مبانی انرژی و اگزرژی
یک نیروگاه گازی

energyenergy.ir

فهرست مطالب

عنوان **صفحه**

فصل اول : معرفی سیکل تولید نیروگاه ۷
فصل دوم : مبانی ارزیابی راندمان و آنالیز انرژی و اگزرژی سیکل و تجهیزات آن ۱۰
۲-۱. مبانی آنالیز انرژی ۱۰
۲-۱-۲. آنالیز انرژی کمپرسور هوا ۱۱
الف- محاسبه راندمان آیزنتروپیک کمپرسور ۱۱
ب-محاسبه راندمان آیزوترمال کمپرسور ۱۲
ج- محاسبه توان مصرفی کمپرسور ۱۲
د- محاسبه شدت مصرف انرژی ۱۲
۲-۱-۳. آنالیز انرژی توربین گازی ۱۳
۲-۱-۳-۱. محاسبه راندمان آیزنتروپیک توربین گازی ۱۳
۲-۱-٤. آنالیز انرژی نیروگاه گازی ۱۳
۲-۱-٥. ترسیم دیاگرام جریانهای انرژی (Sankey Diagram) ۱۴
۲-۱-٦. تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه گازی ۱۴
۲-۲. آنالیز اگزرژی نیروگاه گازی ۱۶
۲-۲-۱. بالانس اگزرژی ۱۶
۲-۲-۲. انتقال اگزرژی ۱۶
۲-۲-۳. آنالیز اگزرژی کمپرسور هوا ۱۸
۲-۲-٤. آنالیز اگزرژی توربین گازی ۱۸
۲-۲-٥. راندمان اگزرژی نیروگاه گازی ۱۹
۲-۲-٦. ترسیم دیاگرام جریانهای اگزرژی (Grassmann Diagram) ۲۰
فصل سوم : ارزیابی راندمان و آنالیز انرژی و اگزرژی نیروگاه گازی مورد نظر ۲۱
۳-۱. آنالیز انرژی نیروگاه گازی در شرایط طراحی ۲۱
۳-۱-۱. آنالیز انرژی کمپرسور هوا ۲۱
الف-محاسبه راندمان آیزنتروپیک کمپرسور ۲۱
ب-محاسبه راندمان آیزوترمال کمپرسور ۲۲
ج-محاسبه توان مصرفی کمپرسور ۲۲
د-محاسبه شدت مصرف انرژی ۲۳
۳-۱-۲. آنالیز انرژی توربین گازی ۲۳
۳-۱-۳. آنالیز انرژی نیروگاه گازی ۲۵
۳-۱-٤. ترسیم دیاگرام جریانهای انرژی (Sankey Diagram) ۲۶
۳-۱-٥. تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه گازی ۲۷
۳-۲. آنالیز اگزرژی نیروگاه گازی ۲۸
۳-۲-۱. آنالیز اگزرژی کمپرسور هوا ۲۸
۳-۲-۲. آنالیز اگزرژی توربین گازی ۲۹
۳-۲-۳. راندمان اگزرژی نیروگاه گازی ۲۹

۳-۲-٤. ترسیم دیاگرام جریانهای اگزرژی (Grassmann Diagram) ۳۰
۳-۳. خلاصه نتایج ۳۲

energyenergy.ir

فهرست جداول

عنوان **صفحه**

جدول۱-۱. اطلاعات مرتبط با عملکرد توربینهای گازی BBC نیروگاه مشهد در شرایط طراحی ۸
جدول۱-۲. لیست موتورهای بالاتر از ۷/۵ کیلووات دو واحد گازی نیروگاه مشهد ۹
جدول۳-۱. آنالیز سوخت گاز طبیعی مورد استفاده در نیروگاه گازی مشهد ۲۴
جدول۳-۲. گازهای حاصل از احتراق در توربین گازی مشهد ۲۴
جدول۳-۳. نتایج مربوط به تحلیل انرژی و اگزرژی نیروگاه مشهد بر مبنای اطلاعات طراحی ۳۲

energyenergy.ir

فهرست اشکال

عنوان **صفحه**

شکل ۱-۱. شمایی از نیروگاه گازی ۷
شکل ۲-۱. بالانس جرم و انرژی ۱۰
شکل ۲-۲. سیکل ایده آل نیروگاه گازی (سیکل برایتون) ۱۵
شکل ۲-۳. بالانس اگزرژی ۱۷
شکل ۲-۴. شماتیک کمپرسور ۱۸
شکل ۲-۵. شماتیک توربین گازی ۱۹
شکل ۳-۱. دیاگرام جریانهای انرژی نیروگاه گازی مشهد در شرایط طراحی ۲۷
شکل ۳-۲. مقایسه سیکل نیروگاه گازی مورد بررسی در شرایط طراحی با سیکل ایده آل برایتون ۲۸
شکل ۳-۳. دیاگرام جریانهای اگزرژی نیروگاه گازی مورد نظر در شرایط طراحی ۳۱

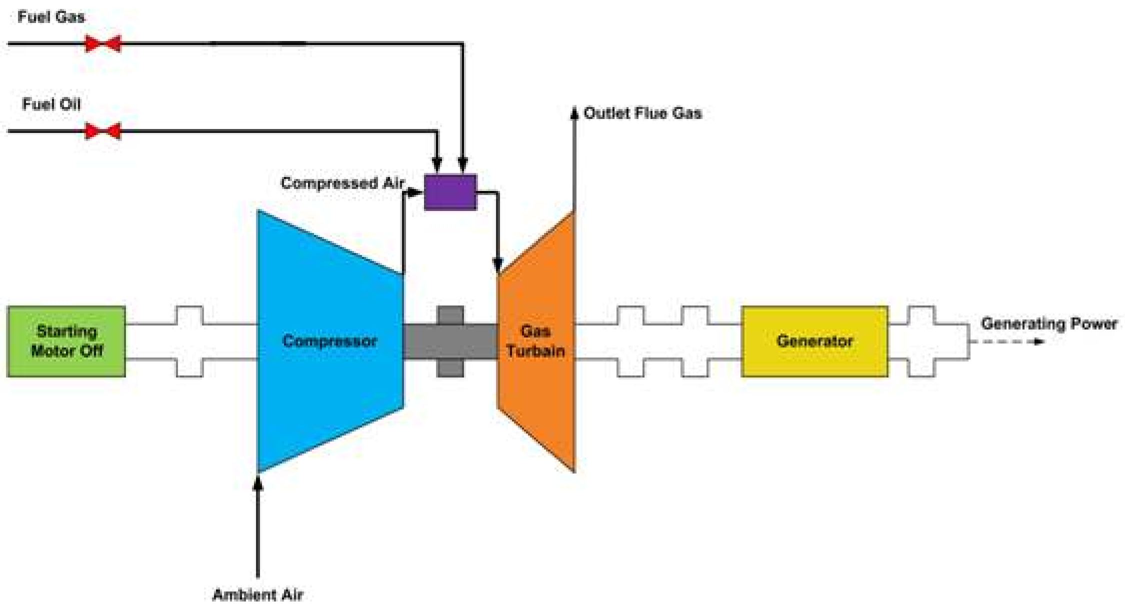
چکیده

در گزارش حاضر که به منظور شناخت نیروگاه گازی تدوین شده، پس از آشنایی با سیکل و ارائه اطلاعات طراحی در یک نمونه نیروگاه گازی مجهز به دو واحد BBC واقع در ارتفاع ۹۸۵ متر از سطح دریا، روش تجزیه و تحلیل انرژیتیک و اگزرژیتیک هریک از تجهیزات موجود در نیروگاه گازی شرح داده می‌شود. در نهایت نیز برای آشنایی عملی با نحوه تحلیل انرژیتیک و اگزرژیتیک نیروگاه گازی، شرایط طراحی هریک از تجهیزات نیروگاه گازی از نقطه نظر انرژی و اگزرژی تجزیه و تحلیل می‌گردد. چنانچه ملاحظه می‌شود در شرایط طراحی راندمان آیزنتروپیک کمپرسور برابر با ۸۵/۰۵٪، راندمان آیزوترمال آن برابر با ۶۰/۲۶٪ و راندمان اگزرژیک کمپرسور ۹۲/۵۱٪ است. راندمان آیزنتروپیک و اگزرژیتیک توربین گازی نیز به ترتیب برابر با ۸۸/۱۰٪ و ۹۴/۸۸٪ است. علاوه بر این راندمان انرژیتیک و اگزرژیتیک کلی نیروگاه در شرایط طراحی نیز به ترتیب ۲۹/۲٪ و ۲۷/۴۹٪ می باشد.

فصل اول
معرفی سیکل تولید نیروگاه

نیروگاه گازی که در این گزارش مورد بررسی قرار گرفته است، شامل دو توربین گازی ساخت شـرکت BBC هریک با ظرفیت اسمی ۷۹ مگاوات است. هر توربین گازی از یک کمپرسور محـوری ۱۷ مرحلـه‌ای، یـک محفظـه احتراق و یک توربین ۵ مرحله‌ای تشکیل شده است. سوخت اصلی این نیروگاه، گاز طبیعی است ولـیکن گازوئیـل نیز هنگام کمبود گاز طبیعی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

شمایی از بخش‌های مختلف نیروگاه گازی در شکل ۱-۱ ملاحظه می‌گردد.



