

# تحلیل انرژی‌تیک و انرژی‌تیک اطلاعات طراحی و اندازه‌گیری نیروگاه گازی

energyenergy.ir

## فهرست مطالب

صفحه	عنوان
۷	فصل اول : مقدمه و خلاصه اجرایی.....
۷	۱-۱. معرفی نرم افزار THERMO FLOW 17.0.2.....
۸	۲-۱. شیوه مدلسازی نیروگاه گازی مورد نظر.....
۸	۳-۱. مدلسازی واحدهای گازی BBC نیروگاه در شرایط ایزو بر اساس اطلاعات طراحی.....
۹	۴-۱. نمودار جریانهای انرژی و انرژی.....
۱۰	۵-۱. آنالیز انرژی‌تیک و انرژی‌تیک واحد BBC نیروگاه گازی مورد بررسی.....
۱۰	۶-۱. آنالیز انرژی‌تیک و انرژی‌تیک هر یک از المانهای واحد BBC نیروگاه گازی مورد بررسی.....
۱۲	فصل دوم : ارزیابی عملکرد فعلی سیکل با استفاده از نرم افزار THERMOFLOW.....
۱۲	۱-۲. شبیه سازی واحدهای گازی BBC در شرایط واقعی.....
۱۵	۲-۲. نمودار جریانهای انرژی و انرژی.....
۲۰	۳-۲. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد واحد BBC نیروگاه مورد بحث.....
۲۰	۴-۲. آنالیز انرژی‌تیک و انرژی‌تیک هر یک از المانهای واحد BBC نیروگاه مورد نظر.....
۲۲	فصل سوم : شناسایی عوامل مؤثر بر عملکرد سیکل.....
۲۲	۱-۳. معرفی عوامل تأثیرگذار بر عملکرد سیکل.....
۲۳	۲-۳. ارزیابی عوامل تأثیرگذار بر عملکرد سیکل.....
۲۵	فصل چهارم : بررسی کارایی واحدهای گازی در زمان اندازه گیری.....
۲۵	۱-۴. بررسی کارایی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط فعلی.....
۲۶	۲-۴. بررسی تأثیر بار بر کارایی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر.....
۲۷	فصل پنجم : ارائه راهکارهای بهبود کارایی و ارزیابی فنی و اقتصادی راهکارها.....
۲۷	۱-۵. ارائه راهکارهای مکانیکی کاهش مصرف انرژی در بخش گازی نیروگاه مورد نظر.....
۲۷	۱-۱-۵. تعمیر و نگهداری توربینهای گازی.....
۲۸	۲-۱-۵. ارتقاء سیستم مونیتورینگ.....
۲۸	۳-۱-۵. بازیابی حرارت از گازهای خروجی از دودکش توربین گازی.....
۲۸	۴-۱-۵. کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور.....
۳۴	۲-۵. ارائه راهکارهای کاهش مصرف انرژی الکتریکی در نیروگاه گازی مورد نظر.....
۳۶	۱-۲-۵. بررسی راهکارهای کاهش مصرف انرژی در پمپهای خنک کن ژنراتور.....
۳۶	الف- کاهش قطر پروانه پمپهای خنک کن ژنراتور.....
۳۷	ب- استفاده از درایو کنترل کننده سرعت بر روی پمپهای خنک کن ژنراتور.....
۳۹	۲-۲-۵. بررسی راهکارهای کاهش مصرف انرژی در پمپهای خنک کن روغن.....
۴۲	۳-۲-۵. بررسی راهکارهای کاهش مصرف انرژی در فنهای غبارگیر.....
۴۲	۴-۲-۵. مدیریت بار در سیستم.....
۴۳	۳-۵. نتیجه گیری و جمع بندی راهکارها.....

## فهرست جداول

صفحه	عنوان
۱۱-۱	جدول ۱-۱. خلاصه نتایج مربوط به تحلیل انرژی و انرژی‌تیک المانهای نیروگاه مورد بررسی
۲۰-۲	جدول ۲-۲. نتایج مربوط به محاسبه راندمان انرژی، انرژی‌تیک و HEAT RATE واحدهای گازی در بارهای مختلف
۲۱-۲	جدول ۳-۲. خلاصه نتایج مربوط به تحلیل انرژی و انرژی‌تیک کمپرسورهای واحد BBC نیروگاه مورد بررسی
۲۱-۲	جدول ۴-۲. خلاصه نتایج مربوط به تحلیل انرژی و انرژی‌تیک توربینهای گازی واحد BBC نیروگاه مورد بررسی
۲۹-۵	جدول ۵-۵. شرایط آب و هوایی نیروگاه مورد بررسی در گزارش از شهریور ماه ۱۳۸۵ تا شهریور ماه ۱۳۸۸
۳۰-۵	جدول ۶-۵. شرایط آب و هوایی نیروگاه مورد نظر
۳۱-۵	جدول ۷-۵. مشخصات چیلر انتخابی با ظرفیت ۶۰۰ تن تبرید
۳۲-۵	جدول ۸-۵. نتایج موازنه انرژی نیروگاه هنگام نصب چیلر
۳۳-۵	جدول ۹-۵. نتایج موازنه انرژی نیروگاه هنگام نصب چیلر
۳۶-۵	جدول ۱۰-۵. اطلاعات اندازه‌گیری پمپهای خنک کن ژنراتور واحدهای گازی نیروگاه مورد بحث
۳۶-۵	جدول ۱۱-۵. اطلاعات طراحی پمپهای خنک کن ژنراتور واحدهای گازی نیروگاه مورد بحث
۳۷-۵	جدول ۱۲-۵. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله کاهش قطر پروانه پمپهای خنک کن ژنراتور
۳۷-۵	جدول ۱۳-۵. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب درایو بر روی پمپهای خنک کن ژنراتور
۳۹-۵	جدول ۱۴-۵. اطلاعات اندازه‌گیری پمپهای خنک کن روغن واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر
۳۹-۵	جدول ۱۵-۵. اطلاعات طراحی پمپهای خنک کن روغن واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر
۴۱-۵	جدول ۱۶-۵. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب درایو بر روی پمپهای خنک کن روغن

## فهرست اشکال

عنوان	صفحه
شکل ۱-۱. شماتیک مدل واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با سوخت گاز طبیعی.....	۸
شکل ۱-۲. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC در شرایط ایزو.....	۹
شکل ۱-۳. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC در شرایط ایزو.....	۹
شکل ۲-۴. شماتیک واحد گازی BBC 1 در بار ۱۰۰ درصد بار نامی.....	۱۳
شکل ۲-۵. شماتیک واحد گازی BBC 1 در بار ۷۵ درصد بار نامی.....	۱۳
شکل ۲-۶. شماتیک واحد گازی BBC 1 در بار ۵۰ درصد بار نامی.....	۱۴
شکل ۲-۷. شماتیک واحد گازی BBC 2 در بار ۱۰۰ درصد بار نامی.....	۱۴
شکل ۲-۸. شماتیک واحد گازی BBC 2 در بار ۷۵ درصد بار نامی.....	۱۵
شکل ۲-۹. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۱۰۰ درصد.....	۱۵
شکل ۲-۱۰. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۱۰۰ درصد.....	۱۶
شکل ۲-۱۱. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۷۵ درصد.....	۱۶
شکل ۲-۱۲. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۷۵ درصد.....	۱۷
شکل ۲-۱۳. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۵۰ درصد.....	۱۷
شکل ۲-۱۴. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۵۰ درصد.....	۱۸
شکل ۲-۱۵. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC2 در بار ۱۰۰ درصد.....	۱۸
شکل ۲-۱۶. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC2 در بار ۱۰۰ درصد.....	۱۹
شکل ۲-۱۷. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC2 در بار ۷۵ درصد.....	۱۹
شکل ۲-۱۸. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC2 در بار ۷۵ درصد.....	۲۰
شکل ۳-۱۹. بررسی تأثیر بار بر راندمان در واحد گازی ۱.....	۲۳
شکل ۳-۲۰. بررسی تأثیر بار بر راندمان در واحد گازی ۲.....	۲۳
شکل ۳-۲۱. تأثیر دمای هوای ورودی به کمپرسور بر HEAT RATE و توان تولیدی.....	۲۴
شکل ۵-۲۲. شماتیک شبیه سازی واحد گازی BBC هنگام نصب چیلر.....	۳۲
شکل ۵-۲۳. رابطه توان مصرفی پمپها و فنها با تغییر سرعت آنها.....	۳۵
شکل ۵-۲۴. نتیجه نرم افزار PUMPSAVE برای پمپ خنک کن ژنراتور واحد ۱.....	۳۸

- 
- شکل ۵-۲۵. نتیجه نرم افزار PUMPSAVE برای پمپ خنک کن ژنراتور واحد ۲ ..... ۳۸
- شکل ۵-۲۶. منحنیهای مشخصه پمپهای خنک کن روغن ..... ۴۰
- شکل ۵-۲۷. نتیجه نرم افزار PUMPSAVE برای پمپ خنک کن روغن واحد ۱ ..... ۴۱
- شکل ۵-۲۸. نتیجه نرم افزار PUMPSAVE برای پمپ خنک کن روغن واحد ۲ ..... ۴۲

energyenergy.ir

## چکیده

در گزارش حاضر ممیزی انرژی و تحلیل انرژی‌تیک و انرژی‌تیک اطلاعات طراحی و نتایج اندازه‌گیری یک نیروگاه گازی شامل دو واحد به نام‌های BBC1 و BBC2 که در ارتفاع ۹۸۵ متری از سطح دریا قرار دارد و فشار محیط در آن برابر با ۰/۹ بار محیط می‌باشد، انجام گرفته است. پس از ارائه مقدمه اجرایی در فصل اول گزارش، مدلسازی و تحلیل انرژی و انرژی اطلاعات طراحی در فصل دوم مورد توجه قرار می‌گیرد. در فصل سوم ضمن ارائه نتایج شبیه‌سازی واحدهای گازی BBC1 و BBC2 در بارهای مختلف در شرایط واقعی، نتایج مربوط به تحلیل انرژی و انرژی تجهیزات نیروگاه مورد نظر و نیز نتایج اندازه‌گیری‌های الکتریکی ارائه می‌گردد. در فصل‌های چهارم و پنجم ضمن تجزیه و تحلیل عوامل مؤثر بر راندمان نیروگاه گازی، نتایج اندازه‌گیری نیروگاه در بارهای مختلف مورد تجزیه و تحلیل قرار خواهد گرفت. در نهایت نیز ارائه راهکارهای بهینه‌سازی مصرف انرژی در نیروگاه به همراه آنالیز اقتصادی هریک مورد توجه قرار می‌گیرد. چنانچه در متن گزارش ملاحظه می‌گردد کاهش بار نیروگاه، مهمترین عامل تأثیر گذار بر راندمان انرژی و انرژی نیروگاه است، در حالیکه در مورد کمپرسور و توربین گازی که دبی سیال ورودی آن ضمن تغییر بار، تقریباً ثابت است، تغییرات راندمان آیزنتروپیک و انرژی با تغییر بار محسوس نیست.

## فصل اول

### مقدمه و خلاصه اجرایی

در این فصل از گزارش ضمن ارائه متدولوژی، نیروگاه گازی مورد نظر در شرایط ایزو با استفاده از نرم افزار Thermo flow مدل سازی می گردد.

#### ۱-۱. معرفی نرم افزار Thermo flow 17.0.2

مدلسازی نیروگاه به منظور بررسی کارایی نیروگاه در صورت تغییر شرایط عملیاتی اهمیت دارد. یکی از ابزارهای توانمند جهت مدل سازی نیروگاه های مولد برق، مجموعه نرم افزاری Thermo flow است که از نرم افزارهای مختلف تشکیل یافته است و قابلیت شبیه سازی انواع نیروگاه های بخار، گازی و سیکل ترکیبی را دارا می باشد. در ادامه به اختصار نرم افزارهای زیر مجموعه Thermo flow که جهت شبیه سازی نیروگاه گازی مورد استفاده قرار گرفته تشریح می گردد.

نرم افزار GT Pro : از جمله نرم افزارهای طراحی و شبیه سازی نیروگاه های گازی و سیکل ترکیبی می باشد. در این نرم افزار، اطلاعات شرایط ترمودینامیکی هوای ورودی و مدل ترمودینامیکی توربین بخار و مدل ساختاری نیروگاه گازی و بخش های مختلف نیروگاه از جمله بویلر بازیافت حرارت توسط طراح انتخاب می شود و با استفاده از بالانس جرم و انرژی، مشخصات اجزای مختلف طراحی می شود. لازم به ذکر است، مدل ساختاری واحد گازی نیروگاه مورد نظر از کتابخانه نرم افزار (که حاوی اطلاعات توربین های گازی شرکت های سازنده مختلف می باشد)، استخراج می شود.

نرم افزار GT Template : در صورت عدم وجود مدل مشابه واحد گازی نیروگاه مورد نظر در کتابخانه نرم افزار GT Pro ، با داشتن اطلاعات طراحی واحد گازی، می توان آنرا در نرم افزار GT Template مدل نموده و جهت استفاده در نرم افزار GT Pro فرا خوانی کرد. با وارد کردن اطلاعات طراحی واحد گازی نیروگاه مورد نظر از جمله برق تولیدی، نوع سوخت و راندمان در شرایط ایزو و منحنی های مربوط به تاثیر پارامترهای محیطی (دما، فشار و رطوبت)، تغییرات بار و ارزش حرارتی سوخت بر راندمان، مصرف سوخت، دما و دبی دود خروجی و ... در نرم افزار GT Template ، مدل مورد نظر طراحی می گردد.

نرم افزار GT Master : جهت شبیه سازی واحد گازی و یا سیکل ترکیبی مدل سازی شده در نرم افزار GT Pro در بارهای مختلف و شرایط بهره برداری متفاوت، از این نرم افزار استفاده می شود تا تاثیر پارامترهای

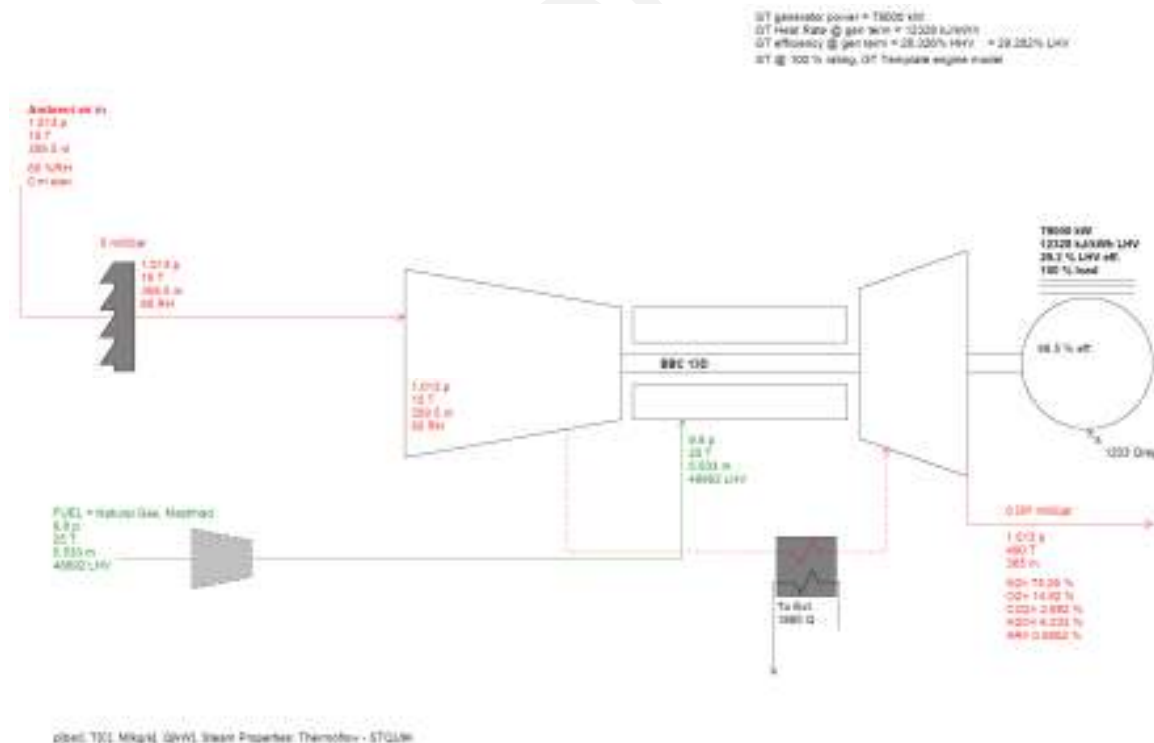
مختلف بر روی شرایط طراحی تعیین گردد.

### ۲-۱. شیوه مدلسازی نیروگاه گازی مورد نظر

واحدهای نیروگاه گازی ساخت شرکت BBC (مدل ABB/BBC 13D) با ظرفیت اسمی هر یک ۷۹ مگاوات در شرایط ایزو، با استفاده از نرم افزار GT Pro براساس اطلاعات طراحی در شرایط ایزو مدل سازی شد و سپس مدل ساخته شده در نرم افزار GT Master در شرایط سایت شبیه‌سازی گردید که با مقایسه نتایج حاصل با اطلاعات طراحی، مدل ساخته شده مورد تایید قرار گرفت.

