

روش‌های افزایش بازدهی نیروگاه بخار با استفاده از تحلیل انرژی در شرکت پالایش نفت کرمانشاه

جواد رستمی^{۱*}، شهیاد ملاشریفی^۲، فرزاد ویسی^۳، میثم سعیدی^۴، آریتا شافعی^۵، برهان سلامی^۶

^۱استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه رازی، کرمانشاه، ایران

^۲کارشناس، مهندسی طرح‌ها، شرکت پالایش نفت کرمانشاه، کرمانشاه، ایران

^۳دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه رازی، کرمانشاه، ایران

^۴استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه رازی، کرمانشاه، ایران

^۵کارشناس، رئیس واحد تحقیق و توسعه، شرکت پالایش نفت کرمانشاه، کرمانشاه، ایران

^۶کارشناس، رئیس واحد آب، برق و بخار، شرکت پالایش نفت کرمانشاه، کرمانشاه، ایران

دریافت: ۹۷/۵/۱۴ پذیرش: ۹۷/۱۰/۲۰

چکیده

در این مقاله نیروگاه بخار شرکت پالایش نفت کرمانشاه با استفاده از قانون بقای جرم و قوانین اول و دوم ترمودینامیک مطالعه شده است. برای این منظور کلیه تجهیزات شامل بویلر، توربین‌های بخار و کندانسور مورد بررسی قرار گرفته است. معادلات حاکم شامل معادله بقای جرم، بقای انرژی (قانون اول ترمودینامیک) و معادله نرخ تخریب انرژی برای حجم کنترل‌های شامل ادوات اشاره شده به کار رفته است. در هر وسیله نرخ برگشت‌ناپذیری محاسبه و عوامل دخیل در آن بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که بیش‌ترین نرخ برگشت‌ناپذیری در بویلر اتفاق می‌افتد. بر این اساس چهار راهکار برای افزایش بازدهی نیروگاه شامل کاهش درصد هوای اضافی، استفاده از دمای گازهای خروجی از دودکش، پیش‌گرم کردن هوا و پیش‌گرم کردن آب ورودی به بویلر پیشنهاد شده است. در پایان سهم پیش‌گرم کردن هوا و آب ورودی در کاهش تخریب انرژی و صرفه‌جویی در مصرف سوخت محاسبه شده و میزان کاهش مصرف سوخت به‌طور سالیانه به دست آمده است.

کلمات کلیدی: نیروگاه بخار، تحلیل انرژی، بویلر، توربین، کندانسور

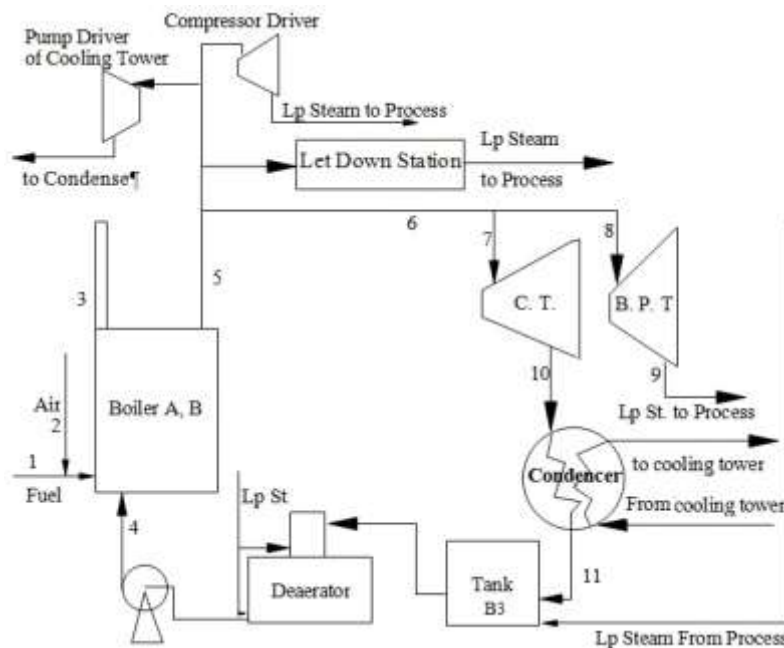
مقدمه

قانون اول ترمودینامیک نشان می‌دهد که از مقدار گرمای داده شده از سوخت به سیال عامل چه مقدار کار تولید شده و چه مقدار از آن به محیط تخلیه شده است. اما با توجه به وجود نرخ برگشت‌ناپذیری‌ها در قانون دوم و معادله تخریب انرژی، می‌توان با بررسی نرخ برگشت‌ناپذیری‌ها و شناسایی عوامل آن نسبت به افزایش بازدهی نیروگاه‌ها اقدام کرد.

تحلیل انرژی نیروگاه حرارتی تبریز توسط سجاد عارف دهقانی و همکاران [۱] انجام شده است. در این تحلیل که شامل تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه است، اجزای دارای راندمان کم‌تر شناسایی و معرفی شده اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که کندانسور دارای بیش‌ترین تلفات انرژی و بویلر دارای بیش‌ترین تلفات انرژی است. تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه بخار پالایشگاه اصفهان نیز توسط سید حسین نصر آزادانی و حسین احمدی دانش [۲] انجام شده است. در این مطالعه نیز با استفاده از معادلات بقای جرم، انرژی و معادله انرژی تمامی اجزای سیکل بررسی و مقدار برگشت‌ناپذیری برای هر فرآیند محاسبه شده است. در این تحلیل نیز بویلر، عامل اصلی تخریب انرژی شناخته شده است. لذا بیش‌ترین تمرکز در این کار بر روی فرآیندهای بویلر می‌باشد.

تحلیل انرژی نیروگاه‌های بخار توسط محققان متعددی مورد توجه قرار گرفته است [۳-۹]. از آن‌جا که هر نیروگاه شرایط مختص به خود را دارد، در هر تحقیق نتایج مختلفی به‌دست آمده است. از این میان نیروگاه پالایشگاه‌ها، با توجه به تولید همزمان بخار برای واحدهای پالایشی شرایط ویژه‌ای دارند و با استفاده از همین بخار تولیدی می‌توان راهکارهایی را برای افزایش بازدهی آن‌ها ارائه کرد.

در نیروگاه بخار شرکت پالایش نفت کرمانشاه، بخشی از بخار تولید شده در دیگ بخار صرف گرداندن توربین‌ها و بخش بیش‌تر آن برای فرآیندهای واحد پالایش ارسال می‌شود. بخشی از این بخار فشار بالا (HP) برای گرداندن توربین کمپرسور گاز در واحدهای پالایشی و بخشی از آن برای گرداندن توربین‌های واحد برج خنک‌کن به عنوان گرداننده پمپ‌های برج استفاده می‌شود. باقی‌مانده بخار HP در ایستگاه کاهش فشار با کاهش فشار و در نتیجه دمای آن، بدون استفاده خاصی (از این فشار و دمای بالا) به بخار کم فشار (LP) تبدیل و در واحدهای پالایشی استفاده می‌شود.