شمایی از نیروگاه گازی

اطلاعات طراحی مربوط به هر یک از تجهیزات در بخش نیروگاه گازی مورد نظر در جدول۱-۱ ارائه شده است.

جدول۱-۱. اطلاعات مرتبط با عملکرد توربینهای گازی BBC نیروگاه در شرایط طراحی [[۱]]

نیروگاه گازی	
توان	۷۹ مگاوات
Heat rate	۱۱۶۸۵ بی تی یو بر کیلووات ساعت
راندمان	۲۹/۲ درصد
اطلاعات مرتبط با عملکرد کمپرسورها در شرایط طراحی	
دبی هوای احتراق	۲۹۵ متر مکعب بر ثانیه
دمای هوای محیط	۱۵ درجه سانتیگراد
فشار هوای محیط	۱۰۱۳ میلی بار
فشار هوای ورودی به کمپرسور	۱۰۰۸ میلی بار
افت فشار سیستم ورود هوا	۵ میلی بار
فشار هوای خروجی کمپرسور	۹/۸ بار
دمای هوای خروجی کمپرسور	۳۲۱ درجه سانتیگراد
سرعت	۳۰۰۰ بر دقیقه
اطلاعات مرتبط با عملکرد توربینهای گازی در شرایط طراحی	
فشار گاز ورودی	۹/۵ بار
دمای گاز ورودی	۹۴۳ درجه سانتیگراد
دبی گازهای خروجی دودکش توربین	۳۶۵ کیلوگرم بر ثانیه
فشار گازهای خروجی دودکش توربین	۱۰۱۸ میلی بار
افت فشار سیستم خروجی گاز	۵ میلی بار
دمای گازهای خروجی دودکش توربین	۴۹۰ درجه سانتیگراد
سرعت	۳۰۰۰ بر دقیقه
اطلاعات مرتبط با محفظه احتراق در شرایط طراحی	
دبی گاز طبیعی	۵/۶۳۸ کیلوگرم بر ثانیه
ارزش حرارتی گاز طبیعی	۴۷۹۹۰ کیلوژول بر کیلوگرم
فشار محفظه احتراق	۹/۶ بار

با توجه به مدارک موجود برای واحدهای گازی (BBC) نیروگاه ، لیست موتورهای با توان بالاتر از ۷/۵ کیلووات جمع آوری شد. در جدول۱-۲ موتورهای مذکور به همراه توان و ولتاژ نامی هر کدام و تعداد موجود در دو واحد مذکورآورده شده اند.

جدول۱-۲. لیست موتورهای بالاتر از ۷/۵ کیلووات دو واحد گازی نیروگاه

ردیف	نام تجهیز	کد تجهیز	توضیح	سطح ولتاژ (V)	توان نامی هر موتور (KW)	تعداد موتورها
1	Fuel Oil Transfer Pump	QN10D001	پمپ انتقال سوخت مایع	380	12.5	2 *
2	Fuel Oil Pump	QN10D002	پمپ سوخت مایع	380	200	1+1**
3	Air Fan	QE10D001	فن غبارگیر	380	30	4
4	Cooling Water Pump to Generator	VF10D001	پمپ خنک کن ژنراتور	380	30	2+2
5	Cooling Water Pump to Oil Cooler	VF20D001	پمپ خنک کن روغن	380	15	2+2
6	Refrigerant Machine	OUV50D10 OUV50D11 OUV50D12	موتور چیلر	380	25	3
7	Aux. Servo Oil Pump	QC12D020	پمپ روغن فرمان	380	22	1+1
8	Aux. Lube Oil Pump	QC12D030	پمپ روغنکاری کمکی	380	45	1+1
9	Circulating Lube Oil Tank	QC12D050	پمپ سیرکوله	380	7.5	1+1
10	Main Host Motor	UQ10D001 UQ10D002	موتور اصلی جرثقیل	380	17.6	2
11	Aux. Host Motor	UQ10D005	موتور کمکی جرثقیل	380	17.6	1
12	Fuel Oil Loading Pump	PD10D001 PD10D002	پمپ تخلیه	380	18.5	2
13	Power House Air Fan	UV10D0010 UV20D0010	ایرکاندیشن بالای تحریک	380	15	1+1
14	Air Conditioning Switchgear	UV30D010 UV40D010	ایرکاندیشن سوئیچ گیر	380	11	1+1

* مشترک برای دو واحد گازی

** هر واحد گازی یک پمپ

چنانچه در جدول فوق مشاهده می‌شود، موتورها در ولتاژ ۳۸۰ ولت کار می‌کنند. با بررسی‌های صورت گرفته، مشخص شد که تجهیزات ردیفهای ۳ و ۴ و ۵ دارای کارکرد دائمی هستند و مصرف انرژی قابل توجهی دارند. مابقی تجهیزات در موارد خاص در مدار می‌آیند.

energyenergy.ir

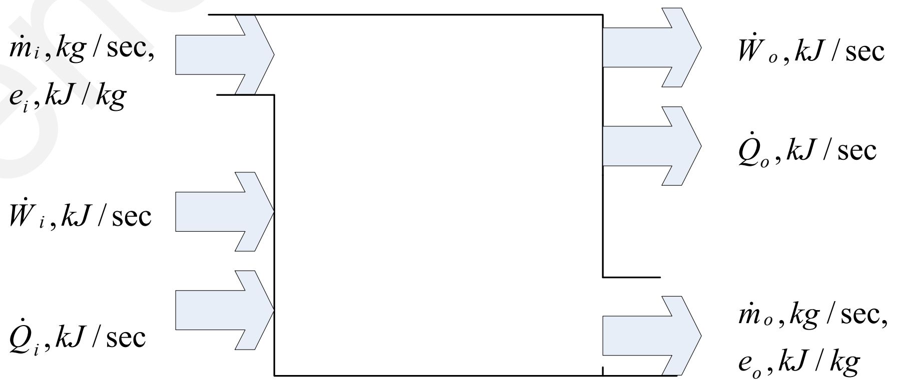
فصل دوم

مبانی ارزیابی راندمان و آنالیز انرژی و اگزرژی سیکل و تجهیزات آن

بخش‌های مهم نیروگاه گازی از نقطه نظر انرژی عبارتند از : کمپرسور هوا، محفظه احتراق و توربین گازی. معمولاً برای بررسی عملکرد نیروگاه گازی از نقطه نظر مصرف انرژی، محاسبه راندمان آیزنتروپیک و آیزوترمال کمپرسور، شدت مصرف الکتریکی کمپرسور، راندمان آیزنتروپیک توربین گازی، Heat rate و راندمان کلی نیروگاه گازی مورد توجه قرار می‌گیرد. برای بررسی وضعیت نیروگاه علاوه بر آنالیز انرژی، آنالیز اگزرژی نیز به عنوان معیاری از میزان انرژی در دسترس اهمیت دارد که در این راستا پس از توضیح مبانی اگزرژی، چگونگی محاسبه راندمان اگزرژی کمپرسور، توربین گازی و کل نیروگاه توضیح داده می‌شود.

مبانی آنالیز انرژی

آنالیز انرژی بر مبنای قانون اول ترمودینامیک و در واقع براساس قانون بقای انرژی صورت می‌گیرد. قوانین بقای جرم و بقای انرژی (قانون اول ترمودینامیک)، پایه پدیده‌های فیزیکی از جمله انتقال جرم و انرژی هستند. در شرایط پایدار ترمودینامیکی جریان‌های جرم و انرژی ورودی و خروجی یک حجم کنترل مطابق شکل۲-۱ است.



بالانس جرم و انرژی

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

$$\sum m_i = \sum m_o, (kg); \; \sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o, (kg/\sec) \qquad (۱-۲)$$

$$\sum E_i = \sum E_o, (kJ); \; \sum \dot{E}_i = \sum \dot{E}_o, (kJ/\sec) \qquad (۲-۲)$$

بنابراین بالانس نرخ انرژی (توان)، روی یک حجم کنترل در یک تحول حالت دائم- جریان دائم به صورت رابطه زیر بیان می‌شود:

$$\sum [\dot{Q}_i + \dot{W}_i + \dot{m}_i (h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + gz_i)] = \sum [\dot{Q}_o + \dot{W}_o + \dot{m}_o (h_o + \frac{1}{2} V_o^2 + gz_o)], (kJ/\sec) \qquad (۳-۲)$$

آنالیز انرژی کمپرسور هوا

در این بخش و در راستای بررسی عملکرد کمپرسور هوای نیروگاه گازی، پس از توضیح چگونگی محاسبه راندمان آیزنتروپیک و آیزوترمال کمپرسور، محاسبه توان مصرفی کمپرسور که مستقیماً به واسطه توربین تأمین می‌گردد و نیز محاسبه شدت مصرف انرژی در کمپرسور توضیح داده می‌شود.

