Archive of SID

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
HVACconf-IRSHRAE-1-043

بهینه سازی راندمان حرارتی سیکل توربین گازی با استفاده از پیش‌گرمایش هوای ورودی

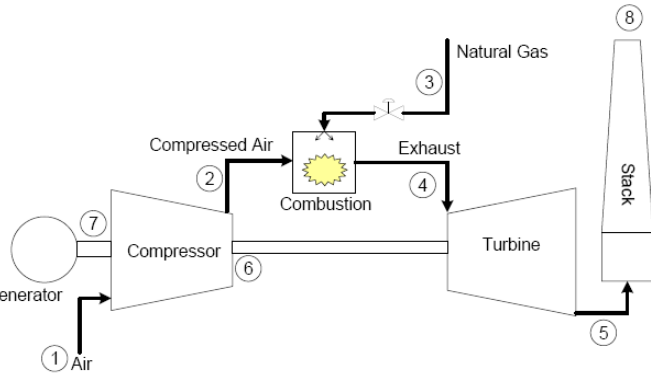
امیرحسین اشراقی، دانشجوی دکتری مهندسی سیستمهای انرژی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران شمال؛ Eshraghi.ah@gmail.com
حسین خسروی، دانشجوی دکتری مهندسی سیستمهای انرژی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران شمال؛h.khosravi1986@gmail.com
مصطفی مافی، استادیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه بین المللی امام خمینی (ره)؛m.mafi@enq.ikiu.ac.ir

چکیده:
منابع محدود سوخت‌های فسیلیو در کنار آن راندمان پایین نیروگاه‌ها جهت تولید برق به سبب هدر رفت بالای انرژی گرمایی در آن‌ها یکی از معضلات اساسی پیش روی در صنعت است. لذا جلوگیری از هدر رفت انرژی با مصرف صیانتی از منابع انرژی فسیلی و استفاده از روش‌هایی جهت افزایش بازدهی سیکل‌های تولید توان در زمره‌ی راه‌کارهایی است که می‌توان با انجام آن‌ها ضمن جلوگیری از مصرف بی رویه سوخت در هزینه‌های عملیاتی پیش روی هر صنعت که بخش قابل توجهی از قیمت تمام شده محصول آن است را کاهش و در نتیجه حاشیه سود آن صنعت را افزایش داد. در مقاله پیش روی به بررسی نتیجه انجام یکی از این راه‌کارها با روش مدل سازی انرژی آن پرداخته شده است.

کلمات کلیدی: توربین گازی -سیکل برآیتون – بازیاب حرارتی– نرم افزار Gams - آنتالپی

مقدمه:
در این مقاله سعی در مدل سازی سیکل باز برایتون (Brayton) در توربین گازی و سپس بررسی تاثیرکاهش مصرف سوخت در اثر افزودنپیش گرمکن در مسیر بین کمپرسور و محفظه احتراق با استفاده از گاز خروجی توربین گازی پرداخته شده و نتایج این مدلسازی در نرم افزار Gams با تابع هدف حداقل هزینه ناشی از سوخت مصرفی بهینه گردیده است.
درادامه تاثیر افزودن یک واحد Recuperator به سیکل توربین گازی، مورد بررسی قرار گرفته است. بدین ترتیب، در مسیر گاز خروجی از توربین و ورودی به Stack یک Recuperator نصب می‌شود که مسیر هوای فشرده خروجی از کمپرسور و ورودی به Combustion chamber را پیش گرم می‌نماید.

روش شناسی مدل انرژی:
در ابتدا مدل اولیه یک نمونه توربین گازی که هیچ واحد پیش گرمایشی در آن به کار نرفته است، با مقادیر مختلف آنتالپی جریان‌های مسیرها و راندمان‌های واحدهای مختلف آن نمایش داده می شود.[1]



شکل1– ترتیب به کار رفته در عملکرد و محاسبات موارد مطالعاتی بدون بازیاب

جدول ۱ - اطلاعات پایه ورودی به نرم افزارGams

E_u	MJ/h	360
P_{NG}	$/t	63
η_c	-	0.9
η_G	-	0.95
h_1	MJ/t	25
h_2	MJ/t	142
h_3	MJ/t	33
h_4	MJ/t	1080
h_5	MJ/t	691
h_8	MJ/t	550
E_{cc}	MJ/t	46000