شکل (۱): شماتیک نیروگاه بخار در شرکت پالایش نفت کرمانشاه

در این نیروگاه، دو توربین، یکی از نوع Condensate (CT) و دیگری از نوع Back Pressure (BP) برای تولید برق وجود دارند. توربین CT معمولاً در سرویس است و توربین BP بسته به نیاز به تولید برق در سرویس قرار می‌گیرد. بخار خروجی LP از توربین CT در کندانسور به آب اشباع تبدیل می‌شود، اما بخار LP خروجی از توربین BP برای استفاده واحدهای پالایشی به آن واحدها ارسال می‌شود. در شکل (۱) نمای ساده شده نیروگاه نشان داده شده است.

مبانی تئوری این مقاله بر اساس قانون بقای جرم، قانون اول ترمودینامیک و رابطه آگزرژی که از ترکیب قانون اول و دوم ترمودینامیک به دست می‌آید می‌باشد. به طوری که هر جزء از نیروگاه با استفاده از این سه رابطه مطالعه می‌شود و وسیله‌ای که بیشترین نقش در تخریب آگزرژی دارد مشخص می‌شود و در نهایت بر اساس یافته‌های مساله پیشنهاداتی برای افزایش بازدهی نیروگاه ارائه شده است.

اطلاعات اولیه

شرایط محیطی به صورت دمای 20°C و فشار یک اتمسفر در نظر گرفته شده است. درصد مولی اجزای هوای محیط مطابق با شرایط محیطی ذکر شده برابر با مقادیر ذکر شده در جدول (۱) می‌باشد.

جدول (۱) درصد مولی اجزای هوا در شرایط محیطی

جزء	درصد مولی
O ₂	0.2055
N ₂	0.7662
H ₂ O	0.0188
CO ₂	0.0003
etc	0.0092



برای تحلیل یک نیروگاه با استفاده از قانون بقای جرم و قوانین ترمودینامیکی، دسترسی به دبی، انرژی و انرژی سیالات مختلف در نقاط موردنظر سیکل لازم است. سوخت مصرفی بویلر گاز می‌باشد و درصد مولی اجزای تشکیل دهنده آن در جدول (۲) ارائه شده است.

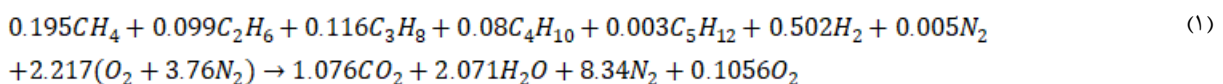
جدول (۲) درصد مولی اجزای گاز به‌عنوان سوخت بویلر

جزء	درصد مولی
CH ₄	0.195
C ₂ H ₆	0.099
C ₃ H ₈	0.116
C ₄ H ₁₀	0.08
C ₅ H ₁₂	0.003
H ₂	0.502
N ₂	0.005

با توجه به شکل (۱) گازهای ورودی و خروجی برای بویلر عبارتند از ترکیب هوا و سوخت و گازهای حاصل از احتراق. چون هوا در شرایط محیط است و در حالت موجود پیش گرم نمی‌شود انرژی آن صفر است. همچنین از آنجا که سوخت هم پیش گرم نمی‌شود انرژی ترمومکانیکی آن صفر است. اما انرژی شیمیایی آن با توجه به ترکیب آن قابل محاسبه است. گازهای حاصل از احتراق، هم دارای انرژی ترمومکانیکی (دمای ۲۲۰ درجه سانتیگراد) و هم دارای انرژی شیمیایی می‌باشند.

با توجه به دیاگرام بویلر در شکل (۱) ملاحظه می‌شود که از این وسیله سیالات مختلفی از جمله سوخت، هوا، گازهای حاصل از احتراق و آب متراکم و بخار سوپرهیت عبور می‌کند. لذا محاسبات انرژی آن نسبت به سایر اجزا مفصل‌تر است. در ابتدا ارزش حرارتی سوخت (برای استفاده در بازدهی قانون اول) و انرژی شیمیایی آن (برای استفاده در بازدهی قانون دوم) محاسبه می‌شوند.

با توجه به مقادیر جدول (۲) و به ازای یک مول سوخت، با توجه به وجود ۵٪ اکسیژن اضافی در دودکش، واکنش به‌صورت زیر است.



محاسبه ارزش حرارتی سوخت

ارزش حرارتی اجزای مختلف سوخت در جدول (۳) آورده شده است [۱].

جدول (۳) ارزش حرارتی اجزا گاز ورودی به بویلر

جزء	LHV (kJ/kmol)
CH ₄	802300
C ₂ H ₆	1427800

C ₃ H ₈	1926400
C ₄ H ₁₀	2657000
C ₅ H ₁₂	3272100
H ₂	241800

با توجه به درصد مولی هر جز:

$$LHV = 0.195(802300) + 0.099(1427800) + 0.116(1926400) + 0.08(2657000) + 0.003(3272100) + 0.502(241800) = 865023 \text{ kJ/kmol} \quad (۲)$$

محاسبه اگزرژی شیمیایی سوخت

همان طور که اشاره شد، اگزرژی ترکیبات گازی معمولاً شامل دو بخش اگزرژی ترمومکانیکی (ناشی از اختلاف دمای آن با محیط) و اگزرژی شیمیایی است.

جدول (۴) اگزرژی اجزا گاز ورودی به بویلر

جزء	اگزرژی (kJ/kmol)
CH ₄	832400
C ₂ H ₆	1362200
C ₃ H ₈	2153200
C ₄ H ₁₀	2807700
C ₅ H ₁₂	3461900
H ₂	237600

از آن جا که سوخت پیش گرم نمی شود، فقط به قسمت اگزرژی شیمیایی گاز ورودی به بویلر پرداخته می شود. اگزرژی شیمیایی برای هر ترکیب شیمیایی در جدول (۴) مشخص است [۱]. در نتیجه اگزرژی شیمیایی گازهای ورودی نیز با استفاده از ضرایب موجود در معادله احتراق و به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\psi_f = 0.195(832400) + 0.099(1362200) + 0.116(2153200) + 0.08(2807700) + 0.003(3461900) + 0.502(237600) = 901223.9 \text{ kJ/kmol} \quad (۳)$$

دبی سوخت برابر با 194 kmol/hr معادل با 0.05389 kmol/s است. در نتیجه برای سوخت (گاز) ورودی:

$$\dot{m}_f \psi_f = 0.05389 \times 901223.9 = 48566 \text{ kw} \quad (۴)$$

محاسبه اگزرژی گازهای حاصل از احتراق

با توجه به دمای بالای گازهای خروجی، هم اگزرژی ترمومکانیکی و هم اگزرژی شیمیایی آن باید محاسبه شود.