الف- محاسبه راندمان آیزنتروپیک کمپرسور

از آنجا که کمپرسور یک توربوماشین است عملکرد آن را می‌توان به صورت آدیاباتیک در نظر گرفت و لذا حالت ایده آل عملکرد آن، حالت آیزنتروپیک است. بنابراین برای بررسی عملکرد کمپرسور نسبت به شرایط ایده آل (آیزنتروپیک)، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور به صورت زیر تعریف می‌گردد [[۲]]:

$$\eta = \frac{W_s}{W_a} \qquad (۴-۲)$$

در رابطه مذکور W_s و $W_a W_a$ به ترتیب بیانگر کار محوری مورد نیاز کمپرسور در شرایط آیزنتروپیک و شرایط واقعی است. از طرفی در مورد توربوماشینها که انتقال حرارت سیال با محیط در مقایسه با کار انجام شده روی سیال قابل اغماض است، W_s و W_a را می‌توان برابر با ΔH_s و ΔH_a که برابر با تغییر انتالپی سیال در شرایط آیزنتروپیک و واقعی است، در نظر گرفت و لذا :

$$\eta_c = \frac{\Delta H_s}{\Delta H_a} = \frac{H_{2s} - H_1}{H_{2a} - H_1} \qquad (۵-۲)$$

راندمان آیزنتروپیک در کمپرسورها تا حد زیادی به نحوه طراحی و ساخت کمپرسور بستگی دارد. از آنجا که تغییر انتالپی برابر با حاصلضرب ظرفیت گرمایی و اختلاف دما است و ظرفیت گرمایی در حالت آیزنتروپیک و واقعی را می‌توان تقریباً ثابت و برابر در نظر گرفت، راندمان آیزنتروپیک η_c از رابطه ساده زیر نیز قابل محاسبه است:

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2a} - T_1} \qquad (۶-۲)$$

T_1 دمای هوای ورودی به کمپرسور و T_2 دمای هوای خروجی از کمپرسور است. از طرفی دمای آیزنتروپیک هوای خروجی نیز از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \qquad (۷-۲)$$

γ γ نسبت ظرفیت گرمایی در فشار ثابت به نسبت ظرفیت گرمایی در حجم ثابت و در مورد هوا برابر با ۱/۴ ، P_1 و P_2 فشار هوای ورودی و خروجی کمپرسور است[[۳]].

ب-محاسبه راندمان آیزوترمال کمپرسور

از آنجا که توان ایزوترمال یک کمپرسور حداقل توان لازم برای فشرده سازی هوا در شرایط ایزوترمال است، می‌توان راندمان آیزوترمال کمپرسور را به صورت نسبت توان آیزوترمال به توان واقعی کمپرسور و طبق رابطه ۲-۸ تعریف نمود [[۴]].

$$\eta_{c,isothermal} = \frac{(1/MW_{air})RT_1 \ln(P_2/P_1)}{W_a} \qquad (۸-۲)$$

در این رابطه MW_{air} جرم مولکولی هوا، R ثابت گازها و W_a کار واقعی کمپرسور به ازای واحد جرم هوای ورودی است.

ج- محاسبه توان مصرفی کمپرسور

با فرض آدیاباتیک بودن کمپرسور، توان مورد نیاز آن از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [[۲]]:

$$P_a = H_2 - H_1 = \dot{m}_{air}(h_2 - h_1) \qquad (۹-۲)$$

د- محاسبه شدت مصرف انرژی

شدت مصرف انرژی کمپرسور، توان مورد نیاز برای فشرده کردن واحد حجم هوای ورودی به کمپرسور در شرایط محیط است[[۴]].

آنالیز انرژی توربین گازی

محاسبه راندمان آیزنتروپیک توربین گازی

راندمان آیزنتروپیک توربین گازی به صورت نسبت توان تولیدی در حالت واقعی به تـوان تولیـدی در حالـت آیزنتروپیک و طبق رابطه ۲-۱۰ تعریف می‌گردد.

$$\eta_t = \frac{W_a}{W_s} = \frac{H_1 - H_{2a}}{H_1 - H_{2s}} \quad (۲-۱۰)$$

و یا با فرض ثابت بودن ظرفیت گرمایی ویژه:

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_{2a}}{T_1 - T_{2s}} \quad (۲-۱۱)$$

در این رابطه $T_1 T_1$ دمای گازهای ورودی به توربین گـازی و T_2 دمـای گازهـای خروجـی از تـوربین گـازی است. دمای آیزنتروپیک گازهای خروجی نیز طبق رابطه ۲-۷ قابل محاسـبه اسـت کـه در آن $P_1 P_1$ و P_2 فشـار گازهای ورودی و خروجی توربین گازی است.

آنالیز انرژی نیروگاه گازی

معمولاً معیارهای اصلی بررسی وضعیت یک نیروگاه، راندمان و Heat Rate نیروگاه است. رانـدمان نیروگـاه به صورت نسبت توان تولیدی به انرژی ورودی تعریف می‌شود [[۵]]:

$$\eta = \frac{Power\ Production}{Energy\ Input} \times 100 \quad (۲-۱۲)$$

انرژی ورودی به نیروگاه شامل سوخت مصرفی نیروگاه گازی است و از آنجاکه در بعضی از ماه‌ها، گاز طبیعـی و گازوییل، سوخت ورودی به نیروگاه را شامل می‌گردد می‌توان انرژی ورودی به نیروگاه را به صورت زیر محاسـبه کرد:

$$Energy\ Input = \dot{m}_{Nat.gas} LHV_{Nat.gas} + \dot{m}_{Fuel\ \ oil} LHV_{Fuel\ \ oil} \quad (۲-۱۳)$$

که در این رابطه LHV ارزش حرارتی پایینی سوخت مورد نظر است.

در نیروگاهها معمولاً بخشی از انرژی الکتریکی برای تأمین مصارف داخلی در نیروگاه مورد استفاده قرار می‌گیرد. اگر انرژی الکتریکی مصرفی در داخل نیروگاه از انرژی الکتریکی تولیدی در نیروگاه کسر و انرژی الکتریکی خالص خروجی از نیروگاه به عنوان انرژی مفید در نظر گرفته شود، راندمان خالص قابل محاسبه است. راندمان ناخالص با صرفنظر کردن از مصرف داخلی نیروگاه و در واقع با احتساب کل انرژی الکتریکی تولیدی در نیروگاه به عنوان انرژی تولیدی، محاسبه می‌گردد [[۶]]. [البته لازم به ذکر است که معمولاً در نیروگاه‌های گازی، انرژی الکتریکی مصرف داخل در مقایسه با توان تولیدی نیروگاه قابل اغماض است و عملاً راندمان خالص و

ناخالص تفاوت چندانی ندارد.

علاوه بر راندمان، مفهوم دیگری با عنوان Heat Rate را نیز می‌توان برای بررسی و مقایسه عملکرد نیروگاهها به کار برد. Heat Rate، مقدار ویژه انرژی فسیلی لازم برای تولید انرژی الکتریکی است و طبق رابطه زیر و با واحدهایی نظیر BTU/KWh و $Kcal/KWh$ بیان می‌گردد [[۶]]:

$$Heat\ rate = \frac{energy\ input}{power\ production} \qquad (۲-۱۴)$$

در واقع Heat Rate و راندمان توسط روابط زیر قابل تبدیل است[[۴]]:

$$Heat\ rate\left(\frac{BTU}{KWh}\right) = \frac{3412.14}{\eta} \qquad (۲-۱۵)$$

$$Heat\ rate\left(\frac{Kcal}{KWh}\right) = \frac{859.84}{\eta} \qquad (۲-۱۶)$$

ترسیم دیاگرام جریانهای انرژی (Sankey Diagram)

ترسیم دیاگرام انرژی یا Sankey در نیروگاه گازی امکان بررسی چگونگی توزیع جریان‌های انرژی در سیستم را فراهم می‌کند. برای ترسیم دیاگرام Sankey لازم است علاوه بر انرژی ورودی به وسیله سوخت، مقدار انرژی انتقال یافته به وسیله سایر جریانهای جرم نیز مشخص گردد:

$$Energy = Flow \times (h - h_0) \qquad (۲-۱۷)$$

در محاسبه انتالپی جریانها در نمودار Sankey، دمای محیط (۱۵درجه سانتیگراد) و فشار ۱ بار بعنوان مرجع در نظر گرفته می‌شود.

تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه گازی

معمولاً برای بررسی نیروگاه گازی ساده، سیکل ایده آل برایتون در نظر گرفته می‌شود. فرضیاتی که برای سیکل ایده آل برایتون در نظر گرفته می‌شود عبارتند از:

- بازگشت پذیر بودن فرآیندهای فشرده سازی در کمپرسور و انبساط در توربین گازی
- قابل اغماض بودن اختلاف انرژی جنبشی سیال در ورودی و خروجی هریک از تجهیزات
- عدم وجود افت فشار در محفظه احتراق، فیلترهای هوای کمپرسور، مجراهای مربوط به ورود هوا یا خروج گازهای احتراق
- عدم تغییر در دبی و ترکیب درصد سیال در مراحل مختلف سیکل

نقاط ۱ و ۲ در شکل۲-۲ به ترتیب بیانگر شرایط هوای ورودی و خروجی کمپرسور است. هوای خروجی کمپرسور در یک فرآیند فشار ثابت در محفظه احتراق، محترق شده و در نهایت گازهای احتراق وارد توربین گازی

می‌شود. نقاط ۳ و ۴ شرایط گازهای ورودی و خروجی توربین گازی را نشان می‌دهد[[۲]].

پارامترهای کلیدی سیکل برایتون دمای گازهای ورودی به توربین گازی (دما در نقطه ۴) و نسبت فشار کمپرسور به توربین گازی است. جنس توربین محدود کننده دمای گازهای ورودی به توربین گازی است و بسته به این دما یک نسبت فشار بهینه برای توربین گازی وجود دارد [[۷]].

