

آنالیز انرژی و انرژی تغییر رژیم سوخت در یک نیروگاه سیکل ترکیبی

سید مصطفی حسینی پور¹، غلامرضا شهریاری²، پویان ازهاری³، عبدالله مهرپناهی^{4*}

¹دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

alipour@iust.ac.ir

²استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

shahriari@iust.ac.ir

³دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

pouyanaz@mecheng.iust.ac.ir

⁴دانشجوی دکترای دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

Mehrpanahi@srttu.edu

چکیده: در این مطالعه، یک نیروگاه سیکل ترکیبی دوفشاره بدون احتراق اضافی، برای سه نوع سوخت گاز طبیعی، گازوئیل و مازوت بررسی شده است. هدف اصلی این کار بررسی اثر تغییر نوع سوخت بر روی پارامترهای عملکردی و انتخاب سوخت بهتر برای استفاده در نیروگاه است. نتایج تحلیل برای سیکل پایین دستی نشان دهنده آن است که بیشترین اتلاف انرژی در محفظه احتراق رخ می دهد و سوخت گاز طبیعی بیشترین بازده انرژی و انرژی را در این سیکل به خود اختصاص خواهد داد. با تحلیل بر روی بویلر بازتاب و محاسبه اتلاف انرژی اجزای مختلف آن مشاهده می شود که بیشترین اتلاف انرژی برای هر سه نوع سوخت در بخش اواپراتور فشار بالا رخ می دهد، سپس با محاسبه راندمان انرژی کل بویلر بازتاب، بیشترین بازده برای سوخت گاز طبیعی اتفاق می افتد. نتایج به دست آمده برای بازده کل نیروگاه سیکل ترکیبی نشان می دهد که بازده قانون اول و بازده انرژی مربوط به سوخت گاز طبیعی به ترتیب، نزدیک به 2/34 و 4/69 درصد نسبت به مازوت که کمترین مقدار بازده را دارد، بیشتر است. در پایان با مقایسه کل پارامترهای عملکردی نیروگاه، سوخت گاز طبیعی به عنوان سوخت بهتر و سوخت گازوئیل به عنوان سوخت جایگزین بهتر، برای استفاده در نیروگاه معرفی خواهد شد.

واژه های کلیدی: انرژی، انرژی، ترکیب سوخت، بویلر بازتاب حرارت، بازده.

تعداد سطوح فشاری بازده کل نیروگاه افزایش می‌یابد. همچنین به وسیله آنالیز اقتصادی نشان دادند که افزایش سطوح فشاری به صرفه و اقتصادی است [8]. غائبی و همکاران آنالیز انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی را بر روی یک سیستم تولید همزمان سرما، حرارت و قدرت انجام دادند. آن‌ها به وسیله آنالیز انرژی، مقدار اتلاف انرژی را در بخش‌های مختلف محاسبه کردند. همچنین تأثیر تغییر در بازده، مقدار خنک‌کاری، حرارت و قدرت مفید خروجی را بر روی مصرف سوخت بررسی کردند [9]. گنج‌کویری و همکاران آنالیز انرژی و انرژی را بر روی یک نیروگاه سیکل ترکیبی انجام دادند. سپس بهینه‌سازی انرژی - محیطی را در بخش بویلر بازیاب نیروگاه سیکل ترکیبی انجام دادند. نتایج آنالیز انرژی نشان داد بیشترین اتلاف انرژی در بخش اواپراتور¹ فشار بالا و سوپرهیتر فشار بالای دوم رخ می‌دهد. آن‌ها همچنین اثر افزایش در دمای ورودی به بویلر بازیاب را بر روی آلاینده‌گی CO_2 بررسی کرده و نشان دادند که افزایش دمای گاز ورودی به بویلر بازیاب تا حدی سبب افزایش بازده حرارتی و بازده انرژی می‌شود و از آن به بعد شروع به کاهش می‌کند [10]. رویرو و همکاران بهینه‌سازی ترمودینامیکی را بر روی بخش بویلر بازیاب یک نیروگاه سیکل ترکیبی در حالت غیرطراحی انجام دادند و در پایان به این نتیجه رسیدند که می‌توانند در بارهای بالا، دبی جریان توربین گاز و دمای گازهای خروجی از دودکش را پایین بیاورند [11]. سو و یانگلی مقادیر بهینه پارامترهای طراحی را تعیین کردند، سپس با به‌کارگیری این مقادیر، بازده بخش بخار نیروگاه و بازگشت‌ناپذیری بویلر بازیاب را به ترتیب افزایش و کاهش دادند [12]. باسیلی راه‌های ممکن برای کاهش بازگشت‌ناپذیری بخش بویلر بازیاب نیروگاه را بررسی کرد و با به‌کارگیری روشی جدید جهت خنک‌کاری بخش توربین‌گازی، مدل‌سازی و آنالیز را روی کل نیروگاه سیکل ترکیبی انجام داد. در پایان نشان داد که با کاهش اختلاف دمای پینچ و کاهش دبی بخار ورودی به درام، مقدار بازگشت‌ناپذیری کاهش می‌یابد [13]. احمدی و مولایی مدل‌سازی و آنالیز انرژی را روی یک نیروگاه سیکل ترکیبی انجام دادند. آن‌ها نشان دادند که افزایش دمای ورودی به توربین و نسبت فشار کمپرسور اتلاف انرژی اجتناب‌ناپذیر را کاهش و اتلاف انرژی اجتناب‌پذیر را افزایش می‌دهد. در پایان نشان دادند که افزایش دمای ورودی به توربین و نسبت فشار کمپرسور، بازدهی را افزایش و اتلاف انرژی را کاهش می‌دهد [14]. در ادامه، افزایش روزافزون قیمت سوخت گاز طبیعی و کمبود آن در فصول سرد سال، سبب شده تعیین سوخت جایگزین مناسب برای آن در نیروگاه‌ها همواره امری مهم و