محاسبه اگزرژی ترمومکانیکی گازهای حاصل از احتراق

رابطه اگزرژی ترمومکانیکی گازهای حاصل از احتراق در دمای دودکش به صورت زیر تعریف می شود:

$$\psi_{tm} = \sum_{i=1}^n y_i [h_i - h_i^0 - T_0 (s_i - s_i^0)] \quad (5)$$

که در آن y_i درصد مولی هر یک از اجزای گازهای حاصل از احتراق، h آنالپی و s آنترپی هر جز در دمای دودکش و اندیس صفر برای مقادیر موجود در دمای محیط است. قبل از محاسبه اگزرژی ترمومکانیکی ابتدا درصد مولی هر جز باید از معادله احتراق محاسبه شود. درصد مولی هر جز برابر است با ضریب آن بخش بر مجموع ضرایب سمت راست معادله (۱). با توجه به دمای 220°C برای دودکش مقادیر h و s را می توان از جداول ترمودینامیکی [۱۰] خواند:

	T=220°C=493 K		T=20°C=293 K	
	h (kJ/kmol)	s (kJ/kmol.K)	h ₀ (kJ/kmol)	s ₀ (kJ/kmol.K)
CO ₂	17365.8	234.18	9173.4	213.03
H ₂ O	16582.3	205.91	9731.5	188.13
N ₂	14373.8	206.21	8519.3	190.99
O ₂	14553.0	220.15	8530.9	204.51

به این ترتیب با داشتن تمام مشخصات، می توان اگزرژی ترمومکانیکی گازهای خروجی را به دست آورد.

$$\begin{aligned} \psi_{tm} = & 0.09281[17365.8 - 9173.4 - 293(234.18 - 213.03)] + \\ & 0.17863[16582.3 - 9731.5 - 293(205.92 - 188.13)] + \\ & 0.7195[14373.8 - 8519.3 - 293(206.21 - 190.99)] + \\ & 0.0091[14553 - 8530.9 - 293(220.15 - 204.52)] = 1494.7 \text{ kJ/kmol} \end{aligned} \quad (6)$$

با توجه به این که دبی سوخت (گاز) برابر با 194 kmol/hr است و به ازای هر مول سوخت 2.217 مول اکسیژن، 3.76×2.217 مول نیتروژن مصرف می شود. در نتیجه، دبی کل گازهای خروجی برابر است با:

$$\dot{m}_g = 194(1 + 2.217 + 3.76 \times 2.217) = 2241.336 \text{ kmol/hr} = 0.62259 \text{ kmol/s} \quad (7)$$

اگزرژی ترمومکانیکی نیز برابر است با:

$$\dot{m}_g \psi_{tm} = \frac{0.62259 \text{ kmol}}{\text{s}} \times \frac{1494.7 \text{ kJ}}{\text{kmol}} = 930.6 \text{ kW} \quad (8)$$

محاسبه اگزرژی شیمیایی گازهای حاصل از احتراق

اگزرژی شیمیایی گازهای حاصل از احتراق از رابطه زیر به دست می آید.

$$\psi_{ch} = RT_0 \sum_{i=1}^n y_{i,0} \ln \frac{y_{i,0}}{y_{i,00}} \quad (9)$$

که در آن $y_{i,0}$ درصد مولی هر جز و $y_{i,00}$ درصد مولی اجزای هوا در شرایط محیط است و از جدول (۱) خوانده می شود.

$$\psi_{ch} = 8.3145 \times 293 \left(0.0928 \ln \frac{0.0928}{0.0003} + 0.17863 \ln \frac{0.17863}{0.0188} + 0.7195 \ln \frac{0.7195}{0.7662} + 0.0091 \ln \frac{0.0091}{0.2055} \right)$$

$$\psi_{ch} = 2132.79 \text{ kJ/kmol} \quad (10)$$

در نتیجه:

$$\dot{m}_g \psi_{ch} = 0.62259 \text{ kmol/s} \times 2132.79 \text{ kJ/kmol} = 1327.85 \text{ kw} \quad (11)$$

اگرزری کل گازهای حاصل از احتراق برابر است با:

$$\dot{m}_g \psi_g = \dot{m}_g (\psi_{tm} + \psi_{ch}) = 930.6 + 1327.85 = 2258.4 \text{ kw} \quad (12)$$

ملاحظه می‌شود اگرزری گازهای خروجی که برابر با ۲۲۵۹ کیلووات است. این مقدار فقط ۴/۶۵٪ کل اگرزری سوخت ورودی به بویلر (۴۸۵۶۶ کیلووات) است. البته لازم به ذکر است که در این مساله اگر قرار باشد از اگرزری گازهای خروجی از بویلر استفاده‌ای شود از بخش ترمومکانیکی آن استفاده می‌شود. چون بر خلاف فرآیند احتراق در مشعل، در دودکش واکنش شیمیائی توسط دود انجام نمی‌شود. در نتیجه فقط بخش ترمومکانیکی اگرزری گاز قابل بهره‌برداری می‌باشد، که این بخش نیز کم‌تر از دو درصد کل اگرزری ورودی است.

محاسبه اگرزری هوای مورد نیاز برای احتراق

باتوجه به اینکه هوا پیش‌گرم نمی‌شود، برای وضع موجود، اگرزری هوای ورودی که در شرایط محیط وارد بویلر می‌شود (با صرف‌نظر از فشار کم ایجاد شده توسط فن) صفر می‌باشد.

محاسبه اگرزری در بقیه قسمت‌های نیروگاه

شرایط عملکرد نیروگاه در نقاط مختلف شکل (۱) شامل دبی، فشار و دما در جدول (۵) مشخص شده است. مقادیر آنتالپی و آنترپی نیز جهت محاسبه اگرزری از جداول ترمودینامیکی [۱۰] استخراج و در این جدول ارائه شده‌اند. با توجه به این که آب در فشار و دمای محیط در حالت متراکم است. مقادیر h_0 و s_0 از مقادیر موجود در جداول ترمودینامیکی [۱۰] تقریباً برابر با مقادیر اشباع در دمای 20°C است. همچنین از آنجا که اختلاف آنتالپی یا آنترپی را برای ابتدا و انتهای فرآیند لازم داریم، مقادیر h_0 و s_0 تاثیری در محاسبات ندارند. با این حال در جدول اشباع در دمای 20°C این مقادیر به ترتیب برابر با 83.96 kJ/kg و 0.2966 kJ/kg.K می‌باشند. محاسبه اگرزری برای عبور سیال در هر نقطه از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\psi = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (13)$$

لازم به ذکر است که در نقطه ۱۲ مقادیر h_f و s_f را در نقطه اشباع در دمای 24°C و در نقطه ۱۳ مقادیر h_f و s_f را در نقطه اشباع در دمای 28°C می‌خوانیم. ملاحظه می‌شود که مقدار اگرزری در ورود و خروج از کندانسور قابل توجه نیست.