### ۳-۱. مدلسازی واحدهای گازی BBC نیروگاه در شرایط ایزو بر اساس اطلاعات طراحی

لازم به ذکر است که توان ناخالص تولیدی و سایر پارامترها در نرم افزار GT Pro در صورتی برابر با مقادیر متناظر ورودی به نرم افزار GT Template است که شرایط ایزو (دمای ۱۵ درجه سانتیگراد، فشار ۱ بار، رطوبت نسبی ۶۰٪ و افت فشار ورودی و خروجی برابر با صفر) برای نرم افزار GT Pro تعریف شود و لذا برای ایجاد امکان مقایسه نتایج نرم افزار GT Pro با اطلاعات موجود، مدل‌سازی در شرایط ایزو مورد توجه قرار گرفته است. شماتیک مدل واحدهای گازی نیروگاه مورد بررسی در شکل ۱-۱ نمایش داده شده است. مقایسه نتایج نرم افزار GT Pro با شرایط طراحی مدل BBC 13D، حاکی از تطبیق مدل ساخته شده با مدل واقعی است.

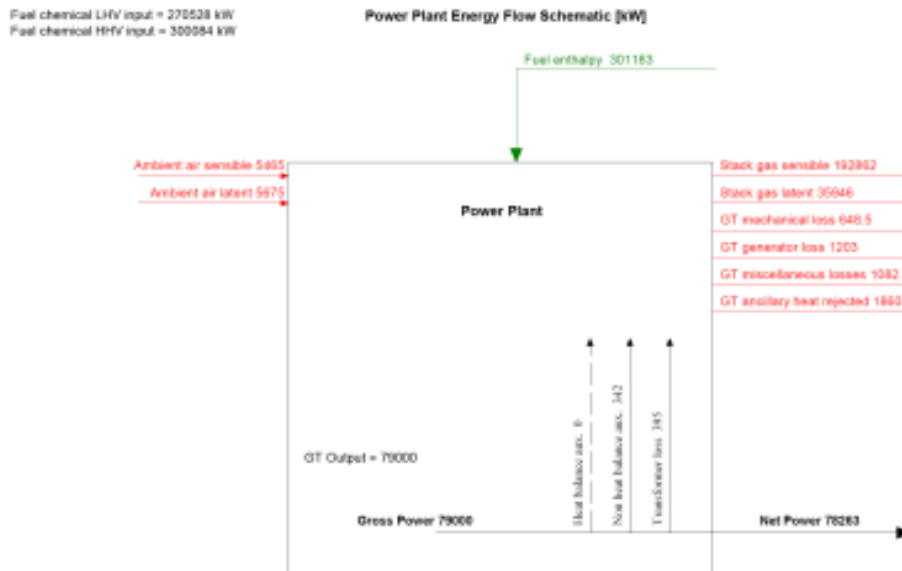


شکل ۱-۱. شماتیک مدل واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با سوخت گاز طبیعی



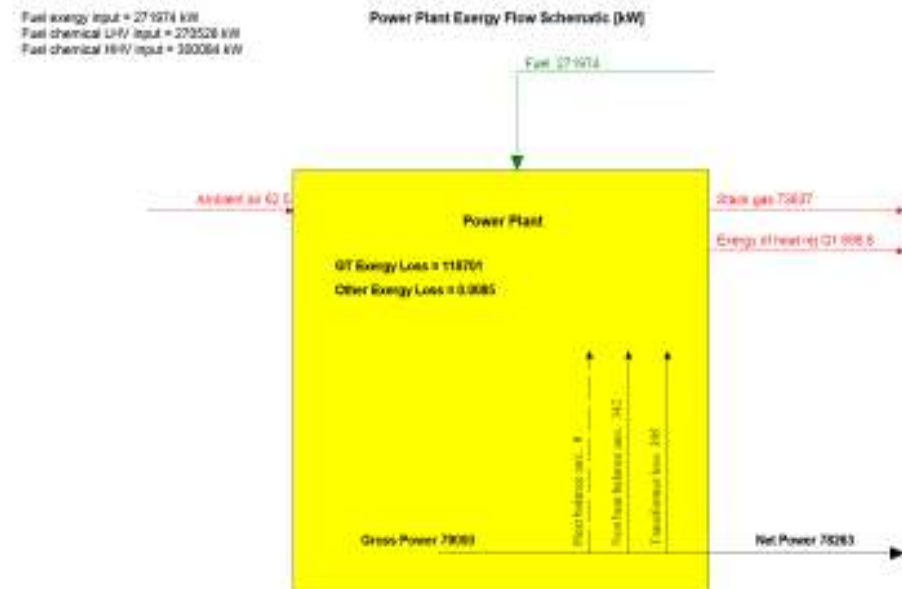
#### ۴-۱. نمودار جریانهای انرژی و انرژی

نمودار جریانهای انرژی و انرژی واحدهای گازی BBC نیروگاه مورد بحث در شرایط ایزو در شکل‌های ۲-۱ و ۳-۱ قابل ملاحظه است.



Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

شکل ۲-۱. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC در شرایط ایزو



Reference: 1.013 bar, 25 C, water as vapor.

شکل ۳-۱. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC در شرایط ایزو

### ۵-۱. آنالیز انرژی‌تیک و انرژی‌تیک واحد BBC نیروگاه گازی مورد بررسی

راندمان انرژی، Heat rate و راندمان انرژی نیروگاه مورد نظر با استفاده از روابط زیر قابل محاسبه است [۲،۳،۴]:

$$\eta = \frac{\text{Power Production}}{\text{Energy Input}} \times 100 \quad (1-1)$$

$$\text{Heat rate} \left( \frac{\text{Kj}}{\text{KWh}} \right) = \frac{3600}{\eta} \quad (2-1)$$

$$\psi = \frac{\text{Produced Power}}{\text{Exergy Input}} \quad (3-1)$$

راندمان انرژی و Heat rate نیروگاه که توسط نرم افزار نیز محاسبه می‌گردد به ترتیب برابر با ۲۹/۲ درصد و ۱۲۳۲۸ کیلوژول بر کیلووات ساعت است. راندمان انرژی نیروگاه نیز برابر با ۲۷/۵ درصد است.

### ۶-۱. آنالیز انرژی‌تیک و انرژی‌تیک هریک از المانهای واحد BBC نیروگاه گازی مورد بررسی

راندمان آیزنتروپیک، آیزوترمال و انرژی‌تیک هریک از المانهای واحد BBC نیروگاه گازی مورد بررسی با استفاده از روابط ۴-۱ تا ۸-۱ و راندمان آیزنتروپیک و انرژی‌تیک توربین گازی نیز با استفاده از روابط ۹-۱۲ و ۱۱-۱ به دست می‌آید [۵،۶،۷]:

$$\eta_{c, \text{isentropic}} = \frac{\Delta h_s}{\Delta h_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (4-1)$$

$$\eta_{c, \text{isothermal}} = \frac{(1/Mw_{air})RT_1 \ln(P_2/P_1)}{W_a} \quad (5-1)$$

$$\psi_c = \frac{ex_2 - ex_1}{w_{ex}} = \frac{ex_2 - ex_1}{h_2 - h_1} \quad (6-1)$$

$$P_a = H_2 - H_1 = \dot{m}_{air} (h_2 - h_1) \quad (7-1)$$

$$\text{Compressor Energy Intensity} = \frac{P_a}{\text{Volume flow of inlet air}} \quad (8-1)$$

لازم به ذکر است که برای محاسبه هریک از موارد مذکور، دمای هوای خروجی از کمپرسور مورد نیاز است که در شرایط واقعی توسط سیستم مونیورینگ ثبت نمی‌شود و اندازه‌گیری آن نیز ممکن نیست. دمای هوای خروجی کمپرسور را می‌توان از طریق انجام موازنه انرژی حول محفظه احتراق طبق رابطه ۹-۱ به دست آورد.

$$\dot{m}_{air}(h_{air} - h_{air,0}) + \dot{m}_{fuel}LHV_{fuel} = \dot{m}_{flue\ gas}(h_{flue\ gas} - h_{flue\ gas,0}) \quad (9-1)$$

$$\eta_{t,isentropic} = \frac{\Delta h_a}{\Delta h_s} = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (10-1)$$

$$\psi = \frac{w_{ex}}{ex_1 - ex_2} = \frac{h_1 - h_2}{ex_1 - ex_2} \quad (11-1)$$

نتایج مربوط به محاسبه هریک از پارامترهای مذکور در شرایط ایزو نیز به اختصار در جدول ۱-۱ آمده است.

جدول ۱-۱. خلاصه نتایج مربوط به تحلیل انرژی و انرژی المانهای نیروگاه مورد بررسی

نتایج تحلیل انرژی و انرژی کمپرسورها در شرایط طراحی	
راندمان آیزنتروپیک کمپرسور	۸۵/۰ درصد
راندمان آیزوترومال	۶۰/۳ درصد
راندمان انرژی	۹۲/۵ درصد
توان مصرفی کمپرسور	۱۱۱/۹ مگاوات
شدت مصرف انرژی الکتریکی	۳۷۹/۳ کیلووات بر متر مکعب
نتایج تحلیل انرژی و انرژی توربینهای گازی در شرایط طراحی	
راندمان آیزنتروپیک	۸۸/۱ درصد
راندمان انرژی	۹۴/۹ درصد

## فصل سوم

### ارزیابی عملکرد فعلی سیکل با

### استفاده از نرم افزار Thermoflow

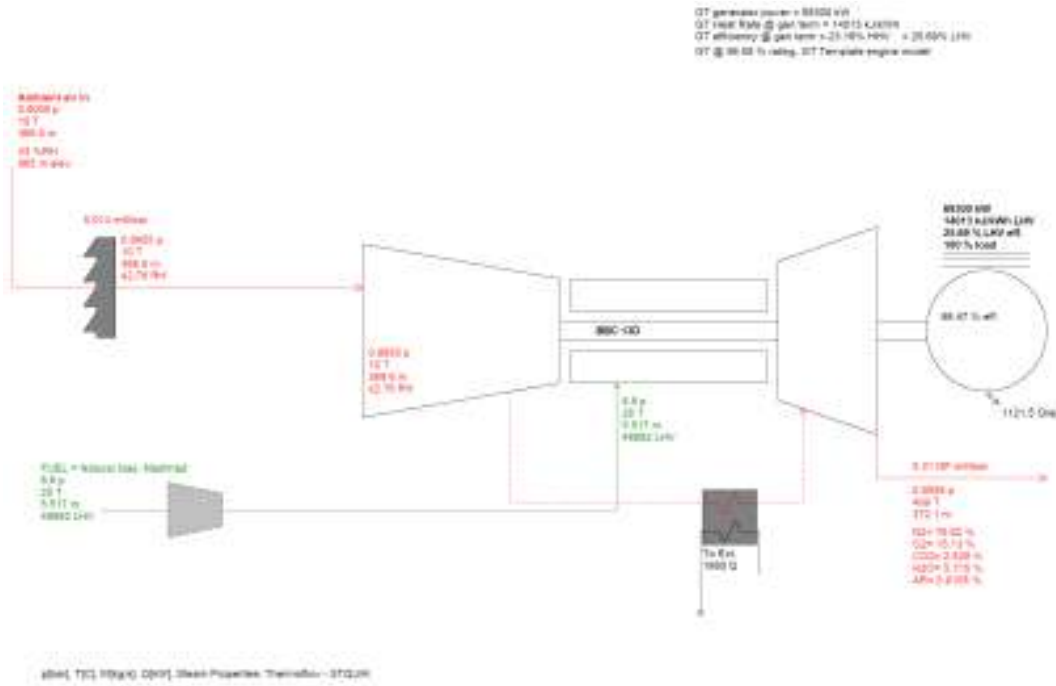
در این فصل از گزارش، شبیه‌سازی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر توسط نرم افزار GT Master انجام گرفته است مورد توجه قرار می‌گیرد.

#### ۱-۲. شبیه‌سازی واحدهای گازی BBC در شرایط واقعی

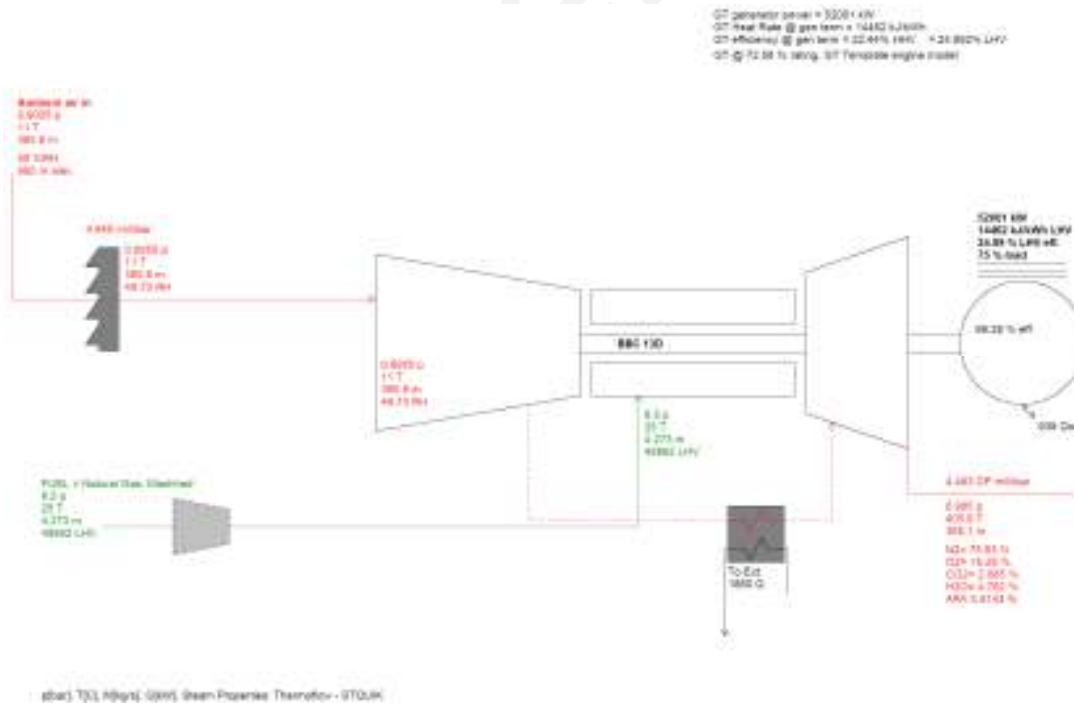
در این قسمت شبیه‌سازی شرایط واقعی واحدهای گازی در بارهای مختلف به وسیله نرم‌افزار GT Master مورد توجه قرار می‌گیرد. برای این منظور لازم است نیروگاه ابتدا با اعمال شرایط سایت ( نظیر دمای هوای ورودی به کمپرسور، فشار محیط و بار مورد نظر) شبیه‌سازی گردد و سپس با اعمال تغییرات در بخش Controls & Margins، اطلاعات واقعی با داده‌های نرم افزار منطبق گردد.

نیروگاه مورد نظر در ارتفاع ۹۸۵ متری از سطح دریا قرار دارد و فشار محیط در آن برابر با ۰/۹ بار است. از طرفی در این حالت علاوه بر فشار سایت، مقادیر افت فشار داخلی و خارجی نیز باید توسط نرم افزار تنظیم شود. هنگام استفاده از نرم افزار GT Template، افت فشار ورودی و خروجی در نرم افزار GT Master به وسیله یک ضریب تصحیح نسبت به نرم افزار GT Pro مشخص می‌گردد و لذا صفر در نظر گرفتن مقادیر افت فشار داخلی و خارجی در نرم افزار GT Pro باعث صفر شدن این مقادیر در نرم افزار GT Master می‌شود. با توجه به این مسأله لازم است یکبار دیگر مدل‌سازی با نرم افزار GT Pro با در نظر گرفتن مقادیر افت فشار داخلی و خارجی صورت گیرد و سپس فایل مربوطه در نرم افزار GT Master بر مبنای شرایط سایت و بار مورد نظر شبیه‌سازی شود.

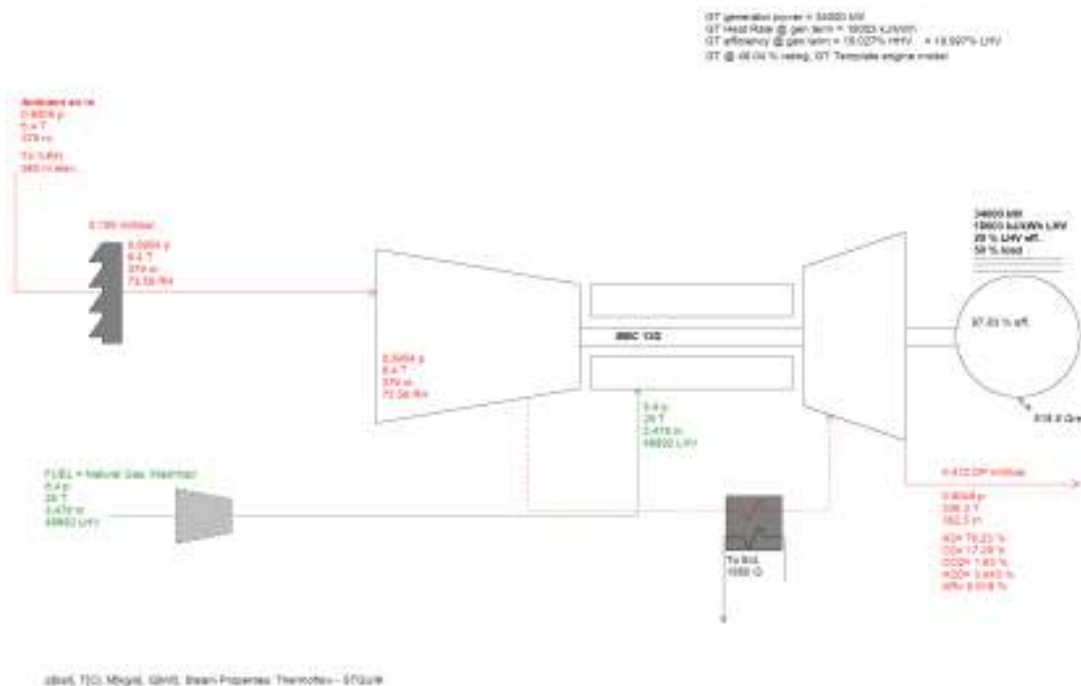
شماتیک واحد گازی BBC 1 در بارهای حدود ۱۰۰، ۷۵ و ۵۰ درصدی و واحد گازی BBC 2 در بارهای ۱۰۰ و ۷۵ درصد بار نامی در شکلهای ۲-۴ تا ۲-۸ ارائه شده است.