برای ترسیم نمودار در منطقه فشار ثابت بر مبنای ایده آل بودن هوا در فشارهای کمتر از ۱۰ بار می‌توان ارتباط دما و انتروپی را توسط رابطه ۲-۱۷ بیان کرد [[۸]].

$$s^{ig} = s_0^{ig} + \int_{T_0}^{T} C_P{}^{ig} \frac{dT}{T} - R\ln\frac{P}{P_0} \qquad (۲\text{-}۱۸)$$

از طرفی:

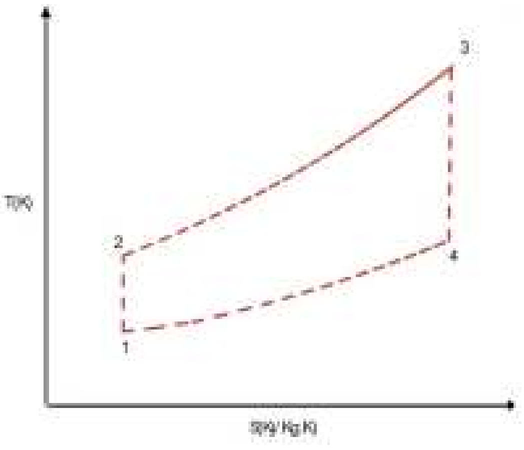
$$C_{P\,air}^{\;ig} = 3.355 + 5.75\times10^{-4}T - \frac{1.6\times10^{-7}}{T^2} \qquad (۲\text{-}۱۹)$$

$$\int_{T_0}^{T} C_p{}^{ig}\frac{dT}{T} = 3.355\ln\frac{T}{T_0} + 5.75\times10^{-4}(T - T_0) + 0.8\times10^{-7}\left(\frac{1}{T^2} - \frac{1}{T_0^2}\right) \qquad (۲\text{-}۲۰)$$

راندمان سیکل ایده آل برایتون از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [[۲]]:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \qquad (۲\text{-}۲۱)$$

برای مقایسه عملکرد سیکل نیروگاه با سیکل ایده آل برایتون لازم است نمودار سیکل با در نظر گرفتن شرایط ترمودینامیکی واقعی در هریک از نقاط سیکل، ترسیم و در نهایت راندمان سیکل محاسبه گردد. لازم به ذکر است که انحراف سیکل واقعی از سیکل ایده آل برایتون به دلیل عواملی نظیر بازگشت ناپذیری کمپرسور و توربین گازی و نیز افت فشار در محفظه احتراق است.



سیکل ایده آل نیروگاه گازی (سیکل برایتون)

آنالیز اگزرژی نیروگاه گازی

بالانس اگزرژی

اگزرژی[1] ماکسیمم کاری است که سیستم می‌تواند ضمن انتقال به شرایط تعادل با محیط انجام دهد. اگزرژی در واقع حداکثر پتانسیل یک سیستم برای انجام کار را شامل می‌گردد [[۱۰]]. آنالیز اگزرژی بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک صورت می‌گیرد و بر این مبنا است که تمام فرآیندهای ماکروسکوپیک به صورت برگشت ناپذیر هستند و منجر به تولید اتلاف اگزرژی غیر قابل بازیابی که حاصلضرب دمای محیط و انتروپی تولیدی است، می‌شوند [[۱۱]]. لازم به ذکر است که بسیاری از اشکالات موجود در بعضی از فرآیندهای شیمیایی و حرارتی نیروگاه به وسیله آنالیز انرژی قابل تشخیص نیست. در مورد فرآیندهایی نظیر احتراق آدیاباتیک یا شکستن فشار آدیاباتیک که اتلاف انرژی وجود ندارد اما کیفیت انرژی و در واقع توانایی انتقال آن به سایر انواع انرژی کاهش می‌یابد، آنالیز اگزرژی امکان بررسی تلفات و بازگشت ناپذیری‌های موجود را فراهم می‌کند [[۱۲]].

اگزرژی یک خاصیت ترمودینامیکی است که به حالت سیستم و محیط بستگی دارد. میزان اگزرژی انتقال یافته از یک منبع حرارتی را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$Exergy = (1-\frac{T_o}{T})Q \qquad (۲۲-۲)$$

که در آن Q انرژی بر حسب کیلوژول، T_0 و T دمای منبع و محیط بر حسب کلوین و ترم $\left|1-\frac{T_o}{T}\right|$ به عنوان کیفیت انرژی (راندمان یک سیکل حرارتی ایده ال) تعریف می‌شود[[۱۳]]:

$$Energy\ Quality = \left|1-\frac{T_o}{T}\right| \qquad (۲۳-۲)$$

کار بازگشت پذیر (W_{rev}) به حدکثر مقدار کار مفید که می‌تواند در تحول یک سیستم از یک حالت اولیه به حالت نهایی تولید شود (یا حداقل کار مفید که می‌تواند مصرف شود) اطلاق می‌شود. تفاوت بین کار بازگشت پذیر و کار مفید (W_u) ، میزان بازگشت ناپذیری (I) را تعیین می‌کند. بازگشت ناپذیری معادل اگزرژی هدر رفته یک تحول و متناسب با انتروپی تولید شده طی یک تحول است. نرخ این متغیرها بر اساس رابطه زیر به هم مربوط می‌شوند [[۱۳]]:

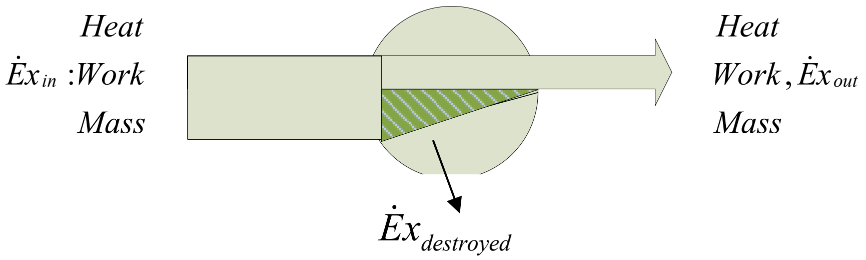
$$\dot{I} = \dot{E}x_{destroyed} = T_0\,\dot{S}_{gen} = \dot{W}_{rev,out} - \dot{W}_{u,out} = \dot{W}_{u,in} - \dot{W}_{rev,out},\ (kJ/s) \qquad (۲۴-۲)$$

انتقال اگزرژی

اگزرژی با انتقال حرارت، کار و جریان جرم انتقال می‌یابد. میزان انتقال گزرژی توسط این تحولات با استفاده

[1] Exergy

از روابط زیر محاسبه می‌شود[[۱۳]]:



بالانس اگزرژی

نرخ انتقال اگزرژی به واسطه انتقال حرارت:

$$\dot{E}x_{heat} = (1-\frac{T_o}{T})\dot{Q} \qquad (۲-۲۵)$$

نرخ انتقال اگزرژی به واسطه کار:

$$\dot{E}x_{work} = \dot{W} \qquad (۲-۲۶)$$

نرخ انتقال اگزرژی به واسطه انتقال جرم:

$$\dot{E}x_{mass} = \dot{m}(ex) \qquad (۲-۲۷)$$

انتقال جرم ممکن است همراه با تحول شیمیایی (احتراق در محفظه احتراق)، باشد. در این صورت اگزرژی ویژه (ex) شامل مجموع اگزرژی ویژه شیمیایی (ex^{ch}) و اگزرژی ویژه ترمومکانیکی (ex^{tm}) است و به تفکیک بیان می‌شود:

$$ex = ex^{tm} + ex^{ch} \qquad (۲-۲۸)$$

که درآن:

$$ex^{tm} = (h-h_o) - T_o(s-s_o) \qquad (۲-۲۹)$$

$$ex^{ch} = \overline{ex}^{ch} = \mu - \mu_o \qquad (۲-۳۰)$$

μ و μ_0 پتانسیل شیمیایی در دمای مورد نظر و دمای مرجع می‌باشد و لذا چنانچه از رابطه ۲-۳۰ مشخص می‌شود، اگزرژی شیمیایی یک جریان با پتانسیل شیمیایی آن نسبت به شرایط مرجع معادل است[[۱۴]]:

$$\dot{E}x_{mass} = \dot{m}\left[(h-h_o) - T_o(s-s_o) + \overline{ex}^{ch}\right] \qquad (۲-۳۱)$$

برای سوخت، $\overline{ex}^{ch}$ متوسط اگزرژی شیمیایی ترکیبات سوخت مصرفی است. البته می‌توان رابطه ۲-۳۲

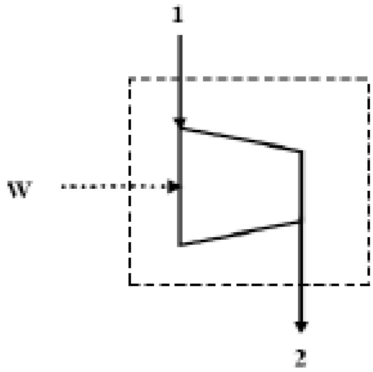
را نیز برای محاسبه اگزرژی یک جریان مورد استفاده قرار داد:

$$\dot{E}x_{mass} = \sum_i \dot{m}_i \left[(h-h_o)-T_o(s-s_o)+(\mu-\mu_{\circ})\right]_i \qquad (۳۲-۲)$$

با تعیین اگزرژی جریانهای مختلف، راندمان اگزرژی به صورت نسبت اگزرژی مفید خروجی به اگزرژی ورودی قابل تعریف است.