جدول (۵) مشخصات ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل

نقطه	دبی (ton /hr)	فشار (bar)	دما (C)
4	47.63	55	110
5	47.63	41	400
6	22.6	"	"
7	5.6	"	"
8	17	"	"
9	17	7.5	280
10	5.6	0.08	بخار اشباع
11	5.6	مايع اشباع	36
12	809	مايع متراکم	24
13	809	مايع متراکم	28

با استفاده از مقادیر جدول (۵) و جداول ترمودینامیکی [۱۰] سایر خواص نقاط مختلف شامل آنتالپی، آنتروپی و آگرژی قابل محاسبه و در جدول (۶) آورده شده است.

جدول (۶) سایر خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل

نقطه	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg.K)	آگرژی (kJ/kg)
4	465.444	1.41041	55.1
5	3235.24	6.7915	1248.3
6	"	"	"
7	"	"	"
8	"	"	"
9	3015.62	7.1938	910.8
10	2577	8.2287	168.9
11	150.86	0.5188	1.8
12	100.7	0.3534	0.097
13	117.43	0.4093	0.45

معادلات حاکم

در فرآیندهای نیروگاه بخار معادلات حاکم شامل قانون بقای جرم، قانون اول ترمودینامیک و معادله آگرژی به صورت زیر می‌باشند.

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (14)$$

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i + \dot{W} \quad (15)$$

$$\sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_e \psi_e + \sum_{j=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j = \dot{W} + \dot{I} \quad (16)$$

بازدهی قانون دوم در فرآیندهای مختلف

با توجه به این که انرژی که فیدپمپها در اختیار سیال عامل می‌گذارند از نوع کار است، فیدپمپها دارای بازدهی قانون دوم بالائی هستند و معمولاً در تحلیل انرژی مورد مطالعه قرار نمی‌گیرند.

بویلر

با انتخاب حجم کنترل مناسب برای قانون بقای جرم و قانون اول برای سیال آب:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}_w = 13.231 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_w(h_e - h_i) = 13.231(3235.24 - 465.444) = 36647.2 \text{ kw} \quad (17)$$

بازدهی قانون اول به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_I = \frac{\dot{m}_w(h_e - h_i)}{\dot{m}_f LHV} = \frac{36647.2}{0.05389 \times 865023} = 0.786 = 78.6\% \quad (18)$$

از آنجا که برای جمله $(1 - T_0/T)\dot{Q}$ در معادله (۷) به دمای مرز حجم کنترل نیاز داریم و این دما از ۱۱۰ تا ۴۰۰ درجه سانتیگراد تغییر می‌کند، بهتر است برای معادله انرژی، با فرض عایق بودن بدنه بویلر، حجم کنترل شامل کل بویلر (از جمله مشعل) باشد. در این صورت، انرژی سوخت و گازهای خروجی وارد معادله (۷) می‌شوند، اما به علت عایق بودن بدنه بویلر و حجم کنترل انتخاب شده (کل بویلر)، جمله $(1 - T_0/T)\dot{Q}$ از معادله تخریب انرژی حذف می‌شود.

$$\dot{I}_{Boiler} = \dot{m}_w\psi_i + \dot{m}_f\psi_f + \dot{m}_a\psi_a - \dot{m}_w\psi_e - \dot{m}_g\psi_g$$

$$\dot{I}_{Boiler} = 13.21 \times 55.1 + 48566 + 0 - 13.21 \times 1248.3 - 0 = 32780 \text{ kw} \quad (19)$$

چون از محصولات احتراق که دمای بالایی هم دارند استفاده نمی‌شود و هوای ورودی به بویلر نیز پیش گرم نمی‌شود مقادیر $\dot{m}_a\psi_a$ و $\dot{m}_g\psi_g$ در معادله (۱۹) صفر هستند. بازدهی قانون دوم:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_w(\psi_e - \psi_i)}{\dot{m}_f\psi_f} = \frac{13.21(1248.3 - 55.1)}{48566} = 0.325 = 32.5\% \quad (20)$$

در نتیجه، از کل انرژی ورودی سوخت که حدود 48.5MW است، حدود 15.8MW معادل 32.5% آن به آب می‌رسد، حدود 2.25MW آن معادل 4.65% همراه با گازهای حاصل از احتراق و خروجی از دودکش هدر می‌رود و بقیه آن به دلیل فرآیندهای برگشت ناپذیر احتراق و انتقال حرارت در اختلاف دمای محدود و افت فشار سیال در بویلر از بین می‌رود.

توربین Back Pressure

با انتخاب حجم کنترل مناسب (توربین عایق) برای قانون بقای جرم و قانون اول، مقدار کار توربین برابر با

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}_{BP} = 4.722 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{BP} = \dot{m}_{BP}(h_i - h_e) = 4.722(3235.24 - 3015.62) = 1037 \text{ kw} \quad (21)$$

و مقدار برگشت ناپذیری آن برابر با

$$\dot{I}_{BP} = \dot{m}_{BP}(\psi_i - \psi_e) - \dot{W}_{BP} = 4.722(1248.3 - 910.8) = 573.5 \text{ kw} \quad (22)$$

به دست می‌آید. همچنین بازدهی قانون دوم برای آن برابر با



$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{BP}}{\dot{m}_{BP}(\psi_i - \psi_e)} = \frac{1037}{4.722(1248.3 - 910.8)} = 0.65 = 65\% \quad (23)$$

است.

توربین Condensate

با انتخاب حجم کنترل مناسب (توربین عایق) برای قانون بقای جرم و قانون اول، مقدار کار توربین برابر با

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}_{CT} = 1.556 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{CT} = \dot{m}_{CT}(h_i - h_e) = 1.556(3235.24 - 2577) = 1024 \text{ kw} \quad (24)$$

و مقدار برگشت‌ناپذیری آن برابر با

$$\dot{I}_{CT} = \dot{m}_{CT}(\psi_i - \psi_e) - \dot{W}_{CT} = 1.556(1248.3 - 168.9) - 1024 = 665.5 \text{ kw} \quad (25)$$

به دست می‌آید. همچنین بازدهی قانون دوم برای آن برابر با

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{CT}}{\dot{m}_{CT}(\psi_i - \psi_e)} = \frac{1024}{1.556(1248.3 - 168.9)} = 0.61 = 61\% \quad (26)$$

می‌باشد.

کندانسور

با انتخاب حجم کنترل مناسب (کندانسور عایق) برای قانون بقای جرم و قانون اول، مقدار گرمای داده شده به برج خنک‌کن برابر با

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}_{cond} = 1.556 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{cond}(h_e - h_i) = 1.556(150.86 - 2577) = -3775 \text{ kw} \quad (27)$$

و مقدار برگشت‌ناپذیری آن برابر با

$$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_{cond}(\psi_{10} - \psi_{11}) + \dot{m}_{cool}(\psi_{12} - \psi_{13}) = 1.556(168.9 - 1.8) + 224.73(0.45 - 0.097) \quad (28)$$

$$\dot{I}_{cond} = 248.3 \text{ kw}$$

به دست می‌آید. همچنین بازدهی قانون دوم برای آن برابر با

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{cool}(\psi_{13} - \psi_{12})}{\dot{m}_{cond}(\psi_{11} - \psi_{10})} = 0.3 = 30\% \quad (29)$$

است. جهت تکمیل سیکل ناگزیر به دفع حرارت از کندانسور توسط برج خنک‌کن به محیط هستیم. این انرژی دارای مقدار (3775kW) اما کیفیتی پائین (169kW) است.