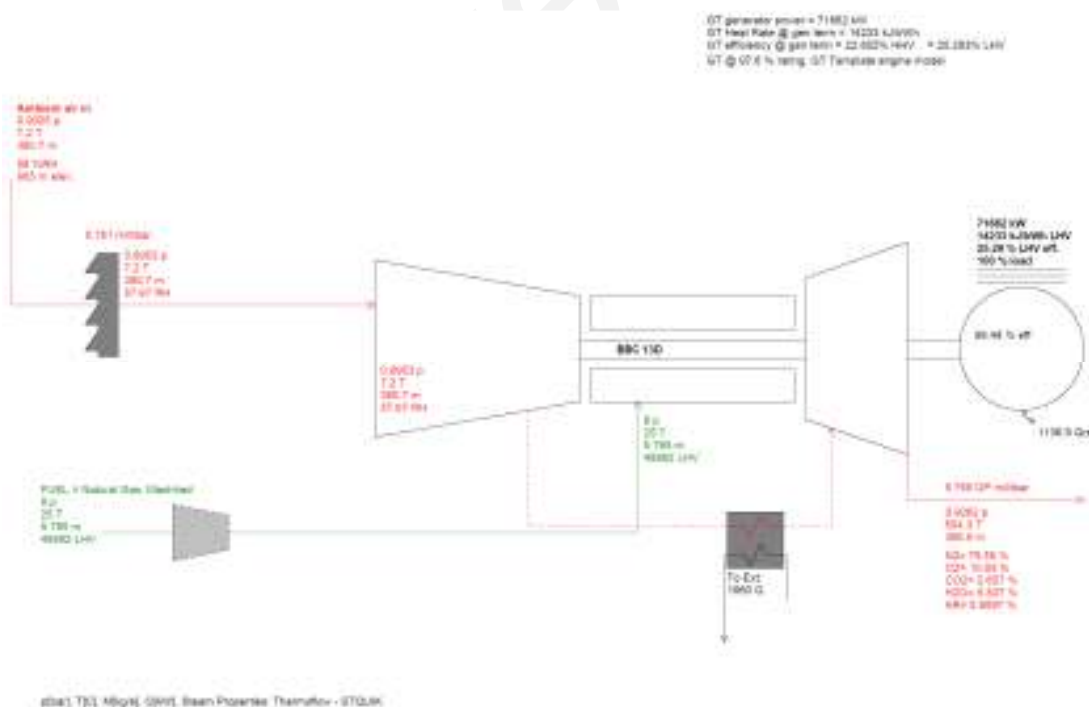
شکل ۲-۴. شماتیک واحد گازی BBC 1 در بار ۱۰۰ درصد بار نامی



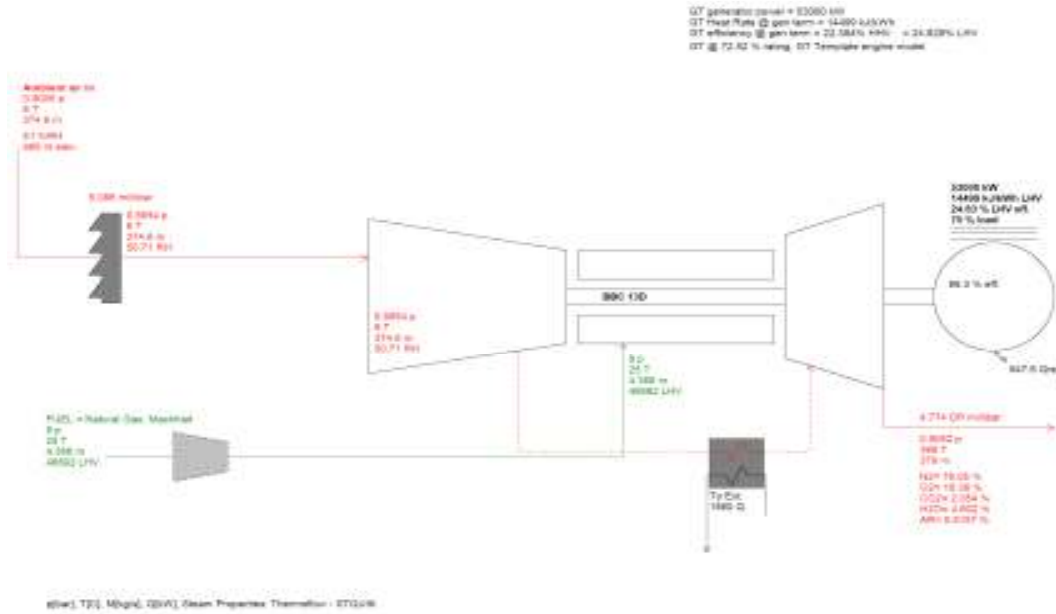
شکل ۲-۵. شماتیک واحد گازی BBC 1 در بار ۷۵ درصد بار نامی



شکل ۲-۶. شماتیک واحد گازی BBC 1 در بار ۵۰ درصد بار نامی



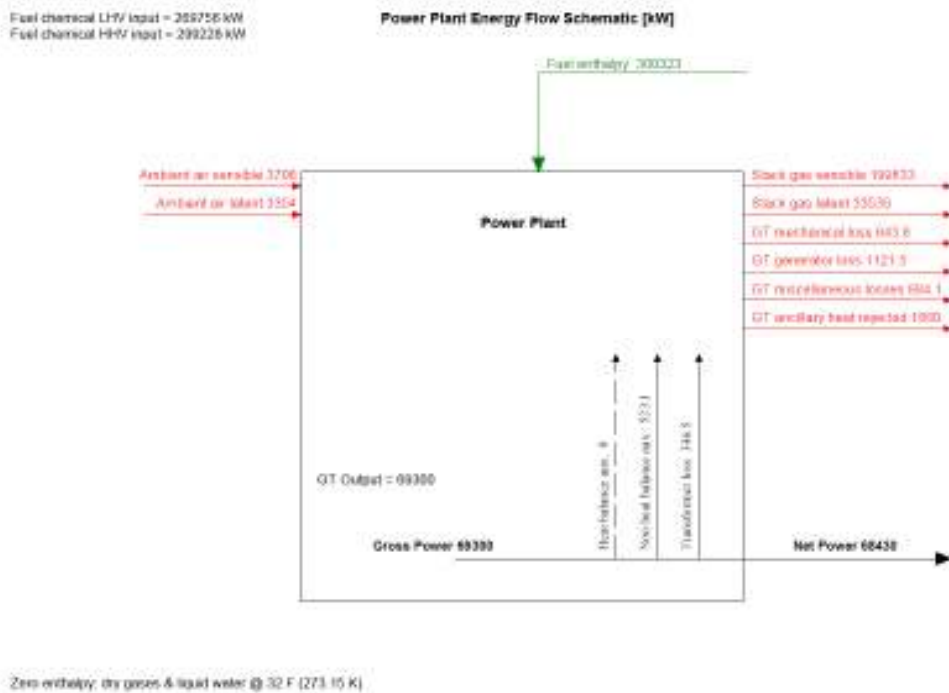
شکل ۲-۷. شماتیک واحد گازی BBC 2 در بار ۱۰۰ درصد بار نامی



شکل ۲-۸. شماتیک واحد گازی 2 BBC در بار ۷۵ درصد بار نامی

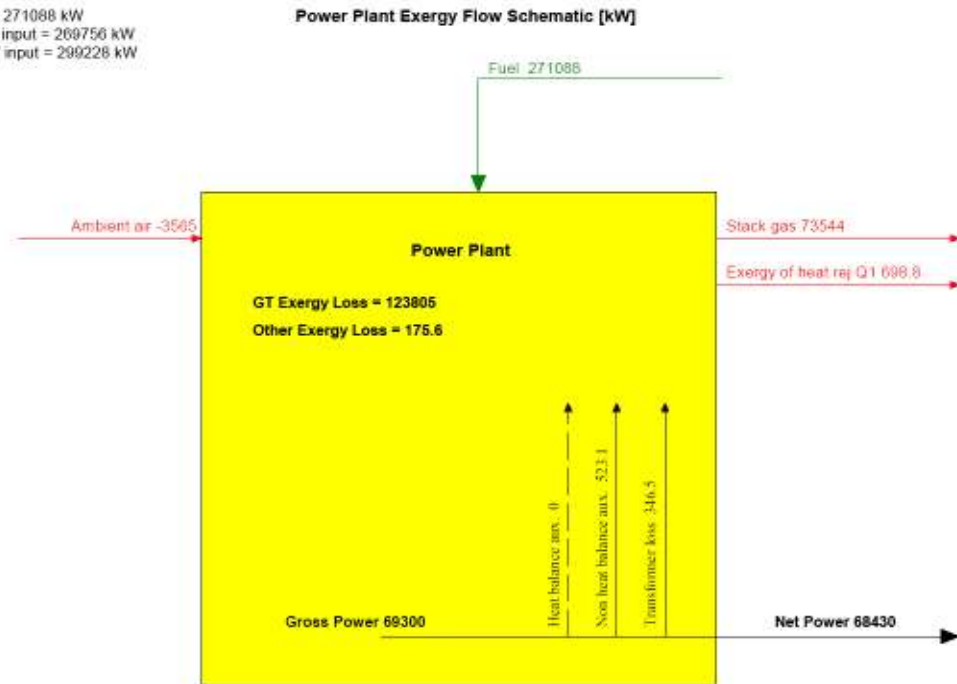
## ۲-۲. نمودار جریانهای انرژی و انرژی

نمودار جریانهای انرژی و انرژی واحدهای گازی BBC نیروگاه مورد نظر در شرایط واقعی در بارهای مختلف در شکل‌های ۲-۹ تا ۲-۱۸ قابل ملاحظه است.



شکل ۲-۹. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۱۰۰ درصد

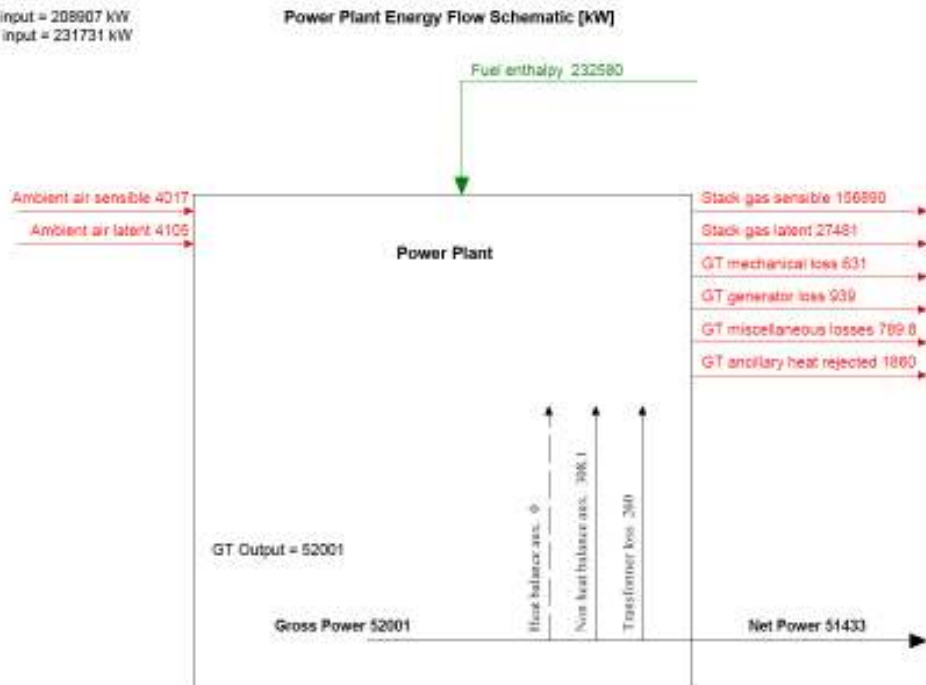
Fuel exergy input = 271086 kW  
 Fuel chemical LHV input = 269756 kW  
 Fuel chemical HHV input = 299228 kW



Reference: 1.013 bar, 25 C, water as vapor.

شکل ۲-۱۰. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۱۰۰ درصد

Fuel chemical LHV input = 208907 kW  
 Fuel chemical HHV input = 231731 kW

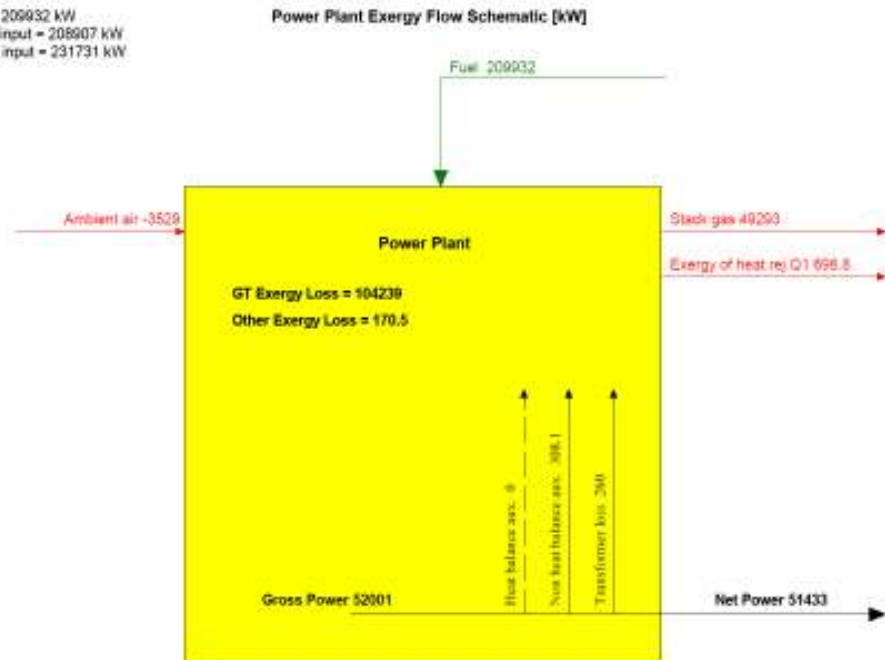


Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

شکل ۲-۱۱. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۷۵ درصد

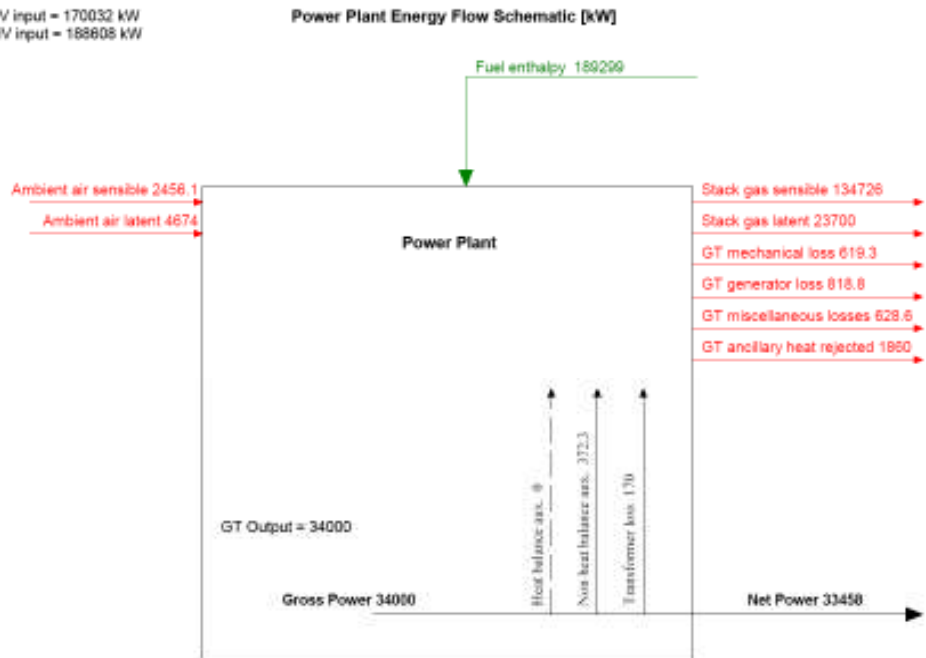


Fuel exergy input = 209932 kW  
 Fuel chemical LHV input = 208907 kW  
 Fuel chemical HHV input = 231731 kW



