین جریان آب تغذیه و بخارهای زیرکش شده (ΔT_{min}) حاصل می شود. در نهایت یک نقطه کاری با در نظر گرفتن تمامی مسائل پروژه جهت اصلاح سیکل انتخاب شده و شبکه مبدل‌های حرارتی پیشگرمکن آب تغذیه بویلر واحد دوم نیروگاه طوس برای رسیدن به اهداف هدفگذاری شده مورد طراحی اصلاحی قرار گرفته و سطوح انتقال حرارت جدید نصب می گردند.

4 - 3 - 1- بررسی روشهای مختلف هدفگذاری روی فرآیندها

تا قبل از اینکه بحث تئوری افت فشار مجاز جریانهای موجود در شبکه مبدل‌های حرارتی پا به عرصه دنیای انتگراسیون فرآیند گذارد، تمامی روشهای اصلاحی برای شبکه های موجود مبدل حرارتی با بهره گیری از اطلاعات فرآیندی همچون مقادیر جریان، گرمای ویژه و دمای فرآیندی و همچنین ضرایب انتقال حرارت مفروض، عمل می کردند، بدون اینکه توجهی به افت فشار مبدل‌های شبکه مورد مطالعه داشته باشند. اما روش افت فشار ثابت، مشکلات عمده ای را حل نمود که کلیات مسائل حل شده را می توان بصورت زیر خلاصه نمود:

- در طی اصلاح شبکه، افت فشار مجاز هر جریان ثابت نگهداشته می شود، بنابراین پمپها و کمپرسورهای موجود، در حالت فعلی باقی می مانند.
- اصلاح شبکه مبدل‌های حرارتی با استفاده از افت فشار مناسب صورت می گیرد، به صورتیکه هر مبدل اعم از جدید یا قدیم، مناسبترین استفاده افت فشار جریانهای متصله را دارا می باشد، و این امر بصورت همزمان با هدفگذاری های انرژی و سرمایه گذاری لازم صورت می گیرد. به بیان دیگر در روش افت فشار ثابت، به هنگام اصلاح یک شبکه، پمپها و کمپرسورهای موجود در شبکه همچنان باقی می مانند و شبکه با همان افت فشارهای مجاز سیستم قدیم مورد مطالعه قرار می گیرد.

پس این روش امکان تغییر افت فشارهای مجاز سیستم قدیم به جهت احتمال یک طراحی بهتر را منتفی می داند. به عبارت دیگر جابجایی پمپ و کمپرسور در طول طراحی و تاثیرات اقتصادی این عمل در این روش بررسی نشده است. ولی در روش بهینه سازی افت فشار، هزینه جبران افت فشارها در سیستم، همانند هزینه تامین سطوح حرارتی و بهای انرژی در نظر گرفته می شود و با توجه به تقابل سه طرفه آنها احتمال تغییر افت فشار جریانهای شبکه را برای رسیدن به هزینه کل کمتر و نرخ بازگشت سرمایه کوتاهتر منتفی نمی داند. به بیان ساده تر تاثیرات اقتصادی جابجایی پمپ و یا کمپرسور در طول طراحی نیز برای رسیدن به هزینه کل کمتر بررسی می شود.

4-3-1-1- روشهای معمول هدفگذاری اصلاحی

الف) - فلسفه هدفگذاری

احتیاجات عمده برای هدفهای مورد لزوم در طراحی تفصیلی، توسط جو و لینهف بیان گردید. آنها در ابتدا نشان دادند که مقدار انرژی صرفه جویی شده، که صورت اصلی مسئله اصلاح شبکه است، ارتباط مستقیم با دوره بازگشت سرمایه دارد، و هرچه قدر صرفه جویی انرژی بیشتر شود، مدت زمان دوره بازگشت نیز بیشتر خواهد بود. بنابراین تنها یک پارامتر اقتصادی برای هدفگذاری کافی نیست و باید پارامتر تعیین کننده دومی نیز بیان گردد تا هدفگذاری ثابت شود. یکی از بهترین پارامترهای ممکن مقدار سقف سرمایه گذاری برای تهیه مبدل‌های جدید است. ولی برای بحثهای جدید می توان سرمایه گذاری را برای امکان خرید و نصب پمپ و

کمپرسورهای جدید نیز دخالت داد. حال اگر مقدار صرفه جویی انرژی را با مقدار سرمایه گذاری ارتباط دهیم می توان به بهترین وجه ممکن دیدگاه اصلی پروژه را با هر دو پارامتر تعیین کننده اقتصادی هماهنگ کنیم.

- هدفگذاری با استفاده از روش α ثابت

در پروژه های اصلاحی رسم منحنی سطح - انرژی مبنای اصلی هدفگذاری و اصلاح می باشد. در مبحث اصلاح شبکه های مبدل حرارتی، هر موقع که نامی از سطح شبکه به میان بیاید، منظور همان سطح بازایی و یا همان سطح مربوط به مبدلهای فرآیند به فرآیند (Process to Process) می باشد.

به طور کلی، شبکه موجود در مقایسه با یک شبکه ایده آل با همان مصرف انرژی دارای سطح شبکه بیشتری می باشد، و همینطور شبکه موجود در مقایسه با شبکه ای ایده آل با همان مقدار سطح شبکه، دارای مصرف انرژی بیشتری می باشد.

جو و لینهف نشان دادند که برای اصلاح شبکه باید شبکه موجود به سمت شبکه ایده آل حرکت کند. بنابراین برای اعمال تغییرات لازم بر روی شبکه موجود و سرمایه گذاری لازم، مسیری لازم است تا هدفگذاری شود. مسیر اصلاح شبکه را نمی توان به سادگی تعیین نمود. یکی از پارامترهای کمک کننده برای یافتن مسیر، سطح بکار رفته در شبکه در طی اصلاح، نسبت به مقدار سطح ایده آل شبکه است.

در نتیجه می توان نسبتی را بعنوان بازدهی تعیین نمود و مسیر اصلاحی شبکه را به گونه ای تفسیر کرد که در طول مسیر این نسبت α ثابت باقی بماند. بیان بازدهی سطح را می توان بصورت زیر نشان داد:

$$\alpha = \frac{A_{Ideal}}{A_{Existing}} \quad (33)$$

که در آن A_{ideal} سطح شبکه ایده آل طراحی شده با تکنولوژی پینچ و با همان میزان مصرف انرژی و پارامتر $A_{Existing}$ سطح شبکه موجود می باشد.

- هدفگذاری با استفاده از روش α توسعه ای (Incremental)

روش α ثابت نمی تواند بصورت کلی یک محدوده قابل قبول را برای یک اصلاح خوب مهیا کند، چون منحنی هدفگذاری خیلی بیشتر از آنچه مورد لزوم است حد اطمینان را رعایت می

کند. (Silangwa, 1986) پیشنهاد کرد که اگر بازدهی سطح شبکه موجود برابر 0/9 یا کمتر باشد، بهتر است از منحنی هدفگذاری که موازی با منحنی ایده آل می باشد، استفاده شود. در این نوع هدفگذاری با بیشتر شدن مقدار صرفه جویی انرژی، بازدهی سطح شبکه بهبود می یابد. بوسیله هر نقطه از منحنی هدفگذاری می توان مقدار سرمایه گذاری سطح (ΔA) را با مقدار صرفه جویی انرژی (ΔE) ارتباط داد.

با بکارگیری سطح فرایند به فرایند و همچنین با انتخاب مسیر اصلاحی پیشنهادی توسط جو و لینهف و یا روش تعمیم یافته Silangwa، می توان سطح لازم را برای شبکه بدست آورد، بطوریکه تمامی ملاحظات لازم برای اطلاعات جریانی منظور گردد. برای این منظور برخی نکات باید مد نظر قرار گیرند. از جمله این نکات، ملاحظات مربوط به چند عبوره بودن مبدل‌های شبکه و همچنین تعیین افت فشار هر کدام از جریانهای شبکه است.

بدین صورت که تک تک مبدل‌های موجود در شبکه باید تحت بررسی قرار گیرند، تا افت فشار هر کدام از دو طرف آن تعیین گشته و برای تعیین افت فشار مجاز مبدل‌های فرایند به فرایند مقادیر واقعی منظور گردد.

ب) - تعیین نوع مسیر اصلاحی

منحنی ایده آلی وجود دارد که تغییرات سطح مورد نیاز شبکه را نسبت به حداقل انرژی لازم شبکه نشان می دهد. در مجاورت این منحنی، منحنی هدفگذاری وجود دارد، که چگونگی حرکت مسیر اصلاح شبکه را برای ثابت ماندن افت فشار مجاز هریک از جریانها نشان می دهد. این منحنی هدفگذاری را می توان با هر دو روش α ثابت یا توسعه ای بدست آورد. اما اگر بهینه سازی افت فشار را وارد بحث کنیم، چگونه می توان این منحنی هدفگذاری را رسم کرد؟

برای رهیافت حل این مسئله، دو راه حل مختلف را می توان ارائه داد. این دو راه حل به اینصورت طبقه بندی می شوند:

1. مسیر برای بهینه سازی افت فشار در جهت حداقل کردن دوره بازگشت.

2. مسیر برای بهینه سازی افت فشار در جهت حداقل کردن مقدار سرمایه گذاری.

در روش اول در حقیقت تابع هدف برای بهینه سازی افت فشار، مقدار دوره بازگشت سرمایه است که از تقسیم سرمایه گذاری IT بر مقدار صرفه جویی سالیانه ST حاصل می شود. در این روش منحنی هدفگذاری بدست آمده، همواره زیر منحنی هدفگذاری بر مبنای افت فشار ثابت قرار می گیرد. هر چه این دو منحنی به سمت نقطه شبکه موجود جلو می رود، به سمت یکدیگر میل کرده و در نقطه شبکه موجود به یکدیگر می رسند. این همگرایی به این دلیل است که هیچگونه بهینه سازی افت فشار در نقطه شبکه موجود نمی تواند شبکه را بهبود بخشد. به عبارت دیگر در چنین نقطه ای هیچگونه صرفه جویی از طریق کاهش مصرف انرژی نداریم، نمی توانیم توان مصرفی تجهیزات رانشی سیال شبکه را بی دلیل بالا ببریم چرا که سبب منفی شدن مقدار کل صرفه جویی سالیانه می شود.

علت کمتر بودن سطح شبکه حاصله از روش بهینه سازی افت فشار، برای کمینه کردن نرخ بازگشت سرمایه نسبت به منحنی افت فشار ثابت، بالا رفتن نسبی مقادیر افت فشار مجاز جریانهاست، که توسط جایگزین شدن پمپ یا کمپرسورهای قوی تر درون شبکه تامین می شود. در نتیجه مقدار ضریب انتقال حرارت بیشتری شامل هریک از جریانهها شده و سبب پایین آمدن سطح شبکه می شود. اما در اینجا یک تقابل بین قسمت پمپ و کمپرسور و توان مصرفی آنها و قسمت سطح شبکه وجود دارد که برای هر مقدار انرژی مصرفی شبکه، در نتیجه این تقابل بهترین افت فشار مجاز برای هر جریان بدست می آید.

در روش دوم، تابع هدف برای بهینه سازی افت فشار، میزان سرمایه گذاری جهت اصلاح شبکه انتخاب شده است. این میزان سرمایه گذاری که مجموع سرمایه گذاری های سطح، پمپ و کمپرسور است، تابعی مستقیم از افت فشار مجاز جریانهها می باشد. در این نوع بهینه سازی، افت فشار بدون ملاحظه توان مصرفی تجهیزات رانشی سیالهای شبکه، اقدام به حداقل سازی سرمایه گذاری در جهت اصلاح شبکه می نماید. بدین صورت که در هر مقدار انرژی مصرفی ثابت شبکه، تقابل بین هزینه خرید و نصب پمپ و کمپرسور با سرمایه گذاری سطح شبکه انجام می شود. واضح است که چون در اینجا حرفی از مقدار توان مصرفی پمپ و کمپرسورها به میان نمی آید، عامل بازدارنده مربوطه از بین رفته و افت فشارهای مجاز بالاتری را می توان نسبت به حالت اول که بهینه سازی افت فشار در جهت حداقل کردن دوره بازگشت سرمایه بود، تامین نمود. بنابراین مسیر منحنی هدفگذاری این حالت پایین ترین مکان را به خود اختصاص می دهد.

بسیار روشن است که مقدار دوره بازگشت سرمایه بدست آمده از این مسیر بیشتر از مسیر ارائه شده در حالت اول است، چرا که بالا رفتن توان مصرفی پمپها و کمپرسورها سبب کاهش مقدار کل صرفه جویی سالیانه شده و در نتیجه دوره بازگشت افزایش می یابد.

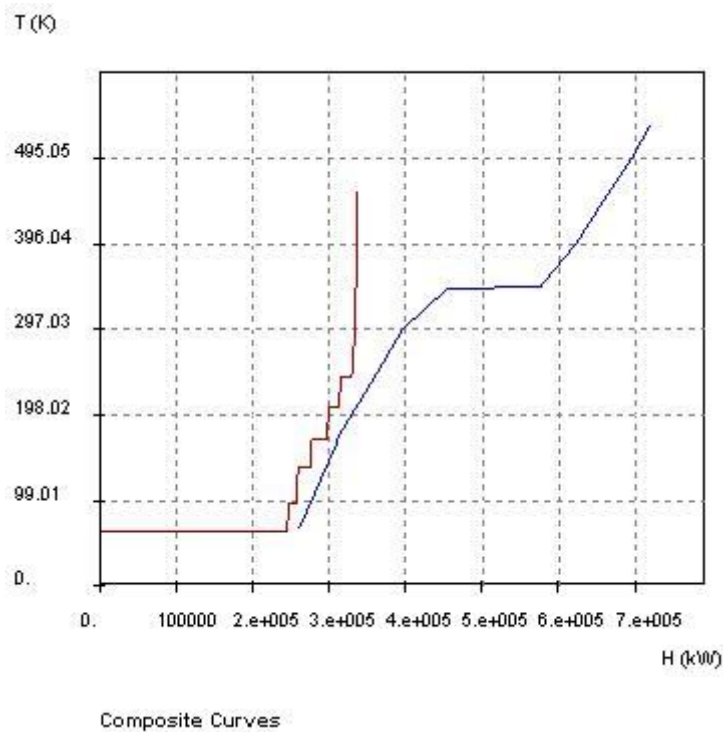
بنابراین با تعریف جدید مکان هندسی منحنی ایده آل و با بهره گیری از روشهای راندمان سطح α ، علاوه بر منحنی های ایده آل و هدفگذاری با افت فشار ثابت، دو دسته منحنی جدید بوجود آمد، که بسته به مقادیر تعریف شده سقف سرمایه گذاری و حد مقرر شده دوره بازگشت، می توان یکی از این دو روش را انتخاب کرد. مقدار انرژی مصرفی حالت های مختلف منحنی های بوجود آمده توسط بهینه سازی افت فشار کمتر از مقدار انرژی مصرفی شبکه در حالت افت فشار ثابت است. بنابراین، اگر با بهره گیری از روشهای افت فشار، شبکه موجود را اصلاح کنیم، پس از سپری شدن دوره بازگشت سرمایه، همواره مقدار انرژی مصرفی کمتری برای شبکه مبدل حرارتی اصلاح شده خواهیم داشت.