جدول (۷) خلاصه بازدهی قانون دوم در اجزا مختلف

وسيله	$\dot{I}(\text{kw})$	η_{II}
بویلر	32780	32.5
توربین CT	667	61
توربین BP	566	65
کندانسور	184	30

مقایسه نتایج نشان می‌دهد که عملکرد توربین BP از نظر قانون دوم بهتر از توربین CT است. اما عملکرد بهتر از نظر قانون دوم کافی نیست. زیرا بازدهی قانون دوم برای توربین یک نارسائی دارد و آن این که دبی

جریان از صورت و مخرج آن حذف می‌شود. به عبارتی توربین CT از 5.6 ton/hr بخار، مقدار 1.024 MW برق تولید می‌کند. در حالی که توربین BP از 17 ton/hr بخار 1.037 MW برق تولید می‌کند. همچنین علت بالا بودن بازدهی قانون دوم برای توربین BP به بالا بودن انرژی بخار خروجی آن برمی‌گردد، که البته در پالایشگاه این بخار خروجی در واحدهای پالایشی استفاده می‌شود. اما اگر از بخار خروجی آن استفاده نمی‌شد و به سیکل نیروگاه برمی‌گشت باید آن انرژی بخار خروجی در برج خنک‌کن به محیط تخلیه می‌شد. به همین دلیل هم هست که وقتی فرض می‌شود که هر دو توربین در سرویس باشند و دبی بخار مصرفی در بازده کل سیکل ظاهر می‌شود بازدهی سیکل نسبت به حالتی که فقط توربین CT در سرویس است کم‌تر می‌شود. به عبارتی توربین BP توربینی است که بخار خروجی از آن همچنان قابلیت کاردهی بالائی دارد اما چون مقدار بخار زیادی را نیز مصرف می‌کند، در محاسبه بازدهی سیکل هزینه خود را نشان می‌دهد.

بازدهی قوانین اول و دوم برای سیکل نیروگاه

از آنجا که کل انرژی سوخت داده شده به بویلر صرف تولید کار (برق) نمی‌شود و عمده آن صرف تولید بخار به منظور استفاده در فرآیندهای پالایشی می‌شود، می‌توان از مقدار سوخت مصرفی جهت تولید برق تناسب گرفت.

حالت اول: فقط توربین Condensate در سرویس باشد.

دبی کل آب 47.63 ton/hr است که 5.6 ton/hr آن دبی توربین CT است.

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{CT}}{47.63 \dot{m}_f LHV} = \frac{1024}{47.63 \times 0.05389 \times 865023} = 18.7\% \quad (30)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{CT}}{47.63 \dot{m}_f \psi_f} = \frac{1024}{47.63 \times 0.05389 \times 901224} = 17.9\% \quad (31)$$

حالت دوم: اگر هر دو توربین در سرویس باشند.

دبی مجموع توربین‌ها 22.6 ton/hr است.

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{CT} + \dot{W}_{BP}}{22.6 \dot{m}_f LHV} = \frac{1024 + 1037}{22.6 \times 0.05389 \times 865023} = 9.3\% \quad (32)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{CT} + \dot{W}_{BP}}{47.63 \dot{m}_f \psi_f} = \frac{1024 + 1037}{47.63 \times 0.05389 \times 901224} = 8.95\% \quad (33)$$

مورد استفاده بویلر در پالایشگاه کاملاً وابسته به مقدار تقاضای بخار و برق است و ممکن است در شرایط مختلف این نیاز به بخار، برق یا هر دو در پالایشگاه تغییر کند. به عبارتی، این که بازده برای حالت اول بهتر است، دلیل بر ارجحیت استفاده از آن در پالایشگاه نیست و پارامترهای دیگر از جمله تقاضای مقدار برق و

بخار از سوی واحدهای فرآیندی نیز اهمیت دارد. همچنین واضح است که بخار HP که قرار است به بخار LP تبدیل شود، بهتر است به جای ایستگاه کاهش فشار از یک توربین بگذرد. طبق شکل (۱)، از بخار تولیدی توسط بویلر استفاده‌های مختلفی می‌شود که بخشی از آن در توربین CT صرفاً برای تولید برق و مقداری هم در توربین BP برای تولید برق استفاده می‌شود و خروجی آن به‌عنوان بخار LP به واحدهای پالایشی ارسال می‌شود. در صورت عدم استفاده از توربین BP، بخار مورد نیاز واحدهای پالایشی در ایستگاه تقلیل فشار، بدون تولید برق به بخار LP تبدیل می‌شود. از آن جا که بخار مورد نیاز توربین BP زیاد است، این بخار در صورتی که در واحدهای پالایشی متقاضی نداشته باشد به‌صورت مازاد درخواهد آمد. در نتیجه در بیش‌تر ایام سال این توربین در سرویس نیست و با کم کردن دبی سیال ورودی به بویلر معمولاً ایستگاه تقلیل فشار در سرویس می‌باشد. در نتیجه در استفاده بهینه از بخار، توربین CT عملکرد اقتصادی بهتری دارد. از طرفی واضح است که ارسال بخار به توربین BP اقتصادی‌تر از ارسال آن به ایستگاه تقلیل فشار است.

راهکارهای افزایش بازدهی

طبق نتایج، از مقدار انرژی سوخت مقدار 79% آن به سیال عامل می‌رسد و 21% آن تلف می‌شود. اگر فرض کنیم که این مقدار از طریق دودکش هدر برود باید به‌آگرزژی آن نیز پردازیم. در نتیجه از مقدار آگرزژی ورودی به بویلر 32.5% آن به سیال عامل می‌رسد و 4.65% آن از طریق دودکش هدر می‌رود و بقیه آن به دلیل برگشت‌ناپذیری‌های ناشی از احتراق و انتقال حرارت در اختلاف دمای محدود و افت فشار سیال (در حدود ۱۴ بار در بویلر) تخریب می‌شود. از این 4.65% که از دودکش هدر می‌رود فقط 1.9% آن آگرزژی ترمومکانیکی و قابل دستیابی است. در نتیجه اگرچه 21% انرژی سوخت هدر می‌رود، اما این انرژی هدر رفته، کیفیت پائینی هم دارد. انرژی اتلافی از کندانسور نیز مقدار قابل توجهی است. اما از آن جا که این اتلاف برای تغییر فاز بخار به مایع جهت تکمیل سیکل انجام می‌شود و کیفیت (آگرزژی) پائینی دارند کار خاصی در مورد آن نمی‌توان انجام داد.