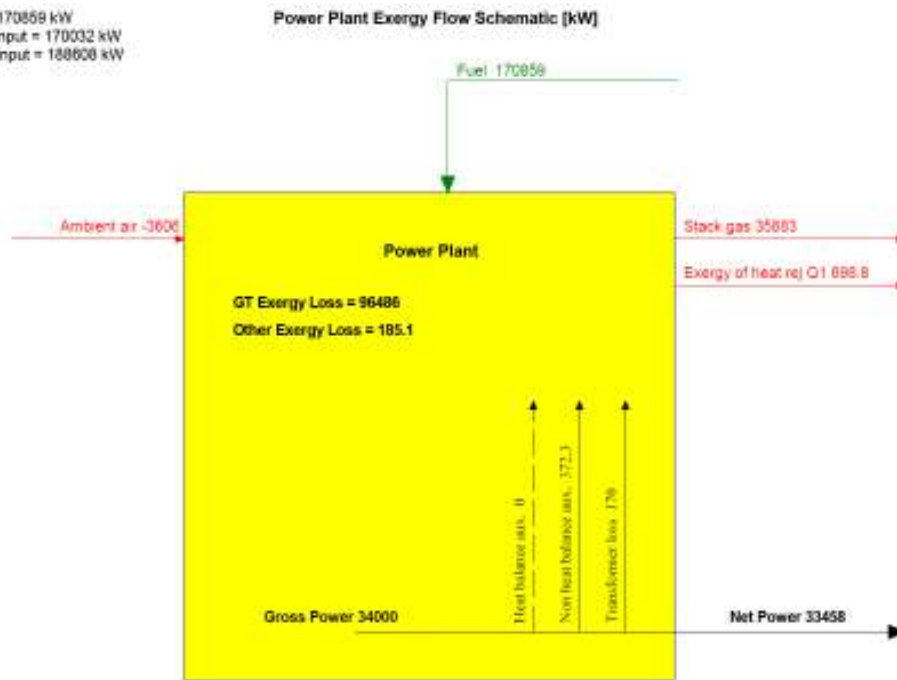
شکل ۲-۱۲. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۷۵ درصد

Fuel chemical LHV input = 170032 kW  
 Fuel chemical HHV input = 188608 kW



شکل ۲-۱۳. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۵۰ درصد

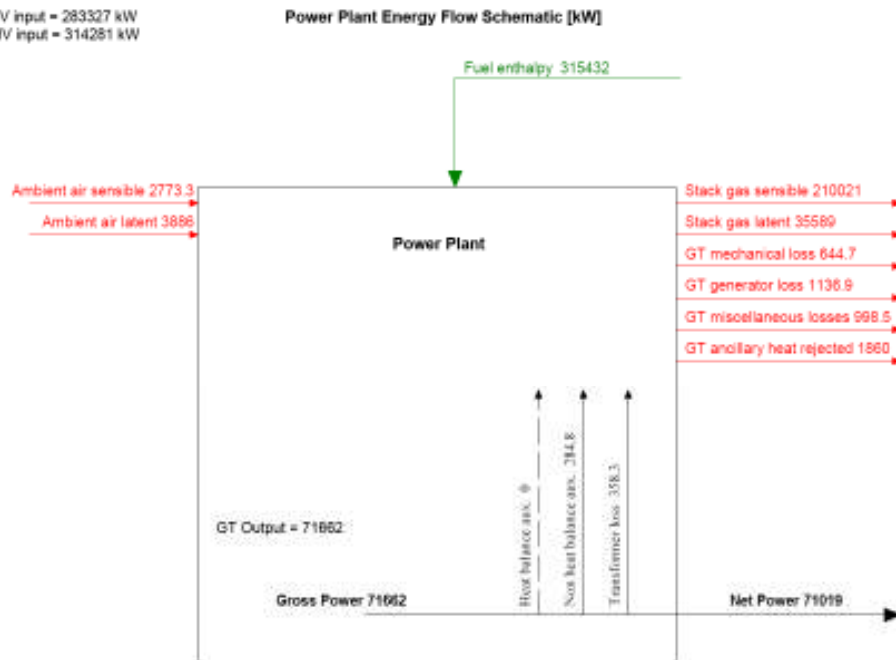
Fuel exergy input = 170859 kW  
 Fuel chemical LHV input = 170032 kW  
 Fuel chemical HHV input = 188608 kW



Reference: 1.013 bar, 25 C, water as vapor.

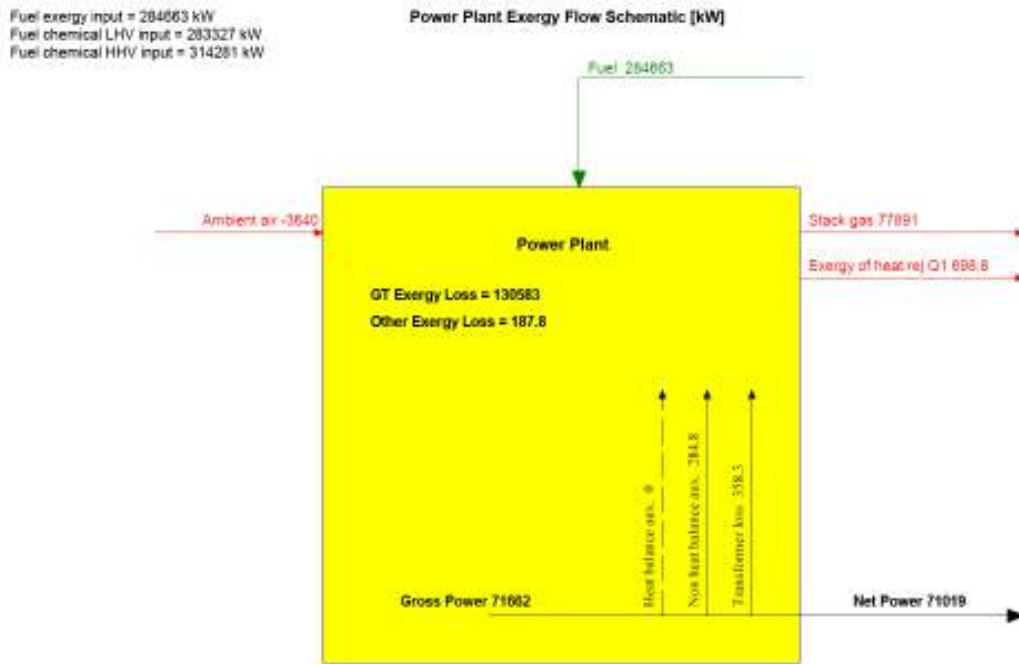
شکل ۲-۱۴. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC1 در بار ۵۰ درصد

Fuel chemical LHV input = 283327 kW  
 Fuel chemical HHV input = 314281 kW



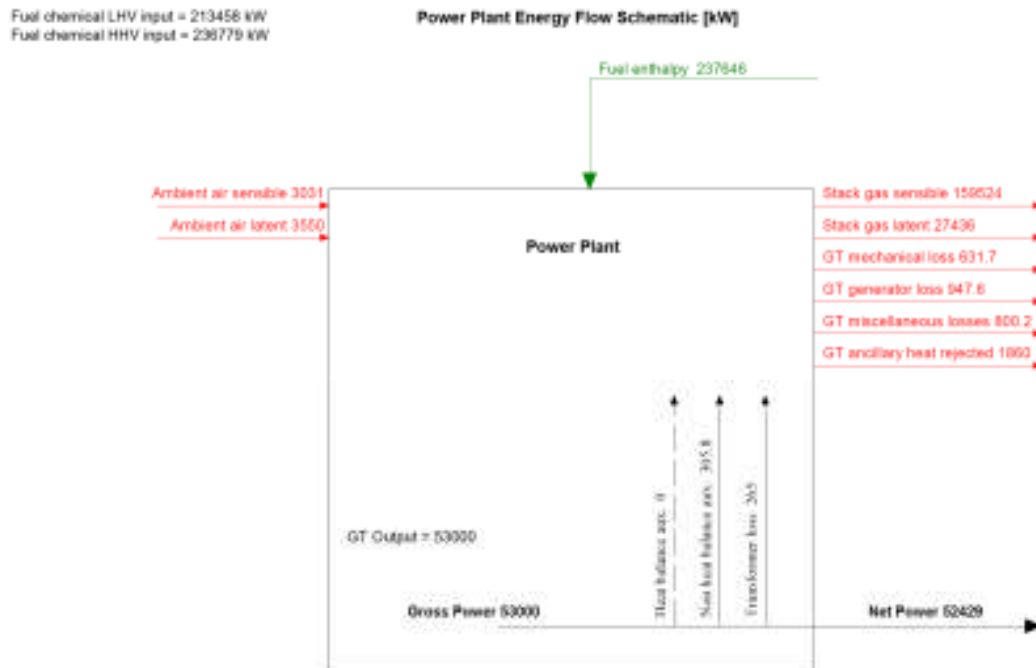
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

شکل ۲-۱۵. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC2 در بار ۱۰۰ درصد



Reference: 1.013 bar, 25°C, water as vapor.

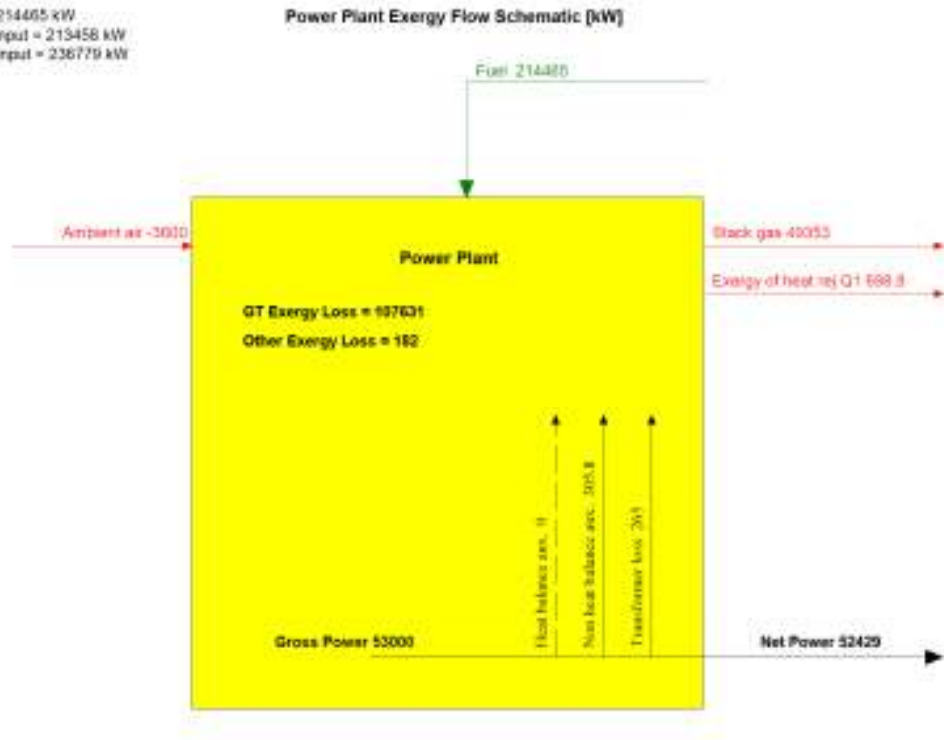
شکل ۲-۱۶. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC2 در بار ۱۰۰ درصد



Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32°F (273.15 K)

شکل ۲-۱۷. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC2 در بار ۷۵ درصد

Fuel exergy input = 214480 kW  
 Fuel chemical LHV input = 213458 kW  
 Fuel chemical HHV input = 236779 kW



Reference: 1.013 bar, 25 C, water as vapor.

شکل ۲-۱۸. نمودار جریانهای انرژی واحد BBC2 در بار ۷۵ درصد

### ۳-۲. آنالیز انرژی و انرژی‌تیک و تحلیل عملکرد واحد BBC نیروگاه مورد بحث

نتایج مربوط به محاسبه راندمان انرژی، انرژی‌تیک و Heat rate واحدهای گازی BBC1 و BBC2 در بارهای مختلف در جدول ۲-۲ ارائه شده است.

جدول ۲-۲. نتایج مربوط به محاسبه راندمان انرژی، انرژی‌تیک و Heat rate واحدهای گازی در بارهای مختلف

BBC 2		BBC 1			واحد
%۷۵	%۱۰۰	%۵۰	%۷۵	%۱۰۰	
۲۴/۹	۲۵/۳	۲۰/۰	۲۴/۹	۲۵/۷	راندمان انرژی (%)
۱۴۴۹۹	۱۴۲۳۳	۱۸۰۰۳	۱۴۴۶۲	۱۴۰۱۳	Heat rate(Kj/KWh)
۲۳/۴	۲۳/۸	۱۸/۸	۲۳/۴	۲۴/۲	راندمان انرژی‌تیک (%)

### ۴-۲. آنالیز انرژی‌تیک و انرژی‌تیک هر یک از المانهای واحد BBC نیروگاه مورد نظر

نتایج مربوط به تحلیل انرژی و انرژی‌تیک کمپرسورها و توربینهای گازی واحد BBC نیروگاه مورد نظر در بارهای مختلف در جدولهای ۲-۳ و ۲-۴ ارائه شده است.

جدول ۲-۳. خلاصه نتایج مربوط به تحلیل انرژی و انرژی تیک کامپرسورهای واحد BBC نیروگاه مورد بررسی<sup>۱</sup>

BBC 2		BBC 1			واحد	کمیت
%۷۵	%۱۰۰	%۵۰	%۷۵	%۱۰۰		
۳۰۹/۵	۳۴۰/۳	۳۷۷/۰	۳۱۷/۵	۳۴۰/۰	دمای هوای خروجی کمپرسور (C) <sup>۰</sup>	
۷۹/۹	۷۲/۹	۶۶/۳	۸۰/۲	۷۵/۱	راندمان آیزنتروپیک کمپرسور (%)	
۶۲/۴	۵۲/۱	۴۷/۲	۵۷/۰	۵۳/۳	راندمان آیزوترمال کمپرسور (%)	
۸۹/۰	۸۵/۱	۸۲/۸	۸۹/۵	۸۷/۰	راندمان انرژی کمپرسور (%)	
۱۱۵/۵	۱۲۹/۸	۱۴۲/۳	۱۱۴/۳	۱۲۴/۷	توان مصرفی کمپرسور (MW)	
۳۴۳/۳	۳۸۱/۴	۴۲۲/۴	۳۴۹/۶	۳۷۷/۲	شدت مصرف انرژی الکتریکی (KW/m <sup>3</sup> )	

جدول ۲-۴. خلاصه نتایج مربوط به تحلیل انرژی و انرژی تیک توربینهای گازی واحد BBC نیروگاه مورد بررسی

BBC 2		BBC 1			واحد	کمیت
%۷۵	%۱۰۰	%۵۰	%۷۵	%۱۰۰		
۸۷/۶	۸۹/۳	۹۴/۳	۸۶/۶	۸۸/۱	راندمان آیزنتروپیک راندمان توربین گازی (%)	
۹۳/۹	۹۵/۴	۹۷/۱	۹۳/۴	۹۴/۸	راندمان انرژی توربین گازی (%)	

<sup>۱</sup> - با توجه به مشخص نبودن دمای هوای خروجی کمپرسور، لازم است مقدار آن از طریق انجام موازنه انرژی حول محفظه احتراق محاسبه شود. از طرفی با توجه به وابستگی انتالپی گازهای خروجی محفظه احتراق به دما و ترکیب درصد، در محاسبه دمای هوای خروجی از کمپرسور خطا ملاحظه می شود. از آنجا که در محاسبات مربوط به تحلیل انرژی و انرژی تیک کمپرسور، دمای هوای خروجی کمپرسور تأثیرگذار است، خطای مربوط به تعیین دمای هوای خروجی کمپرسور در سایر محاسبات نیز وارد می گردد.

<sup>۲</sup> - محاسبات مربوط به واحد گازی BBC1 در بار ۵۰ حاکی از این است که احتمالاً دمای گازهای ورودی به توربین گازی در زمان اندازه گیری بیش از مقدار واقعی ثبت شده است. بالا بودن غیر عادی راندمان آیزنتروپیک و راندمان انرژی توربین گازی و پایین بودن غیر عادی راندمان آیزنتروپیک، راندمان آیزوترمال و راندمان انرژی کمپرسور می تواند مبین خطا در ثبت دمای ورودی توربین گازی در زمان اندازه گیری باشد.

## فصل چهارم

### شناسایی عوامل مؤثر

### بر عملکرد سیکل

در این فصل از گزارش ضمن معرفی عوامل تأثیرگذار بر عملکرد سیکل، تأثیر این عوامل بر کارایی سیکل تا حد امکان بررسی می‌گردد.