4-3-2 - رسم منحنی های مرکب سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد در وضعیت موجود

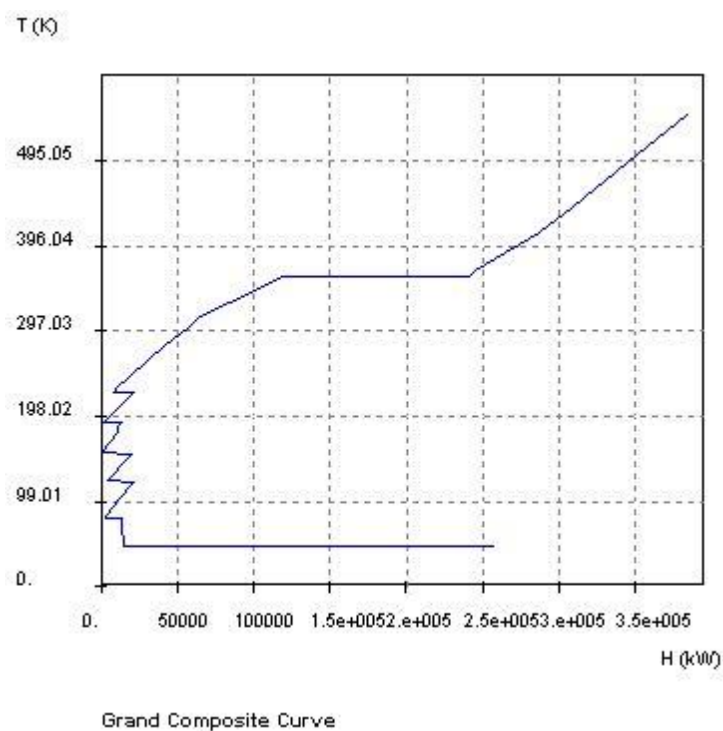
با استفاده از داده های جریانی ارائه شده در جدول (4-5)، می توان منحنی های مرکب و همینطور منحنی EGCC را با فرض اینکه دمای محیط 29/5 درجه سانتی گراد است، رسم نمود.

این منحنی ها در اشکال (4-2) تا (4-5) مشاهده می شوند.

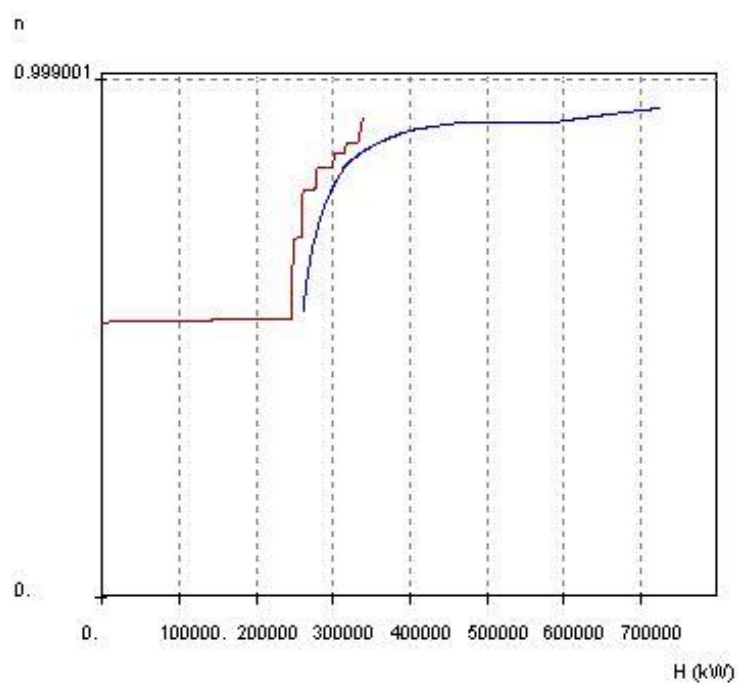
با وجود اینکه حداقل اختلاف دما بین جریان سرد (جریان آب تغذیه بویلر) و جریان های گرم بخار زیرکش از توربینهای واحد دوم نیروگاه طوس مشهد، 9/5 درجه سانتی گراد می باشد و این حداقل اختلاف دما در هیت رهای فشار پایین قابل ملاحظه است، اما وضعیت مصرف انرژی در بویلر این واحد معادل با سیکلی می باشد که با استفاده از تکنولوژی پینچ، در $\Delta T_{min} = 32^{\circ}C$ طراحی شده باشد، که این واقعیت نشان دهنده میزان انحراف سیستم از حالت بهینه استفاده از نیروی محرکه اختلاف دما می باشد. به بیان دیگر با وجود اینکه در حال حاضر سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد، از نظر وجود سطوح انتقال حرارت شبکه در نقطه $\Delta T_{min} = 9.5^{\circ}C$ قرار دارد، اما مصرف انرژی واحد و در نتیجه راندمان ناخالص سیکل (بر مبنای ارزش حرارتی بالای سوخت مصرفی) معادل یک سیستم طراحی شده در $\Delta T_{min} = 32^{\circ}C$ می باشد، لذا پتانسیل صرفه جویی قابل ملاحظه ای در این واحد تولید وجود دارد.



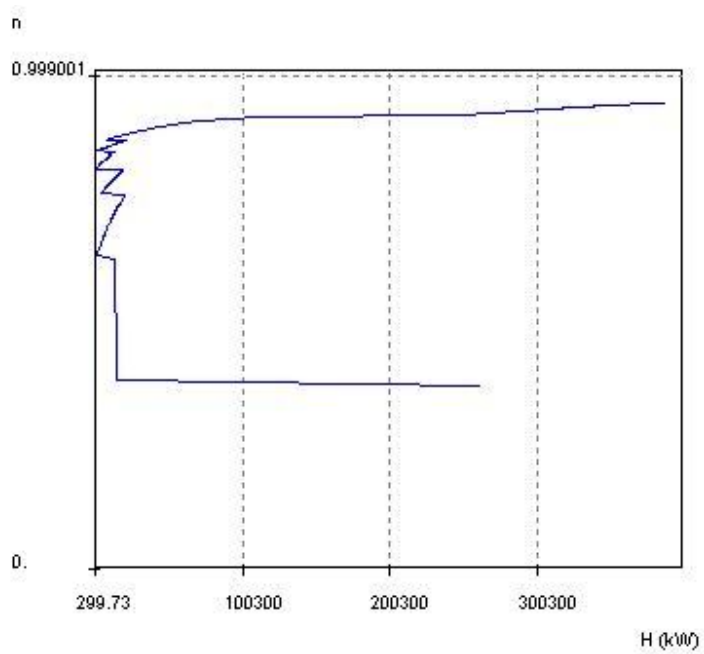
شکل (2-4) - منحنی مرکب سیکل قبل از اصلاح



شکل (3-4) - منحنی مرکب کلی سیکل قبل از اصلاح



شکل (4-4) - منحنی مرکب اکسرژی سیکل قبل از اصلاح



شکل (4-5) - منحنی مرکب کلی اکسرژی سیکل قبل از اصلاح

همانطور که گفته شد با وجود اینکه در سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد، حداقل اختلاف دمای 9,5 درجه سانتی گراد، قابل مشاهده است، اما به دلیل تخریب اکسرژی و عدم استفاده مناسب از نیروی رانشی دمایی موجود، راندمان ناخالص سیکل با احتساب ارزش حرارتی بالای سوخت مصرفی در بویلر واحد، معادل با 32,74% برآورد گردید که این میزان معادل سیکلی می باشد که با استفاده از آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی، در حداقل اختلاف دمای 32 درجه طراحی شده باشد.

در تکنولوژی پینچ برای محاسبه سطح لازم برای انتقال حرارت در شبکه مبدل‌های حرارتی، از منحنی های مرکب استفاده می شود. لذا با توجه به اینکه وضعیت مصرف انرژی و راندمان ناخالص در سیکل حرارتی مورد مطالعه، معادل 32 درجه سانتی گراد می باشد، برای محاسبه حداقل سطح هیت‌های بخار در این اختلاف دمای حداقل، کافی است منحنی مرکب سیکل (شکل (4-2)) در $\Delta T_{\min} = 32^{\circ}C$ رسم شده و سپس روی محور آنتالپی در نقاط شکستگی، این منحنی بصورت عمودی به بخشهای جداگانه ای تقسیم شود. برای هر قسمت k ، با فرض ثابت بودن ضریب کلی انتقال حرارت (U) و وجود انتقال حرارت کاملاً عمودی، حداقل سطح مورد نیاز شبکه در این حداقل اختلاف دما، از رابطه زیر بدست خواهد آمد:

$$A_{Network_k} = \frac{\Delta H_k}{U \Delta T_{lm_k}} \quad (34)$$

برای بدست آوردن کل سطح مورد نیاز شبکه، این سطح باید برای تمام تقسیمات، محاسبه گردد. با منظور کردن تغییرات ضریب انتقال حرارت برای جریانهای مختلف، رابطه زیر بدست می آید:

$$A_{Network} = \sum_k \frac{1}{\Delta T_{lm_k}} \left(\sum_i \frac{q_i}{h_i} + \sum_j \frac{q_j}{h_j} \right) \quad (35)$$

که در این رابطه، q بار حرارتی جریانها و h ضرایب انتقال حرارت آنهاست. اندیس i معرف جریانهای گرم و اندیس j نشان دهنده جریانهای سرد است. جزئیات اثبات این رابطه را می توان در مرجع [17] ملاحظه نمود.

این رابطه، در صورتیکه اختلاف ضرایب انتقال حرارت جریانهایی که در یک تقسیم بندی آنتالپی قرار می گیرند از یک حد خاص بزرگتر نباشد، تخمین خوبی از حداقل سطح انتقال حرارت لازم را ارائه می دهد.

بدین ترتیب با استفاده از نرم افزار **Pilot**، حداقل سطح انتقال حرارت مورد نیاز برابر با **594,5** مترمربع محاسبه می شود، و این درحالی است که در حال حاضر بجز کندانسورهای بخار گلند و اجکتور و هوازدا **1461** مترمربع سطح حرارتی فرآیند-فرآیند در سیکل نصب شده است. لذا بازدهی سطوح انتقال حرارت فرآیند-فرآیند در وضعیت موجود برابر خواهد بود با:

$$\alpha = \frac{594.5}{1461} * 100 = 40.7\%$$

جدول (4-17) وضعیت موجود سیکل واحد دوم نیروگاه طوس مشهد را نشان می دهد.

جدول (4-17) - وضعیت موجود سیکل واحد دوم نیروگاه حرارتی طوس مشهد
(راندمان سیکل بطور ناخالص و با احتساب ارزش حرارتی بالای سوخت مصرفی می باشد).
(ماخذ: محاسبات محققین)

32	$\Delta T_{min} (C)$
246,33	مصرف یوتیلیتی سرد MW
458,09	مصرف یوتیلیتی گرم MW
1461	سطح حرارتی موجود m2
32,74	راندمان سیکل %
40,7	ضریب کارایی سطح %

4 - 3 - 3 - بهینه سازی سطوح زیرکشا

برای بهینه سازی سطوح زیرکشا لازم است طبق روش **Zheng** و **Dhole**، محل استخراج زیرکش ها بگونه ای تغییر کند که تلفات اکسرژی در شبکه مبدل های حرارتی پیشگرمکن آب

تغذیه بویلر، به حداقل برسد. یعنی فشار (یا دمای اشباع) زیرکشا طوری انتخاب می شود که برای تولید 150 مگاوات الکتریسته، کمترین میزان سوخت مصرف شود. اینکار با استفاده از روش جستجوی نقطه بهینه (Searching Method) توسط نرم افزار Thermoflow قابل انجام است. به این ترتیب که دمای اشباع زیرکشا، که متناظر با فشار آنهاست، در محدوده خاصی که احتمال وقوع نقطه بهینه در آن وجود دارد، با نمو خاصی تغییر داده می شود و به ازای هر سری از دماهای اشباع، منحنی CPER رسم می شود و سطحی که متناظر با $\sigma_{T_{oHEN}}$ است، محاسبه می گردد. با تغییر دمای اشباع در محدوده در نظر گرفته شده، مقادیر $\sigma_{T_{oHEN}}$ برای هر سری دمای اشباع زیرکشا بدست می آید و کمترین میزان محاسبه شده برای این کمیت، نقطه بهینه را مشخص می کند. در مرحله بعد حول این محل با دقت بیشتر (نمو کمتر)، محاسبات مربوط به جستجو تکرار شده و محل دقیقتری برای نقطه بهینه سیستم بدست می آید. محاسبات وقتی پایان می یابد که دماهای اشباع بدست آمده به عنوان بهترین دماها در یک مرحله از انجام محاسبات با نتایج بدست آمده در مرحله قبل اختلاف زیادی نداشته باشد. البته لازم به ذکر است که در روشهای کاهش اتلاف اکسرژی در شبکه مبدلهای حرارتی سیکلهای قدرت، تغییر تعداد زیرکشهای توربینها نیز مطرح بوده که در این پروژه بررسی آن مورد نظر نمی باشد. جدول (4-18) سطوح بهینه زیرکشا را نشان می دهد.

جدول (4-18) - سطوح بهینه زیرکشا (ماخذ: محاسبات محققین)

زیرکش 1	زیرکش 2	زیرکش 3	زیرکش 4	زیرکش 5	
34,33	19,396	9,6361	4,2241	1,245	فشار زیرکش Bar
242,28	211,29	178,43	145,58	105,82	دمای اشباع (C)

4 - 3 - 4 - بدست آوردن نقطه کاری بهینه بر حسب ΔT_{min}

حال با بدست آمدن سطوح بهینه زیرکشا، با استفاده از مدل Linnhoff و Alanis، که در فصل سوم توضیح داده شد، می توان شدت جرمی زیرکشا را طوری انتخاب نمود که منحنی های گرم و سرد سیکل در هریک از پله های چگالش به اندازه یک ΔT_{min} مفروض اختلاف دما داشته باشند. بدین ترتیب دریک بازه ΔT_{min} ، می توان با ثابت در نظر گرفتن فشار بهینه زیرکشا

طبق جدول (4-18) و تولید برق سیکل، معادل 150MW، شدت جرمی بهینه آب تغذیه بویلر و جریانهای بخار زیرکش شده از توربینها را بدست آورده و در هریک از نقاط کاری برحسب $\Delta T_{\min}$ ، مصرف سوخت، بار کندانسور و راندمان تولید برق را محاسبه نمود. بدیهی است که با افزایش $\Delta T_{\min}$ مصرف سوخت بویلر و بار کندانسور افزایش و از راندمان تولید برق سیکل کاسته می شود، اما در مقابل هزینه نصب هیتراهای جدید کمتر خواهد شد. همچنین با کاهش $\Delta T_{\min}$ ، بار بویلر و کندانسور کاهش، راندمان تولید برق سیکل و هزینه نصب سطوح انتقال حرارت جدید، افزایش خواهد یافت.