در پیشنهاد راهکارهای افزایش بازدهی قرار نیست در ساختار داخلی اجزا مانند بویلر، توربین، کندانسور و... تغییری داده شود. بلکه سعی می‌شود در قبل و بعد از این وسایل تغییراتی در فرآیند یا دمای سیال ایجاد شود. قبل و بعد از وسایلی مانند توربین و کندانسور جای تغییر چندانی ندارد. اما در ورودی بویلر می‌توان تغییراتی در خواص سیالات ورودی ایجاد کرد. همچنین از آن جا که بویلر بیش‌ترین سهم را در تخریب آگرزژی دارد برای بهبود عملکرد سیکل بهتر است به بویلر پرداخته شود. در افزایش بازدهی قانون اول سیکل طبق رابطه زیر:

$$\eta_I = \frac{W}{\dot{m}_f LHV} \quad (34)$$

یا کار خروجی (هدف) افزایش می‌یابد یا گرمای داده شده به سیکل (هزینه) کاهش می‌یابد. با توجه به این‌که تقاضای برق پالایشگاه مشخص است، تمرکز، بر کاهش مقدار Q_H که همان $\dot{m}_f LHV$ است، خواهد

بود. از آن جا که نوع سوخت تغییر نمی‌کند، با کاهش دبی سوخت، انرژی ورودی به بویلر از طریق پیش‌گرم کردن هوا و آب تامین می‌شود. رابطه تخریب انرژی به صورت زیر است.

$$\dot{I}_{Boiler} = \dot{m}_w \psi_i + \dot{m}_f \psi_f + \dot{m}_a \psi_a - \dot{m}_w \psi_e - \dot{m}_g \psi_g \quad (35)$$

از آنجا که مقدار ψ_f زیادی است، سعی می‌شود با حفظ بازدهی قانون اول، با افزایش ψ_i آب و ψ_a هوا، مقدار تخریب انرژی ناشی از ψ_f را کاهش و بازدهی قانون دوم را افزایش داد. این کار موجب کاهش \dot{m}_f و صرفه‌جویی در مصرف سوخت و نیز کاهش جمله $\dot{m}_f \psi_f$ در تخریب انرژی می‌شود. در مورد انرژی آب خروجی از بویلر کار خاصی صورت نمی‌گیرد اما می‌توان با استفاده از دمای دود خروجی جمله آخر را جهت کاهش در تخریب انرژی تقویت کرد.

کاهش درصد هوای اضافی

اگرچه هوای اضافی جهت سوختن کامل مورد نیاز است، اما گرم شدن همین هوای اضافی نیز خود مقداری از انرژی سوخت را هدر می‌دهد. لذا کاهش هوای اضافی غیرضروری باعث کاهش مصرف سوخت خواهد شد. اما در این نیرگه درصد اکسیژن اضافی در دودکش کم و در حدود 3.5 تا 5% است.

استفاده از دمای بالای گازهای خروجی از دودکش

از انرژی دود می‌توان برای پیش‌گرم کردن هوای ورودی و نیز آب ورودی به بویلر استفاده کرد. ایرادی که این راهکار دارد این است که سرد شدن گازهای دودکش موجب رسیدن دمای بخار آب موجود در گازهای خروجی به دمای نقطه شبنم (حدود ۱۱۰ درجه سانتیگراد در فشار اتمسفر) و تقطیر مواد اسیدی و ایجاد خوردگی در مبدل‌های داخلی در ناحیه کانوکشن بویلر می‌شود. این موضوع برای خوردگی بدنه دودکش هم قابل تامل است. اما با توجه به وجود لایه تفلون یا مواد مقاوم در برابر مواد اسیدی، این موضوع در دیواره دودکش کمتر ایجاد مشکل می‌کند. با این حال تقطیر قطرات آب با مواد اسیدی بر مبدل‌های ناحیه کانوکشن همچنان می‌تواند در دوسر ساز باشد. همچنین دمای گازهای خروجی از دودکش برای ایجاد نیروی شناوری جهت انتقال گازهای حاصل از احتراق و عدم تجمع این گازها در داخل بویلر الزامی است. با توجه به بیش‌تر بودن دبی دود نسبت به هوای ورودی و همچنین پیش‌گرم شدن آب ورودی، دمای دود در قسمت کانوکشن بالاتر می‌رود و می‌توان از آن برای پیش‌گرم کردن هوا استفاده کرد.

پیش‌گرم کردن هوای ورودی

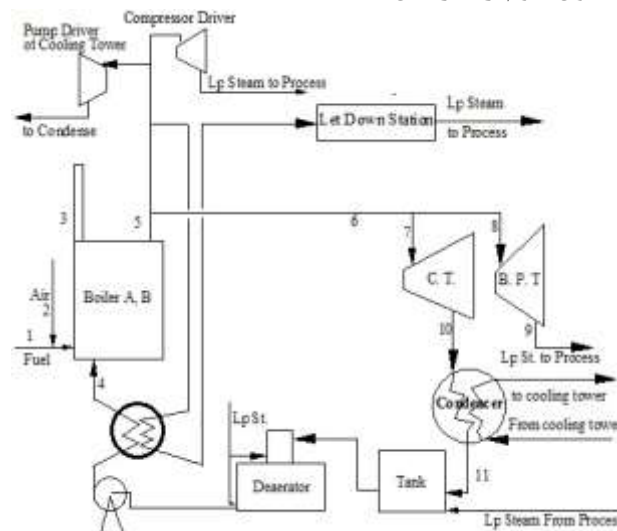
با توجه به دبی زیاد هوای ورودی، مقدار زیادی از گرمای آزاد شده سوخت، صرف گرم کردن هوای ورودی می‌شود. در حالی که هوای پیش‌گرم شده مقدار گرمای کم‌تری از شعله را به خود اختصاص می‌دهد. این موضوع در رابطه تخریب انرژی بویلر نمایان‌تر است. از آن جا که سوخت و هوا در مشعل مخلوط می‌شوند پیش‌گرم کردن یکی از آنها کفایت می‌کند و به علت دارا بودن دبی بیش‌تر (حدوداً ده برابر بیش‌تر از

سوخت) معمولاً هوا پیش گرم می‌شود. یک دلیل دیگر برای پیش گرم نکردن سوخت این است که در بعضی وسایل که سوخت مایع است امکان دوفازی شدن سوخت و توزیع نامناسب آن در مشعل وجود دارد. پیش گرم کردن هوا با استفاده از دمای دود خروجی از دودکش امکان پذیر است.