جدول۲ -نتایجبهینه شده حاصله از نرم افزار Gams در حالت بدون بازیاب حرارتی

TC	$/h	2.072
m_1	t/h	1.57
m_2	t/h	1.57
m_3	t/h	0.033
m_4	t/h	1.603
m_5	t/h	1.603
m_8	t/h	1.603
E_5	MJ/h	247
E_6	MJ/h	626
E_7	MJ/h	379

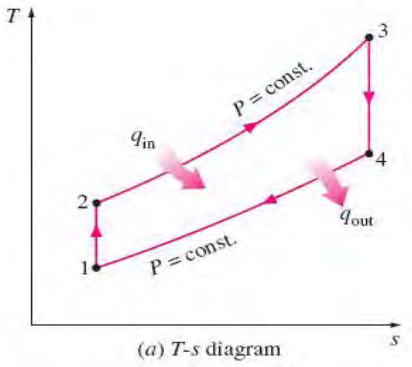
که به ترتیب :
E_u: انرژی مفید مورد تقاضا
P_{NG} : قیمت گاز طبیعی مورد استفاده

www.Hvacconf.ir
www.SID.ir

Archive of SID

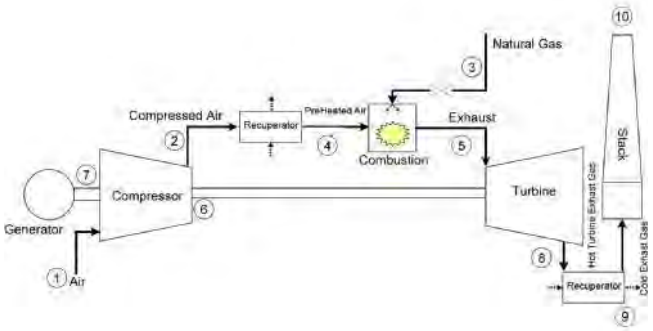
η_c: راندمان مکانیکی کمپرسور
η_G : راندمان مکانیکی ژنراتور
h_{1-8} : آنتالپی جریان‌ها
E_{cc} : ارزش حرارتی سوخت
TC : هزینه عملیاتی کل
M_{1-8} : جرم جریان‌ها
E_{5-7} : انرژی‌های ورودی به توربین و خروجی از آن

مدل ارائه شده،دیاگرام یک چرخه هوایی استاندارد ژول (سیکل برایتون) است که نمودارT-S) (آن در شکل ۲ مشخص است و دارای چهار فرآیند برگشت پذیر داخلی به صورت، فرآیند های تراکمی (1-2) و انبساطی (3-4) آدیاباتیک (آیزنتروپیک) و فرآیند افزودن گرما (2-3) و پس دادن حرارت (1-4) در فشار ثابت است.[2]

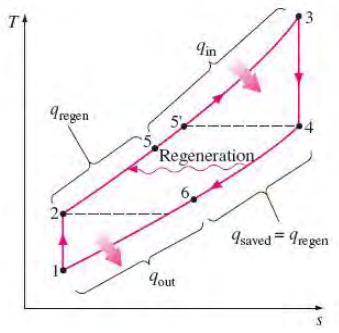


شکل2– سیکل استاندارد هوایی برآیتون

حال به بررسی تاثیر افزایش واحد پیش گرمایش سیال عامل پرداخته می-شود، برای این کار در این چرخه، از یک مبدل حرارتی(Recuperator) استفاده می‌شود، به دلیل پیش‌گرم کردن هوا در چرخه بازیاب، مصرف سوخت مورد نیاز محفظه احتراق برای رسیدن به دمای ورودی توربین گاز، در مقایسه با نیروگاه بدون بازیابی، کاهش می‌یابد. شکل ۳ دیاگرام نیروگاه توربین گاز با بازیاب حرارتی را نمایش می دهد. همچنین نمودار (T-S) چرخه آن در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۳ – ترتیب به کار رفته در عملکرد و محاسبات موارد مطالعاتی با بازیاب حرارتی



شکل 4 - نمودارT-S سیکل ایده آل بازیاب

اکنون با توجه به تغییرات اعمال شده مقادیر آنتالپی به صورت زیر تغییر خواهد نمود :

H_2=142(MJ/t)H_3 =33 (MJ/t) H_1 =25 (MJ/t)
H_5 =1080 (MJ/t) H_8 =691 (MJ/t)

ریکوپراتور عملیاتی دارای ضریب تاثیر £ است، در این تحقیق ابتدا ضریب تاثیر بطور پیش فرض ۰,۷ در نظر گرفته شده است، دمای خروجی واقعی هوا و گازهای ورودی با خروجی به سمت مبدل متفاوت است. ضریب تاثیر به صورت نرخ انتقال حرارت واقعی تئوری ریکوپراتور تعریف می‌گردد. [3]

$£ = (H_4 - H_2) / (H_8 - H_2) = (H_4 - 142) / (691 - 142) = 0.7$

$H_4 = 526.3$ (MJ/t)

$H_9 = 0.7 \times H_8 = 0.7 \times 691 = 483.7$

و با در نظر گرفتن هدر رفت و تلفات در Stack راندمان آن ۰,۹ در نظر گرفته می‌شود.