آنالیز اگزرژی کمپرسور هوا

در شکل۲-۴ شماتیک ساده ای از یک کمپرسور ملاحظه می‌گردد. عملکرد کمپرسور به صورت آدیاباتیک $(Q=0)$ در نظر گرفته می‌شود.



شماتیک کمپرسور

$$Q=0 \qquad w=h_2-h_1 \qquad (۳۳-۲)$$

$$ex_2-ex_1=w_{ex}+i \qquad (۳۴-۲)$$

در این فرآیند اگزرژی ورودی w_{ex} و اگزرژی مفید خروجی ex_2-ex_1 است.

از آنجا که برای توان الکتریکی و مکانیکی انرژی و اگزرژی مفاهیم یکسان است، راندمان اگزرژی کمپرسور برابر است با:

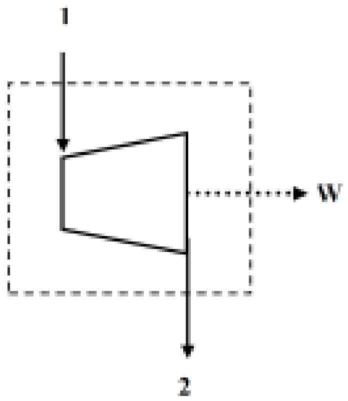
$$\psi_c=\frac{ex_2-ex_1}{w_{ex}}=\frac{ex_2-ex_1}{h_2-h_1} \qquad (۳۵-۲)$$

آنالیز اگزرژی توربین گازی

شماتیک ساده‌ای از یک توربین گازی در شکل۲-۵ ملاحظه می‌گردد.

$$Q=0 \qquad w=h_1-h_2 \qquad (۳۶-۲)$$

$$ex_1 - ex_2 = w_{ex} + i \qquad (۳۷-۲)$$



شماتیک توربین گازی

اگزرژی مفید خروجی توربین گازی، w_{ex} و اگزرژی ورودی آن، $(ex_1 - ex_2)$، می‌باشد. لذا داریم:

$$\psi = \frac{w_{ex}}{ex_1 - ex_2} \qquad (۳۸-۲)$$

$$w_{ex} = w = h_1 - h_2 \qquad (۳۹-۲)$$

و لذا:

$$\psi = \frac{h_1 - h_2}{ex_1 - ex_2} \qquad (۴۰-۲)$$

راندمان اگزرژی نیروگاه گازی

راندمان اگزرژی کلی نیروگاه به صورت نسبت اگزرژی خروجی به اگزرژی ورودی نیروگاه تعریف می‌شـود. در مورد انرژی الکتریکی، مفاهیم انرژی و اگزرژی معادل است ولذا مـی‌تـوان رابطـه ۲-۴۱ را بـرای تعیـین رانـدمان اگزرژی نیروگاه به کار برد:

$$\psi = \frac{Produced\ Power}{\dot{E}x_{fuel}} \qquad (۴۱-۲)$$

از آنجا که تبدیل انرژی در محفظه احتراق در دمای نسبتاً بالا صورت مـی‌گیـرد، تلفـات اگـزرژی داخلـی در محفظه احتراق و در نتیجه نیروگاه گازی معمولاً قابل ملاحظه است. بـا افـزایش دمـای احتـراق مـی‌تـوان تلفـات اگزرژی را کاهش داد، اما معمولاً برای افزایش دما از نظر ساختار مواد مورد استفاده در سـاخت تـوربین و تشـکیل NO_x محدودیت وجود دارد [[۱۵]].

ترسیم دیاگرام جریانهای اگزرژی (Grassmann Diagram)

ترسیم دیاگرام اگزرژی یا Grassmann در نیروگاه گازی امکان بررسی چگونگی توزیع جریانهای اگزرژی در سیستم را فراهم می‌کند. برای ترسیم دیاگرام Grassmann لازم است علاوه بر اگزرژی ورودی به وسیله سوخت، مقدار انرژی انتقال یافته به وسیله سایر جریانهای جرم نیز مشخص گردد:

$$Energy = Flow \times (ex - ex_0) \qquad (۲-۴۲)$$

برای محاسبه اگزرژی کلیه جریانها در نمودار Grassmann ، فشار ۱ بار و دمای محیط (۱۵ درجه سانتیگراد) به عنوان مرجع در نظر گرفته می‌شود.

energyenergy.ir

فصل سوم
ارزیابی راندمان و آنالیز انرژی
و اگزرژی نیروگاه گازی مورد نظر

energyenergy.ir

در این فصل از گزارش آنالیز انرژی و اگزرژی هریک از تجهیزات و نیز کل سیکل بخش نیروگاه گازی بر مبنای اطلاعات طراحی مورد توجه قرار می‌گیرد.

آنالیز انرژی نیروگاه گازی در شرایط طراحی

آنالیز انرژی کمپرسور هوا

برای بررسی کمپرسور از نقطه نظر انرژی، محاسبه راندمان آیزنتروپیک و آیزوترمال کمپرسور مورد توجه قرار می‌گیرد.

الف-محاسبه راندمان آیزنتروپیک کمپرسور

راندمان آیزنتروپیک کمپرسور با استفاده از رابطه ۲-۵ قابل محاسبه است :

$$\eta_c = \frac{\Delta H_s}{\Delta H_a} = \frac{H_{2s} - H_1}{H_{2a} - H_1} \qquad (۲-۵)$$

لازم به ذکر است که انتالپی ورودی و خروجی و نیز انتالپی خروجی در حالت آیزنتروپیک با استفاده از بانک اطلاعاتی نرم افزار Aspen Hysys 2004 و با در نظر گرفتن معادله حالت NRTL برای هوا نسبت به دمای مرجع ۲۵ درجه سانتیگراد[1] ارائه شده است:

$$\begin{matrix} T_1 = 15\ ^\circ C \\ P_1 = 1008\ mbar \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad h_1 = -9.896\ \ Kj/Kg\ ,\ s_1 = 5.377\ \ Kj/(Kg.C)$$

$$\begin{matrix} T_{2a} = 321\ ^\circ C \\ P_2 = 9.8\ \ bar \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad h_{2a} = 301.5\ \ Kj/Kg$$

[1] - از آنجا که در محاسبات این قسمت، فقط اختلاف انتالپی اهمیت دارد، انتخاب مرجع دما بر مبنای پیش فرض نرم افزار (دمای ۲۵ درجه سانتیگراد) است.

$$\begin{matrix} s_2 = 5.377 Kj/(Kg.C) \\ P_2 = 9.8 \ bar \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad T_{2s} = 276.4 \ ^\circ C, \ \ h_{2s} = 255.3 \ \ Kj/Kg$$

$$\eta_c = \frac{255.3-(-9.896)}{301.5-(-9.896)} \times 100 = 85.0\%$$

راندمان آیزنتروپیک کمپرسور را با استفاده از رابطه ۲-۶ نیز می‌توان محاسبه کرد:

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2a} - T_1} \qquad (۲-۶)$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\frac{9.8}{1.008})^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 1.915$$

$$\Rightarrow \qquad T_{2s} = 551.81 \ ^\circ K = 278.7 \ ^\circ C$$

$$T_1 = 15 \ ^\circ C = 288.15 \ \ ^\circ K$$

$$\eta_c = \frac{278.7-15}{321-15} \times 100 = 86.18\%$$

ب-محاسبه راندمان آیزوترمال کمپرسور

راندمان آیزوترمال کمپرسور برابر است با :

$$\eta_{c,isothermal} = \frac{(1/Mw)RT_1 \ln(P_2/P_1)}{W_a}$$

$$\eta_{c,isothermal} = \frac{8.314 \, Kj/Kg\,mol.K \times 288.15K \times \ln(9.8/1.008)}{29\,Kg/Kg\,mol \times (301.9-(-9.896))Kj/Kg} \times 100 = 60.26\%$$

ج-محاسبه توان مصرفی کمپرسور

با فرض آدیاباتیک بودن کمپرسور، توان مورد نیاز آن از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$P_a = \dot{m}_{air}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{m}_{air} = \dot{q}_{air} \times \rho_{air}$$

$$\dot{m}_{air} = 295 \frac{m^3}{S} \times 1.218 \frac{Kg}{m^3} = 359.31 \frac{Kg}{S}$$

$$P_a = 359.31 \frac{Kg}{S} \times (301.5-(-9.896)) \frac{Kj}{Kg} = 111888 KW = 111.9 MW$$

energyenergy.ir

د-محاسبه شدت مصرف انرژی

شدت مصرف انرژی کمپرسور که توان مورد نیاز برای فشرده کردن واحد حجم هـوای ورودی بـه کمپرسـور است، برابر است با:

$$\text{شدت مصرف انرژی کمپرسور} = \frac{111.9\,MW}{295\,m^3/S}\times 1000\frac{KW}{MW} = 379.3\ \ Kj/m^3$$

آنالیز انرژی توربین گازی

راندمان آیزنتروپیک توربین گازی طبق رابطه ۲-۱۰ برابر است با:

$$\eta_t = \frac{W_a}{W_s} = \frac{H_1 - H_{2a}}{H_1 - H_{2s}} \qquad (۲-۱۰)$$

در صورتیکه هدف محاسبه دقیق راندمان آیزنتروپیک باشد می‌توان آنالیز گازهای خروجی محفظه احتـراق را با توجه به آنالیز گاز طبیعی (جدول۳-۱) با فرض احتراق کامل سوخت در محفظه احتراق به دست آورد و سـپس با استفاده از بانک اطلاعاتی نرم افزار Aspen Hysys انتالپی ورودی، انتالپی خروجی در حالت غیر آیزنتروپیـک و انتالپی خروجی در حالت آیزنتروپیک را به دست آورد. البته لازم به ذکر است که با توجه به در دسترس نبـودن آنالیز گاز طبیعی در شرایط طراحی آنالیز گاز فعلی نیروگاه که در جدول۳-۱ ارائـه شـده مبنـای محاسـبات قـرار گرفته است.