برای محاسبه شدت جرمی بهینه جریانهای سیکل، برای هر $\Delta T_{\min}$ مفروض به ترتیب زیر عمل می کنیم:

اگر شدت جریان جرمی زیرکشا را از بالاترین فشار به ترتیب با $\dot{m}_1$ تا $\dot{m}_5$ نشان دهیم، برای نزدیک کردن پینچ ها در فاصله بین هر دو پینچ i ام و $i+1$ ام، باید برای هر $\Delta T_{\min}$ مفروض، رابطه زیر میان شدت جریانها برقرار باشد:

$$\dot{m}_{\text{feedwater}} \cdot C_{P_{\text{feedwater}}} \cdot (T_{Pi}^C - T_{Pi+1}^C) = \dot{m}_i \lambda_i + \sum_j \dot{m}_j C_{P_j} (T_{Pi}^h - T_{Pi+1}^h) \quad (36)$$

T_{Pi}^h : دمای اشباع زیرکش i ام که دمای گرم پینچ i ام نیز هست.

T_{Pi}^C : دمای سرد پینچ i ام.

λ_i : گرمای نهان تبخیر زیرکش i ام که در دمای T_{Pi}^h حین میعان زیرکش آزاد می شود.

j : شماره هر جریانی که بین دو دمای T_{Pi}^h و T_{Pi+1}^h مولفه ای دارد.

البته بدیهی است که رابطه زیر نیز بین دو دمای T_{Pi}^C و T_{Pi}^h وجود دارد:

$$T_{Pi}^h - T_{Pi}^C = \Delta T_{\min} \quad (37)$$

در سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد، که پینچ زیرکش بخار وجود دارد، شش نقطه پینچ می تواند در دمای اشباع زیرکشا و دمای اشباع متناظر با فشار کندانسور، ایجاد شود. بین هر دو نقطه متوالی از این شش نقطه، رابطه (36) نوشته می شود. با فرض مقدار یک برای شدت جرمی آب تغذیه خروجی از کندانسور، پینچ مجهول خواهیم داشت، که با حل معادلات مشخص می گردند. بالاخره شدت جریان جرمی واقعی آب تغذیه بویلر با نوشتن موازنه آنتالپی اطراف توربینها، همانطور که در فصل دوم نیز اشاره گردید، بصورت زیر بدست می آید. (مجموع مقادیر کار خروجی از توربینها باید برابر با 150 مگاوات باشد).

W کار تولیدی توربینها به صورت رابطه (38) قابل محاسبه است، E_{in} اکسرژی ورودی به سیستم، E_l اکسرژی تلف شده در سیستم مبدل های حرارتی و η_T راندمان اکسرژتیک توربین می باشد.

$$W = (E_{in} - E_l) * \eta_T \quad (38)$$

که در آن راندمان اکسرژتیک توربینها به صورت رابطه (39) محاسبه می شود:

و در رابطه (39)، روابط زیر نیز برقرار است:

$$\sigma T_{oTurbine} = \frac{1 - \eta_{is}}{\eta_{is}} * W_T * \frac{T_o}{\Delta T_{LMac \rightarrow is}} \quad (40)$$

$$\eta_T = \frac{W_{turbine} - W_{pump}}{W_{turbine} - W_{pump} + \Sigma \sigma T_{o turbine} + \sigma T_{o pump}} \quad (39)$$

$$\sigma T_{oPump} = (1 - \eta_{is}) * W_p * \frac{T_o}{\Delta T_{LMac \rightarrow is}} \quad (41)$$

که در این روابط T_o دمای محیط، η_{is} راندمان ایزنتروپیک و $\Delta T_{LMac \rightarrow is}$ اختلاف لگاریتمی دمای خروجی از توربین در حالت واقعی، با همین کمیت در حالت ایزنتروپیک می باشد. برای ملاحظه جزئیات اثبات این روابط می توان به مرجع [4] رجوع نمود.

البته در این پروژه که سیکل واحد دوم نیروگاه طوس مشهد، شامل بازگرمایش و بازیافت گرمایی است، باید توربینها به بخشهای مجزا که در محل استخراج زیرکشا و در محل بازگرمایش از یکدیگر جدا شده اند، تقسیم کرده و برای هر قسمت σT_o را جداگانه محاسبه نمود و رابطه (39) را بصورت زیر استفاده کرد:

$$02 + \sigma T_{01} + \dots + W_n - W_P + \sigma T_2 + W_1 + \dots + W_n - W_P) \cdot (W_2 + W_1 \eta_T = (W \quad (42) P) + \sigma T_{N0} + \dots + \sigma T$$

که در این رابطه W_1 تا W_n کار خروجی از توربین اول تا n ام، σT_{01} تا σT_{0n} تلفات اکسرژی در هر یک از این توربین ها و W_p و σT_{0p} کار و تلفات اکسرژی پمپ می باشد. رابطه موازنه انرژی کلی سیکل بصورت زیر نوشته می شود:

$$Q_{Boiler} + W_{Pumps} = Q_{Condenser} + W_{Turbines} \quad (43)$$

که W_{Pumps} نشان دهنده کار خالص مصرفی در پمپها می باشد. گرمای گرفته شده از کندانسور نیز با استفاده از معادلات موازنه جرمی سیکل، براحتی بدست می آید. بنابراین هم اکنون چند سری معادله در دسترس می باشد که به ترتیب عبارتند از:

- 1- معادلات موازنه حرارت بین پله های چگالش.
- 2- معادله موازنه جرمی در توربینها (محاسبه کار محوری تولیدی).
- 3- معادلات موازنه انرژی کلی سیکل.

این معادلات باید برای بدست آوردن شدت جریان آب تغذیه، زیرکشیهای بخار، سوخت، بار حرارتی بویلر و کندانسور حل شوند. لازم به یاد آوری است که حل این معادلات در یک ΔT_{min} مفروض امکان پذیر است، و در صورتیکه قرار باشد این مقادیر برای چند نقطه کاری برحسب ΔT_{min} برآورد گردند، لازم است هر بار این معادلات بطور جداگانه برای هر نقطه کاری بطور همزمان حل شوند.

با توجه به اینکه حداقل اختلاف دمای بین جریانهای بخار زیرکش شده از توربین و آب تغذیه بویلر بین 1 تا 20 درجه سانتی گراد ($1 < \Delta T_{min} < 20$) متداول است، لذا لازم است در این 20 نقطه کاری محاسبات مربوط به برآورد شدت جریان بهینه زیرکشیها، آب تغذیه، جریان بازگرمایش، ورودی به کندانسور، با فرض ثابت بودن توان تولیدی سیکل معادل 150MW، و سطوح فشاری زیرکشیها (طبق جدول (4-18) انجام شده و در هریک از این نقاط کاری، مقدار و هزینه نصب سطوح انتقال حرارت جدید، مقدار افزایش راندمان سیکل، کاهش مصرف سوخت در بویلر و برق در کندانسور و فواید ناشی از آن و نرخ بازگشت سرمایه محاسبه گردد، تا بتوان به یک نقطه کاری مناسب برای هدفگذاری و اصلاح سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد دست یافت.

جدول (4-19) نتایج برآورد دبی آب تغذیه بویلر، شدت جرمی بهینه زیرکشیها، دبی جریان ورودی به توربین فشار متوسط و دبی بخار ورودی به کندانسور، که در هریک از 20 نقطه کاری

برحسب $\Delta T_{\min}$ که با استفاده از نرم افزار **Thermoflow** محاسبه شده است را نشان می دهد. لازم به ذکر است که نام گذاری جریانها در این جدول مطابق با جدول (4-4) می باشد. جدول (4-19) - نتایج برآورد شدت گرمی بهینه جریانهای سیکل در هر نقطه کاری برحسب $\Delta T_{\min}$ طبق شماره گذاری در جدول (4-4) (ماخذ: محاسبات محققین)

$\Delta T_{\min}$	شدت گرمی جریانها برحسب T/h								
	جریان 1	جریان 2	جریان 3	جریان 4	جریان 5	جریان 6	جریان 7	جریان 8	جریان 9
۱	413,7	492,9	445,6	31,3	22,35	25,48	28,95	26	352,9
۲	414,1	492,3	445,1	31,21	21,58	25,43	28,98	26,02	353,2
۳	414,3	491,8	444,6	31,13	20,81	25,52	28,99	25,87	353,6
۴	414,1	491,4	444,3	31,07	20,05	26,14	28,96	25,11	354,2
۵	414	491	444,1	31	19,29	26,78	28,94	24,36	354,8
۶	413,8	490,7	443,8	30,93	18,52	27,41	28,91	23,61	355,4
۷	413,6	490,3	443,5	30,87	17,76	28,04	28,89	22,86	356
۸	413,5	489,9	443,2	30,8	17	28,68	28,87	22,11	356,7
۹	413,3	489,6	442,9	30,74	16,23	29,31	28,84	21,37	357,3
۱۰	413,1	489,2	442,6	30,68	15,47	29,95	28,82	20,62	357,9
۱۱	413	488,9	442,3	30,61	14,7	30,59	28,8	19,87	358,5
۱۲	412,8	488,5	442	30,55	13,94	31,24	28,77	19,13	359,1
۱۳	412,6	488,2	441,7	30,49	13,17	31,88	28,75	18,38	359,7
۱۴	412,4	487,8	441,5	30,43	12,4	32,53	28,73	17,64	360,3
۱۵	412,4	487,5	441,3	30,37	11,64	33,18	28,71	16,9	360,9
۱۶	412,2	487,2	441	30,31	10,87	33,83	28,69	16,16	361,5
۱۷	412	486,8	440,7	30,25	10,1	34,49	28,66	15,41	362,1
۱۸	411,8	486,5	440,4	30,2	9,321	35,14	28,64	14,67	362,7
۱۹	411,7	486,1	440,1	30,15	8,54	35,8	28,62	13,93	363,3
۲۰	411,5	485,8	439,8	30,1	7,757	36,46	28,6	13,19	363,9

جدول (4-20) بار کندانسور و بویلر و حداقل سطح فرآیند - فرآیند (هیترهای شبکه به غیر از کندانسورهای بخار گلند و اجکتور و هوازدا) و راندمان هدفگذاری شده سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد را در بیست نقطه کاری یاد شده نشان می دهد. این نتایج با استفاده از نرم افزارهای **Thermoflow** و **Pilot** بدست آمده اند.

جدول (4-21) کاهش بار بویلر و کندانسور و صرفه جویی ارزی ناشی از آن، سطح اضافه شده به شبکه، هزینه سرمایه گذاری مورد نیاز و نرخ بازگشت سرمایه را در هریک از نقاط کاری نشان می دهد.

لازم به ذکر است که بهای سرمایش در کندانسور واحد دوم نیروگاه، طبق جدول (4-12)، معادل $1/86 \text{ \$}/\text{kw.Yr}$ در نظر گرفته شده، اما هزینه مصرف سوخت در بویلر واحد دوم نیروگاه، در دو سناریو، که در سناریو اول قیمت گاز طبیعی $150 \text{ Rials}/\text{m}^3$ و در سناریو دوم $30 \text{ Rials}/\text{m}^3$ می باشد، بطور مجزا محاسبه شده است.

جدول (4-20) - بار کندانسور، بویلر، حداقل سطح انتقال حرارت و راندمان هدفگذاری شده در هریک از نقاط کاری (ماخذ: محاسبات محققین)

ΔT_{min}	راندمان هدفگذاری شده	حداقل سطح	بار بویلر	بار کندانسور
	%	m2	MW	MW
۱	۳۳,۶۶	۱۸۹۴,۶	۴۴۵,۶۳۳	۲۲۶,۷۵۹
۲	۳۳,۶۴	۱۸۵۵	۴۴۵,۸۹۸	۲۲۶,۹۵۲
۳	۳۳,۶۲	۱۷۳۹,۴	۴۴۶,۱۶۳	۲۲۷,۱۸۳
۴	۳۳,۵۹	۱۵۷۲,۵	۴۴۶,۵۶۱	۲۲۷,۵۳۹
۵	۳۳,۵۶	۱۴۴۷,۲	۴۴۶,۹۶۱	۲۲۷,۸۹۲
۶	۳۳,۵۳	۱۳۴۱,۲	۴۴۷,۳۶۱	۲۲۸,۲۴۲
۷	۳۳,۵	۱۲۵۰,۱	۴۴۷,۷۶۱	۲۲۸,۵۹۱
۸	۳۳,۴۷	۱۱۶۹,۱	۴۴۸,۱۶۳	۲۲۸,۹۳۹
۹	۳۳,۴۴	۱۰۹۷,۹	۴۴۸,۵۶۵	۲۲۹,۲۸۷
۱۰	۳۳,۴۱	۱۰۳۳,۶	۴۴۸,۹۶۷	۲۲۹,۶۳۵
۱۱	۳۳,۳۸	۹۷۵,۴	۴۴۹,۳۷۱	۲۲۹,۹۸
۱۲	۳۳,۳۵	۹۲۱,۷	۴۴۹,۷۷۵	۲۳۰,۳۲۶
۱۳	۳۳,۳۲	۸۷۲,۱	۴۵۰,۱۸۰	۲۳۰,۶۷
۱۴	۳۳,۲۹	۸۲۳,۹	۴۵۰,۵۸۶	۲۳۱,۰۱۴
۱۵	۳۳,۲۶	۷۹۲,۹	۴۵۰,۹۹۲	۲۳۱,۴۰۸
۱۶	۳۳,۲۳	۷۵۲,۱	۴۵۱,۳۹۹	۲۳۱,۷۵
۱۷	۳۳,۲	۷۱۲,۹	۴۵۱,۸۰۷	۲۳۲,۰۹
۱۸	۳۳,۱۷	۶۸۷,۳	۴۵۲,۲۱۶	۲۳۲,۴۳۱
۱۹	۳۳,۱۴	۶۵۱,۱	۴۵۲,۶۲۵	۲۳۲,۷۷۱
۲۰	۳۳,۱۱	۶۳۴,۳	۴۵۳,۰۳۵	۲۳۳,۱۰۹

زیرا همانطور که در قسمت برآورد داده ها و اطلاعات اقتصادی بیان گردید با در نظر گرفتن قیمت گاز طبیعی معادل $150 \text{ Rials}/\text{m}^3$ ، هزینه گرمایش سیکل برابر با $۱۲/۰۲ \text{ \$}/\text{kwYr}$ و با فرض قیمت گاز طبیعی معادل با $30 \text{ Rials}/\text{m}^3$ این هزینه برابر با $۲/۴۰۴ \text{ \$}/\text{kwYr}$ خواهد بود.