استفاده از مبدل پیش گرم قبل از بویلر

یکی دیگر از راه‌های افزایش بازدهی نیروگاه بخار استفاده از مبدل پیش گرم بعد از فیدپمپ‌ها و قبل از ورود به بویلر است. از آن جا که بخش زیادی از بخار خروجی از بویلر جهت مصرف واحدهای پالایشی در ایستگاه کاهش فشار با کاهش فشار و در نتیجه دمای آن به بخار LP تبدیل می‌شود، می‌توان قبل از ورود بخار HP به ایستگاه کاهش فشار، از آن برای پیش گرم کردن آب ورودی به بویلر استفاده کرد. شکل (۲) محل قرارگیری مبدل پیش گرم را نشان می‌دهد.

حال می‌توان به محاسبه صرفه اقتصادی حاصل از افزایش دمای آب ورودی به بویلر و پیش گرم کردن هوا به صورت همزمان پرداخت. در حالت موجود کل انرژی ورودی به بویلر توسط سوخت تامین می‌شود، اما با عملیات پیش گرم هوا و آب، مقداری از انرژی ورودی بویلر به هوا و آب پیش گرم شده واگذار می‌گردد. به این ترتیب با ثابت نگه داشتن انرژی مصرفی (بازدهی قانون اول) و تامین مقداری از انرژی ورودی توسط سایر منابع (گازهای خروجی از دودکش و بخار ورودی به ایستگاه کاهش فشار)، می‌توان مصرف سوخت ورودی (هزینه) را کاهش و بازدهی قانون دوم را افزایش داد.



شکل (۲): محل قرارگیری مبدل پیش گرم

با کاهش مصرف سوخت مسلماً مصرف هوا نیز کاهش می‌یابد. این کاهش مصرف را با ضریب A در معادله بقای انرژی برای بویلر به صورت زیر نشان داده شده است. حالت موجود با اندیس ۱ و حالت افزایش بازدهی با اندیس ۲ نشان داده شده‌اند. در رابطه زیر A نسبت دبی سوخت در حالت دوم نسبت به حالت اول است.

$$(\dot{m}_w h_i + \dot{m}_a h_{ai} + \dot{m}_f LHV)_1 = (\dot{m}_w h_i + \dot{m}_a h_{ai} + \dot{m}_f LHV)_2$$

$$\dot{m}_w h_{i1} + \dot{m}_a h_{ai1} + \dot{m}_f LHV = \dot{m}_w h_{i2} + A \dot{m}_a h_{ai2} + A \dot{m}_f LHV$$

$$A = \frac{\dot{m}_w (h_{i1} - h_{i2}) + \dot{m}_a h_{ai1} + \dot{m}_f LHV}{\dot{m}_a h_{ai2} + \dot{m}_f LHV} \quad (36)$$

رابطه انرژی ترمومکانیکی هوای گرم شده از رابطه (۲) به دست می‌آید. در این معادله y_i درصد مولی اکسیژن و برابر با ۲۱٪ و برای نیتروژن برابر با ۷۹٪ است. با افزایش دمای 20°C برای هوا مقادیر s و h را می‌توان از جداول ترمودینامیکی [۱۰] خواند.

	T=40°C=313 K		T=20°C=293 K	
	h(kJ/kmol)	s(kJ/kmol.K)	h ₀ (kJ/kmol)	s ₀ (kJ/kmol.K)
N ₂	9101.6	192.91	8519.3	190.99
O ₂	9118.5	206.45	8530.9	204.51

به این ترتیب

$$\psi_a = 0.21[9118.5 - 8530.9 - 293(206.45 - 204.51)] + 0.79[9101.6 - 8519.3 - 293(192.91 - 190.99)] = 18.78 \text{ kJ/kmol} \quad (37)$$

و

$$\dot{m}_a = 2.217(1 + 3.76)\dot{m}_f = 10.55\dot{m}_f = 0.5687 \text{ kmol/s} \quad (38)$$

مقدار انرژی هوای ورودی برابر با

$$\dot{m}_a \psi_a = 0.5687(18.78) = 10.68 \text{ kW} \quad (39)$$

و مقدار انرژی هوای ورودی برابر با

$$\begin{aligned} \dot{m}_a h_a|_{293\text{K}} &= 0.5687(0.21 \times 8530.9 + 0.79 \times 8519.3) = 4846.3 \text{ kW} \\ \dot{m}_a h_a|_{313\text{K}} &= 0.5687(0.21 \times 9118.5 + 0.79 \times 9101.6) = 5178 \text{ kW} \end{aligned} \quad (40)$$

است. برای محاسبه صرفه‌جوئی در مصرف سوخت، ابتدا جرم مولی یک مترمکعب سوخت گازی بویلر را محاسبه می‌شود. با توجه به ترکیب سوخت از جدول (۲)، جرم مولی سوخت از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$M = 0.195M_{CH_4} + 0.099M_{C_2H_6} + 0.116M_{C_3H_8} + 0.08M_{C_4H_{10}} + 0.003M_{C_5H_{12}} + 0.502M_{H_2} + 0.005M_{N_2} \quad (41)$$

جرم مولی عناصر موجود بر حسب کیلوگرم بر کیلومول برابر با $M_C = 12$ ، $M_H = 1$ ، $M_N = 14$ است. در نتیجه:

$$M = 0.195(16) + 0.099(30) + 0.116(44) + 0.08(58) + 0.003(72) + 0.502(2) + 0.005(28)$$

$$M = 18.454 \text{ kg/kmol} \quad (42)$$

در نتیجه، جرم هر کیلومول سوخت برابر با 18.454 kg است. سپس چگالی سوخت را با استفاده از چگالی هر جز، در جدول زیر محاسبه می‌شود.



جدول (۸) چگالی اجزای مختلف سوخت

اجزاء	$\rho(kg/m^3)$
CH ₄	0.656
C ₂ H ₆	1.36
C ₃ H ₈	2.01
C ₄ H ₁₀	2.48
C ₅ H ₁₂	626
H ₂	0.09
N ₂	0.005

در نتیجه،

$$\rho = 0.195\rho_{CH_4} + 0.099\rho_{C_2H_6} + 0.116\rho_{C_3H_8} + 0.08\rho_{C_4H_{10}} + 0.003\rho_{C_5H_{12}} + 0.502\rho_{H_2} + 0.005\rho_{N_2}$$

$$\rho = 0.195(0.656) + 0.099(1.36) + 0.116(2.01) + 0.08(2.48) + 0.003(626) + 0.502(0.09) + 0.005(1.251) = 2.6kg/m^3 \quad (43)$$

به این ترتیب، هر مترمکعب گاز معادل 2.6 kg جرم دارد. این مقدار نیز با توجه به جرم مولی گاز برابر با 2.6236/18.454=0.142 kmol می‌باشد. پس هر مترمکعب گاز مصرفی بویلر معادل 0.142 kmol است. در نتیجه حجم سوخت صرفه جوئی شده در سال از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\Delta V = \frac{\dot{m}_{f1} - A\dot{m}_{f1}}{0.142} \times 3600(\text{sec}) \times 24(\text{hour}) \times 365(\text{day}) = 11953804(1 - A) \quad (44)$$