#### ۳-۱. معرفی عوامل تأثیرگذار بر عملکرد سیکل

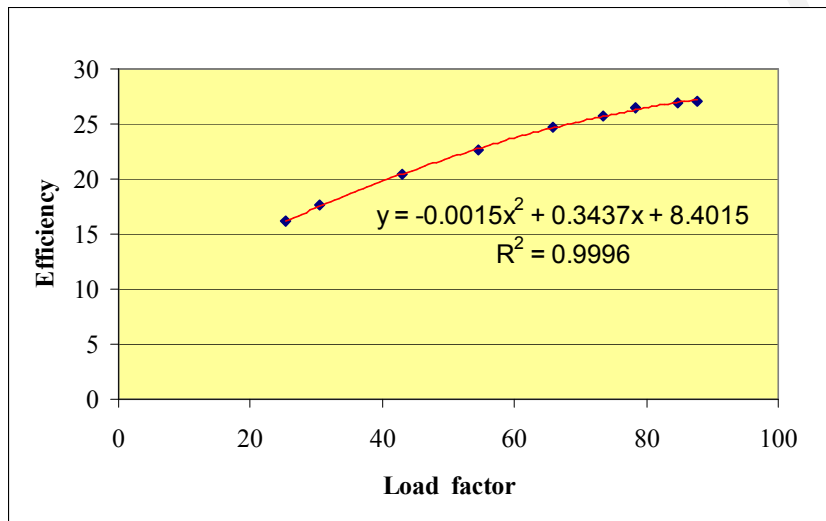
عوامل مؤثر بر راندمان نیروگاه‌های گازی عبارتند از<sup>۱</sup> [۸]:

- عمر نیروگاه: با گذشت زمان به دلیل مستهلک شدن تجهیزات موجود در نیروگاه، راندمان نیروگاه افت می‌کند و بدیهی است که اعمال برنامه تعمیر و نگهداری منظم میزان تغییر راندمان نیروگاه با گذشت زمان را کاهش می‌دهد.
- بار نیروگاه: با تغییر بار نیروگاه از بار نامی، مخصوصاً در نیروگاه‌هایی که دبی هوای ورودی به کمپرسور قابل تنظیم نیست، راندمان نیروگاه افت قابل ملاحظه‌ای نشان می‌دهد.
- دمای هوای ورودی به کمپرسور: از آنجا که کمپرسور یک دستگاه حجم ثابت محسوب می‌شود، کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور باعث افزایش دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور و توربین گازی و لذا افزایش توان خروجی نیروگاه، همچنین افزایش راندمان می‌شود.
- رطوبت هوای ورودی به کمپرسور: افزایش رطوبت هوای ورودی که باعث کاهش دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور می‌شود، توان و راندمان نیروگاه گازی را کاهش می‌دهد.
- افت فشار هوای ورودی به کمپرسور: افزایش افت فشار ورودی به کمپرسور کاهش توان تولیدی و راندمان را به همراه دارد.
- افت فشار گازهای خروجی از توربین گازی: افزایش افت فشار خروجی از توربین گازی کاهش توان تولیدی و راندمان را به همراه دارد.
- راندمان ژنراتور

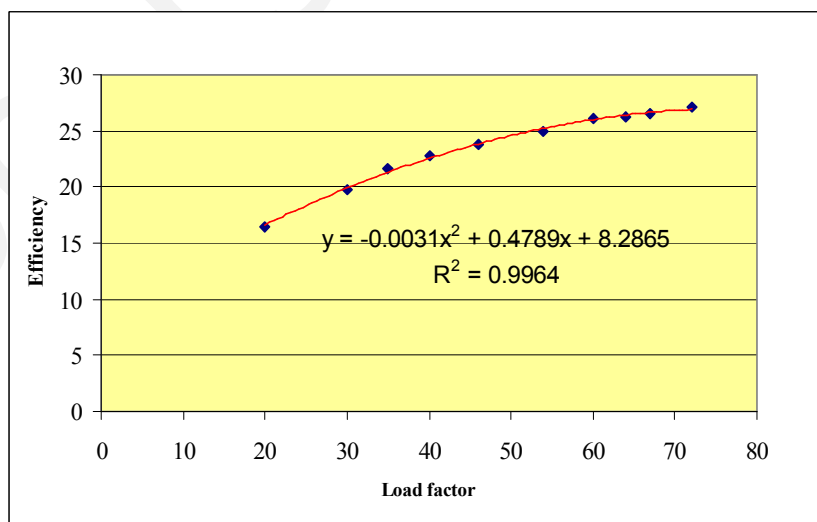
<sup>۱</sup> - لازم به ذکر است که افزایش فشار محیط باعث افزایش توان تولیدی نیروگاه می‌گردد ولیکن تأثیری بر راندمان نیروگاه ندارد.

### ۳-۲. ارزیابی عوامل تأثیرگذار بر عملکرد سیکل

چنانچه قبلاً توضیح داده شد مدل BBC 13D در کتابخانه نرم افزار ترموفلو وجود ندارد. بعلاوه نمودارهای مربوط به بررسی تأثیر هر یک از پارامترهای مذکور بر راندمان نیز در مدارک طراحی نیروگاه موجود نمی‌باشد. از آنجا که بین پارامترهای مؤثر بر عملکرد نیروگاه، افت فشار داخلی و خارجی، راندمان ژنراتور و نیز رطوبت هوای ورودی به کمپرسور تأثیر محدودی بر راندمان دارد، در این موارد استفاده از نمودارهای پیش فرض نرم‌افزار خطای قابل ملاحظه‌ای در بررسی تغییرات راندمان ایجاد نخواهد کرد. در مورد بار که تأثیر آن بر راندمان قابل ملاحظه است، نمودار مربوط به بررسی تأثیر بار بر راندمان بر اساس اطلاعات ثبت شده در نیروگاه در شرایط فعلی برای هر دو واحد ترسیم گردید که در شکل ۳-۱۹ و شکل ۳-۲۰ قابل ملاحظه است.

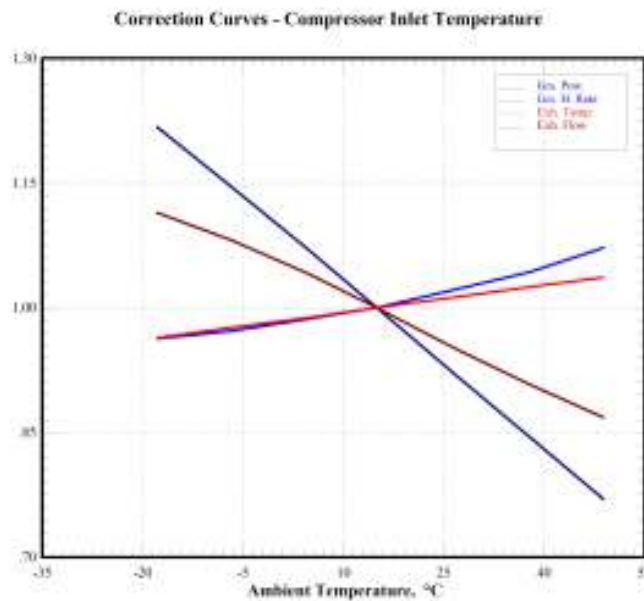


شکل ۳-۱۹. بررسی تأثیر بار بر راندمان در واحد گازی ۱



شکل ۳-۲۰. بررسی تأثیر بار بر راندمان در واحد گازی ۲

چنانچه در این نمودارها مشاهده می‌گردد و نتایج اندازه‌گیری در بارهای مختلف نیز تأیید می‌کند، فاصله گرفتن از بار طراحی تأثیر زیادی بر کاهش راندمان نیروگاه گازی دارد. علاوه بر بار نیروگاه، دمای هوای ورودی به کمپرسور نیز همانگونه که در شکل ۳-۲۱ ملاحظه می‌شود<sup>۱</sup> تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر راندمان نیروگاه و توان تولیدی آن دارد، به طوری‌که عملاً کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور بعنوان یکی از راهکارهای مطرح در ممیزی انرژی نیروگاه به شمار می‌آید.



شکل ۳-۲۱. تأثیر دمای هوای ورودی به کمپرسور بر Heat rate و توان تولیدی

<sup>۱</sup> - لازم به ذکر است که با توجه به در دسترس نبودن نمودار تأثیر دما بر Heat rate مدل BBC13D، منحنی ارائه شده مربوط به مدل BBC13D2 است.



## فصل پنجم

### بررسی کارایی واحدهای گازی

#### در زمان اندازه‌گیری

نتایج تحلیل انرژی و انرژی‌تیک واحدهای گازی BBC1 و BBC2 در بارهای مختلف در فصل سوم گزارش ارائه شده است. در این قسمت ابتدا عملکرد فعلی نیروگاه با شرایط طراحی مقایسه می‌شود و در نهایت تأثیر تغییر بار بر عملکرد نیروگاه مورد توجه قرار خواهد گرفت.

#### ۴-۱. بررسی کارایی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط فعلی

راندمان انرژی و انرژی‌تیک نیروگاه حتی در بار نزدیک ۱۰۰ درصد، نسبت به راندمان طراحی افت قابل ملاحظه‌ای داشته است، بدین صورت که راندمان انرژی و انرژی‌تیک هر واحد حدود ۴ درصد نسبت به طراحی کاهش یافته است. چنانچه در فصل قبل ذکر گردید شرایط عملیاتی نظیر فشار، دما و رطوبت هوای ورودی به کمپرسور، بار نیروگاه، افت فشار هوای ورودی و افت فشار گازهای خروجی نیروگاه بر عملکرد نیروگاه تأثیر گذار است. تأثیر بار نیروگاه بر راندمان در بخش ۵-۲ بر اساس نتایج اندازه‌گیری در بارهای مختلف مورد تجزیه و تحلیل قرار خواهد گرفت. برای بررسی تأثیر عوامل محیطی بر راندمان نیروگاه، عملکرد نیروگاه در شرایط طراحی بر مبنای شرایط هوای ورودی به کمپرسور در شرایط فعلی بررسی شد که با توجه به کاهش همزمان دما و فشار و تأثیر متفاوت آن بر راندمان نیروگاه ملاحظه شد راندمان تقریباً برابر با راندمان در شرایط ایزو می‌باشد و لذا افت راندمان ناشی از تأثیر عوامل محیطی نمی‌باشد. با توجه به این مسأله افت راندمان در شرایط نیروگاه را می‌توان به استهلاک قطعات، افزایش افت فشار هوای ورودی و افزایش افت فشار گازهای خروجی نسبت داد که با توجه به مشخص نبودن مقادیر افت فشار داخلی و خارجی نمی‌توان در مورد تأثیر مستقل هر یک از عوامل اظهار نظر کرد. راندمان آیزنتروپیک توربین گازی و کمپرسور نسبت به شرایط طراحی افت قابل ملاحظه‌ای نداشته است. لازم به ذکر است که راندمان آیزنتروپیک معمولاً تابع عواملی نظیر رسوبگذاری و فرسایش پره‌های توربین و کمپرسور است. عدم تغییر قابل توجه راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و توربین گازی از شرایط طراحی به مفهوم عدم وجود مشکلاتی نظیر فرسایش و یا رسوبگذاری پره‌های توربین گازی و کمپرسور است.

#### ۴-۲. بررسی تأثیر بار بر کارایی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر

چنانچه انتظار می‌رود کاهش بار نیروگاه (فاصله گرفتن از بار نامی) تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر راندمان انرژی نیروگاه گازی دارد. از طرفی با توجه به تعریف راندمان انرژی انتظار می‌رود روند تغییرات راندمان انرژی با بار نیروگاه مشابه با روند تغییرات راندمان انرژی با بار باشد که نتایج اندازه‌گیری نیز این مسأله را تأیید می‌کند. در واقع ضمن تغییر بار نیروگاه دبی هوای ورودی به کمپرسور ثابت است و این مسأله باعث می‌شود ضمن کاهش بار نیروگاه، تلفات مربوط به گازهای خروجی دودکش به اندازه‌توان تولیدی نیروگاه کاهش نیابد و لذا راندمان نیروگاه کاهش یابد که با فاصله گرفتن از بار طراحی این مسأله محسوس‌تر است.

هنگام تغییر بار نیروگاه، عملاً دبی هوای ورودی به کمپرسور ثابت است و از آنجا که دمای هوای ورودی به کمپرسور نیز ثابت می‌باشد، انتظار می‌رود راندمان آیزنتروپیک و انرژی‌تیک کمپرسور تقریباً ثابت بماند، این در حالی است که محاسبات صورت گرفته بر پایه نتایج اندازه‌گیری حاکی از تغییر محدود راندمان آیزنتروپیک و انرژی‌تیک کمپرسور ضمن تغییر بار است. البته با توجه به عدم ثبت دمای هوای خروجی کمپرسور و لزوم محاسبه آن از طریق موازنه انرژی حول محفظه احتراق، امکان وجود خطا در محاسبه دما و انتشار آن در سایر محاسبات مربوط به تحلیل انرژی‌تیک و انرژی‌تیک کمپرسور، باعث وجود خطا در محاسبات می‌شود. محاسبات صورت گرفته بر پایه نتایج اندازه‌گیری واحد BBC1 در بار ۵۰ درصد، حاکی از وجود خطای قابل ملاحظه در ثبت نتایج اندازه‌گیری است و به نظر می‌آید اشکال در ثبت دمای گازهای خروجی از دودکش توربین گازی و تأثیر آن بر تعیین دمای هوای خروجی از کمپرسور هوا باعث ایجاد اشکال در محاسبات مربوط به کمپرسور و توربین گازی شده است.

دبی گازهای ورودی به توربین گازی نیز عملاً ضمن تغییر بار ثابت است ولیکن دمای گازهای ورودی به توربین گازی از حالت طراحی فاصله می‌گیرد که این مسأله باعث کاهش محدود راندمان آیزنتروپیک و انرژی‌تیک واحدهای گازی شده است.

## فصل ششم

### ارائه راهکارهای بهبود کارایی

### و ارزیابی فنی و اقتصادی راهکارها

در این فصل از گزارش راهکارهای مکانیکی و الکتریکی کاهش مصرف انرژی در واحد BBC نیروگاه گازی مورد بررسی به همراه آنالیز اقتصادی هر یک ارائه می‌شود و در نهایت اولویت اجرای این راهکارها تعیین می‌گردد.

#### ۵-۱. ارائه راهکارهای مکانیکی کاهش مصرف انرژی در بخش گازی نیروگاه مورد نظر

راهکارهای مکانیکی کاهش مصرف انرژی در واحد BBC نیروگاه شامل راهکارهای عمومی نظیر تعمیر و نگهداری و ارتقاء سیستم مونتورینگ و نیز راهکارهای اختصاصی کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور و بازیابی حرارت از گازهای خروجی دودکش توربین گازی است.

#### ۵-۱-۱. تعمیر و نگهداری توربینهای گازی

نگهداری نیروگاه گازی مستلزم بازرسی دوره‌ای، تعمیر و تعویض قطعات دارای اشکال است. نوع سوخت، فرکانس توقفات و شرایط محیطی بر بازه زمانی بازرسی‌ها تأثیر گذار است. استفاده از سوخت‌های مایع، وجود توقفات و راه اندازی‌های پیاپی و نصب در محیط مرطوب یا حاوی مواد خورنده، باعث کاهش عمر قطعات توربین گازی شده، نیاز به بازرسی‌های دوره ای را افزایش می‌دهد [۹].

تعمیرات نگهدارنده نیروگاه گازی شامل انواع مختلف روشهای بازرسی است:

- بازرسی عبوری: در این روش ضمن بررسی اطلاعات مونتورینگ نظیر بار، دمای گازهای خروجی دودکش و دبی سوخت و اندازه گیری online پارامترهایی نظیر ارتعاشات موجود، هرگونه تغییر در کارایی نیروگاه مورد بررسی قرار می‌گیرد.
- بازرسی احتراق: این نوع بازرسی که شامل بازرسی تجهیزات احتراقی و از جمله نازل‌های سوخت است، فقط در هنگام توقفات قابل اجرا است.
- بازرسی مسیر گازهای داغ: این نوع بازرسی، شامل بازرسی اجزاء مختلف محفظه توربین گازی است.
- بازرسی اساسی: این نوع بازرسی علاوه بر اجزاء مختلف محفظه توربین گازی، اجزاء مختلف محفظه

کمپرسور را نیز شامل می‌شود [۹].

### ۵-۱-۲. ارتقاء سیستم مونی‌تورینگ

چنانچه در متن گزارش ملاحظه شد ثبت کمیتهایی نظیر دبی گاز طبیعی مصرفی در نیروگاه در حال حاضر با اشکال مواجه است. با توجه به اهمیت توجه به اطلاعات ثبت شده توسط سیستم مونی‌تورینگ در بازرسی عبوری برای اطلاع یافتن از کارایی سیستم و شناسایی هرگونه تغییر ناگهانی در عملکرد سیستم، کالیبراسیون و در صورت نیاز تعمیر و یا حتی تعویض المانهای اندازه‌گیری در نیروگاه بسیار اهمیت دارد. در واقع ثبت صحیح اطلاعات مونی‌تورینگ با وجود اینکه مستقیماً تأثیری بر میزان مصرف انرژی در نیروگاه ندارد، ولیکن از طریق ایجاد امکان شناسایی هرگونه تغییر در میزان مصرف انرژی، مقدمات بهینه‌سازی مصرف انرژی را فراهم می‌کند. دبی گاز طبیعی که نقش کلیدی در تعیین راندمان کلی نیروگاه دارد، بین اطلاعات مورد تردید ثبت شده توسط سیستم مونی‌تورینگ، دارای بیشترین اهمیت است. ملاحظه می‌شود که در حال حاضر فلومتر گاز طبیعی واحدهای گازی BBC1 و BBC2 به ترتیب حدود ۱۰ و ۱۵ خطا نسبت به مقدار محاسبه شده ضمن موازنه جرم و انرژی نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که این خطا شامل خطای مربوط به تجهیزات و نیز خطای اشخاص در ثبت اطلاعات است که باید تا حد امکان تقلیل داده شود.