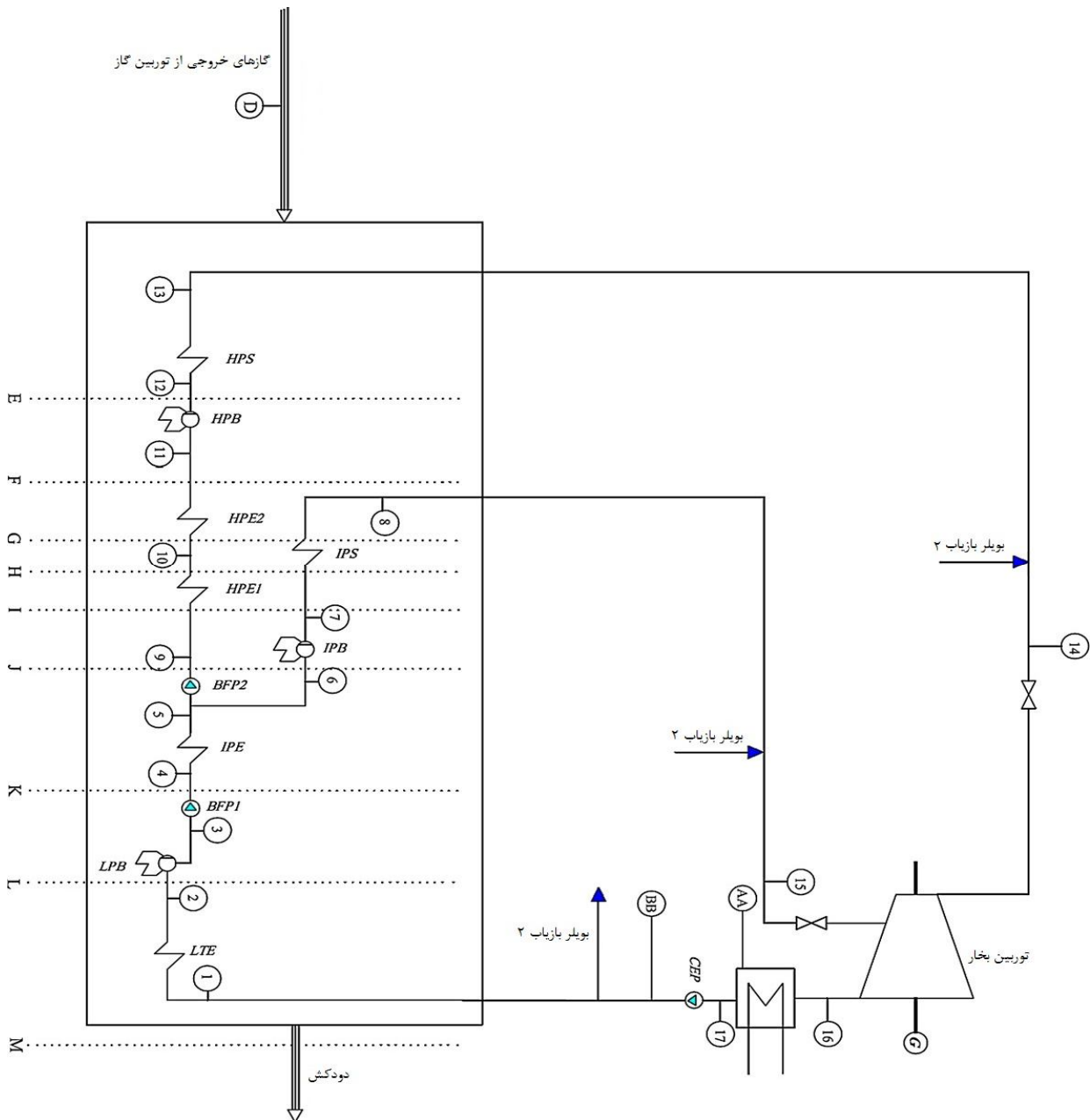
امروزه رشد و توسعه تکنولوژی‌های تصفیه سوخت و خنک‌سازی ناخالصی‌ها، امکان استفاده از سوخت‌های متنوع‌تر را فراهم کرده است. نیروگاه‌ها به‌عنوان صنایعی که سهم بسزایی در مصرف سوخت دارند، همواره توجه طراحان و مهندسان را به خود جلب می‌کند. در این میان، بازدهی بالا و آلاینده‌گی پایین نیروگاه‌های سیکل ترکیبی سبب شده میزان استفاده از این نیروگاه‌ها نسبت به نیروگاه‌های گازی و نیروگاه‌های بخار بیشتر باشد. به بیان دیگر، یافتن حالت کاری بهینه سیستم‌های حرارتی سبب شده است نیروگاه‌های سیکل ترکیبی برای تولید الکتریسیته در اولویت قرار گیرند [1-2]. گنج‌کویری و همکاران با به‌کارگیری پارامترهای بهینه، آنالیز اقتصادی و محیطی را بر روی یک نیروگاه سیکل ترکیبی انجام دادند. سپس آن‌ها نشان دادند که از لحاظ اقتصادی، مقدار کاهش آلاینده‌گی CO_2 و مصرف سوخت با محدودیت مواجه می‌شود. در پایان، نتایج آن‌ها نشان داد که با به‌کارگیری پارامترهای بهینه، راندمان انرژی در حدود 6 درصد افزایش و آلاینده‌گی CO_2 حدود 5.63 درصد کاهش می‌یابد. همچنین در بخش دیگر از کار، اثر تغییر در قیمت سوخت و نرخ بهره را بر روی پارامترهای بهینه طراحی بررسی کردند [3]. باسیلی بخش بویلر بازیاب یک نیروگاه سیکل ترکیبی را مدل‌سازی و آنالیز کرد، سپس راه‌های ممکن برای کاهش برگشت‌ناپذیری موجود در سیستم را معرفی کرد و به این