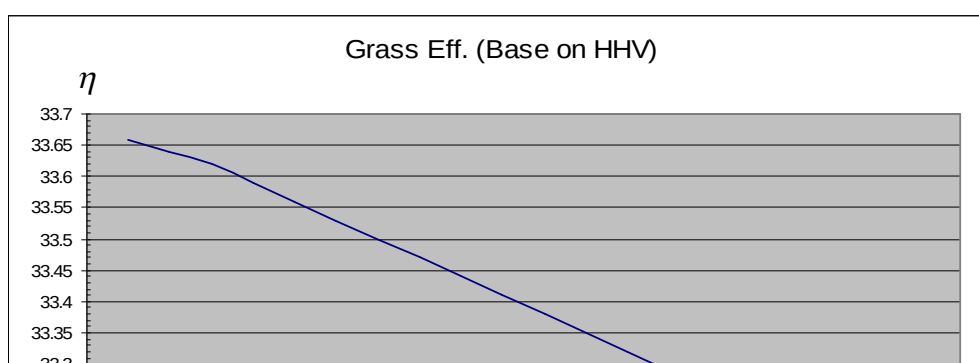
لازم به یادآوری است که هزینه سطوح مبدل‌های حرارتی جدید اضافه شده به شبکه، از مرجع [28] و با در نظر گرفتن 20 درصد هزینه نصب محاسبه گردیده اند.

در شکل (4-6)، تغییرات راندمان ناخالص (برحسب تولید 150 مگاوات) بر مبنای ارزش حرارتی بالای سوخت (HHV) مصرفی، برحسب نقاط کاری مختلف، نشان داده شده است.

جدول (4-21)- محاسبات اقتصادی مربوط به هریک از نقاط کاری طبق دو سناریو که در سناریوی اول قیمت گاز طبیعی 150Rials/m³ و در سناریوی دوم قیمت گاز طبیعی 30Rials/m³ است.

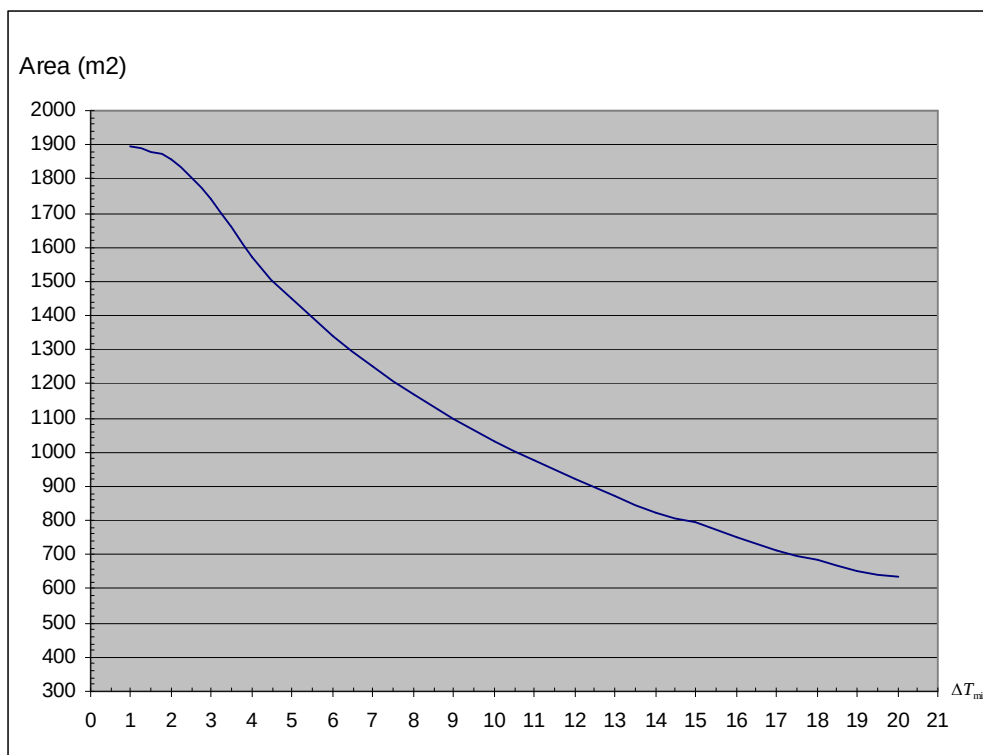
(ماخذ: محاسبات محققین)

ΔT_{min}	راندمان	کاهش بار بویلر	کاهش بار کندانسور	کل صرفه - جویی انرژی	کل صرفه - جویی انرژی	سطح اضافه شده	سرمایه گذاری	بازگشت سرمایه	بازگشت سرمایه
	%	MW	MW	\$/Yr (1)	\$/Yr (2)	M2	\$	Yr (1)	Yr (2)
۱	۳۳,۶۶	۱۲,۴۵۷	۱۹,۵۷۱	۱۸۶۱۳۵	۶۶۳۴۹	۹۰۷	۲۵۸۸۹۳	۱,۳۹	۳,۹۰
۲	۳۳,۶۴	۱۲,۱۹۲	۱۹,۳۷۸	۱۸۲۵۹۱	۶۵۳۵۳	۸۵۸	۲۴۴۷۶۸	۱,۳۴	۳,۷۵
۳	۳۳,۶۲	۱۱,۹۲۷	۱۹,۱۴۷	۱۷۸۹۷۶	۶۴۲۸۶	۷۱۳	۲۰۳۵۳۳	۱,۱۴	۳,۱۷
۴	۳۳,۵۹	۱۱,۵۲۹	۱۸,۷۹۱	۱۷۳۵۳۰	۶۲۶۶۷	۵۰۵	۱۴۴۰۰۰	۰,۸۳	۲,۳۰
۵	۳۳,۵۶	۱۱,۱۲۹	۱۸,۴۳۸	۱۶۸۰۶۵	۶۱۰۴۹	۴۸۰	۱۳۱۷۵۰	۰,۷۸	۲,۱۶
۶	۳۳,۵۳	۱۰,۷۲۹	۱۸,۰۸۸	۱۶۲۶۰۶	۵۹۴۳۶	۴۵۵	۱۲۶۱۰۰	۰,۷۸	۲,۱۲
۷	۳۳,۵	۱۰,۳۲۹	۱۷,۷۳۹	۱۵۷۱۴۹	۵۷۸۲۵	۴۲۸	۱۲۲۱۳۴	۰,۷۸	۲,۱۱
۸	۳۳,۴۷	۹,۹۲۷	۱۷,۳۹۱	۱۵۱۶۷۰	۵۶۲۱۲	۳۹۸	۱۱۳۵۷۳	۰,۷۵	۲,۰۲
۹	۳۳,۴۴	۹,۵۲۵	۱۷,۰۴۳	۱۴۶۱۹۰	۵۴۵۹۸	۳۶۹	۱۰۵۲۵۰	۰,۷۲	۱,۹۳
۱۰	۳۳,۴۱	۹,۱۲۳	۱۶,۶۹۵	۱۴۰۷۱۱	۵۲۹۸۴	۳۳۸	۹۶۴۵۲	۰,۶۹	۱,۸۲
۱۱	۳۳,۳۸	۸,۷۱۹	۱۶,۳۵	۱۳۵۲۱۳	۵۱۳۷۱	۳۱۳	۸۹۳۱۸	۰,۶۶	۱,۷۴
۱۲	۳۳,۳۵	۸,۳۱۵	۱۶,۰۰۴	۱۲۹۷۱۴	۴۹۷۵۷	۲۸۵	۸۱۳۲۸	۰,۶۳	۱,۶۳
۱۳	۳۳,۳۲	۷,۹۱	۱۵,۶۶	۱۲۴۲۰۶	۴۸۱۴۳	۲۶۱	۷۴۴۷۹	۰,۶۰	۱,۵۵
۱۴	۳۳,۲۹	۷,۵۰۴	۱۵,۳۱۶	۱۱۸۶۸۶	۴۶۵۲۷	۲۳۲	۶۶۲۰۴	۰,۵۶	۱,۴۲
۱۵	۳۳,۲۶	۷,۰۹۸	۱۴,۹۲۲	۱۱۳۰۷۳	۴۴۸۱۹	۲۰۱	۵۷۳۵۷	۰,۵۱	۱,۲۸
۱۶	۳۳,۲۳	۶,۶۹۱	۱۴,۵۸	۱۰۷۵۴۵	۴۳۲۰۴	۱۸۱	۵۱۶۵۰	۰,۴۸	۱,۲۰
۱۷	۳۳,۲	۶,۲۸۳	۱۴,۲۴	۱۰۲۰۰۸	۴۱۵۹۱	۱۵۰	۴۲۸۰۴	۰,۴۲	۱,۰۳
۱۸	۳۳,۱۷	۵,۸۷۴	۱۳,۸۹۹	۹۶۴۵۸	۳۹۹۷۳	۱۲۸	۳۶۵۲۶	۰,۳۸	۰,۹۱
۱۹	۳۳,۱۴	۵,۴۶۵	۱۳,۵۵۹	۹۰۹۰۹	۳۸۳۵۸	۹۵	۲۷۱۰۹	۰,۳۰	۰,۷۱
۲۰	۳۳,۱۱	۵,۰۵۵	۱۳,۲۲۱	۸۵۳۵۲	۳۶۷۴۳	۶۹	۱۹۶۹۰	۰,۲۳	۰,۵۴



شکل (4-6) - تغییرات راندمان سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس برحسب نقاط کاری مختلف

نمودار تغییرات حداقل سطح انتقال حرارت مورد نیاز در هریک از نقاط کاری برحسب حداقل اختلاف دما، در شکل (4-7) نشان داده شده است.



شکل (4-7) - نمودار حداقل سطح انتقال حرارت مورد نیاز سیکل برحسب نقاط کاری مختلف

همانطور که از جدول (4-21) استنباط می شود، با انتخاب $\Delta T_{\min}$ کوچکتر، با اینکه امکان دستیابی به راندمان حرارتی بیشتر و صرفه جویی انرژی قابل توجه تری فراهم خواهد شد، اما در

مقابل سطوح انتقال حرارت جدید و در نتیجه هزینه سرمایه گذاری مورد نیاز نیز بیشتر شده و لذا نرخ بازگشت سرمایه افزونتر خواهد بود. در مقابل با انتخاب $\Delta T_{\min}$ بزرگتر، می توان هزینه سرمایه گذاری کمتر و نرخ بازگشت سرمایه کوتاهتری را برای پروژه تعیین نمود اما از میزان افزایش راندمان سیکل کاسته خواهد شد.

حال این سوال مطرح می شود که کدام نقطه کاری را انتخاب کنیم؟ در این پروژه، نقطه کاری طوری انتخاب می شود که حتی با در نظر گرفتن قیمت گاز طبیعی معادل 30 Rials/m^3 نیز نرخ بازگشت سرمایه، طبق جدول (4-21)، کمتر از سه سال باشد.

بدین ترتیب $\Delta T_{\min} = 4^\circ \text{C}$ بعنوان نقطه کاری تعیین می شود. جدول (4-22) اطلاعات جریانهای شبکه و شدت جریانهای بهینه زیرکشا و افت فشارهای بهینه شده در این نقطه کاری، که با استفاده از نرم افزار Thermoflow برآورد شده است، را نشان می دهد.

جدول (4-22) - اطلاعات جریانهای شبکه، افت فشارهای بهینه و شدت جریانهای بهینه زیرکشا در نقطه کاری منتخب (ماخذ: محاسبات محققین)

ردیف	نام جریان	شدت جریان t/h	دمای ابتدایی C	دمای انتهایی C	فشار ورودی bar	دمای اشباع C	افت فشار بهینه bar
1	آب تغذیه از کندانسور بخار اژکتور تا هوا زدا	414,1	65,12	178,3	14,24	196,13	4,604
2	آب تغذیه از پمپ تا بویلر	491,4	180,9	538	143,6	337,75	1,6
3	بازگرمایش بخار	444,3	350	538	34,33	242,28	3,33
4	زیرکش 1	31,07	350	178,3	34,33	242,28	Neg
5	زیرکش 2	20,05	471,8	178,3	19,4	211,29	Neg
6	زیرکش 3	26,14	379,2	178,3	9,636	178,43	Neg
7	زیرکش 4	28,96	280,7	63,83	4,224	145,58	Neg
8	زیرکش 5	25,11	160	63,83	1,245	105,82	Neg
9	جریان ورودی به کندانسور	354,2	63,83	63,83	0,2372	63,83	Neg

همانطور که در جدول بالا دیده می شود، با انتخاب نقطه کاری $\Delta T_{\min} = 4^{\circ}C$ ، حجم آب سیکل و مقدار زیرکش فشار پایین افزایش یافته، و از جریان بخار ورودی به کندانسور نیز بطور معنی داری کاسته شده و فشار عملکرد کندانسور نیز کاهش پیدا خواهد کرد.

این امر باعث می شود، کندانسور سیکل واحد دوم نیروگاه طوس مشهد، به دلیل افزایش سطوح حرارتی مازاد بر نیاز (ضریب مربوط به **Over Design** افزایش می یابد) از شرایط عملکردی بهتری برخوردار شود. این واقعیت در مواقع گرم سال، که غالباً کندانسورها توانایی تامین سرمایش مورد نیاز سیکل را نداشته و موجب کاهش تولید می شوند، اهمیت زیادی پیدا می کند. بطوریکه در این مواقع از سال، نیازی به استفاده از فنهای کمکی و مصرف آب خنک کن نخواهد بود و همین مسائل موجب صرفه جویی انرژی قابل توجهی می شود.

با انتخاب این نقطه کاری، دمای آب تغذیه ورودی به اکونومایزر نیز تا دمای **237/4** درجه سانتیگراد افزایش یافته و در نتیجه از بار حرارتی بویلر و تقاضای سوخت مصرفی آن می کاهد. در جدول (4-23) سایر خصوصیات نقطه کاری منتخب، نشان داده شده است.