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$$

$$C_2H_6 + \tfrac{7}{2}O_2 \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O$$

$$C_3H_8 + 5O_2 \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O$$

$$C_4H_{10} + \tfrac{13}{2}O_2 \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O$$

$$C_5H_{12} + 8O_2 \rightarrow 5CO_2 + 6H_2O$$

$$C_6H_{14} + \tfrac{19}{2}O_2 \rightarrow 6CO_2 + 7H_2O$$

جدول۳-۱. آنالیز سوخت گاز طبیعی مورد استفاده در نیروگاه گازی مورد نظر

Component	**%mole**	$\mu(Kj/Kgmole)$
Methane	98.291	836510
Ethane	0.513	1504360
Propane	0.05	2163190
i-butane	0.013	2818930
n- butane	0.027	2818930
i-pentane	0.016	3477050
n- pentane	0.018	3477050
Hexane	0.066	4134590
Carbon dioxide	0.484	20140
Nitrogen	0.522	720
Total	100	836152.8

دبی مولی گاز طبیعی و هوای ورودی توربین گازی در شرایط طراحی برابر است با:

$$moles\ of\ Natural\ Gas: \frac{5.638\,Kg/S}{16.41\ Kg/Kg\,mole} = 0.3436\,{}^{Kgmole}\!/_{S}$$

$$moles\,of\ air: \frac{359.31\,Kg/S}{28.95\,Kg/Kg\,mole} = 12.41\,{}^{Kgmole}\!/_{S}$$

$$\frac{moles\,of\ air}{moles\ of\ Natural\ Gas} = 36.121$$

جدول۳-۲. گازهای حاصل از احتراق در توربین گازی مورد نظر

Component	**Moles/Mole of N. G**	**%mole**	$\mu(Kj/Kgmole)$
Carbon dioxide	1.007	2.71	20140
Water	1.992	5.38	11710
Nitrogen	28.541	76.86	720
Oxygen	5.588	15.05	3970
Total	37.135	100	2326.67

energyenergy.ir

بر مبنای آنالیز گازهای خروجی از محفظه احتراق[1] :

$$\begin{matrix} T_1 = 943\ ^\circ C \\ P_1 = 9.5\ bar \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad h_1 = 218.4\ \ Kj/Kg\ ,\ s_1 = 6.487 Kj/(Kg.C)$$

$$\begin{matrix} T_{2a} = 490\ ^\circ C \\ P_2 = 1018\ \ mbar \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad h_{2a} = -320.6\ \ Kj/Kg$$

$$\begin{matrix} s_2 = 6.487\, Kj/(Kg.C) \\ P_2 = 1018\ mbar \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad T_{2s} = 426\ ^\circ C,\ \ h_{2s} = -393.4\ \ Kj/Kg$$

$$\eta_c = \frac{218.4-(-320.6)}{218.4-(-393.4)} \times 100 = 88.10\%$$

البته راندمان آیزنتروپیک توربین گازی را با استفاده از رابطه ۲-۱۱ نیز می‌توان محاسبه کرد (البته در این حالت نیز نسبت ظرفیت گرمایی فشار ثابت به حجم ثابت برابر با ۱/۴ (مقدار مربوط به هوا) در نظر گرفته می‌شود.

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{1.018}{9.5}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 0.528$$

$$\Rightarrow \qquad T_{2s} = 642.47\ ^\circ K = 369.32\ ^\circ C$$

$$T_1 = 943^\circ C = 1216.15\ \ ^\circ K$$

$$\eta_t = \frac{943-490}{943-369.32} \times 100 = 78.96\%$$

آنالیز انرژی نیروگاه گازی

راندمان نیروگاه گازی مورد نظر برابر است با:

$$\eta = \frac{Power\ Production}{Energy\ Input} \times 100 = \frac{79\, MW}{5.638\, Kg/S \times 47990 Kj/Kg} \times 100 = 29.2\%$$

در مدارک طراحی نیروگاه مورد بررسی نیز راندمان نیروگاه برابر با ۲۹/۲٪ ذکر شده است.

---

[1] - مقدار انتالپی کاملاً به مرجع انتخاب شده بستگی دارد. برای به دست آوردن انتالپی نسبت به دمای ۲۵ درجه سانتیگراد می توان از رابطه زیر استفاده کرد.

$$h = h - h_0$$

در این قسمت چون هدف محاسبه اختلاف انتالپی است لزومی به تعیین انتالپی نسبت به دمای مرجع ۲۵ درجه سانتیگراد وجود ندارد و فقط کافی است برای کلیه مقادیر انتالپی، یک مرجع واحد در نظر گرفته شود.

energyenergy.ir

Heat Rate نیروگاه نیز به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$Heat\,rate\left(\frac{BTU}{KWh}\right)=\frac{3412.14}{\eta}=\frac{3412.14}{0.292}=11686.26\,\frac{BTU}{KWh}$$

$$Heat\,rate\left(\frac{Kcal}{KWh}\right)=\frac{859.84}{\eta}=\frac{859.84}{0.292}=2944.66\,\frac{Kcal}{KWh}$$

ترسیم دیاگرام جریانهای انرژی (Sankey Diagram)

انواع جریانهای انرژی ورودی و خروجی در بخشهای مختلف نیروگاه گازی را می‌توان به صورت زیر مشخص کرد:

انرژی سوخت ورودی:

$$Inlet\ fuel\ energy=\dot{m}_{fuel}LHV_{fuel}=5.638\,Kg/S\times 47990Kj/Kg=270.6\,MW$$

انرژی هوای ورودی به کمپرسور:

با توجه به اینکه دمای هوای ورودی به کمپرسور برابر با ۱۵ درجه سانتیگراد و برابر دمای مرجع است، انتالپی این جریان برابر با صفر کیلوژول بر کیلوگرم است.

انرژی هوای خروجی کمپرسور:

$$Outlet\ air\ from\ compressor\ energy=359.31\,Kg/S\times(301.5-(-9.896))Kj/Kg=111.9\,MW$$

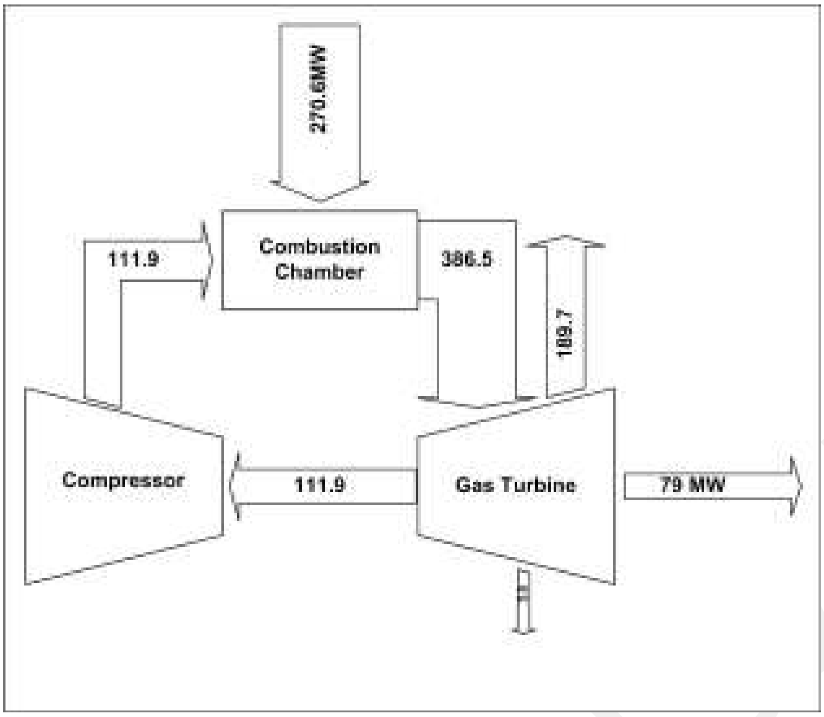
انرژی گازهای ورودی توربین گازی[1]:

$$Inlet\ flue\ gas\ to\ turbine\ energy=365\,Kg/S\times(218.4-(-840.4))\,Kj/Kg=386.5\,MW$$

انرژی گازهای خروجی توربین گازی:

$$Outlet\ flue\,gas\ from\ gas\ turbine\ energy=365\,Kg/S\times(-320.6-(-840.4))Kj/Kg=189.7\,MW$$

[1] -مرجع انتالپی، انتالپی حالت ایده آل گاز خروجی محفظه احتراق در دمای ۱۵ درجه سانتیگراد و فشار ۱ بار است.