نتیجه رسید که با استفاده از این روش‌ها می‌توان بازده حرارتی را بین 2 تا 2/5 درصد افزایش داد [4]. برزگر و همکاران مدل‌سازی و آنالیز انرژی محیطی را بر روی یک نیروگاه سیکل توربین‌گازی انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که بازده انرژی افزایش و آلاینده‌گی CO_2 کاهش می‌یابد [5]. احمدی و دینسر با انجام بهینه‌سازی بر روی یک سیستم تولید همزمان قدرت و حرارت، به این نتیجه رسیدند که با کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها در سیستم می‌توان میزان بخار تولیدی و راندمان سیکل را افزایش داد [6]. احمدی و همکاران تحلیل انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی را بر روی یک نیروگاه سیکل بخار انجام دادند. همچنین اثر تغییر در بار نیروگاه و دمای هوای ورودی به مشعل‌ها را بر روی اتلاف انرژی بخش‌های مختلف نیروگاه بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد با وجود اینکه بیشترین مقدار اتلاف انرژی سیکل در بخش کندانسور رخ می‌دهد، نرخ برگشت‌ناپذیری در قسمت بویلر از بخش‌های مختلف دیگر بیشتر است [7]. تاجیک‌منصوری و همکاران اثر ساختار بویلر بازیاب را بر روی کارایی نیروگاه سیکل ترکیبی بررسی کردند. آن‌ها آنالیز را بر روی یک بویلر بازیاب دوفشاره و دو بویلر بازیاب سه‌فشاره با گرمایش مجدد و بدون گرمایش مجدد انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش

ملی در نظر گرفته شود. سوخت‌های جایگزین امکان‌پذیر در ایران، مازوت و گازوئیل هستند. برای مهندسان و طراحان اهمیت دارد که بدانند با تغییر سوخت، پارامترهای عملکردی نیروگاه دستخوش چه تغییراتی می‌شود و بهترین سوخت در حالت دسترسی یکسان به هر سه سوخت کدام است. در این کار یک نیروگاه سیکل ترکیبی دوفشاره بدون داکت برنر که در شکل (1) می‌بینید، مدل‌سازی شده و اثر تغییر نوع سوخت روی تلفات ایجادشده در هر بخش و کیفیت تولید بررسی شده است. سپس با به دست آوردن پارامترهای عملکردی و مقایسه آن‌ها بهترین سوخت برای استفاده در نیروگاه و سوخت بهتر به منظور

جایگزینی آن معرفی شده است.

فرضیات به‌کاررفته در این مقاله شامل گزینه‌های زیر است:

- تمام فرایندها حالت پایا هستند.
- هوا و محصولات احتراق به‌عنوان گاز ایدئال در نظر گرفته می‌شوند.
- اتلاف حرارتی در قسمت محفظه احتراق، 3 درصد کل انرژی سوخت مصرفی در نظر گرفته شده است.



شکل (1): شماتیک بخش بخار نیروگاه سیکل ترکیبی

2. آنالیز انرژی

در این بخش، به مطالعه قانون اول ترمودینامیک روی نیروگاه سیکل ترکیبی پرداخته شده است. سپس با به کارگیری موازنه انرژی و جرم در بخش های مختلف نیروگاه، مشخصات ترمودینامیکی نیروگاه به دست آمده است. معادلات حاکم برگرفته شده از بالانس انرژی برای قسمت های مختلف نیروگاه در زیر تشریح شده اند [16-15]:

1.1. کمپرسور هوا

همان طور که در معادله (1) نشان داده شده، دمای خروجی از کمپرسور (T_B)، وابسته به نسبت فشار کمپرسور (r_c)، دمای ورودی به کمپرسور (T_A)، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور (η_{AC}) و نسبت گرمای ویژه (γ_a) است:

$$T_B = T_A \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left[r_c^{(\gamma_a-1)/\gamma_a} - 1 \right] \right\} \quad (1)$$

با به دست آوردن مقادیر آنتالپی در ورود (h_a) و خروج (h_b) از کمپرسور و قرار دادن آن در معادله (2) مقدار کار کمپرسور به دست آمده است:

$$W_{AC} = \dot{m}_a \cdot (h_b - h_a) \quad (2)$$

که آنتالپی در بخش های مختلف از روش آنتالپی جزء به جزء تعریف شده در زیر به دست آمده است:

$$h_{total} = x_i h_i \quad (3)$$

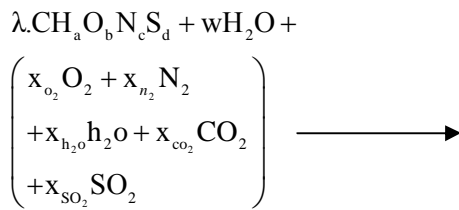
x_i درصد جرمی هریک از اجزای ترکیب و h_i آنتالپی هریک از اجزاست.

2.2. محفظه احتراق

تحلیل و آنالیز گازهای خروجی از محفظه احتراق، یکی از بخش های مهم کار است. در این بخش، با به کارگیری و حل همزمان معادلات تعادل انرژی، موازنه شیمیایی برای تک تک اجزای سوخت و ثوابت تعادل مشخصات ترمودینامیکی و ترکیب محصولات احتراق برای سوخت های متفاوت به دست آمده است. در این کار، به دلیل ناچیز بودن برخی از اجزای به دست آمده برای ترکیب محصولات احتراق، از آوردن مقادیر آن ها چشم پوشی شده است. رابطه (4) برای ارائه معادله تعادل انرژی نشان داده شده است.

$$\dot{m}_b \cdot h_b + \dot{m}_f \cdot LHV = \dot{m}_g \cdot h_c + (1 - \eta_{cc}) \cdot \dot{m}_f \cdot LHV \quad (4)$$

در رابطه (5)، معادله تعادل شیمیایی ارائه شده است:



$$y_{CO_2} CO_2 + y_{O_2} O_2 + y_{N_2} N_2 + y_{H_2O} H_2O + y_{NO} NO + y_{SO_2} SO_2 + y_{SO_3} SO_3 + y_{H_2} H_2 + y_{CO} CO \quad (5)$$

برای نمونه در رابطه (6) موازنه تنها برای کربن ارائه شده است:

$$\lambda = y_{CO_2} + y_{CO} - x_{CO_2} \quad (6)$$

در رابطه (7) ثابت تعادل برای واکنش CO_2 ارائه شده است:



ثابت تعادل (K_1) با فشار جزئی واکنش ها، به وسیله معادله (8) مرتبط است [17]:

$$K_1 = \frac{(P_{CO_2} / P_0)}{(P_{O_2} / P_0)^{0.5} (P_{CO} / P_0)} \quad (8)$$