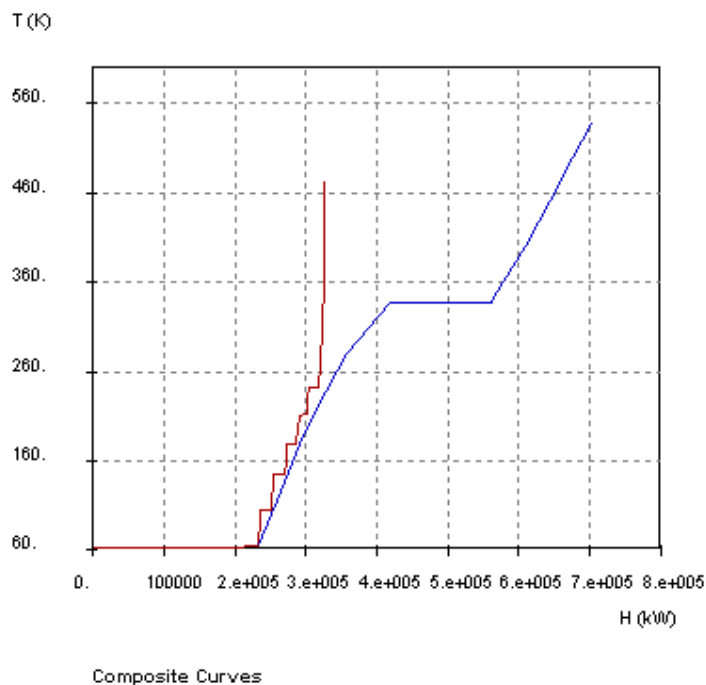
جدول (4-23) - خصوصیات نقطه کاری منتخب با در نظر گرفتن قیمت گاز طبیعی معادل 150Rials/m³ (ماخذ: محاسبات محققین)

$\Delta T_{\min} = 4^{\circ}C$ نقطه کاری منتخب		
۱۵۰	MW	تولید کار محوری ناخالص سیکل
۴۴۶,۵۶۱	MW	بار بویلر هدفگذاری شده
۴۰۲۶۰,۴۹	Nm ^۳ /h	مصرف سوخت هدفگذاری شده
۰,۲۳۷۲	bar	فشار کندانسور هدفگذاری شده
۲۳۷,۴	C	دمای آب تغذیه ورودی به اکونومایزر
۲۲۷,۵۳۹	MW	بار کندانسور هدفگذاری شده
۳۲,۷۴	%	راندمان ناخالص سیکل در وضعیت موجود
۳۳,۵۹	%	راندمان ناخالص هدفگذاری شده
۱۵۷۲,۵	M ^۲	حداقل سطح انتقال حرارت
۱۱,۵۲۹	MW	کاهش در بار بویلر هدفگذاری شده
۱۰۳۹,۵۲	Nm ^۳ /h	کاهش در مصرف سوخت هدفگذاری شده
۱۸,۷۹۱	MW	کاهش در بار کندانسور هدفگذاری شده
۸۰	%	ضریب بازدهی سطح هدفگذاری شده
۳۹,۳	%	افزایش بازدهی سطح هدفگذاری شده
۰,۸۵	%	افزایش راندمان هدفگذاری شده
۱۳۸۵۷۹	\$/Yr	عایدات صرفه جویی در سوخت
۳۴۹۵۱	\$/Yr	عایدات صرفه جویی در بار کندانسور
۱۷۳۵۳۰	\$/Yr	کل عایدات اصلاح شبکه
۵۰۵	M ^۲	میزان سطح حرارتی اضافه شده به سیکل
۱۴۴۰۰۰	\$	هزینه سرمایه گذاری لازم
۰,۸۳	Yr	نرخ بازگشت سرمایه

بدیهی است برای سناریوی قیمت گاز طبیعی معادل 30Rials/m³، مقادیر عایدات ناشی از صرفه جویی سوخت و نرخ بازگشت سرمایه، مطابق مقادیر درج شده برای نقطه کاری چهار درجه سانتی گراد و سناریوی قیمتی مربوطه در جدول (4-21)، قابل استخراج خواهد بود. جریانه‌های اصلی و موجود در شبکه مبدل‌های حرارتی در نقطه کاری منتخب در جدول (4-22) ارائه شده‌اند. در اینجا نیز مانند قبل که جریانه‌ها را برای افزایش دقت محاسبات، به بازه‌های کوچکتري تقسیم کردیم، بازه دمایی هریک از این جریانه‌های اصلی را طوری تقسیم می‌کنیم که

خطای ناشی از ثابت در نظر گرفته شدن خواص فیزیکی و تغییر فاز جریانها حداقل باشد. در جدول (23-4) نتایج این ملاحظات ارائه شده است.

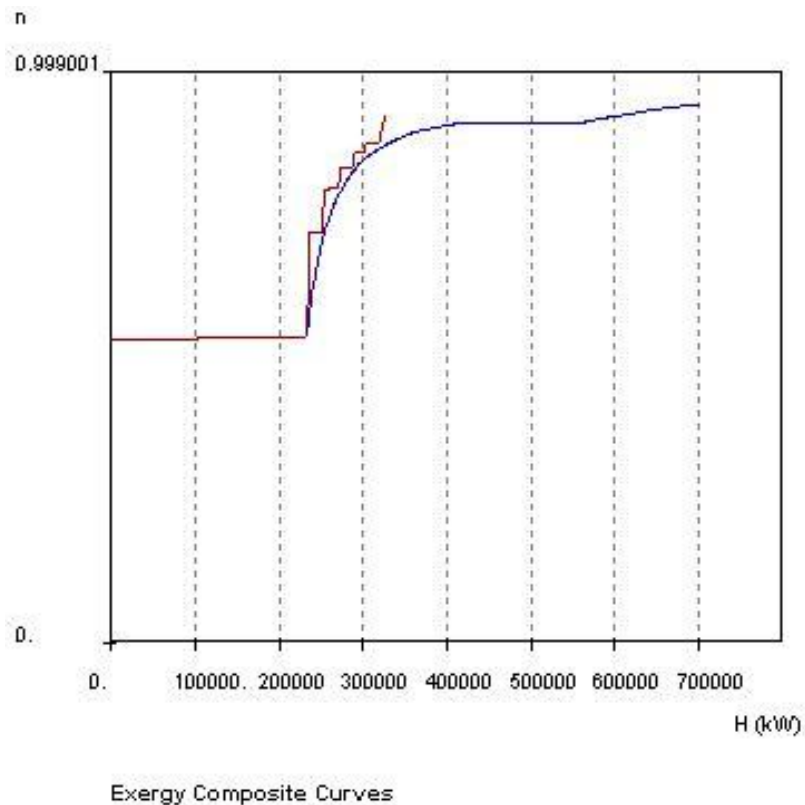
اشکال (8-4) و (9-4) به ترتیب منحنی مرکب و منحنی مرکب اکسرژی سیکل را بعد از اصلاح نشان می دهد.



شکل (8-4) - منحنی مرکب سیکل مورد مطالعه بعد از اصلاح

جدول (4-23) - تقسیم جریانهای سیکل در نقطه کاری منتخب به بازه های دمایی کوچکتر
(ماخذ: محاسبات محققین)

No.	T ^۱ (C)	T ^۲ (C)	M (kg/h)	M (kg/s)	ΔH (kw)	CP(kw/C)	Pres. inlet (bar)	Cp(kj/kgC)
۱	۳۰.	۳۰.	۳۱۰۷.	۸,۶۳.۰۵۶	۹۶۹,۹	۱۹,۳۹۸	۳۴,۳۳	۲,۲۴۷۰۹۰۸
۲	۳۰.	۲۴۳	۳۱۰۷.	۸,۶۳.۰۵۶	۱۱۱۸	۱۹,۶۱۴.۰۴	۳۴,۳۳	۲,۲۷۲۶۲۷۲
۳	۲۴۳	۲۴۲	۳۱۰۷.	۸,۶۳.۰۵۶	۱۵۴۴.۰	۱۵۴۴.۰	۳۴,۳۳	۱۷۸۸,۹۹۲۶
۴	۲۴۲	۱۷۸,۳	۳۱۰۷.	۸,۶۳.۰۵۶	۲۷۴۴	۴۳,۰۷۶۹۲	۳۴,۳۳	۴,۹۹۱۲۱۰۹
۵	۴۷۱,۸	۴۲۰	۲۰۰۰.	۵,۵۶۹۴۴۴	۶۲۸,۳	۱۲,۱۲۹۳۴	۱۹,۴	۲,۱۷۷۸۳۷۳
۶	۴۲۰	۳۷۰	۲۰۰۰.	۵,۵۶۹۴۴۴	۶۰۰,۸	۱۲,۰۱۶	۱۹,۴	۲,۱۵۷۴۸۶۳
۷	۳۷۰	۳۲۰	۲۰۰۰.	۵,۵۶۹۴۴۴	۵۹۶,۶	۱۱,۹۳۲	۱۹,۴	۲,۱۴۴۴۰.۴
۸	۳۲۰	۲۷۰	۲۰۰۰.	۵,۵۶۹۴۴۴	۵۹۱,۷	۱۱,۸۳۴	۱۹,۴	۲,۱۲۴۸۰.۸
۹	۲۷۰	۲۱۲	۲۰۰۰.	۵,۵۶۹۴۴۴	۶۹۰,۸	۱۱,۹۱۰.۳۴	۱۹,۴	۲,۱۳۸۵۱۵۸
۱۰	۲۱۲	۲۱۱	۲۰۰۰.	۵,۵۶۹۴۴۴	۱۰۷۳۰	۱۰۷۳۰	۱۹,۴	۱۹۲۶,۵۸۳۵
۱۱	۲۱۱	۱۷۸,۳	۲۰۰۰.	۵,۵۶۹۴۴۴	۸۸۲,۸	۲۶,۹۹۶۹۴	۱۹,۴	۴,۸۴۷۳۳۱۲
۱۲	۳۷۹,۲	۳۲۰	۲۶۱۴۰	۷,۲۶۱۱۱۱	۸۹۸,۱	۱۵,۱۷۰.۶۱	۹,۶۳۶	۲,۰۸۹۲۹۵۷
۱۳	۳۲۰	۲۷۰	۲۶۱۴۰	۷,۲۶۱۱۱۱	۷۴۷,۷	۱۴,۹۵۴	۹,۶۳۶	۲,۰۵۹۴۶۴۴
۱۴	۲۷۰	۲۲۰	۲۶۱۴۰	۷,۲۶۱۱۱۱	۷۴۲,۸	۱۴,۸۵۶	۹,۶۳۶	۲,۰۴۵۹۶۷۹
۱۵	۲۲۰	۱۷۹	۲۶۱۴۰	۷,۲۶۱۱۱۱	۶۰۶,۶	۱۴,۷۹۵۱۲	۹,۶۳۶	۲,۰۳۷۵۸۳۷
۱۶	۱۷۹	۱۷۸,۳	۲۶۱۴۰	۷,۲۶۱۱۱۱	۱۴۸۶۰	۲۱۲۲۸,۵۷	۹,۶۳۶	۲۹۲۳,۵۹۸۲
۱۷	۲۸۰,۷	۲۳۰	۲۸۹۶۰	۸,۰۴۴۴۴۴	۸۱۸,۱	۱۶,۱۳۶.۰۹	۴,۲۲۴	۲,۰۰۵۸۶۸۱
۱۸	۲۳۰	۱۸۰	۲۸۹۶۰	۸,۰۴۴۴۴۴	۷۹۸,۴	۱۵,۹۶۸	۴,۲۲۴	۱,۹۸۴۹۷۲۴
۱۹	۱۸۰	۱۴۶	۲۸۹۶۰	۸,۰۴۴۴۴۴	۵۳۸,۸	۱۵,۸۴۷.۰۶	۴,۲۲۴	۱,۹۶۹۹۳۸۳
۲۰	۱۴۶	۱۴۵	۲۸۹۶۰	۸,۰۴۴۴۴۴	۱۷۳۲۰	۱۷۳۲۰	۴,۲۲۴	۲۱۵۳,۰۳۸۷
۲۱	۱۴۵	۹۵	۲۸۹۶۰	۸,۰۴۴۴۴۴	۱۷۹۳	۳۵,۸۶	۴,۲۲۴	۴,۴۵۷۷۳۴۸
۲۲	۹۵	۶۳,۸۳	۲۸۹۶۰	۸,۰۴۴۴۴۴	۱۰۹۲	۳۵,۰۳۳۶۹	۴,۲۲۴	۴,۳۵۰۰۱۶۲
۲۳	۱۶۰	۱۰۶	۲۵۱۱۰	۶,۹۷۵	۷۲۴,۵	۱۳,۴۱۶۶۷	۱,۲۴۵	۱,۹۲۳۵۳۶۴
۲۴	۱۰۶	۱۰۵	۲۵۱۱۰	۶,۹۷۵	۱۵۸۰۰	۱۵۸۰۰	۱,۲۴۵	۲۲۶۵,۲۳۳
۲۵	۱۰۵	۶۳,۸۳	۲۵۱۱۰	۶,۹۷۵	۱۲۵۴	۳۰,۴۵۹.۰۷	۱,۲۴۵	۴,۳۶۶۸۹۲۱
۲۶	۶۴	۶۳	۳۵۴۲۰۰	۹۸,۳۸۸۸۹	۲۳۳۵۰۰	۲۳۳۵۰۰	۰,۲۳۷۲	۲۳۷۳,۲۳۵۵
۲۷	۶۵,۱۲	۱۱۵	۴۱۴۱۰۰	۱۱۵,۰۲۷۸	۲۵۱۱۰	۵۰۳,۴۰۸۲	۱۴,۲۴	۴,۳۷۶۴۰۵۳
۲۸	۱۱۵	۱۷۸,۳	۴۱۴۱۰۰	۱۱۵,۰۲۷۸	۳۳۲۱۰	۵۲۴,۶۴۴۵	۱۴,۲۴	۴,۵۶۱۰۲۴۸
۲۹	۱۸۰,۹	۲۳۷,۴	۴۹۱۴۰۰	۱۳۶,۵	۳۷۵۶۰	۶۶۴,۷۷۸۸	۱۴۳,۶	۴,۸۷۰۱۷۴۱
۳۰	۲۳۷,۴	۲۸۰	۴۹۱۴۰۰	۱۳۶,۵	۲۸۱۹۰	۶۶۱,۷۳۷۱	۱۴۳,۶	۴,۸۴۷۸۹۰۸
۳۱	۲۸۰	۳۳۷	۴۹۱۴۰۰	۱۳۶,۵	۵۹۸۳۰	۱۰۴۹,۶۴۹	۱۴۳,۶	۷,۶۸۹۷۳۷۲
۳۲	۳۳۷	۳۳۸	۴۹۱۴۰۰	۱۳۶,۵	۱۴۴۷۰۰	۱۴۴۷۰۰	۱۴۳,۶	۱۰۶۰,۰۷۳۳
۳۳	۳۳۸	۴۰۰	۴۹۱۴۰۰	۱۳۶,۵	۳۳۷۴۰	۵۴۴,۱۹۳۵	۱۴۳,۶	۳,۹۸۶۷۶۵۹
۳۴	۴۰۰	۴۵۰	۴۹۱۴۰۰	۱۳۶,۵	۲۰۸۹۰	۴۱۷,۸	۱۴۳,۶	۳,۰۶۰۸۰۵۹
۳۵	۴۵۰	۵۰۰	۴۹۱۴۰۰	۱۳۶,۵	۱۹۱۶۰	۳۸۳,۲	۱۴۳,۶	۲,۸۰۷۳۲۶
۳۶	۵۰۰	۵۳۸	۴۹۱۴۰۰	۱۳۶,۵	۱۳۹۵۰	۳۶۷,۱۰۵۳	۱۴۳,۶	۲,۶۸۹۴۱۵۸
۳۷	۳۵۰	۴۰۰	۴۴۴۳۰۰	۱۲۳,۴۱۶۷	۱۳۷۸۰	۲۷۵,۶	۳۴,۳۳	۲,۲۳۳۰۸۵۸
۳۸	۴۰۰	۴۵۰	۴۴۴۳۰۰	۱۲۳,۴۱۶۷	۱۳۷۹۰	۲۷۵,۸	۳۴,۳۳	۲,۲۳۴۷۰.۶۳
۳۹	۴۵۰	۵۰۰	۴۴۴۳۰۰	۱۲۳,۴۱۶۷	۱۳۸۵۰	۲۷۷	۳۴,۳۳	۲,۲۴۴۴۲۹۴
۴۰	۵۰۰	۵۳۸	۴۴۴۳۰۰	۱۲۳,۴۱۶۷	۱۰۵۹۰	۲۷۸,۶۸۴۲	۳۴,۳۳	۲,۲۵۸۰.۷۶



شکل (4-9) - منحنی مرکب اکسرژی سیکل مورد مطالعه بعد از اصلاح

جدول (4-24)، خواص فیزیکی تک تک جریانهای شبکه را در نقطه کاری منتخب و در دماهای ابتدایی و انتهایی آنها نشان می دهد.