دیاگرام جریانهای انرژی نیروگاه گازی مشهد در شرایط طراحی

تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه گازی

در شکل۳-۲ سیکل ایده آل برایتون با منحنی ممتد و سیکل واقعی توربین گازی توسط خط چین مشخص شده است. چنانچه ملاحظه می‌گردد در سیکل واقعی فرآیندهای فشرده سازی در کمپرسور و انبساط در توربین گازی آیزنتروپیک نیست، بعلاوه افت فشار در محفظه احتراق نیز در در نظر گرفته شده است. در حالیکه دبی و ترکیب درصد گازهای احتراق برای ترسیم سیکل در حالت واقعی نیز ثابت فرض می‌شود.

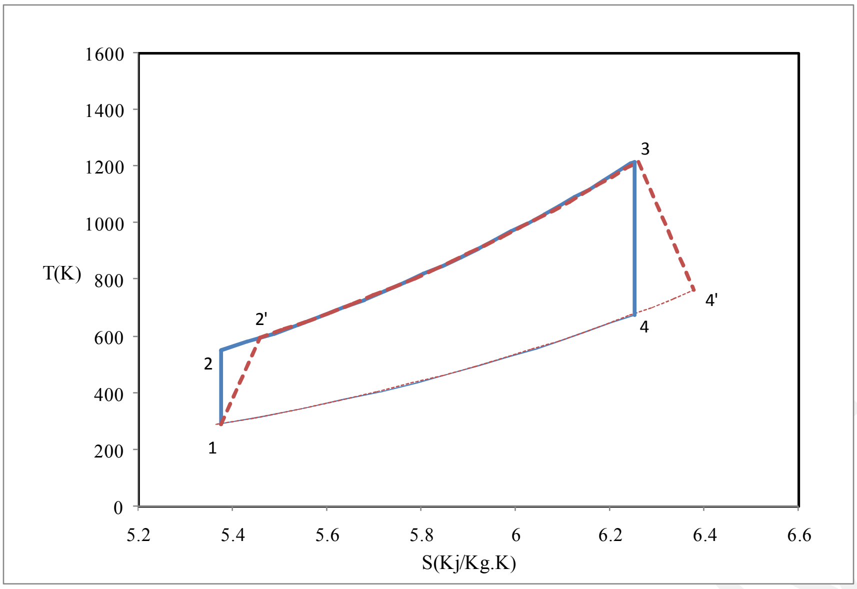
$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

برای سیکل برایتون با توجه به محاسبات صورت گرفته:

$$\eta = 1 - \frac{403 - 15}{943 - 276.4} = 41.80\%$$

برای سیکل گازی واقعی:

$$\eta = 1 - \frac{490 - 15}{943 - 321} = 23.63\%$$



مقایسه سیکل نیروگاه گازی مورد بررسی در شرایط طراحی با سیکل ایده آل برایتون

ملاحظه می‌گردد که راندمان سیکل گازی برابر با ۲۳/۶۳٪ است، در حالیکه راندمان سیکل برایتون برابر با ۴۱/۸۰٪ است. در واقع وجود برگشت ناپذیری در کمپرسور و توربین گازی که بخشی از آن اجتناب ناپذیر است، باعث کاهش شدید راندمان سیکل نیروگاه گازی نسبت به سیکل ایده آل برایتون می‌گردد.

آنالیز اگزرژی نیروگاه گازی

در این بخش از گزارش آنالیز اگزرژی نیروگاه گازی مشهد در شرایط طراحی مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد.

آنالیز اگزرژی کمپرسور هوا

اگزرژی ورودی و اگزرژی مفید خروجی در فرآیند فشرده سازی هوا برابر است با:

$$w_{ex} = h_2 - h_1 = 301.9 - (-9.896) = 311.80\, Kj/Kg$$

$$ex = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \overline{ex}^{ch}$$

$$ex_2 - ex_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)$$
$$= [301.9 - (-9.896)] - 288.15(5.458 - 5.377) = 288.46\ Kj/Kg$$

راندمان اگزرژیک کمپرسور نیز به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\psi_c = \frac{ex_2 - ex_1}{w_{ex}} = \frac{288.46}{311.80} \times 100 = 92.51\%$$

آنالیز اگزرژی توربین گازی

اگزرژی مفید خروجی توربین گازی w_{ex} و اگزرژی ورودی آن، $ex_1 - ex_2$، می‌باشد و لذا:

$$w_{ex} = h_1 - h_2 = 218.4 - (-320.6) = 539$$

$$ex = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \overline{ex}^{ch}$$

با توجه به عدم وجود واکنش شیمیایی در توربین گازی:

$$ex_1 - ex_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)$$
$$= [218.4 - (-320.6)] - 288.15(6.487 - 6.588) = 568.103\, Kj/Kg$$

راندمان اگزرژیک توربین گازی نیز برابر است با :

$$\psi = \frac{w_{ex}}{ex_1 - ex_2} = \frac{539}{568.103} \times 100 = 94.88\%$$

راندمان اگزرژی نیروگاه گازی

راندمان اگزرژی کلی نیروگاه که نسبت اگزرژی خروجی به نسبت اگزرژی ورودی نیروگاه است، به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$\psi = \frac{Produced\ Power}{\dot{E}x_{fuel}}$$

$$\dot{E}x_{fuel} = \sum_i \dot{m}_i [(h - h_o) - T_o(s - s_o) + (\mu - \mu_\circ)]$$

برای سوخت اگزرژی ترمومکانیکی در مقابل اگزرژی شیمیایی قابل اغماض است و می‌توان از آن صرفنظر کرد:

$$\dot{E}x_{fuel} = \frac{5.638\, Kg/s}{16.41\ Kg/Kg\, mole} \times [836152.8] Kj/Kg\, mole = 287.30\ MW$$

$$\psi = \frac{79}{287.30} \times 100 = 27.50\%$$

لازم به ذکر است که برای محاسبه اگزرژی، پتانسیل شیمیایی هریک از اجزاء موجود در سوخت از مرجع شماره ۱۴ اقتباس شده است.

ترسیم دیاگرام جریانهای اگزرژی (Grassmann Diagram)

با فرض دمای مرجع برابر با دمای محیط (۱۵ درجه سانتیگراد)، انواع جریانهای اگزرژی ورودی و خروجی در بخشهای مختلف نیروگاه گازی را می‌توان به صورت زیر مشخص کرد:

اگزرژی سوخت ورودی:

$$ex_{fuel} = 50953.9\, Kj/Kg$$

$$Inlet\ fuel\ exergy = \dot{m}_{fuel} ex_{fuel} = 287.3\, MW$$

اگزرژی هوای ورودی به کمپرسور:

لازم به ذکر است که با توجه به وجود واکنش شیمیایی در سیستم موجود لازم است اگزرژی شیمیایی هوای ورودی نیز در محاسبات در نظر گرفته شود.

$$ex^{ch}_{air,in} = 0.21 \times 3970 + 0.79 \times 720 = 1402.5\, Kj/Kg\, mole \approx 48.51\, Kj/Kg$$

با توجه به اینکه دمای هوای ورودی به کمپرسور برابر با دمای مرجع است اگزرژی ترمومکانیکی هوای ورودی به کمپرسور برابر با صفر است و لذا:

$$Inlet\ air\ to\ compressor\ exergy = 359.31\, Kg/S \times 48.51 Kj/Kg = 17.43\, MW$$

اگزرژی هوای خروجی کمپرسور:

$$ex_{air,out} = [301.9 - (-9.896)] - 288.15(5.458 - 5.377) + 48.51 = 336.97\, Kj/Kg$$

$$Outlet\ air\ from\ compressor\ exergy = 359.31\, Kg/S \times 336.6 Kj/Kg = 120.943\, MW$$

اگزرژی گازهای ورودی توربین گازی :

$$ex^{ch}_{flue\ gas,out} = 2326.67\, Kj/Kgmole \approx 81.61\, Kj/Kg$$

$$ex_{flue\ gas,in} = (218.4 - (-809.24)) - 288.15 \times (6.487 - 5.640) + 81.61 = 865.19 Kj/Kg$$

$$Inlet\ flue gas\ to\ gas\ turbine\ exergy = (359.31 + 5.64) Kg/S \times 865.19 Kj/Kg = 315.75\, MW$$

اگزرژی گازهای خروجی توربین گازی :

$$ex_{flue\ gas,out} = (-320.6 - (-809.24)) - 288.15 \times (6.588 - 5.64) + 81.61 = 297.08\, Kj/Kg$$

$$Outlet\ \ flue\, gas\ \ from\ \ gas\ \ turbine\ \ energy = (359.31 + 5.64)\, Kg / S \times 297.08\, Kj / Kg = 108.42\, MW$$

تلفات اگزرژی محفظه احتراق:

$$Exergy\, losses\ \ from\ \ combustion\, chamber\ = (287.3 + 120.9) - 315.75 = 92.45\, MW$$

چنانچه ملاحظه می‌گردد تلفات اگزرژی محفظه احتراق قابل ملاحظـه و حـدود ۳۳ درصـد اگـزرژی ورودی محفظه احتراق است.