### ۵-۱-۳. بازیابی حرارت از گازهای خروجی از دودکش توربین گازی

با توجه به اینکه دمای گازهای خروجی دودکش توربینهای گازی واحد BBC نیروگاه مورد نظر حدود ۴۹۰ درجه سانتیگراد است بازیابی حرارت از این گازها ضروری می‌باشد. بازیابی حرارت از گازهای خروجی دودکش توربین گازی از طریق نصب بویلر بازیافت حرارت و در واقع تبدیل نیروگاه گازی به سیکل ترکیبی ممکن است و علاوه بر این می‌توان نیروگاه گازی را به یک واحد تولید همزمان برق و انرژی حرارتی تبدیل کرد:

### ۵-۱-۴. کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور

کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور تا دمای مرطوب باعث افزایش دبی جرمی هوا، کاهش توان مصرفی کمپرسور، افزایش خروجی توربین و افزایش راندمان نیروگاه گازی می‌گردد. از روشهای مختلف کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور نیروگاه گازی می‌توان به روشهای سرمایش غیر مستقیم با آب سرد، چیلرهای جذبی بخار، سرمایش تبخیری و سیستم مه فشار بالا<sup>۱</sup> اشاره کرد [۱۰].

از محاسن روش سرمایش غیرمستقیم امکان کاهش دما به میزان ۱۵ درجه سانتیگراد و نیز عدم نفوذ رطوبت به هوای ورودی به کمپرسور است، در حالیکه مهمترین عیب آن مصرف نسبتاً بالای انرژی الکتریکی می‌باشد که معمولاً باعث عدم توجیه پذیری اقتصادی روش می‌گردد. چیلرهای جذبی بخار که امکان کاهش

<sup>۱</sup> . Fogging

دمای هوای ورودی به کمپرسور تا ۱۵ درجه سانتیگراد را فراهم می‌کند، نیز به دلیل مصرف بخار فقط در صورتی مقرون به صرفه است که هزینه بخار در مقایسه با هزینه برق تولیدی محدود باشد. عملکرد سیستمهای سرمایش تبخیری نیز مبتنی بر کاهش دمای هوا به واسطه تبخیر آب در سیستم است. رطوبت هوا عامل اصلی محدود کننده در این سیستم است و گرچه این روش در مناطق دارای آب و هوای خشک گزینه مناسبی به شمار می‌آید، میزان تأثیر گذاری رطوبت بر خوردگی تجهیزات نیز باید مورد توجه قرار گیرد. سیستم مه فشار بالا یک روش نوین مبتنی بر روش سرمایش تبخیری برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور می‌باشد، با این تفاوت که آب قبل از پاشش به هوا به بلیونها قطره فوق العاده کوچک اتمیزه می‌گردد تا از طریق افزایش سطح تماس آب و هوا راندمان سرمایش افزایش یابد [۱۰].

با توجه به توضیحات مزبور و شرایط آب و هوایی مکان نیروگاه مورد نظر که میانگین آن از شهریور ماه ۱۳۸۵ تا شهریور ماه ۱۳۸۸ در جدول ۵-۵ و وضعیت آن در ماههایی که نیاز به سرمایش هوای ورودی به کمپرسور وجود دارد در جدول ۵-۶ مشخص شده است، به نظر می‌آید روشهای سرمایش تبخیری و مه فشار بالا گزینه‌های مناسبی برای کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور نیستند. در واقع رطوبت نسبی میانگین در حوالی نیروگاه در این سه سال حدود ۵۰ درصد (میانگین حداقل برابر با ۳۱٪ و میانگین حداکثر برابر با ۶۷٪) است و استفاده از این روشها باعث افزایش بیش از حد رطوبت و لذا تأثیر منفی بر رطوبت و از آن مهمتر تسریع در روند خوردگی تجهیزات می‌شود.

جدول ۵-۵. شرایط آب و هوایی نیروگاه مورد بررسی در گزارش از شهریور ماه ۱۳۸۵ تا شهریور ماه ۱۳۸۸

تاریخ	میانگین حداقل دما C°	میانگین حداکثر دما C°	میانگین حداقل رطوبت ٪	میانگین حداکثر رطوبت ٪
شهریور ۱۳۸۵ تا شهریور ۱۳۸۶	۱۰/۰	۲۱/۹	۳۳	۶۹
شهریور ۱۳۸۶ تا شهریور ۱۳۸۷	۸/۶	۲۱/۷	۲۸	۶۲
شهریور ۱۳۸۷ تا شهریور ۱۳۸۸	۹/۶	۲۱/۴	۳۳	۷۰
میانگین	۹/۴	۲۱/۷	۳۱	۶۷

با توجه به توضیحات مذکور استفاده از چیلرهای جذبی بخار، گزینه مناسبی برای کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور در بخش گازی نیروگاه فوق الذکر است و از آنجا که بخار تولیدی واحد بخار در دسترس است، در صورتیکه افزایش تولید برق در اثر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور بر هزینه ناشی از بخار غالب باشد، سرمایش هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از چیلر جذبی بخار می‌تواند از لحاظ اقتصادی مورد بررسی قرار گیرد.

جدول ۵-۶. شرایط آب و هوایی نیروگاه مورد نظر در ماههایی از بازه زمانی مورد نظر که سرمایش هوای ورودی به کمپرسور لازم است.

تاریخ	میانگین حداقل دما C°	میانگین حداکثر دما C°	میانگین حداقل رطوبت %	میانگین حداکثر رطوبت %
شهریور ماه ۱۳۸۵	۱۵/۳	۳۰/۶	۱۴	۴۴
مهر ماه ۱۳۸۵	۱۳/۰	۲۷/۸	۲۰	۵۸
آبانماه ۱۳۸۵	۹/۶	۲۱/۴	۳۴	۷۲
نیمه دوم فروردینماه ۱۳۸۶	۱۱/۶	۲۴/۴	۱۸	۵۷
اردیبهشت ماه ۱۳۸۶	۱۳/۲	۲۶/۰	۲۹	۷۰
خرداد ماه ۱۳۸۶	۱۷/۷	۳۲/۳	۱۸	۵۷
تیر ماه ۱۳۸۶	۲۱/۲	۳۴/۳	۱۷	۴۶
مرداد ماه ۱۳۸۶	۱۹/۰	۳۳/۶	۱۳	۴۲
شهریور ماه ۱۳۸۶	۱۶/۳	۳۲/۱	۱۴	۴۶
فروردینماه ۱۳۸۷	۹/۵	۲۳/۵	۲۴	۶۴
اردیبهشت ماه ۱۳۸۷	۱۴/۳	۲۸/۷	۲۱	۵۹
خرداد ماه ۱۳۸۷	۱۹/۲	۳۳/۲	۱۷	۴۸
تیر ماه ۱۳۸۷	۲۱/۲	۳۴/۴	۱۲	۴۰
مرداد ماه ۱۳۸۷	۱۹/۹	۳۴/۹	۷	۳۴
شهریور ماه ۱۳۸۷	۱۷/۰	۳۱/۷	۹	۴۰
خرداد ماه ۱۳۸۸	۱۶/۷	۳۰/۸	۲۶	۶۳
تیر ماه ۱۳۸۸	۱۹/۶	۳۴/۵	۱۳	۴۳
مرداد ماه ۱۳۸۸	۲۱/۰	۳۵/۰	۱۶	۴۸
میانگین	۱۷/۶	۳۲/۰	۱۷	۴۹

#### الف- تعیین مشخصات و انتخاب چیلر

سرمایش هوای ورودی به کمپرسور به میزان ۱۰ درجه سانتیگراد، حداقل در حدود ۶ ماه از سال ممکن است و می‌توان نصب چیلر جذبی بخار را بر این اساس مورد توجه قرار داد. دبی هوای هر واحد گازی BBC به طور متوسط ۳۷۰ کیلوگرم بر ثانیه است و بر این مبنا بار سرمایش مورد نیاز برابر است با:

$$Q_t = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} \Delta T$$

$$Q_t = 370 \frac{Kg}{S} \times 0.99 \frac{Kj}{Kg.K} \times 10 K = 3663 KW \approx 1.251 \times 10^7 \frac{BTU}{h}$$

$$Chiller \ Cooling \ Capacity \ (USRT) = \frac{Q_t \times 1.1}{12000} = 1146.7 \ USRT$$

که در این رابطه ۱/۱ برای در نظر گرفتن ۱۰ درصد ضریب اطمینان لازم جهت افت قدرت و ظرفیت سرمای چیلر ناشی از فرسودگی چیلر در آینده و ۱۲۰۰۰ ضریب تبدیل واحد است.

چنانچه ملاحظه می‌شود مقدار سرمایش مورد نیاز حدود ۱۲۰۰ تن تبرید است که طبق عرف تأسیسات و

برای انعطاف پذیری بیشتر ضمن عملیات، می توان آن را معادل با دو چیلر با ظرفیت سرمایی ۶۰۰ تن تبرید در نظر گرفت.

مشخصات چیلر جذبی بخار تک اثره انتخابی طبق مشخصات ارائه شده توسط یکی از سازندگان داخلی در جدول ۵-۷ ارائه شده است:

جدول ۵-۷. مشخصات چیلر انتخابی با ظرفیت ۶۰۰ تن تبرید

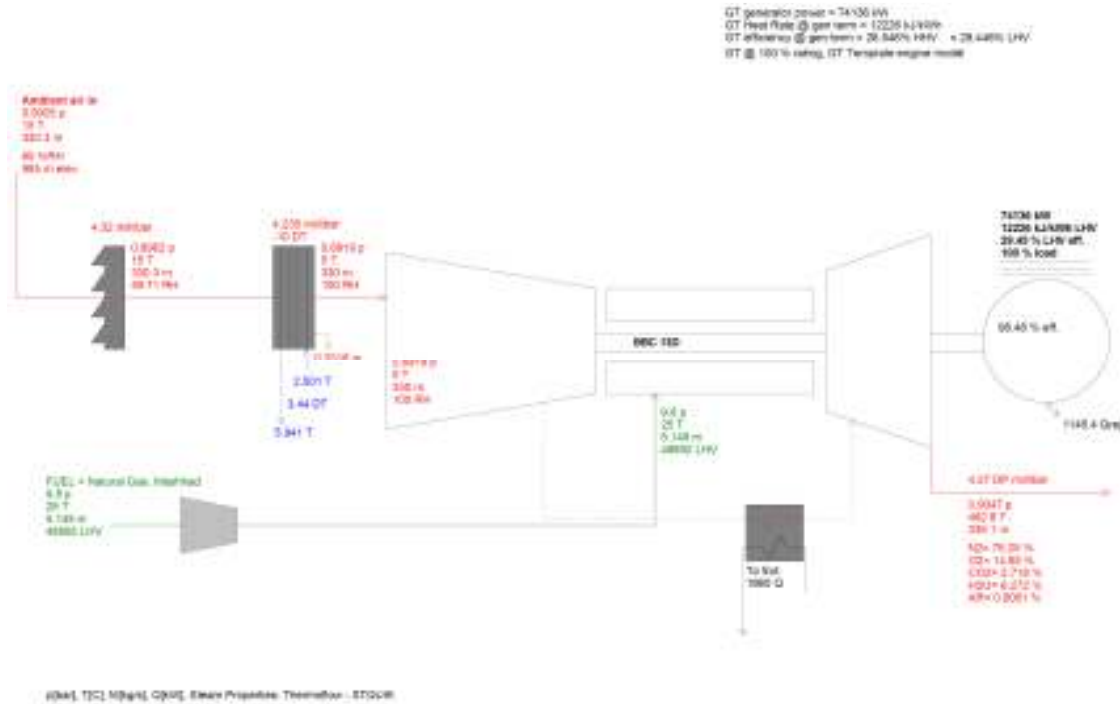
Parameter		Unit	Quantity	
Average Capacity		TR	600	
Chilled Water	Flow Rate	GPM	1356	
	No. of Pass	Eva.	-	
	Pressure Drop		Ft.W	20
	Nozzle Size		Inch	8
Cooling Water	Flow Rate	GPM	2260	
	No. of Pass	Abs.	-	
		Con.	-	
	Pressure Drop		Ft.W	28
	Nozzle Size		Inch	10
Steam	Consumption	lb/h	10566	
	No. of Pass		-	
	Nozzle Size		Inch	6
		Inch	3	
Electrical Supply	Solution Pump		Kw	5.5
	Refrigerant Pump		Kw	2.2
	Vacuum Pump		Kw	0.4
	Total		Kw	8.1
Operating Weight		Kg	20935	

اطلاعات ارائه شده در شرایط زیر است:

1. Chilled Water Temperature 54 °F \_\_\_\_\_ 44 °F
2. Cooling Water Temperature 85 °F \_\_\_\_\_ 100 °F
3. Steam Pressure 9 psig

#### ب- شبیه سازی نیروگاه گازی هنگام نصب چیلر

نتایج شبیه سازی نیروگاه گازی در شرایطی که نصب چیلر مورد توجه قرار گرفته باشد در شکل ۵-۲۲، جدول ۵-۸ و جدول ۵-۹ ملاحظه می شود.



شکل ۵-۲۲. شماتیک شبیه‌سازی واحد گازی BBC هنگام نصب چیلر

جدول ۵-۸. نتایج موازنه انرژی نیروگاه هنگام نصب چیلر

PLANT HEAT BALANCE		
<b>Energy In</b>	<b>295991</b>	<b>kW</b>
Ambient air sensible	5026	kW
Ambient air latent	5870	kW
Fuel enthalpy @ supply	280299	kW
External gas addition to combustor	0	kW
Steam and water	4796	kW
Makeup and process return	0	kW
<b>Energy Out</b>	<b>295374</b>	<b>kW</b>
Net power output	73173	kW
Stack gas sensible	174388	kW
Stack gas latent	33213	kW
GT mechanical loss	645.2	kW
GT gear box loss	0	kW
GT generator loss	1145.4	kW
GT miscellaneous losses	1007.1	kW
GT ancillary heat rejected	10839	kW
GT process air bleed	0	kW
Fuel compressor mech/elec loss	0	kW
Supercharging fan mech/elec loss	0	kW
Condenser	0	kW
Process steam	0	kW
Process water	0	kW
Blowdown	0	kW
Heat radiated from steam cycle	0	kW
ST/generator mech/elec/gear loss	0	kW
Non-heat balance related auxiliaries	592.3	kW
Transformer loss	370.7	kW
<b>Energy In - Energy Out</b>	<b>616.9</b>	<b>kW</b>
		<b>0.2084 %</b>
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)		



جدول ۵-۹. نتایج موازنه انرژی نیروگاه هنگام نصب چیلر

Reference: 1.013 bar, 25 C, water as vapor.	
<b>GAS TURBINE EXERGY ANALYSIS - BBC 13D</b>	
<b>Exergy In</b>	<b>249735 kW</b>
GT fuel exergy @ combustor	253115 kW
Air exergy @ compressor inlet	-3380 kW
<b>Exergy Out</b>	<b>137503 kW</b>
GT electric output	74136 kW
GT exhaust exergy	62668 kW
Exergy of heat rejection Q1	698.8 kW
<b>Exergy Loss</b>	<b>112233 kW</b>
GT compressor, combustor, and turbine exergy loss	110442 kW
Mechanical/electrical/gear loss	1790.5 kW
* Air starts at compressor inlet and fuel at combustor.	
<b>GAS TURBINE &amp; PERIPHERAL EXERGY ANALYSIS - BBC 13D</b>	
<b>Exergy In</b>	<b>250964 kW</b>
GT fuel exergy @ supply	253115 kW
Ambient air	-3292 kW
Steam / water to GT peripheral	1141.4 kW
<b>Exergy Out</b>	<b>137503 kW</b>
GT electric output	74136 kW
GT exhaust exergy	62668 kW
Exergy of heat rejection Q1	698.8 kW
<b>Exergy Loss</b>	<b>113462 kW</b>
GT compressor, combustor, and turbine exergy loss	110442 kW
Mechanical/electrical/gear loss	1790.5 kW
Other	1229.2 kW
* Air starts at ambient and fuel at supply.	
* GT peripheral includes any compressor inlet air conditioning and/or fuel heating.	

چنانچه از نتایج شبیه سازی نیروگاه مشخص می‌شود راندمان نیروگاه ضمن نصب چیلر و کاهش دمای هوای ورودی به میزان ۱۰ درجه سانتیگراد، از ۲۹/۰۵٪ به ۲۹/۴۵٪ افزایش می‌یابد.

### ج- آنالیز اقتصادی نصب چیلر

هزینه سرمایه‌ای استعمال شده به همراه هزینه نصب برای هریک از چیلرهای مفروض با توجه به قیمت‌های سال ۱۳۸۸ برابر با ۱/۶۶ میلیارد ریال می‌باشد. از طرفی به ازای هر ۱۰ درجه سانتیگراد کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور، با توجه به نحوه تغییر راندمان با دمای هوای ورودی در نیروگاه (شکل ۳-۲۱) و نیز نتایج شبیه سازی نیروگاه هنگام نصب چیلر، راندمان نیروگاه گازی حدود ۱/۴٪ افزایش می‌یابد. براین اساس با فرض اینکه مصرف سوخت ثابت و میزان توان تولیدی برابر با ۷۰ مگاوات باشد، میزان توان تولیدی ۱/۴٪ افزایش خواهد یافت.