محتملترین خواص فیزیکی جریانهای شبکه در نقطه کاری منتخب، طبق الگوریتم توضیح داده شده در قسمتهای قبل و با استفاده از نرم افزار **Pilot** در جدول (4-25) ارائه شده است.

جدول (4-24)- نتایج محاسبه خواص فیزیکی جریانهای شبکه مبدلهای حرارتی واحد دوم نیروگاه
طوس مشهد در دماهای ابتدایی و انتهایی آنها در نقطه کاری منتخب (ماخذ: محاسبات محققین)

No.	T ^۱ (C)	T ^۲ (C)	Press. inlet (bar)	ρ (kg/m³)		Cp(kj/kgC)		K (kw/mC)		μ (Pa.s)	
	T ^۱	T ^۲		T ^۱	T ^۲	T ^۱	T ^۲	T ^۱	T ^۲		
۱	۳۵۰	۳۰۰	۳۴,۳۳	۱۲,۷۶۷	۱۴,۲۹۶	۲,۴۴۹۲	۲,۶۵۱۱	۵,۱۶E-۰۵	۴,۷۵E-۰۵	۲,۲۲E-۰۵	۲,۰۲E-۰۵
۲	۳۰۰	۲۴۳	۳۴,۳۳	۱۴,۲۹۶	۱۷,۰۸۲	۲,۶۵۱۱	۳,۴۴۶۳	۴,۷۵E-۰۵	۴,۴۹E-۰۵	۲,۰۲E-۰۵	۱,۷۸E-۰۵
۳	۲۴۳	۲۴۲	۳۴,۳۳	۱۷,۰۸۲	۸۱۵,۶۳	۳,۴۴۶۳	۴,۷۷	۴,۴۹E-۰۵	۶,۲۷E-۰۴	۱,۷۸E-۰۵	۱,۱۰E-۰۴
۴	۲۴۲	۱۷۸,۳	۳۴,۳۳	۸۱۵,۶۳	۸۸۸,۴۴	۴,۷۷	۴,۳۹۶	۶,۲۷E-۰۴	۶,۸۰E-۰۴	۱,۱۰E-۰۴	۱,۵۱E-۰۴
۵	۴۷۱,۸	۴۲۰	۱۹,۴	۵,۷۴۴	۶,۲۱	۲,۳۸۴	۲,۱۹	۶,۴۶E-۰۵	۵,۸۲E-۰۵	۲,۷۶E-۰۵	۲,۵۲E-۰۵
۶	۴۲۰	۳۷۰	۱۹,۴	۶,۲۱	۶,۷۳۶	۲,۱۹	۲,۲۳۶	۵,۸۲E-۰۵	۵,۲۴E-۰۵	۲,۵۳E-۰۵	۲,۳۱E-۰۵
۷	۳۷۰	۳۲۰	۱۹,۴	۶,۷۳۶	۷,۴۱	۲,۲۳۶	۲,۲۵۵	۵,۲۴E-۰۵	۴,۷۱E-۰۵	۲,۳۱E-۰۵	۲,۱۰E-۰۵
۸	۳۲۰	۲۷۰	۱۹,۴	۷,۴۱	۸,۲۴	۲,۲۵۵	۲,۴۱۸	۴,۷۱E-۰۵	۲,۲۴E-۰۵	۲,۱۰E-۰۵	۱,۸۹E-۰۵
۹	۲۷۰	۲۱۲	۱۹,۴	۸,۲۴	۹,۷۱۱	۲,۴۱۸	۲,۸۹۹	۲,۲۴E-۰۵	۳,۸۲E-۰۵	۱,۸۹E-۰۵	۱,۶۶E-۰۵
۱۰	۲۱۲	۲۱۱	۱۹,۴	۹,۷۱۱	۸۵۳,۱۷	۲,۸۹۹	۴,۵۵	۳,۸۲E-۰۵	۶,۵۸E-۰۴	۱,۶۶E-۰۵	۱,۲۷E-۰۴
۱۱	۲۱۱	۱۷۸,۳	۱۹,۴	۸۵۳,۱۷	۸۸۷,۴۲	۴,۵۵	۴,۴۰۲	۶,۵۸E-۰۴	۶,۸۸E-۰۴	۱,۲۷E-۰۴	۱,۵۱E-۰۴
۱۲	۳۷۹,۲	۳۲۰	۹,۶۳۶	۳,۲۴۷	۳,۵۹۵۶	۲,۱۸۹	۲,۱۲۱۸	۵,۳۱E-۰۵	۴,۶۴E-۰۴	۲,۳۵E-۰۵	۲,۱۰E-۰۵
۱۳	۳۲۰	۲۷۰	۹,۶۳۶	۳,۵۹۵۶	۳,۹۵۷۴	۲,۱۲۱۸	۲,۱۵۹۴	۴,۶۴E-۰۵	۴,۱۱E-۰۵	۲,۱۰E-۰۵	۱,۸۹E-۰۵
۱۴	۲۷۰	۲۲۰	۹,۶۳۶	۳,۹۵۷۴	۴,۴۳۳۲	۲,۱۵۹۴	۲,۳۰۴۸	۴,۱۱E-۰۵	۳,۶۴E-۰۵	۱,۸۹E-۰۵	۱,۶۹E-۰۵
۱۵	۲۲۰	۱۷۹	۹,۶۳۶	۴,۴۳۳۲	۴,۹۵۹۲	۲,۳۰۴۸	۲,۵۰۶	۳,۶۴E-۰۵	۳,۲۹E-۰۵	۱,۶۹E-۰۵	۱,۵۲E-۰۵
۱۶	۱۷۹	۱۷۸,۳	۹,۶۳۶	۴,۹۵۹۲	۸۸۶,۹۱	۲,۵۰۶	۴,۴	۳,۲۹E-۰۵	۶,۷۸E-۰۴	۱,۵۲E-۰۵	۱,۵۱E-۰۴
۱۷	۲۸۰,۷	۲۳۰	۴,۲۲۴	۱,۶۷۱۵	۱,۸۵۰۷	۲,۰۵	۲,۰۷۷	۴,۱۸E-۰۵	۳,۶۶E-۰۵	۱,۹۴E-۰۵	۱,۷۳E-۰۵
۱۸	۲۳۰	۱۸۰	۴,۲۲۴	۱,۸۵۰۷	۲,۰۷۹	۲,۰۷۷	۲,۱۵۴	۳,۶۶E-۰۵	۳,۱۹E-۰۵	۱,۷۳E-۰۵	۱,۵۳E-۰۵
۱۹	۱۸۰	۱۴۶	۴,۲۲۴	۲,۰۷۹	۲,۲۷۵	۲,۱۵۴	۲,۲۳۴	۳,۱۹E-۰۵	۲,۸۹E-۰۵	۱,۵۳E-۰۵	۱,۴۰E-۰۵
۲۰	۱۴۶	۱۴۵	۴,۲۲۴	۲,۲۷۵	۹۱۹,۸	۲,۲۳۴	۴,۳	۲,۸۹E-۰۵	۶,۸۷E-۰۴	۱,۴۰E-۰۵	۱,۸۹E-۰۵
۲۱	۱۴۵	۹۵	۴,۲۲۴	۹۱۹,۸	۹۶۳,۵	۴,۳	۴,۲۲۸۶	۶,۸۷E-۰۴	۶,۷۸E-۰۴	۱,۸۹E-۰۵	۲,۹۸E-۰۴
۲۲	۹۵	۶۳,۸۳	۴,۲۲۴	۹۶۳,۵	۹۸۲,۰۵	۴,۲۲۸۶	۴,۲۱۲	۶,۷۸E-۰۴	۶,۵۷E-۰۴	۲,۹۸E-۰۴	۴,۴۱E-۰۴
۲۳	۱۶۰	۱۰۶	۱,۲۴۵	۰,۶۳	۰,۷۲۴۱	۱,۹۹۷	۲,۰۲۵۱	۲,۹۷E-۰۵	۲,۵۱E-۰۵	۱,۴۵E-۰۵	۱,۲۴E-۰۵
۲۴	۱۰۶	۱۰۵	۱,۲۴۵	۰,۷۲۴۱	۹۵۵,۵	۲,۰۲۵۱	۴,۲۳۱	۲,۵۱E-۰۵	۶,۸۲E-۰۴	۱,۲۴E-۰۵	۲,۶۸E-۰۴
۲۵	۱۰۵	۶۳,۸۳	۱,۲۴۵	۹۵۵,۵	۹۸۱,۹۱	۴,۲۳۱	۴,۲۱	۶,۸۲E-۰۴	۶,۵۷E-۰۴	۲,۶۸E-۰۴	۴,۴۱E-۰۴
۲۶	۶۴	۶۳	۰,۲۳۷۲	۰,۱۵۳۲	۹۸۲,۲۳	۱,۹۱۴۲	۴,۱۹۶۷	۲,۱۸E-۰۵	۶,۵۶E-۰۴	۱,۰۹E-۰۵	۴,۴۷E-۰۴
۲۷	۶۵,۱۲	۱۱۵	۱۴,۲۴	۹۸۱,۸۵	۹۴۸,۶۳	۴,۲۱۰۴	۴,۲۵۱۴	۶,۵۹E-۰۴	۶,۸۶E-۰۴	۴,۳۴E-۰۴	۲,۴۴E-۰۴
۲۸	۱۱۵	۱۷۸,۳	۱۴,۲۴	۹۴۸,۶۳	۸۸۷,۰۵	۴,۲۵۱۴	۴,۴۰۲۴	۶,۸۶E-۰۴	۶,۷۹E-۰۴	۲,۴۴E-۰۴	۱,۵۱E-۰۴
۲۹	۱۸۰,۹	۲۳۷,۴	۱۴۳,۶	۸۹۲,۶۸	۸۲۷,۹۳	۴,۳۵۴۴	۴,۶۳	۶,۸۶E-۰۴	۶,۴۶E-۰۴	۱,۵۲E-۰۴	۱,۱۵E-۰۴
۳۰	۲۳۷,۴	۲۸۰	۱۴۳,۶	۸۲۷,۹۳	۷۶۵,۹۵	۴,۶۳	۵,۰۶	۶,۴۶E-۰۴	۵,۹۰E-۰۴	۱,۱۵E-۰۴	۹,۶۲E-۰۵
۳۱	۲۸۰	۳۳۷	۱۴۳,۶	۸۶۵,۹۵	۶۱۵,۱۲	۵,۰۶	۷,۱۱۶۹	۵,۹۰E-۰۴	۴,۶۳E-۰۴	۹,۶۲E-۰۵	۷,۱۴E-۰۵
۳۲	۳۳۷	۳۳۸	۱۴۳,۶	۶۱۵,۱۲	۹۰,۱۲۷	۷,۱۱۶۹	۱۰,۹۴۱	۴,۶۳E-۰۴	۱,۰۹E-۰۴	۷,۱۴E-۰۵	۲,۱۸E-۰۵
۳۳	۳۳۸	۴۰۰	۱۴۳,۶	۹۰,۱۲۷	۶۰,۰۷۸	۱۰,۹۴۱	۴	۱,۰۹E-۰۴	۸,۴۷E-۰۵	۲,۱۸E-۰۵	۲,۶۵E-۰۵
۳۴	۴۰۰	۴۵۰	۱۴۳,۶	۶۰,۰۷۸	۵۱,۳۰۴	۴	۳,۱۴۶	۸,۴۷E-۰۵	۷,۹۰E-۰۵	۲,۶۵E-۰۵	۲,۸۰E-۰۵
۳۵	۴۵۰	۵۰۰	۱۴۳,۶	۵۱,۳۰۴	۴۵,۶۸۵	۳,۱۴۶	۲,۸۳۷	۷,۹۰E-۰۵	۸,۰۹E-۰۵	۲,۸۰E-۰۵	۲,۹۸E-۰۵
۳۶	۵۰۰	۵۳۸	۱۴۳,۶	۴۵,۶۸۵	۴۲,۴۴۷	۲,۸۳۷	۲,۷۱۴۱	۸,۰۹E-۰۵	۸,۵۰E-۰۵	۲,۹۸E-۰۵	۳,۱۳E-۰۵
۳۷	۳۵۰	۴۰۰	۳۴,۳۳	۱۲,۷۶۷	۱۱,۵۹۸	۲,۴۵	۲,۳۴	۵,۱۵E-۰۵	۵,۶۷E-۰۵	۲,۲۲E-۰۵	۲,۴۵E-۰۵
۳۸	۴۰۰	۴۵۰	۳۴,۳۳	۱۱,۵۹۸	۱۰,۶	۲,۳۴	۲,۲۶	۵,۶۷E-۰۵	۶,۲۶E-۰۵	۲,۴۵E-۰۵	۲,۶۷E-۰۵
۳۹	۴۵۰	۵۰۰	۳۴,۳۳	۱۰,۶	۹,۸۹	۲,۲۶	۲,۲۵	۶,۲۶E-۰۵	۶,۹۰E-۰۵	۲,۶۷E-۰۵	۲,۹۰E-۰۵
۴۰	۵۰۰	۵۳۸	۳۴,۳۳	۹,۸۹	۹,۳۸	۲,۲۵	۲,۲۶۳	۶,۹۰E-۰۵	۷,۴۰E-۰۵	۲,۹۰E-۰۵	۳,۰۲E-۰۵