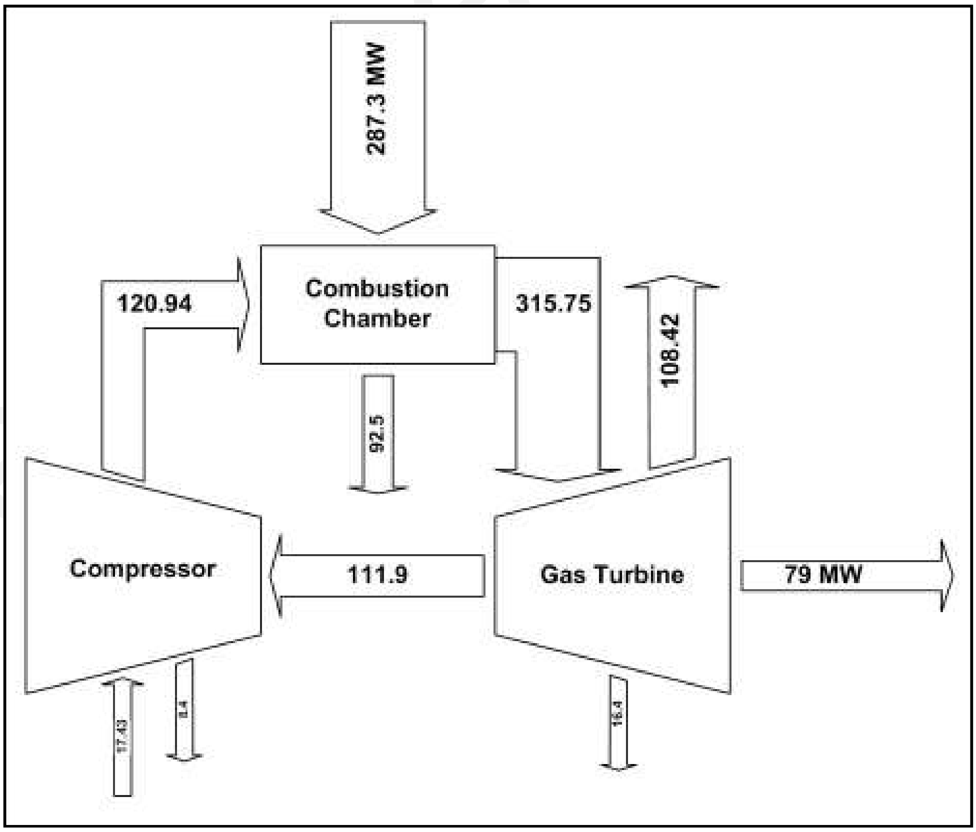
تلفات اگزرژی کمپرسور هوا:

$$Exergy\, losses\ \ from\, compressor\ = (111.9 + 17.43) - 120.943 = 8.387\, MW$$

تلفات اگزرژی توربین گازی :

$$Exergy\ \ losses\, of\ \ flue\, gas\ \ from\, gas\, turbine\ = 108.42\, MW$$
$$Exergy\ \ losses\ \ from\, gas\, turbine = 315.75 - (79 + 111.9)\ = 124.85\, MW$$
$$Exergy\ \ losses\ \ from\, gas\, turbine\, (except\ \ flue\, gas) = 315.75 - (79 + 108.42 + 111.9)\ = 16.4\, MW$$

نمودار جریان‌های اگزرژی مطابق شکل۳-۳ خواهد بود.



دیاگرام جریانهای اگزرژی نیروگاه گازی مورد نظر در شرایط طراحی

خلاصه نتایج

برای سهولت بررسی خلاصه نتایج مربوط به تحلیل انرژی و اگزرژی تجهیزات مختلف بـر مبنـای طراحـی در جدول۳-۳ ارائه شده است.

جدول۳-۳. نتایج مربوط به تحلیل انرژی و اگزرژی نیروگاه مورد بررسی بر مبنای اطلاعات طراحی

نتایج تحلیل انرژی و اگزرژی نیروگاه گازی نیروگاه مشهد	
Heat rate	۱۱۶۸۵ بی تی یو بر کیلووات ساعت
راندمان انرژی	۲۹/۲ درصد
راندمان اگزرژی	۲۷/۵ درصد
راندمان سیکل برایتون متناظر	۴۱/۸ درصد
راندمان سیکل واقعی نیروگاه	۲۳/۶ درصد
نتایج تحلیل انرژی و اگزرژی کمپرسورها در شرایط طراحی	
راندمان آیزنتروپیک کمپرسور	۸۵/۰ درصد
راندمان آیزوترمال	۶۰/۳ درصد
راندمان اگزرژی	۹۲/۵ درصد
توان مصرفی کمپرسور	۱۱۱/۹ مگاوات
شدت مصرف انرژی الکتریکی	۳۷۹/۳ کیلووات بر متر مکعب
نتایج تحلیل انرژی و اگزرژی توربینهای گازی در شرایط طراحی	
راندمان آیزنتروپیک	۸۸/۱ درصد
راندمان اگزرژی	۹۴/۹ درصد

فهرست منابع و مآخذ

1. BBC Brown Boveri. " Operating Manual for the Gas Turbine Generating Plant: Mashhad Power Plant"; 1997

2. H. Cohen, G. F. C. Rogers, H. I. H. Saravanamuttoo; " Gas Turbine Theory"; 4th edition; 1977

3. G. Van Wylen, R. Sonnatag, "Fundamentals Of Classical Thermodynamics", 4th edition

4. Bureau of Energy Efficiency; " Energy Efficiency in Thermal Utilities, Guide book for National Certification Examination for Energy Managers and Energy Auditors"; Vol. 4

5. E. Roth; " Why thermal power plants have a relatively low efficiency www.sealnet.org

6. Energy Resources NA; " Understanding Heat Rate Products"; Suez 2006

7. R. C. Rosaler; " Standard Handbook of Plant Engineering"; 2nd edition;1994; McGraw Hill Book Company

8. J. M. Smith; " Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics"; 6th edition; 2001; McGraw Hill Book Company

9. An American Society of Mechanical Engineers; "An American national Standard"; ASME PTC 22-1997; Performance Test Code on Gas Turbines ";

10. M. Fischer, O. Schuller, S. Albrecht, M.Faltenbache; " Exergy-Efficiency as Enhancement of Energy-Efficiency– an LCA Perspective"; Fraunhofer Institute Bauphyik & ; University of Stuttgart

11. J. Szargut; " Exergy Analysis"; Academia Research in Progress Thermodynamics; 2005

12. R. Kumar, S C Kaushik, A. Kumar; " Energy and Exergy Analysis of Non-reheat Thermal Power Plant"; International Conference on Energy and Environment; 2009

13. I. Dinceri, M. A. Rosen; " Exergy, Energy, Environment and Sustainable evelopment"; Elsevier; 2007

14. T. J. Kotas; “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”; Krieger Publishing Company, Florida – 1995

15. P.J. Ploumen, F. J. J. G. Janssen; " Through Exergy Approach to More Efficient Processes"; Int.J. Applied Thermodynamics ; Vol.4, 2001

16. SMS Group; " Performance Test Report of Mobarakeh Steel Company Gas Turbine"; 2003

energyenergy.ir

energyenergy.ir

فهرست منابع و مآخذ:

[۱] 1. BBC Brown Boveri. " Operating Manual for the Gas Turbine Generating Plant: Mashhad Power Plant"; 1997

[۲] 2. H. Cohen, G. F. C. Rogers, H. I. H. Saravanamuttoo; " Gas Turbine Theory"; 4th edition; 1977

[۳] 3. G. Van Wylen, R. Sonnatag, "Fundamentals Of Classical Thermodynamics", Fourth Edition

[۴] 4. Bureau of Energy Efficiency; " Energy Efficiency in Thermal Utilities, Guide book for National Certification Examination for Energy Managers and Energy Auditors"; Vol. 4

[۵] 5. E. Roth; " Why thermal power plants have a relatively low efficiency www.sealnet.org

[۶] 6. Energy Resources NA; " Understanding Heat Rate Products"; Suez 2006

[۷] 7. R. C. Rosaler; " Standard Handbook of Plant Engineering"; 2nd edition;1994; McGraw Hill Book Company

[۸] 8. J. M. Smith; " Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics"; 6th edition; 2001; McGraw Hill Book Company

[۹] 9. An American Society of Mechanical Engineers; "An American national Standard; ASME PTC 22-1997; Performance Test Code on Gas Turbines ";

[۱۰] 10. M. Fischer, O. Schuller, S. Albrecht, M.Faltenbache; " Exergy-Efficiency as Enhancement of Energy-Efficiency– an LCA Perspective"; Fraunhofer Institute Bauphyik & ; University of Stuttgart

[۱۱] 11. J. Szargut; " Exergy Analysis"; Academia Research in Progress Thermodynamics; 2005

[۱۲] 12. R. Kumar, S C Kaushik, A. Kumar; " Energy and Exergy Analysis of Non-reheat Thermal Power Plant"; International Conference on Energy and Environment; 2009

[۱۳] 13. I. Dinceri, M. A. Rosen; " Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development"; Elsevier; 2007

[۱۴] 14. T. J. Kotas; “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”; Krieger Publishing Company, Florida – 1995

[۱۵] 15. P.J. Ploumen, F. J. J. G. Janssen; " Through Exergy Approach to More Efficient Processes"; Int.J. Applied Thermodynamics ; Vol.4, June-2001

[۱۶] 16. SMS Group; " Performance Test Report of Mobarakeh Steel Company Gas Turbine"; 2003