با فرض افزایش ۳۰ درجه سانتیگراد در دمای آب ورودی و افزایش ۲۰ درجه سانتیگراد در دمای هوای ورودی مقدار صرفه جوئی در مصرف سوخت به صورت زیر به دست می‌آید.

$$h_{i1} = 465.444 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{i2} = 592.476 \text{ kJ/kg}$$

$$A = \frac{13.231(465.444 - 592.476) + 4846.3 + 46616}{5178 + 46616} = 0.961 \quad (45)$$

مقدار صرفه جوئی در مصرف سوخت برای یک سال از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\Delta V = 11953804(1 - 0.961) = 466198 \text{ m}^3/\text{year} \quad (46)$$

محاسبه برگشت‌ناپذیری بویلر:

اگررزی آب ورودی به بویلر برابر است با

$$\psi_i = h - h_0 - T_0(s - s_0) = 507.788 - 83.96 - 293(1.517 - 0.297) = 66.3 \text{ kJ/kg} \quad (47)$$

$$\dot{I}_{Boiler} = \dot{m}_w\psi_i + \dot{m}_f\psi_f + \dot{m}_a\psi_a - \dot{m}_w\psi_e - \dot{m}_g\psi_g$$

$$= 13.231(66.3) + 0.05179(901224) + 0.961(10.68) - 13.231(1248.6) = 31041.6 \text{ kw} \quad (48)$$

و بازدهی قانون دوم برای بویلر

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_w(\psi_e - \psi_i)}{\dot{m}_f\psi_f} = \frac{13.21(1248.3 - 66.3)}{0.05179 \times 901224} = 0.335 = 33.5\% \quad (49)$$

و بازدهی قانون اول و دوم برای سیکل

$$\eta_{I} = \frac{\dot{W}_{CT}}{\frac{5.6}{47.63} \dot{m}_f LHV} = \frac{1024}{\frac{5.6}{47.63} 0.05179 \times 865023} = 19.4\% \quad (50)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{CT}}{\frac{5.6}{47.63} \dot{m}_f \psi_f} = \frac{1024}{\frac{5.6}{47.63} 0.05179 \times 901224} = 18.7\% \quad (51)$$

است. به این ترتیب، سالانه ۴۶۶ هزار مترمکعب در مصرف سوخت صرفه‌جوئی می‌شود و برگشت‌ناپذیری از ۳۳۱۳۷ به ۳۱۰۴۲ کیلووات کاهش می‌یابد. بازدهی قانون اول سیکل نیز از ۱۸/۷ به ۱۹/۴ درصد و بازدهی قانون دوم از ۱۷/۹ به ۱۸/۷ درصد افزایش می‌یابد.

نتیجه گیری

در این مقاله تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه بخار شرکت پالایش نفت کرمانشاه انجام شده است. در این تحلیل، بویلرهای استاندارد فاسل به عنوان منابع اصلی تخریب انرژی شناخته شدند. از آنجا که بویلرهای مذکور علاوه بر تامین بخار مورد نیاز توربین‌ها وظیفه تامین بخار برای فرآیندهای واحدهای پالایشی را نیز برعهده دارند، مقدار زیادی از این بخار که دارای دما و فشار بالائی است در ایستگاه کاهش فشار با از دست دادن فشار و دمای خود، بدون تولید قدرت به بخار کم فشار برای مصرف در واحدهای پالایشی تبدیل می‌شود. یکی از راه‌های افزایش بازدهی نیروگاه، پیش‌گرم کردن هوای مورد نیاز احتراق است. راه دیگر آن، استفاده از مبدل پیش‌گرم در ورودی آب به بویلر با استفاده از بخار HP خروجی از بویلر، قبل از ورود به ایستگاه کاهش فشار است. به این ترتیب می‌توان با حفظ بازدهی قانون اول مقدار دبی سوخت ورودی به بویلر را کاهش و بازدهی قانون دوم را افزایش داد.

فهرست علائم

h	آنتالپی (kJ.kg^{-1})
\dot{i}	نرخ برگشت‌ناپذیری (kw)
LHV	ارزش حرارتی پائین سوخت (kJ.kg^{-1})
s	آنتروپی ($\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
\dot{m}	دبی جرمی (kg.s^{-1})
علائم یونانی	
η	بازدهی
ψ	انرژی
زیرنویس‌ها	
a	هوا



شیمیائی	ch
خروج	e
سوخت	f
محصولات احتراق	g
ورودی	i
ترمو مکانیکی	tm

سپاس‌گزاری

این تحقیق با استفاده از حمایت مالی شرکت پالایش نفت کرمانشاه انجام شده است. بدین‌وسیله از این شرکت تشکر و قدردانی می‌شود.

منابع

- [۱] سجاد عارف دهقانی، علیرضا رستمزاده خسروشاهی، «تحلیل انرژی و انرژی‌های حرارتی تبریز»، نشریه انرژی ایران، دوره ۱۸ شماره ۳ پاییز ۱۳۹۴.
- [۲] سید حسین نصر آزادانی، حسین احمدی دانش، «تحلیل انرژی و انرژی‌های حرارتی پالایشگاه اصفهان»، نشریه علمی-پژوهشی مدیریت انرژی، شماره دوم، سال دوم، تابستان ۱۳۹۱.
- [۳] احسان بافکرپور، محمد حسین بابائی، محمدرضا حیرانی نوبری، «آنالیز اکسرژی اجزای سیکل نیروگاه بخار»، نشریه انرژی ایران، سال ۱۱ شماره ۲۸ شهریور ۱۳۸۷.
- [۴] جواد رستمی، فرزاد ویسی و میثم سعیدی، «روش‌های افزایش بازدهی نیروگاه‌های تولید برق شرکت پالایش نفت کرمانشاه»، طرح پژوهشی ۱۳۹۶.
- [۵] Tiwari, A K., Hasan, M. M., Islam, M., "Exergy Analysis of Combined Cycle Power Plant: NTPC Dadri, India", International Journal of Thermodynamics, Vol. 16 No. 1, pp. 36-42. 2013.
- [۶] Ahmadi, G. R., Toghraie, D., 2016, "Energy and exergy analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 56, pp. 454-463. 2016.
- [۷] Aljundi, I. H., "Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan", Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 324-328. 2009.
- [۸] Hou, D., Shuai, S., Zhang, Y., Liu, S. L., Chen, Y., Zhang, S. S., "Exergy analysis of a thermal power plant using a modeling approach", Clean Technology Environment Policy, Vol. 14, pp. 805-813. 2012.
- [۹] Mitrovic, D., Zivkovic, D., Lakovic, M. S., "Energy and Exergy Analysis of a 348.5 MW Steam Power Plant", Energy Sources, Part A, Vol. 32, pp. 1016-1027. 2010.
- [۱۰] Sonntag, R. E., Borgnakke, C., Van, W. G. J., & Van, W. G. J. (1998). Fundamentals of thermodynamics. 6th, New York: Wiley.