جدول (4-25) - محتملترین خواص فیزیکی متوسط مربوط به جریانهای شبکه مبدلهای حرارتی واحد
دوم نیروگاه حرارتی طوس در نقطه کاری منتخب (ماخذ: محاسبات محققین)

No.	T ₁ (C)	T ₂ (C)	ρ (kg/m ³)	Cp(kj/kgC)	K (kw/mC)	μ (Pa.s)
۱	۳۵۰	۳۰۰	۱۳,۵۲	۲,۵۵	۰,۰۰۰۰۴۹۵	۰,۰۰۰۰۲۱۲
۲	۳۰۰	۲۴۳	۱۵,۶۶	۳,۰۴	۰,۰۰۰۰۴۶۲	۰,۰۰۰۰۱۹۰
۳	۲۴۳	۲۴۲	۲۶۷,۲۰	۴,۰۸	۰,۰۰۰۰۲۵۱۹	۰,۰۰۰۰۵۴۱
۴	۲۴۲	۱۷۸,۳	۸۵۱,۶۵	۴,۵۸	۰,۰۰۰۰۶۵۳۲	۰,۰۰۰۰۱۹۷
۵	۴۷۱,۸	۴۲۰	۵,۹۷	۲,۲۹	۰,۰۰۰۰۰۶۱۴	۰,۰۰۰۰۰۲۶۴
۶	۴۲۰	۳۷۰	۶,۴۷	۲,۲۱	۰,۰۰۰۰۰۵۵۳	۰,۰۰۰۰۰۲۴۲
۷	۳۷۰	۳۲۰	۷,۰۷	۲,۲۵	۰,۰۰۰۰۰۴۹۷	۰,۰۰۰۰۰۲۲۰
۸	۳۲۰	۲۷۰	۷,۸۲	۲,۳۴	۰,۰۰۰۰۰۳۳۶	۰,۰۰۰۰۰۲۰۰
۹	۲۷۰	۲۱۲	۸,۹۶	۲,۶۵	۰,۰۰۰۰۰۲۹۸	۰,۰۰۰۰۰۱۷۷
۱۰	۲۱۲	۲۱۱	۲۶۱,۲۳	۳,۶۸	۰,۰۰۰۰۲۵۳۳	۰,۰۰۰۰۰۵۸۸
۱۱	۲۱۱	۱۷۸,۳	۸۷۰,۲۱	۴,۴۸	۰,۰۰۰۰۶۷۲۹	۰,۰۰۰۰۱۳۸۷
۱۲	۳۷۹,۲	۳۲۰	۳,۴۲	۲,۱۶	۰,۰۰۰۰۲۰۷۶	۰,۰۰۰۰۰۲۲۲
۱۳	۳۲۰	۲۷۰	۳,۷۷	۲,۱۴	۰,۰۰۰۰۰۴۳۷	۰,۰۰۰۰۰۲۰۰
۱۴	۲۷۰	۲۲۰	۴,۱۹	۲,۲۳	۰,۰۰۰۰۰۳۸۷	۰,۰۰۰۰۰۱۷۹
۱۵	۲۲۰	۱۷۹	۴,۶۹	۲,۴۰	۰,۰۰۰۰۰۳۴۶	۰,۰۰۰۰۰۱۶۱
۱۶	۱۷۹	۱۷۸,۳	۲۵۶,۱۳	۳,۳۹	۰,۰۰۰۰۲۵۲۵	۰,۰۰۰۰۰۶۵۵
۱۷	۲۸۰,۷	۲۳۰	۱,۷۶	۲,۰۶	۰,۰۰۰۰۰۳۹۲	۰,۰۰۰۰۰۱۸۳
۱۸	۲۳۰	۱۸۰	۱,۹۶	۲,۱۲	۰,۰۰۰۰۰۳۴۲	۰,۰۰۰۰۰۱۶۳
۱۹	۱۸۰	۱۴۶	۲,۱۸	۲,۱۹	۰,۰۰۰۰۰۳۰۴	۰,۰۰۰۰۰۱۴۶
۲۰	۱۴۶	۱۴۵	۲۵۳,۳۹	۳,۱۸	۰,۰۰۰۰۲۴۹۴	۰,۰۰۰۰۰۱۶۳
۲۱	۱۴۵	۹۵	۹۴۱,۵۲	۴,۲۶	۰,۰۰۰۰۶۸۲۵	۰,۰۰۰۰۱۱۶۸
۲۲	۹۵	۶۳,۸۳	۹۷۲,۷۵	۴,۲۲	۰,۰۰۰۰۶۶۷۶	۰,۰۰۰۰۳۶۶۳
۲۳	۱۶۰	۱۰۶	۰,۶۸	۲,۰۱	۰,۰۰۰۰۰۲۷۴	۰,۰۰۰۰۰۱۳۴
۲۴	۱۰۶	۱۰۵	۲۵۲,۲۱	۳,۰۳	۰,۰۰۰۰۲۴۲۲	۰,۰۰۰۰۰۹۹۰
۲۵	۱۰۵	۶۳,۸۳	۹۶۸,۶۶	۴,۲۲	۰,۰۰۰۰۶۶۹۴	۰,۰۰۰۰۳۴۹۳
۲۶	۶۴	۶۳	۲۵۱,۷۳	۲,۹۴	۰,۰۰۰۰۲۲۹۲	۰,۰۰۰۰۱۴۹۲
۲۷	۶۵,۱۲	۱۱۵	۹۶۵,۱۷	۴,۲۳	۰,۰۰۰۰۶۷۲۵	۰,۰۰۰۰۳۳۱۷
۲۸	۱۱۵	۱۷۸,۳	۹۱۷,۵۸	۴,۳۳	۰,۰۰۰۰۶۸۲۲	۰,۰۰۰۰۱۹۴۵
۲۹	۱۸۰,۹	۲۳۷,۴	۸۶۰,۰۰	۴,۴۹	۰,۰۰۰۰۶۶۵۸	۰,۰۰۰۰۱۳۲۷
۳۰	۲۳۷,۴	۲۸۰	۷۹۶,۶۴	۴,۸۴	۰,۰۰۰۰۶۱۷۷	۰,۰۰۰۰۱۰۵۴
۳۱	۲۸۰	۳۳۷	۷۳۵,۱۹	۶,۰۴	۰,۰۰۰۰۵۲۴۶	۰,۰۰۰۰۰۸۳۳
۳۲	۳۳۷	۳۳۸	۲۹۴,۰۴	۸,۹۳	۰,۰۰۰۰۲۵۵۳	۰,۰۰۰۰۰۴۳۰
۳۳	۳۳۸	۴۰۰	۷۴,۳۴	۷,۰۴	۰,۰۰۰۰۰۹۶۵	۰,۰۰۰۰۰۲۴۱
۳۴	۴۰۰	۴۵۰	۵۵,۶۰	۳,۵۶	۰,۰۰۰۰۰۸۱۸	۰,۰۰۰۰۰۲۷۲
۳۵	۴۵۰	۵۰۰	۴۸,۴۵	۲,۹۹	۰,۰۰۰۰۰۷۹۹	۰,۰۰۰۰۰۲۸۹
۳۶	۵۰۰	۵۳۸	۴۴,۰۵	۲,۷۸	۰,۰۰۰۰۰۸۲۹	۰,۰۰۰۰۰۳۰۵
۳۷	۳۵۰	۴۰۰	۱۲,۱۸	۲,۳۹	۰,۰۰۰۰۰۵۴۱	۰,۰۰۰۰۰۲۳۳
۳۸	۴۰۰	۴۵۰	۱۱,۰۹	۲,۳۰	۰,۰۰۰۰۰۵۹۶	۰,۰۰۰۰۰۲۵۶
۳۹	۴۵۰	۵۰۰	۱۰,۲۴	۲,۲۵	۰,۰۰۰۰۰۶۵۸	۰,۰۰۰۰۰۲۷۸
۴۰	۵۰۰	۵۳۸	۹,۶۳	۲,۲۶	۰,۰۰۰۰۰۷۱۵	۰,۰۰۰۰۰۲۹۶

4-4 - طراحی اصلاحی سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه طوس مشهد در نقطه کاری

منتخب ($\Delta T_{\min} = 4^{\circ}\text{C}$)

پس از هدفگذاری انرژی لازم است شبکه ای از مبدل‌های حرارتی طراحی گردد تا اهداف تعیین شده را برآورده سازد. بدین ترتیب که باید ابتدا عملکرد حرارتی مبدل‌های حرارتی فرآیند-فرآیند سیکل (در این پروژه دو هیتر فشار پایین و دو هیتر فشار بالا) بهبود یابد و سپس برای تکمیل شبکه، سطوح انتقال حرارت جدید طراحی و به شبکه اضافه گردد. بدین منظور از دستورالعمل **Pinch Design Method** استفاده می شود. جهت اطلاع از جزئیات این روش می توان به مرجع شماره [17] مراجعه نمود.

بطور کلی ابزارهای مورد نیاز برای اصلاح عملکرد حرارتی مبدل‌های فرآیند- فرآیند شبکه مبدل‌های حرارتی را می توان بصورت زیر خلاصه نمود:

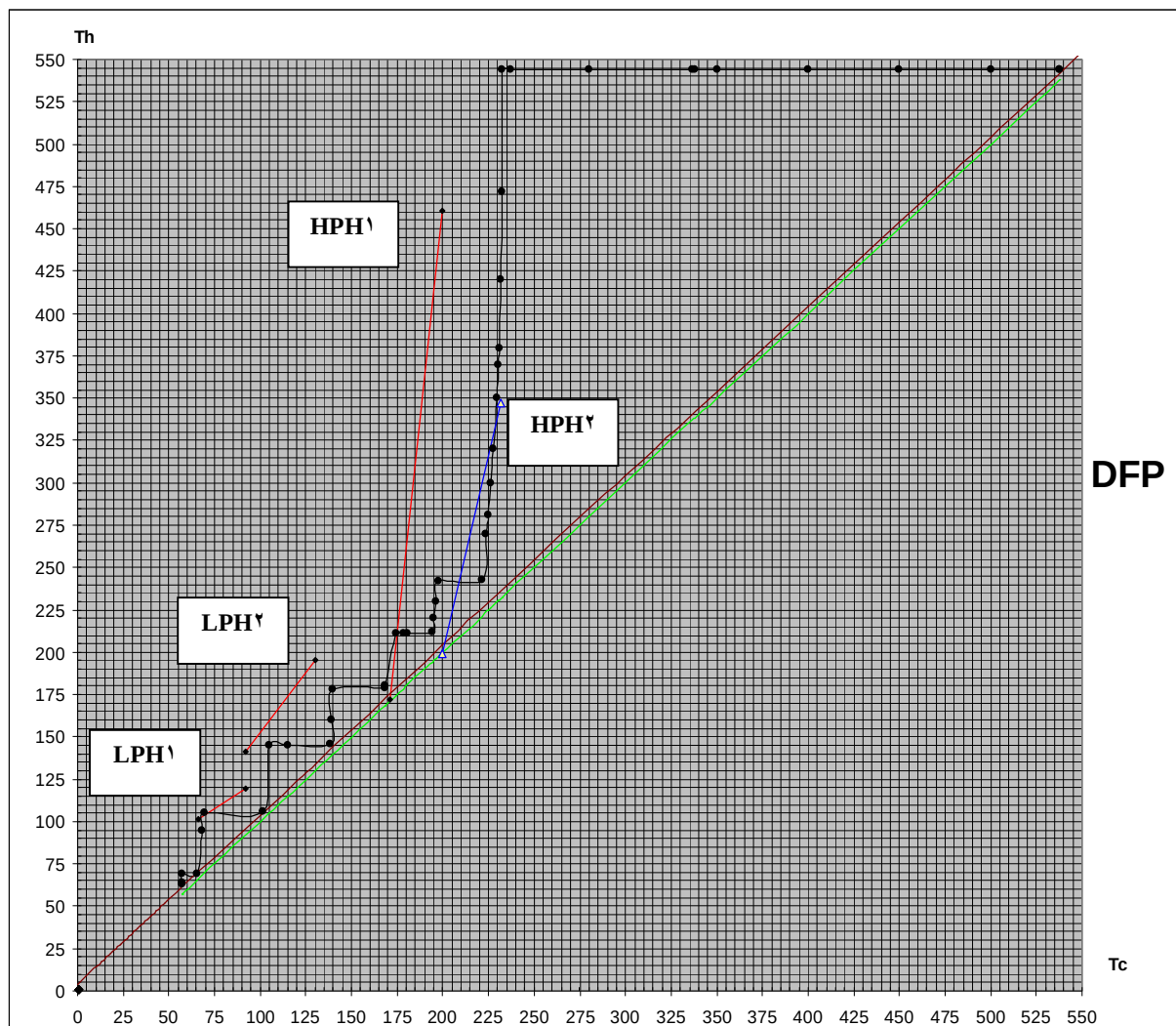
1. آنالیز مبدلهایی که از نقطه پینچ حرارت عبور می دهند.

2. منحنی نیروی رانشی (**Driving Force Plot**) و آنالیز مسئله باقیمانده

3. جابجایی مبدلها (**Exchangers Shifting**)

برای اصلاح عملکرد حرارتی چهار هیتر موجود در شبکه (کندانسورهای بخار گلند و اجکتور و هوازا، مبدل فرآیند به فرآیند نیستند و بررسی نمی شوند)، با توجه به اینکه این هیترها حرارتی از پینچ عبور نمی دهند، لذا از ابزار منحنی رانشی دمایی (**DFP**) برای جابجایی هیترها و بهبود عملکرد آنها استفاده می کنیم.

شکل (4-10) منحنی نیروی رانشی دمایی شبکه مبدل‌های حرارتی سیکل واحد دوم نیروگاه طوس مشهد را در نقطه کاری هدفگذاری شده، نشان می دهد.



شکل (4-10) - منحنی نیروی رانشی دمایی سیکل مورد مطالعه و نحوه قرارگیری هیترهای موجود در شبکه در نقطه کاری منتخب

در این شکل مشخص گردیده که مبدل‌های حرارتی موجود در شبکه چگونه بر روی منحنی نیروی رانشی دمایی شبکه قرار گرفته اند. این کار به این علت است که خطای ناشی از عدم استقرار عمودی اتصالات موجود بین جریانهای گرم و سرد، حداقل گردد. لازم به ذکر است که هرچه خطوط عملکردی مبدل‌های حرارتی موجود روی این منحنی تطابق بیشتری داشته باشد، این مبدل، استفاده بهتری از اختلاف پتانسیل موجود برده و خطای سطوح حرارتی، نامحسوس‌تر خواهد بود.