برای یکی از واحدهای BBC:

$$\text{Capital cost} = 2 \times 1.66 = 3.32 \text{ Milliard Rials}$$

$$\text{Increased Power Production} = 0.014 \times 70 \text{ MW} = 0.98 \text{ MW}$$

بافرض اینکه چیلرها ۶ ماه از سال برای سرمایه‌ش مورد استفاده قرار گیرد:

*Increased Power Production*  $\approx 4.375 \text{ GWh/ year}$

از طرفی میزان بخار که مهمترین حامل انرژی مصرفی هنگام نصب چیلر می‌باشد برابر است با:

$$\text{Steam Consumption} = 2 \times 4.8 \text{ Ton/h} = 9.6 \text{ Ton/h} \approx 42854 \text{ Ton/year}$$

از آنجا که بخار ۹ psi (۰/۶۲ بار نسبی) برای چیلرها مورد نیاز است، هزینه آن بر مبنای تعرفه‌های موجود در دسترس نیست و لذا لازم است برق معادل با آن محاسبه و برای آنالیز اقتصادی مورد استفاده قرار گیرد. در واقع فرض می‌شود بخار مورد نیاز از زیرکش توربین‌های بخار واحد بخار تأمین شود. در این حالت با فرض اینکه فشار بخار خروجی ۰/۲ بار و کیفیت آن ۹۰٪ باشد، میزان برق معادل با بخار، برابر با تغییر انتالپی بخار ضمن تبدیل آن از بخار اشباع ۱/۶۲ بار به بخار ۰/۲ بار دارای کیفیت ۹۰٪ است.

$$\begin{aligned} \text{Equivalent Power Consumption} &= \dot{m}_{\text{steam}} (h_2 - h_1) \\ &= 42854 \times 10^3 (2696.6 - 2373.18) = 3.850 \text{ GWh/year} \end{aligned}$$

و لذا میزان افزایش خالص توان تولیدی به نیروگاه برابر است با:

$$\text{Increased Power Production} \approx 4.375 - 3.850 = 0.525 \text{ GWh/year}$$

طبق تعرفه سال ۱۳۸۸، قیمت هر کیلووات ساعت انرژی الکتریکی برابر با ۳۰۰ ریال است و لذا سود سالیانه ناشی از خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور بر مبنای قیمت حاملهای انرژی سال ۱۳۸۸ برابر است با:

$$\text{Saving} = 0.525 \times 10^6 \times 300 = 1.575 \times 10^8 \text{ Rial/year}$$

و لذا زمان بازگشت سرمایه برای نصب چیلر برابر است با [۱۲]:

$$\text{Payback Period} = \frac{\text{Capital Cost}}{\text{Saving}} = \frac{3.32 \times 10^9}{1.575 \times 10^8} = 21.1 \text{ year}$$

بدیهی است که این زمان بازگشت سرمایه مربوط به شرایطی است که هزینه حاملهای انرژی بر اساس تعرفه داخلی در سال ۸۸ در نظر گرفته شود و در صورتیکه هزینه بین المللی حاملهای انرژی در نظر گرفته شود زمان بازگشت سرمایه قطعاً کوتاهتر خواهد بود:

$$\text{Payback Period} = \frac{\text{Capital Cost}}{\text{Saving}} = \frac{3.32 \times 10^9}{3.78 \times 10^8} = 8.8 \text{ year}$$

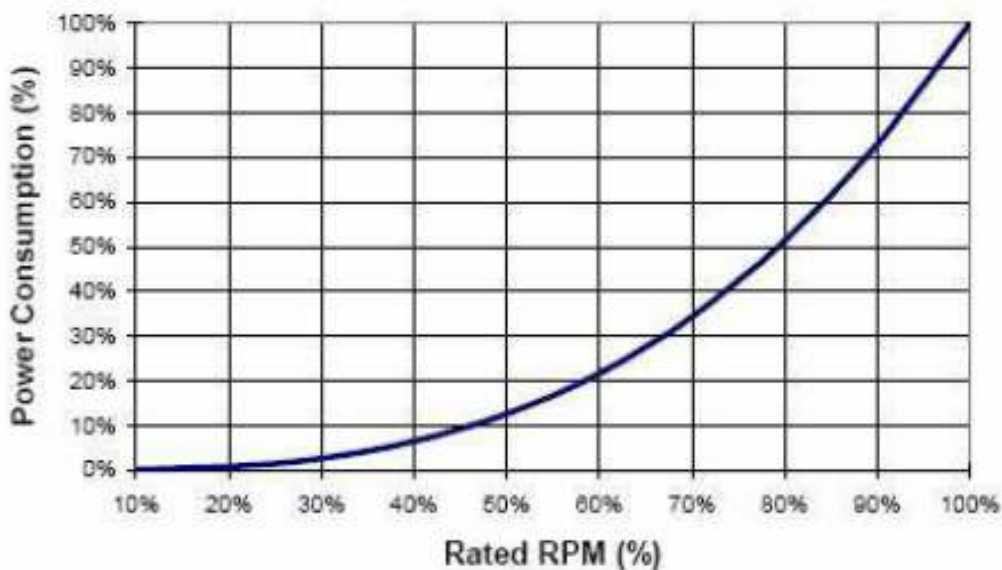
نکته دیگری که توجه به آن در رابطه با نصب چیلر ضروری است، توجه به چگونگی امکان تأمین آب خنک کن مورد نیاز است که باید مورد بررسی قرار گیرد.

## ۵-۲. ارائه راهکارهای کاهش مصرف انرژی الکتریکی در نیروگاه گازی مورد نظر

با توجه به اهمیت استفاده از کنترل کننده‌های دور در رابطه با بهینه‌سازی مصرف انرژی الکتریکی در

تجهیزات الکتریکی، در این بخش ابتدا نقش این تجهیزات در بهینه سازی مصرف انرژی الکتریکی بیان می‌گردد و سپس راهکارهای قابل طرح در هر یک از تجهیزات انرژی بر مطرح می‌شود. مصرف کننده‌های عمده انرژی الکتریکی در نیروگاه‌ها، پمپ‌ها و فن‌ها می‌باشند. از آنجاکه اکثر تجهیزات مذکور در شرایط طراحی خود کار نمی‌کنند، بنابراین اتلاف انرژی در این تجهیزات زیاد می‌باشد. با توجه به اینکه پمپ‌ها و فن‌ها در شرایط بهره‌برداری مختلف و با دبی‌های متفاوت کار می‌کنند، مصرف توان متغیری دارند. یکی از راه‌های کاهش مصرف انرژی الکتریکی در این تجهیزات، استفاده از کنترل کننده‌های سرعت مانند درایو (VSD) و کوپلینگ هیدرولیک می‌باشد. رابطه توان مصرفی پمپ‌ها و فن‌ها با تغییر سرعت آنها مطابق شکل ۵-۲۳ است.

**Motor Power Consumption Vs. Speed  
Fans and Pumps**



شکل ۵-۲۳. رابطه توان مصرفی پمپها و فنها با تغییر سرعت آنها

همانطور که شکل فوق نشان می‌دهد، با تغییر کمی در سرعت پمپ‌ها و فن‌ها تغییرات زیادی در توان مصرفی آنها اتفاق می‌افتد. رابطه بین سرعت و توان تجهیزات مذکور به صورت زیر می‌باشد.

$$Power_{final} = Power_{initial} \left( \frac{RPM_{final}}{RPM_{initial}} \right)^3$$

این رابطه نشان می‌دهد که توان مصرفی با توان سوم تغییرات سرعت، تغییر می‌کند. بنابراین کاهش ناچیزی در سرعت، کاهش زیادی در توان مصرفی را به همراه خواهد داشت. این موضوع اهمیت استفاده از کنترل

کننده‌های دور را نشان می‌دهد.

### ۵-۲-۱. بررسی راهکارهای کاهش مصرف انرژی در پمپ‌های خنک‌کن ژنراتور

اندازه‌گیریها نشان می‌دهد که پمپ‌های خنک‌کن ژنراتور در نقطه طراحی خود کار نمی‌کنند. از جمله راهکارهای کاهش مصرف انرژی برای پمپ‌های خنک‌کن ژنراتور می‌توان به کاهش قطر پروانه و نصب کنترل کننده دور اشاره نمود که در ادامه توضیح داده می‌شوند.

در جدول ۵-۱۰ نتایج اندازه گیری‌های الکتریکی و مکانیکی بر روی پمپ‌های مذکور آورده شده است.

جدول ۵-۱۰. اطلاعات اندازه گیری پمپ‌های خنک‌کن ژنراتور واحدهای گازی نیروگاه مورد بحث

نام تجهیز	متوسط توان ورودی موتور (KW)	متوسط توان ورودی پمپ (KW)	دبی متوسط (m <sup>3</sup> /h)	فشار (m)	راندمان پمپ (%)
Cooling Water Pump To Generator (Unit 1)	21.26	19.7	138.7	31.8	61
Cooling Water Pump To Generator (Unit 2)	23.21	20.2	157.3	31	65

همچنین اطلاعات طراحی پمپ‌های مذکور در جدول ۵-۱۱ آمده است.

جدول ۵-۱۱. اطلاعات طراحی پمپ‌های خنک‌کن ژنراتور واحدهای گازی نیروگاه مورد بحث

نام تجهیز	اطلاعات طراحی موتور		اطلاعات طراحی پمپ یا فن		
	توان موتور (KW)	ضریب توان	دبی (m <sup>3</sup> /h)	هد (m)	دور (rpm)
Cooling Water Pump To Generator	30	N.A.	260	26.3	2900

با توجه به اطلاعات موجود در جداول فوق، راهکارهای زیر را می‌توان ارائه داد:

### الف- کاهش قطر پروانه پمپ‌های خنک‌کن ژنراتور

همانگونه که اعداد جدول ۵-۱۰ و جدول ۵-۱۱ نشان می‌دهند، هر دو پمپ موجود در واحدهای ۱ و ۲ به ترتیب در ۵۰ و ۶۰ درصد دبی نامی خود در حال کار هستند. با توجه به منحنی‌های مشخصه این پمپ‌ها در صورت تغییر قطر پره پمپ‌ها از 184/164 به 178/155، در نقطه کارکرد فعلی به میزان ۲/۲ کیلووات کاهش توان را خواهیم داشت. در جدول ۵-۱۲ میزان صرفه جویی انرژی بوسیله کاهش قطر پروانه پمپ‌های مذکور برای یک دوره یکساله (برای مثال در سال ۸۶) محاسبه شده است.

جدول ۵-۱۲. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله کاهش قطر پروانه پمپ‌های خنک کن ژنراتور

هزینه صرفه جویی انرژی الکتریکی سالیانه (ریال)		صرفه جویی انرژی (KWH)	ساعات کارکرد در سال ۸۶ (Hour)	کاهش توان موتور با فرض راندمان ۹۰ درصد (KW)	کاهش توان پمپ بوسیله کاهش قطر پروانه (KW)	نام تجهیز
نرخ جهانی برق **	نرخ یارانه ای برق *					
5,226,400	1,110,610	6,533	2722	2.4	2.2	Cooling Water Pump To Generator (Unit 1)
6,800,800	1,445,170	8,501	3542	2.4	2.2	Cooling Water Pump To Generator (Unit 2)

\* بهای یارانه ای برق (تعرفه صنعتی) ۱۷۰ ریال در نظر گرفته شده است

\*\* بهای جهانی برق، ۸ سنت (۸۰۰ ریال) در نظر گرفته شده است

با توجه به اینکه کاهش قطر پره هزینه چندانی در بر ندارد، با استفاده از این راهکار سالانه در حدود ۱۵/۰۳۴ کیلووات ساعت (مجموعاً برای دو تجهیز) انرژی الکتریکی صرفه جویی می‌شود. عدد بدست آمده شاید از لحاظ هزینه ای نسبتاً ناچیز باشد، ولی مقدار انرژی صرفه جویی شده برابر است با کارکرد یکی از پمپ‌های مذکور به مدت ۶۸۳ ساعت (در حدود یک ماه به صورت شبانه‌روزی) که عدد قابل توجهی می‌باشد.

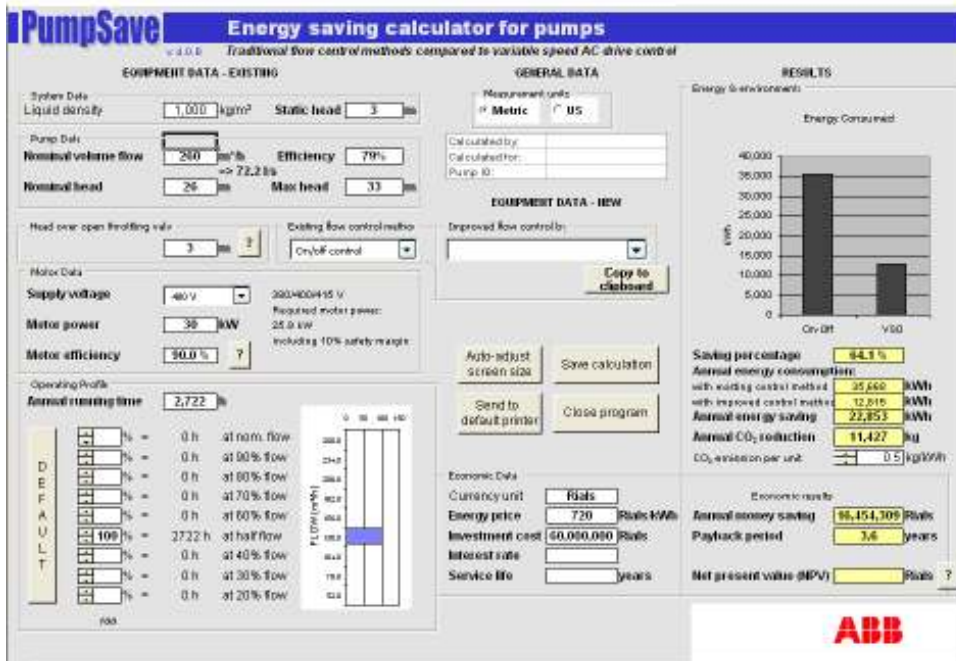
#### ب- استفاده از درایو کنترل کننده سرعت بر روی پمپ‌های خنک کن ژنراتور

جهت بررسی نصب درایو بر روی پمپ‌های خنک کن ژنراتور از نرم افزاری به نام PumpSave استفاده می‌شود. نرم افزار مذکور که محصول شرکت ABB می‌باشد، با گرفتن اطلاعات طراحی و شرایط بهره‌برداری پمپ‌ها، میزان صرفه جویی انرژی سالیانه را در صورت نصب درایو محاسبه می‌نماید. در جدول ۵-۱۳ محاسبه میزان صرفه جویی صرفه جویی شده با استفاده از نرم افزار PumpSave برای کارکرد یک سال (برای مثال در سال ۸۶) پمپ‌های خنک کن ژنراتور واحدهای ۱ و ۲ آمده است. همچنین نتایج نرم افزار برای پمپ‌های مذکور در شکل ۵-۲۴ و شکل ۵-۲۵ آورده شده است.

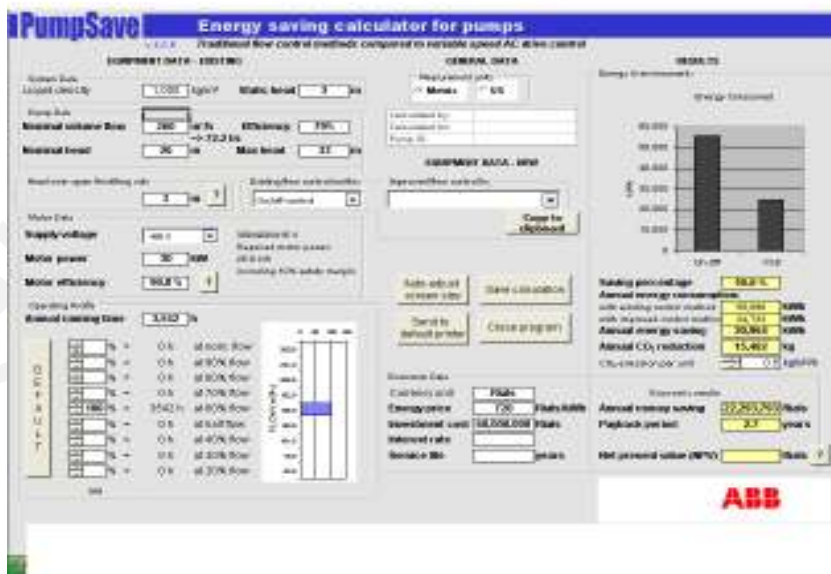
جدول ۵-۱۳. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب درایو بر روی پمپ‌های خنک کن ژنراتور

زمان بازگشت سرمایه (سال)	هزینه سرمایه گذاری (ریال)		هزینه صرفه جویی انرژی الکتریکی سالیانه (ریال)		صرفه جویی انرژی سالیانه (KWH)	ساعات کارکرد در سال ۸۶ (Hour)	نام تجهیز
	نرخ جهانی برق	نرخ یارانه ای برق	نرخ جهانی برق	نرخ یارانه ای برق			
3.3	15.4	60,000,000	18,282,400	3,885,045	22,853	2722	Cooling Water Pump To Generator (Unit 1)
2.4	11.4		24,771,200	5,263,812	30,964	3542	Cooling Water Pump To Generator (Unit 2)

اعداد جدول فوق نشان می‌دهند که انرژی صرفه جویی شده در صورت استفاده از این راهکار عدد قابل ملاحظه‌ای می‌باشد، ولی از نظر هزینه‌ای و مدت زمان بازگشت سرمایه، این راهکار با نرخ یارانه‌ای برق توجیه اقتصادی ندارد. در صورتیکه نرخ جهانی انرژی مد نظر قرار گیرد، زمان بازگشت سرمایه مناسب می‌باشد.