$H_{10} = H_9 \times 0.9 = 435.33$

روابط تعریف شده ورودی در نرم افزار Gams

کلیه روابط به کار برده شده برای معادلات جرم و انرژی و تابع هدف در سیکل برایتون بدون بازیافت حرارت مطابق روابط تعریف شده در مدل بدون پیشگرمکن هوا، مطابق ذیل می‌باشد، در اینجا تابع هدف حداقل نمودن میزان هزینه سوخت مصرفی است.[4]

$\text{Min TC} = m_3 \times P_{NG}$

$m_1 - m_2 = 0$
$m_1 \times h_1^{T,P} + E_6 - m_2 \times h_2^{T,P} - E_7 - E_{cw} = 0$
$E_{cw} - E_6 + E_6 \times \eta_c = 0$
$E_5 - E_6 + E_7 = 0$

$m_2 + m_3 - m_4 = 0$
$m_2 \times h_2^{T,P} + m_3 \times h_3^{T,P} + m_3 \times E_{cc} - m_4 \times h_4^{T,P} = 0$

$m_4 - m_5 = 0$
$m_4 \times h_4^{T,P} + m_5 \times h_5^{T,P} - E_6 = 0$

$m_5 - m_8 = 0$
$m_5 \times h_5^{T,P} - m_8 \times h_8^{T,P} - E_{sw} = 0$

www.SID.ir

Archive of SID

$E_7 - E_u - E_{gw} = 0$

$E_{gw} - E_7 + E_7 \times \eta_G = 0$

معادلات جرم و انرژی به کار رفته برای این سیکل با بازیافت حرارت به شرح زیر به معادلات بالا اضافه می‌گردد :

و دستورات زیر برای ریکوپراتور در نظر گرفته می‌شود.

$m_2 - m_4 = e = 0$

$m_8 - m_9 = e = 0$

$(m_2 \times h_2) + (m_8 \times h_8) - (m_4 \times h_4) - (m_9 \times h_9) - E_{rw} = e = 0$

کهدورابطهاولناشیازبالانسجرموسومیباتوجهبهضریبتاثیرمبدلومحاسباتآندرتعیین آنتالپی حاصل گردیده است، E_{rw}میزان تلفات انرژی مبدل است که متغییر در نظر گرفته می‌شود. سایرروابطبدونتغییروتنهابادرنظرگرفتنتغییراتایندکسآناستفاده شده اند.

آنالیز حساسیت و تحلیل نتایج برای یافتن جواب بهینه

همانطور که گفته شد در ابتدا ضریب تاثیر پیش گرم‌کن(£) ۰,۷ در نظر گرفته شده است،که نتایج حاصل از اجرای برنامه دلالت بر کاهش هزینه سوخت مصرفی داشت، اما میزان تلفات رکوپراتور E_{rw}صفر شد، که عملا غیر منطقی و اشتباه است، لذا با تغییر مقدار آنتالپی جریان خروجی از رکوپراتور و ورودی به اتاقک احتراق h_4 و در نتیجه آن کنترل میزان تغییراتدر هزینه سوخت (TC) و میزان تلفات پیش گرمکنE_{rw} بهینه ترین حالت را در کمترین مقدار (هزینه سوخت و تلفات رکوپراتور) برای $H_4 = 352$ (MJ/t)می‌توان دید.