در شکل (4-10)، منحنی رانشی دمایی (DFP) نشان می دهد که شیب خط عملکرد مبدل‌های موجود در شبکه، که برابر با نسبت $\frac{CP_c}{CP_H}$ است، (CP_c جریان گرمایی جریان سرد و CP_H) جریان گرمایی جریان گرم است)، بجز آخرین هیت (HPH2) مقادیر مناسبی نداشته و باید با تقسیم جریان سرد طوری شیب این خطوط را تغییر داد که خط عملکرد هیت‌ها روی منحنی DFP در وضعیت بهتری قرار گیرد.

طبق روش طراحی پینچ، پس از اصلاح عملکرد حرارتی چهار هیت مورد بررسی در سیکل حرارتی واحد دوم نیروگاه حرارتی طوس مشهد، باید شبکه حاصله با نصب مبدل‌های حرارتی جدید در جاهای خالی ایجاد شده ناشی از جابجایی مبدل‌های موجود، تکمیل شود. و پس از طراحی تفصیلی مبدل‌های حرارتی جدید، میزان دستیابی به اهداف تعیین شده در مرحله هدفگذاری مورد بحث و بررسی قرارگیرد.

بطورکلی، طراحی تفصیلی مبدل‌های حرارتی براساس افت فشارهای مجاز انجام می شود، و در طول طراحی تفصیلی، موارد زیر در نظر گرفته شده تا مبدل حرارتی طراحی گردد.

- انتقال بار حرارتی لازم
 - افت فشار مجاز سمت لوله، پایین تر از افت فشار مجاز باشد.
 - افت فشار مجاز سمت پوسته، پایین تر از افت فشار مجاز باشد.
- بنابراین با شرایط فوق ضرایب انتقال حرارت بدست آمده کاملاً تابعی از افت فشارهای تعیین شده می باشند و هیچ ضمانتی وجود ندارد که این ضرایب انتقال حرارت، همان ضرایبی باشند که در مرحله هدفگذاری با h ثابت فرض شده اند. به همین دلیل، هدفگذاری با ضرایب انتقال حرارت مفروض، دو خسارت جدی به پروژه ها می رساند که عبارتند از:

1. ناهماهنگی بین طراحی تفصیلی و سنتز شبکه در مورد سطح مبدل‌های حرارتی. به بیان دیگر سطوحی که هدفگذاری می شود مطابق با سطوح طراحی نیست.
2. ناصحیح بودن تقابل انرژی-سرمایه کل و بهینه سازی شبکه و نقطه کاری که با معیارهای اقتصادی انتخاب می شود.

البته مطالعاتی که با استفاده از ضرایب انتقال حرارت ثابت انجام می شود و راهکارهایی که آن روش ارائه می کند، بعضاً به دلیل تعیین سطوح حرارتی مورد نیاز کمتر، سرمایه مورد نیاز پایین تر و در نتیجه نرخ بازگشت سرمایه کوتاهتر، نسبت به روشهای افت فشار ثابت و یا بهینه شده، متأسفانه ممکن است در نگاه اول صاحبان صنایع را گمراه کند و نسبت به انتخاب آن

روش متمایل تر نماید. در حالیکه مطمئنا این روش به دلیل خطا در تعیین ضرایب و سطح برآورد شده و در نتیجه سرمایه برآورد شده، نرخ بازگشت سرمایه و نقطه بهینه هدفگذاری شده، بی اعتبار بوده و قطعا طراحی تفصیلی مبدل‌های جدید به آن ضرایب و سطوح اضافی هدفگذاری شده نمی رسد.

صرفنظر از تمام این خسارات، مشکلات جدی جهت تامین افت فشارهای ایجاد شده بروز می نماید و هیچ تضمینی وجود ندارد که پتانسیل جبران افت فشار شبکه، پاسخگوی افت فشارهای جدید باشد. لذا روش ضرایب ثابت بطور کامل اعتبار خود را از دست داده است و تنها در مورد شبکه هایی می تواند بکار رود که تمامی جریانهای موجود آن دو فازی باشند. در این حالت با شبیه سازی دقیق فرآیند (با ابزارهای پیشرفته) ضرایب انتقال حرارت جریانهای دو فازی محاسبه شده و از آنها در سایر مراحل کار استفاده می گردد.

طراحی تفصیلی مبدل‌ها در این روش با استفاده از الگوریتم پیشرفته **Bell-Delaware** انجام می پذیرد. این الگوریتم یک امتیاز ارزشمند دارد و آن اینست که سطح مبدل‌های حرارتی و هندسه آنها را طوری طراحی می کند که افت فشار دو سمت آن برابر با افت فشار مجاز آنها باشد، یعنی از افت فشار بیشترین استفاده را می برد. این مسئله باعث می شود یک بهینه سازی تکنیکی در این الگوریتم مستتر باشد. لذا در نهایت مبدل طوری طراحی می شود که افت فشار آن مساوی با افت فشار مجاز بوده و در نتیجه میزان آشفته‌گی، سرعت و ضرایب انتقال حرارت دو سمت، بیشینه و سطح آن مبدل کمینه باشد.

لذا برای تکمیل شبکه مبدل‌های حرارتی سیکل واحد دوم نیروگاه طوس مشهد، می توان افت فشار مجاز دو طرف مبدل‌های حرارتی جدید را با استفاده از افت فشارهای بهینه شده خطوط و افت فشار مبدل‌های موجود نصب شده در آن خطوط بدست آورد. به این صورت که برای طراحی تفصیلی مبدل‌های جدید کافیت، افت فشار باقیمانده خطوط را بصورت خطی در راستای هر جریان تقسیم کرده و در صورتیکه هرکدام از جریانهای دو سمت مبدل دوفازی باشد، باید از ضرایب انتقال حرارت ثابتی که در قسمتهای قبل به آن جریان نسبت داده شده است استفاده نمود، تا با الگوریتم طراحی **Bell Delaware** طراحی تفصیلی کلیه مبدل‌های جدید بدست آید.

شکل (4-11)، نمودار جریانی سیکل واحد شماره دو نیروگاه طوس مشهد را پس از اصلاح نشان می دهد. در جدول (4-26) نیز نتایج طراحی تفصیلی مبدل‌های چهارگانه جدیدی که به

سیکل واحد دوم نیروگاه طوس مشهد، طبق شکل (4-11) اضافه می شوند، نشان داده شده است.

جدول (4-26) - نتایج طراحی تفصیلی هیترهای حرارتی جدید (مأخذ: محاسبات محققین)

Features	HPH ₄ _A	LPH ₂ _B	LPH ₂ _A	LPH ₁ _A
Tube Thickness (mm)	۱,۸	۰,۸	۰,۸	۰,۸
Tube inside diameter (mm)	۱۴,۴	۱۶,۴	۱۶,۴	۱۶,۴
Number of Tubes	۲۷۰	۱۷۸	۱۷۸	۱۹۸
Number of Passes	۲	۲	۲	۲
Total Surface (m ^۲)	۱۶۷,۶	۱۱۰,۵	۱۱۰,۵	۱۲۳

[Modification.xls](#)

همانطور که در جدول (4-26) مشاهده می شود، کل سطح حرارتی که مطابق با شکل (4-11) به شبکه اضافه می شود، برابر با $511/6$ مترمربع می باشد که نسبت به 505 مترمربع سطح پیش بینی شده در مرحله هدفگذاری جهت دستیابی به $11/529\text{MW}$ کاهش در بار بویلر، $18/79\text{MW}$ کاهش در بار کندانسور و $0/85\%$ افزایش راندمان سیکل، $1/31\%$ خطا دارد. همچنین هزینه

سرمایه گذاری لازم برای تهیه و نصب این چهار هیتر جدید بجای **144000** دلار هدفگذاری شده، **145886** دلار تخمین زده می شود.

علل اصلی خطا در رسیدن به حداقل سطح انرژی هدفگذاری شده به شرح زیر می باشد:

- اصولاً در طراحی شبکه های جدید و یا اصلاح شبکه های موجود، به دلیل عدم تبعیت از مدل اسپاگتی، ما دقیقاً به حداقل سطح هدفگذاری شده نمی رسیم. همچنین شکستن حلقه های بوجود آمده برای ساده شدن شبکه، خطاهایی هرچند کم وارد طراحی کرده و ما را کمی از مقدار حداقل سطح هدفگذاری شده دور می کند.
 - الگوریتم هدفگذاری و طراحی شبکه با استفاده از افت فشارهای بهینه شده کاملاً مدرن و نوین و انحصاری می باشد و علت خطا در رسیدن به حداقل سطح هدفگذاری شده، ضعف این تکنولوژی نیست بلکه علت آن طراحی اولیه بسیار ضعیف این شبکه است.
- البته چون هیچ حرارتی از پینچ عبور داده نشده، در نتیجه دقیقاً به مقادیر هدفگذاری شده کاهش مصرف انرژی در بویلر و کندانسور واحد دوم نیروگاه طوس، دست یافته ایم. بدین ترتیب با اصلاح سیکل واحد دوم نیروگاه طوس مشهود مطابق با الگوی ارائه شده، **0/85%** افزایش راندمان خواهیم داشت و بالغ بر **18/79 MW** در بار کندانسور و **11/529MW** در بار بویلر، معادل با **1039/52Nm³/hr** در مصرف گاز طبیعی صرفه جویی خواهیم داشت.
- بدین ترتیب با فرض قیمت هر مترمکعب گاز طبیعی معادل **150** ریال و قیمت هر دلار آمریکا معادل **9000** ریال، سالانه **173530** دلار صرفه جویی ارزی خواهد شد. همچنین با فرض قیمت هر مترمکعب گاز طبیعی معادل **30** ریال کل عایدات پروژه سالانه **62667** دلار خواهد بود. لذا با قبول سناریوی اول، نرخ بازگشت سرمایه **0,83** سال، و با فرض سناریوی دوم، این مقدار **2,3** سال برآورد می گردد. همچنین با در نظر گرفتن قیمت بین المللی گاز طبیعی، که همان **5** سنت به ازای هر مترمکعب می باشد، عایدات پروژه **450687 \$/Yr** و نرخ بازگشت سرمایه **0,32** سال خواهد بود.

جدول (4-27) نتایج نهایی پروژه را نشان می دهد.

جدول (4-27) - نتایج نهایی پروژه (ماخذ محاسبات محققین)

اهداف تعیین شده	هدفگذاری	طراحی	اختلاف (%)
-----------------	----------	-------	------------

0	11/529	11/529	مقدار کاهش در بار بویلر (MW)
0	1039/52	1039/52	مقدار صرفه جویی در سوخت (Nm ³ /h)
0	18/791	18/791	مقدار کاهش در بار کندانسور (MW)
0	0/85	0/85	مقدار افزایش در راندمان سیکل (%)
0	34951	34951	مقدار عایدات ناشی از صرفه جویی در بار کندانسور (\$/Yr)
0	138579	138579	مقدار عایدات ناشی از صرفه جویی سوخت طبق سناریوی اول (\$/Yr)
0	27716	27716	مقدار عایدات ناشی از صرفه جویی سوخت طبق سناریوی دوم (\$/Yr)
0	173530	173530	کل عایدات صرفه جویی انرژی طبق سناریوی اول (\$/Yr)
0	62667	62667	کل عایدات صرفه جویی انرژی طبق سناریوی دوم (\$/Yr)
1/307	511/6	505	مقدار سطح حرارتی اضافه شده به شبکه (m ²)
0/35	79/72	80	مقدار بازدهی سطح (%)
1/309	145886	144000	هزینه سرمایه گذاری (\$)
1/29	0/8407	0/83	نرخ بازگشت سرمایه طبق سناریوی اول (Yr)
1/22	2/328	2/3	نرخ بازگشت سرمایه طبق سناریوی دوم (Yr)

جمع بندی و خلاصه راهکارها

1- استفاده از محرکه دور متغیر VSD در فن های کندانسور هوایی

میزان کاهش انرژی – 1265,53 مگاوات ساعت در سال

میزان کاهش هزینه – 227,8 میلیون ریال در سال

میزان سرمایه گذاری – 700 میلیون ریال

زمان بازگشت سرمایه – در حدود 3 سال

2- استفاده از محرکه دور متغیر VSD در فن برج خنک کن تر

میزان کاهش انرژی – 130,2 مگاوات ساعت در سال

میزان کاهش هزینه – 23,45 میلیون ریال در سال

میزان سرمایه گذاری – 80 میلیون ریال

زمان بازگشت سرمایه – در حدود 3,4 سال

3- استفاده از VSD در فن های بویلر کمکی

میزان کاهش انرژی – ۱۳۵ مگاوات ساعت در سال

میزان کاهش هزینه – 24,3 میلیون ریال

میزان سرمایه گذاری – ۷۵ میلیون ریال

زمان بازگشت سرمایه – ۳ سال

4- استفاده از سیستم ON-OFF و راه انداز و متوقف ساز نرم در کمپرسور مولد هوای

فشرده

میزان کاهش انرژی – (۶۸/۶ – ۸۶/۱) مگاوات ساعت در سال

میزان کاهش هزینه – (۱۲/۳ – ۱۵/۵) میلیون ریال

میزان سرمایه گذاری – £ ۲۳۰۰

زمان بازگشت سرمایه – (۲/۵۲ – ۳/۱۷) سال

5- بهبود در وضعیت نشت هوا در ژانگستروم

میزان کاهش در سوخت – 1,837 میلیون نرمال متر مکعب در سال
میزان کاهش در مصرف انرژی الکتریکی – 2550 مگاوات ساعت در سال
میزان کاهش هزینه - 734,55 میلیون ریال در سال
میزان سرمایه گذاری – نامعلوم

6- بهبود در وضعیت احتراق بویلر کمکی

میزان کاهش در سوخت – 638 هزار نرمال مترمکعب در سال
میزان کاهش در مصرف انرژی الکتریکی – 152,8 مگاوات ساعت در سال
میزان کاهش هزینه – 123,2 میلیون ریال در سال

7- افزایش توان Re-powering

افزایش در راندمان – 1,46%
افزایش در توان – 16,41 مگاوات
میزان سرمایه گذاری – 156,2 میلیارد ریال
زمان بازگشت سرمایه – 6,1 سال

8- جایگزینی توربین انبساطی با شیر کاهش فشار در ایستگاه کاهش فشار جهت تولید الکتریسیته

توان قابل تولید – 2,74 مگاوات
انرژی قابل تولید – 18026 مگاوات ساعت در سال
میزان سرمایه گذاری – 16 میلیارد ریال
سودخالص سالیانه – 3,165 میلیارد ریال
زمان بازگشت سرمایه – 5 سال

9- بهبود راندمان اگزورژتیک بویلر به کمک افزایش توان به روش Feed Heating

افزایش در راندمان – 1,73%
افزایش در توان – 22,43 مگاوات
میزان سرمایه گذاری – 205 میلیارد ریال
زمان بازگشت سرمایه – 5,9 سال