شکل ۵-۲۴. نتیجه نرم افزار PumpSave برای پمپ خنک کن ژنراتور واحد ۱



شکل ۵-۲۵. نتیجه نرم افزار PumpSave برای پمپ خنک کن ژنراتور واحد ۲

### ۲-۲-۵. بررسی راهکارهای کاهش مصرف انرژی در پمپ‌های خنک‌کن روغن

از جمله راهکارهای کاهش مصرف انرژی برای پمپ‌های خنک‌کن روغن می‌توان به نصب کنترل کننده دور اشاره نمود. در جدول ۱۴-۵ نتایج اندازه گیری‌های الکتریکی و مکانیکی بر روی پمپ‌های مذکور آورده شده است.

جدول ۱۴-۵. اطلاعات اندازه گیری پمپ‌های خنک‌کن روغن واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر


نام تجهیز	متوسط توان موتور (KW)	متوسط توان ورودی پمپ (KW)	متوسط ضریب توان	دبی متوسط (m <sup>3</sup> /h)	فشار (m)	راندمان پمپ (%)
Cooling Water Pump To Oil Cooler (Unit 1)	13.52	11.2	0.85	125	22	66
Cooling Water Pump To Oil Cooler (Unit 2)	14.3	11.3	0.89	140	21	68

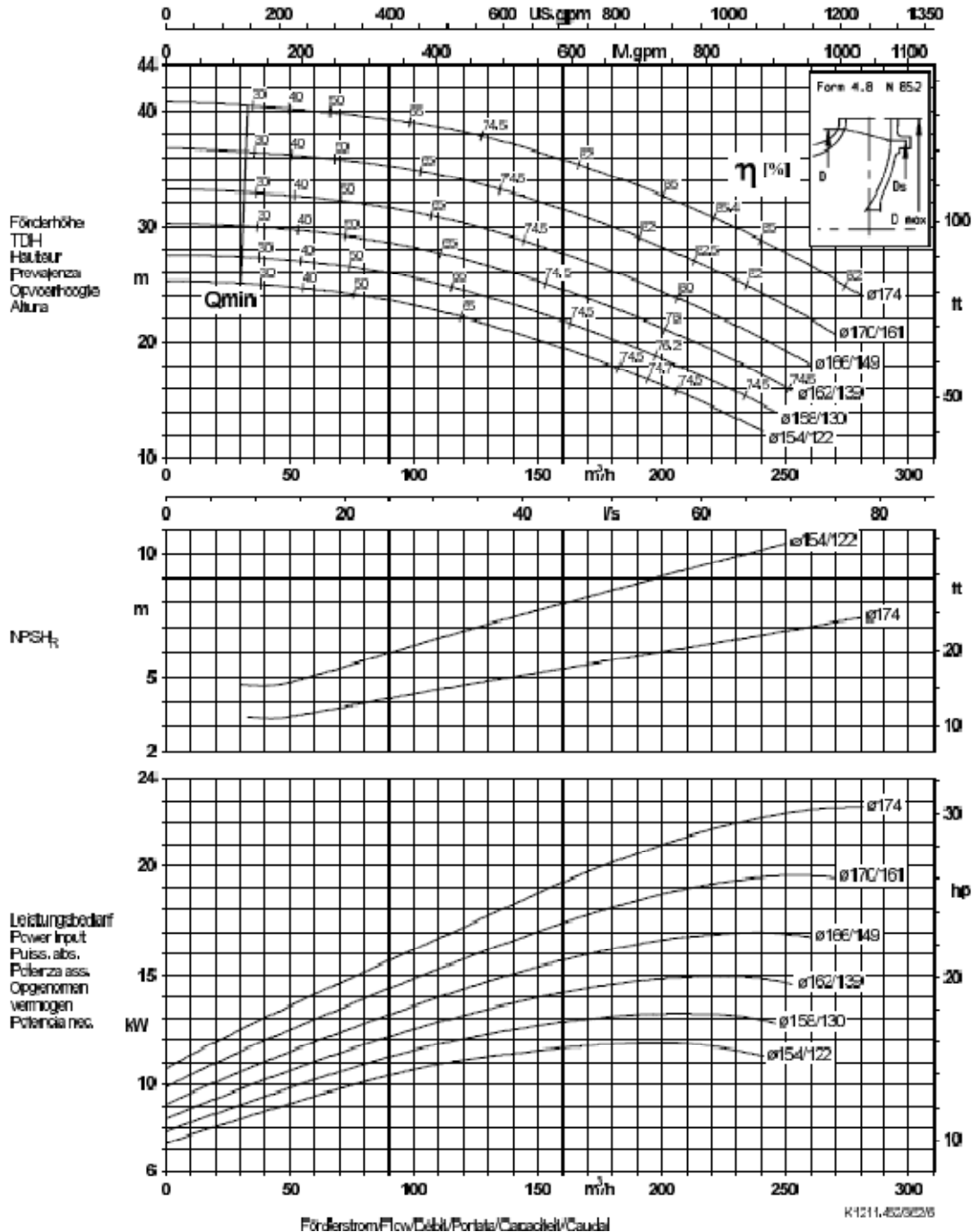
همچنین اطلاعات طراحی این پمپ‌ها در جدول ۱۵-۵ آمده است.

جدول ۱۵-۵. اطلاعات طراحی پمپ‌های خنک‌کن روغن واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر

نام تجهیز	اطلاعات طراحی موتور		اطلاعات طراحی پمپ یا فن		
	توان موتور (KW)	ضریب توان	دبی (m <sup>3</sup> /h)	هد (m)	دور (rpm)
Cooling Water Pump To Oil Cooler	15	N.A.	156	20.5	2900

با توجه به اطلاعات موجود در جداول فوق و منحنیهای مشخصه پمپ مذکور (شکل ۵-۲۶) می‌توان تأثیر استفاده از درایو را بر روی آن بررسی نمود. جدول ۱۶-۵ میزان انرژی صرفه جویی شده (محاسبه شده توسط نرم افزار PumpSave) برای کارکرد یکسال (برای مثال در سال ۸۶) پمپ‌های خنک‌کن روغن واحدهای ۱ و ۲ را نشان می‌دهد. همچنین نتایج نرم افزار برای پمپ‌های مذکور در شکل ۵-۲۷ و شکل ۵-۲۸ آورده شده است.

Baureihe/Größe Type/Size Modèle	Tipo Serie Tipo	Nenn Drehzahl Nom. speed Vitesse nom.	Velocità di rotazione nom. Nominal rotational Révolutions nom.	Laufrad Ø Impeller Dia. Diamètre de roue	Ø Gehäuse ø Wâskier ø Rôdète	 KSB Aktiengesellschaft 67225 Frankenthal Johann-Klein-Str. 9 67227 Frankenthal
Etabloc Etablocc	Etablocc	2900 1/min		Pos./Nr. Item No. No. de pos.	Pos./Nr. Posición. Pos./Nr.	
Proj. tit. Pro. ect. Proj. tit.	Proyecto Pro. ect. Proyecto	Angebots-Nr. Offer No. No. de folios	Orient.-No. Orientat. Orientat.No.			



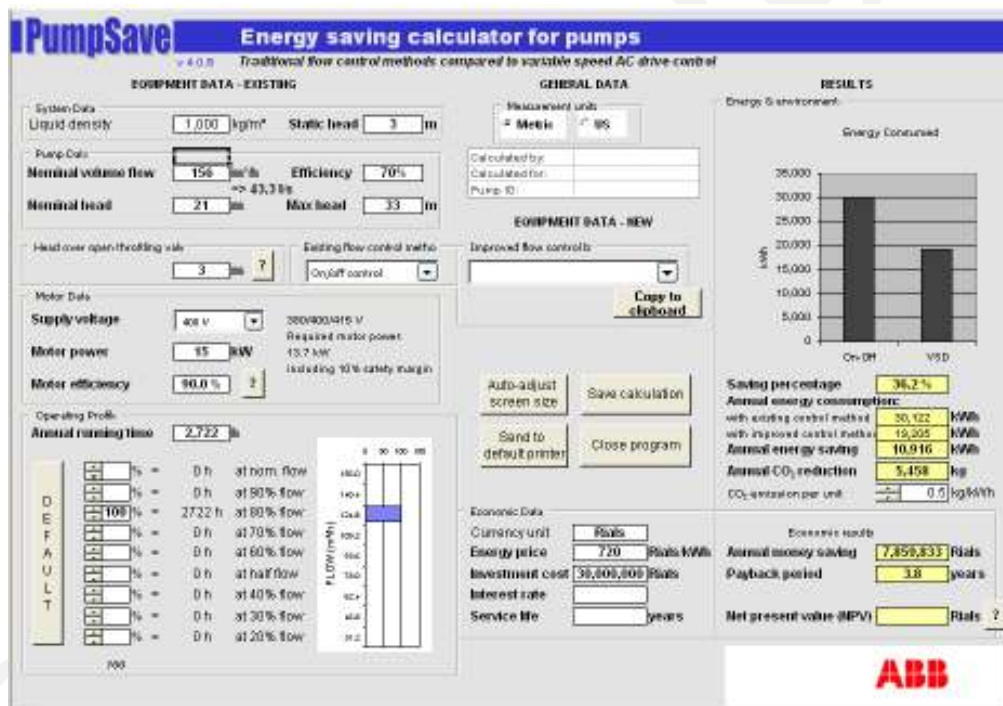
شکل ۵-۲۶. منحنیهای مشخصه پمپهای خنک کن روغن



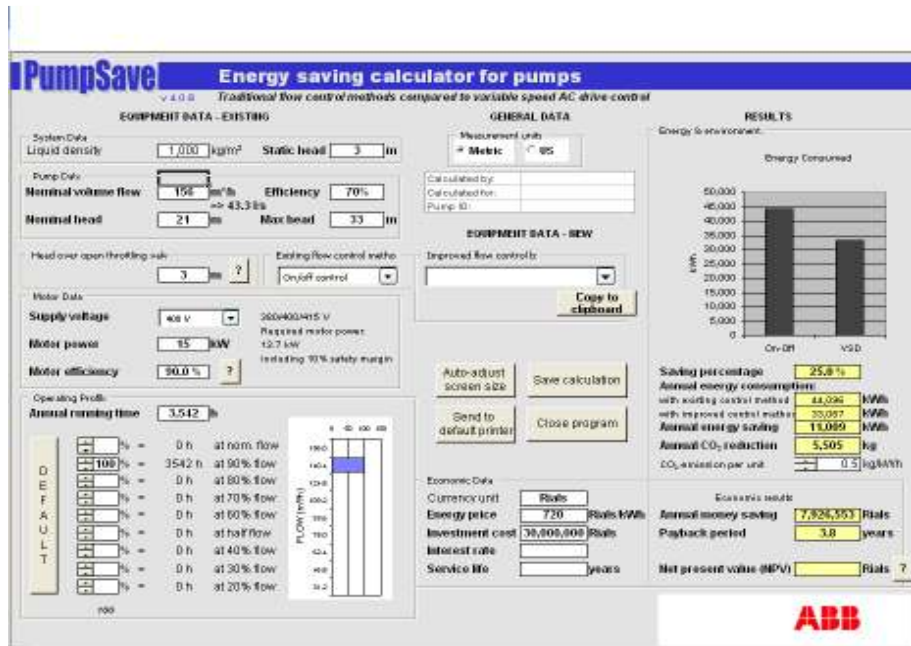
جدول ۵-۱۶. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب درایو بر روی پمپ‌های خنک کن روغن

نام تجهیز	ساعات کارکرد در سال ۸۶ (Hour)	صرفه جویی انرژی سالانه (KWH)	هزینه صرفه جویی انرژی الکتریکی (ریال)		هزینه سرمایه گذاری (ریال)	زمان بازگشت سرمایه (سال)	
			نرخ یارانه ای برق	نرخ جهانی برق		نرخ یارانه ای برق	نرخ جهانی برق
Cooling Water Pump To Generator (Unit 1)	2722	10,916	1,855,794	8,732,800	30,000,000	16.2	3.4
Cooling Water Pump To Generator (Unit 2)	3542	11,009	1,871,547	8,807,200		16.0	3.4

اعداد جدول فوق نشان می‌دهند که از نظر هزینه‌ای و مدت زمان بازگشت سرمایه، این راهکار با نرخ یارانه‌ای برق توجیه اقتصادی ندارد. در صورتیکه نرخ جهانی مد نظر قرار گیرد، زمان بازگشت سرمایه نسبتاً مناسب می‌باشد.



شکل ۵-۲۷. نتیجه نرم افزار PumpSave برای پمپ خنک کن روغن واحد ۱



شکل ۵-۲۸. نتیجه نرم افزار PumpSave برای پمپ خنک کن روغن واحد ۲

### ۵-۲-۳. بررسی راهکارهای کاهش مصرف انرژی در فنهای غبارگیر

اندازه‌گیرها بر روی فن‌های غبارگیر نشان می‌دهد که، این فن‌ها در زیر ۵۰ درصد نامی خود کار می‌کنند. بنابراین نصب VSD بر روی این تجهیزات، قطعاً صرفه‌جویی انرژی را در پی خواهد داشت. برای فن‌ها نیز مشابه پمپ‌ها، نرم‌افزاری به نام FanSave (محصول شرکت ABB) وجود دارد که می‌تواند با دریافت اطلاعات طراحی و شرایط بهره‌برداری، میزان صرفه‌جویی انرژی را محاسبه نماید. ولی به علت موجود نبودن مدارک طراحی و منحنی‌های مشخصه فن‌های مذکور، محاسبه میزان صرفه‌جویی امکان‌پذیر نمی‌باشد.

### ۵-۲-۴. مدیریت بار در سیستم

با توجه به تأثیر زیاد بار بر راندمان نیروگاه گازی، مدیریت بار در سیستم بسیار اهمیت دارد. کل بار تأمین شده توسط واحدهای BBC، بر اساس نیاز شبکه تعیین می‌شود، ولیکن حداقل می‌توان در مورد دو واحد مذکور، بار را به گونه‌ای تنظیم کرد که مصرف کل سوخت بهینه باشد. به عنوان مثال با فرض اینکه بار ۹۰ مگاوات مورد نیاز باشد، می‌توان بار را به نسبت ۷۰-۲۰، ۶۰-۳۰، ۵۰-۴۰، ۴۵-۴۵ بین دو واحد تقسیم کرد. محاسبه و مقایسه سوخت مصرفی در حالت‌های مختلف بیانگر این است که در حالتی که بار به نسبت مساوی بین دو واحد تقسیم شود میزان مصرف سوخت، حداقل است و با افزایش نسبت بار دو واحد میزان مصرف سوخت افزایش می‌یابد.

### ۳-۵. نتیجه‌گیری و جمع‌بندی راهکارها

راهکارهای مکانیکی ارائه شده جهت بهینه‌سازی مصرف انرژی در نیروگاه گازی بر حسب اولویت اجرا (از نظر هزینه‌های اجرایی، اهمیت و هزینه بازگشت سرمایه) عبارتند از:

- تعمیر و نگهداری توربین‌های گازی
- ارتقاء سیستم مونی‌تورینگ
- اجرای طرح نصب بازیافت حرارت از گازهای خروجی دودکش توربین
- کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور از طریق نصب چیلر (به شرط اجرای طرح نصب بویلر بازیافت حرارت)

راهکارهای الکتریکی را نیز می‌توان به صورت زیر اولویت بندی کرد:

- مدیریت بار
- نصب درایو بر روی پمپ‌های خنک کن ژنراتور
- نصب درایو بر روی پمپ‌های خنک کن
- نصب درایو بر روی فن‌های غبارگیر

## فهرست منابع و مآخذ

1. BBC Brown Boveri. " Operating Manual for the Gas Turbine Generating Plant: Mashhad Power Plant"; 1997
2. Bureau of Energy Efficiency; " Energy Efficiency in Thermal Utilities, Guide book for National Certification Examination for Energy Managers and Energy Auditors"; Vol. 4
3. E. Roth; " Why thermal power plants have a relatively low efficiency  
[www.sealnet.org](http://www.sealnet.org)
4. N. M. Jubeh; " Exergy Analysis and Second Law Efficiency of a Regenerative Brayton Cycle with Isothermal Heat Addition"; Entropy 2005, 7[3], 172–187
5. H. Cohen, G. F. C. Rogers, H. I. H. Saravanamuttoo; " Gas Turbine Theory"; 4<sup>th</sup> edition; 1977
6. Bureau of Energy Efficiency; " Energy Efficiency in Thermal Utilities, Guide book for National Certification Examination for Energy Managers and Energy Auditors"; Vol. 4
7. Cengel, Boles; " Thermodynamics An Engineering Approach"; 5<sup>th</sup> edition 2006
8. CIPEC: Canadian Industry Program for Energy Conservation; " Energy Efficiency Planning and Management Guide, Part 2: Technical Guide to Energy Efficiency Planning and Management";
9. R. C. Rosaler; " Standard Handbook of Plant Engineering"; 2<sup>nd</sup> edition; 1994; McGraw Hill Book Company
10. P. K. Patel; " Better Power Generation from Gas Turbine along with Improved Heat Rate"; International Conference –PowergenIntl 2000-Florida, Power Asia 2000-Bangkok, ASME 2003 –Atlanta
۱۱. مهندس سید مجتبی طباطبایی؛ " محاسبات تأسیسات ساختمان "؛ ۱۳۶۸؛ انتشارات روزبهان
12. R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, J. A. Shaeivitz; " Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes; 2<sup>nd</sup> edition; Prentice Hall Book Publisher; 2002