جدول۳-نتایجبهینه شده حاصله از نرم افزار Gams در حالت با بازیاب حرارتی

TC	$/h	1.619
m_1	t/h	1.587
m_2	t/h	1.587
m_3	t/h	0.026
m_4	t/h	1.587
m_5	t/h	1.613
m_8	t/h	1.613
m_9	t/h	1.613
m_{10}	t/h	1.613
E_8	MJ/h	248.426
E_6	MJ/h	627.373
E_7	MJ/h	378.947
E_{cw}	MJ/h	62.737
E_{sw}	MJ/h	78.010
E_{gw}	MJ/h	18.947
E_{rw}	MJ/h	1.043

E_{cw} : تلفات انرژی کمپرسور

E_{sw} : تلفات انرژی دودکش

E_{gw} : تلفات انرژی ژنراتور

E_{rw} : تلفات انرژی بازیاب حرارتی

نهایتا پس از اجرای برنامه جوابهای بهینه مدل، بصورت زیر به جهت طراحی سیستم قابل استفاده خواهد بود، لذا میزان هزینه سوخت (TC) نسبت به حالت قبل که از پیش‌گرمکن استفاده نشده بود و مقدار آن طبق جدول شکل $/h(۲,۰۷۲)$ بود، به میزان قابل ملاحظه ای کاهش یافت و به ازای آنتالپی‌های جریانات مسیرهای مختلف که در بالا اشاره شد به کمترین مقدار خود یعنی($/h 1.619) رسید، همچنین میزان تلفات واحد پیش گرمایشE_{rw}به بهینه ترین مقدار خود یعنی (MJ/h 1.043) رسید و همچنین میزان سوخت مصرفی، از مقدار(t/h ۰,۰۳۳) در حالت بدون چرخه بازیاب به مقدار (0.026 t/h) با واحد پیش گرمکن رسید، که بر اساس آن در طراحی برای انتخاب از رکوپراتوری با ضریب تاثیر ۰,۳۸۲استفاده خواهد شد.

روش دیگری برای انجام پروژه

گذشته از این روش که در آن جواب بهینه حاصل شد و مورد سوال در صورت پروژه بود، روش دیگری هم مورد بررسی قرار گرفته است که نهایتا به همان نتیجه منطقی کاهش میزان سوخت و به طبع آن کاهش هزینه سوخت ختم می‌شود، بدین صورت که با در نظر گرفتن یک مورد مطالعاتی از کتب مرجع ترمودینامیکی برای دوحالت با و بدون واحد پیش گرمکن آنتالپی های آن را با دنبال نمودن رنج دمایی آن در طی مسیرهای مختلف و در نتیجه بدست آوردن C_p های مربوط به آن دماها از حاصل‌ضرب آن دماها در آن ظرفیت های گرمایی ویژه بطور متوالی آنتالپی های جریان در طی مسیر را بدست آورده، همچنین با در نظر گرفتن راندمان واقعی برای توربین می‌توان تلفاتی برای آن در نظر گرفت که در این صورت دو معادله جرم و انرژی زیر را به معادلاتافزوده می‌شود، که در آن Y_t راندمان توربین و E_{tw} میزان تلفات در توربین است.

$E_{tw} + (E_6 \times Y_t) - E_6 = e = 0$

$(m_5 \times h_5) - (m_8 \times h_8) - E_6 - E_{tw} = e = 0$

که نتایج حاصل از آن مانند پروژه بررسی شده دلالت بر کاهش میزان سوخت مصرفی دارد.

نتیجه گیری:

نتایج این مدل سازی انرژی نشان می دهد که با افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق، در صورت افزایش بیش از حد دمای ورودی، پیوندهای دوگانه اکسیژن از هم گسسته شده لذا اکسیژن با سوخت ترکیب نمی‌شود و سوخت به هدر خواهد رفت، و نیز با این افزایش دما با فاصله گرفتن مولکول‌های اکسیژن راندمان احتراق افت پیدا می‌کند، بنابراین برای افزایش این حرارت یک نقطه بهینه تعریف می‌شود که از این نقطه بهینه، به بیشترین دمای ممکن بعد از پیش‌گرم‌کن اطلاق می‌شود تا مقداری که این افزایش باعث افت راندمان احتراق نشود.

در این مدل با تغییر اعمال شده بر روی توربین گازی مورد مطالعه با استفاده از رکوپراتوری با ضریب تاثیر ۰,۳۸۲ به میزان ۰,۴۵۳ دلار در هر ساعت در مصرف سوخت صرفه جویی شده است

www.SID.ir

Archive of SID

مراجع:

[۱] H. Farzaneh, “Energy system modeling,” pp. 149–152, Department ofenergy engineering, IAU, Science and Research Branch . 1388.
[۲] Y.A. Cengel and M.A. Bloes, “Thermodynamics: An EngineeringApproach,” 5th edition, pp. 507–517, McGraw Hill. 2006.
[۳] V. Wylen and J. Gordon, “Fundamentals of thermodynamics,” 6th edition,translated by Gh. MalekZadeh and M.H. Kashani. pp. 424–433, Jahan faradpublication.1384
[4] GAMS SoftWare

www.SID.ir