با فرض ایده آل بودن رفتار گازهای تولیدی، معادله بالا به معادله (9) تبدیل شده است [18]:

$$K_1 = \frac{y_{CO_2}}{y_{O_2}^{0.5} y_{CO}} \times \left(\frac{P_{total}}{P_0} \right)^{-0.5} \quad (9)$$

همان طور که در معادله (10) نشان داده شده، ثابت تعادل به انرژی آزاد شده گیس (ΔG_T^0) و دما (T) مرتبط است.

$$K_p = \exp \left(- \frac{\Delta G_T^0}{R_u T} \right) \quad (10)$$

$$\Delta G_T^0 = \Delta H^0 - T \Delta S^0 \quad (11)$$

در جداول (1) تا (3) ترکیب هوا، سوخت گاز طبیعی و محصولات احتراق برای سوخت گاز طبیعی گزارش شده است.

3.2. توربین گاز

همان طور که در معادله (12) نشان داده شده، دمای گاز خروجی از

توربین (T_d)، تابعی از نسبت فشار ($\frac{P_c}{P_d}$) دمای ورودی به توربین

(T_c)، راندمان آیزنتروپیک توربین (η_{gt}) و نسبت گرمای ویژه (γ_g) است:

$$T_d = T_c \left\{ 1 - \eta_{gt} \left[1 - \left(\frac{P_c}{P_d} \right)^{(1-\gamma_g)/\gamma_g} \right] \right\} \quad (12)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_a \cdot (h_d - h_c) \quad (13)$$

حال معادلات مورد نیاز برای به دست آوردن دمای گاز و آب/بخار

$$\dot{m}_g \cdot (h_k - h_l) = \dot{m}_s \cdot (h_3 - h_2) \quad (21)$$

پیش گرمکن

$$\dot{m}_g \cdot (h_l - h_m) = \dot{m}_s \cdot (h_2 - h_1) \quad (22)$$

با حل معادلات فوق در بویلر بازیاب حرارتی، دمای گاز و آب/بخار در بخش‌های مختلف بویلر بازیاب به دست آمده است.

4.2. توربین بخار

برای به دست آوردن مقدار توان تولید شده در توربین بخار معادله (23) ارائه شده است.

$$\dot{m}_s \cdot h_{15} + \dot{m}_s \cdot h_{14} = \dot{W}_{st} + \dot{m}_s \cdot h_{16} \quad (23)$$

با به کارگیری معادلات شرح داده شده در روابط (24) تا (26) راندمان بخش‌های مختلف نیروگاه سیکل ترکیبی به دست آمده است. بازده حرارتی سیکل توربین گازی

$$\eta_{Gt} = (\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{COM}) / \dot{Q}_{in,top} \quad (24)$$

بازده حرارتی سیکل بخار

$$\eta_{St} = (\dot{W}_{St} - \dot{W}_{Aux}) / \dot{Q}_{in,bot} \quad (25)$$

بازده حرارتی سیکل ترکیبی

$$\eta_{ccpp} = (\dot{W}_{Gt} - \dot{W}_{Com} + \dot{W}_{St} - \dot{W}_{Aux}) / \dot{Q}_{in,ccpp} \quad (26)$$

3. آنالیز انرژی

انرژی به عنوان پتانسیل تولید کار یا کیفیت انرژی سیستم در مقایسه با محیط اطرافش تعریف شده است. تحلیل انرژی فن تحلیل ترمودینامیکی سیستم‌ها و فرایندهاست که از ترکیب قوانین اول و دوم ترمودینامیک به دست آمده است. با به کارگیری این تحلیل می‌توان به مقادیر انرژی در دسترس یک سیستم و مقادیر واقعی اتلاف انرژی دست یافت. همین دلیل سبب شده که امروزه در تحلیل سیستم‌های نیروگاهی و مرتبط با حرارت، به سرعت از تحلیل انرژی استفاده شود. انرژی خود از چهار بخش انرژی جنبشی، پتانسیل، فیزیکی و شیمیایی تشکیل شده که در کار حاضر، از دو بخش اول آن به دلیل ناچیز بودن صرف نظر شده است. انرژی فیزیکی ماژیم کار مفیدی است که می‌توان از فعل و انفعالات موجود در یک سیستم تا رسیدن به حالت تعادل به دست آورد [9]. انرژی شیمیایی مقدار انحراف ترکیب شیمیایی سیستم از حالت تعادل شیمیایی است. این بخش از انرژی بیشترین سهم را در فرایند احتراق خواهد داشت [18].

با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک، موازنه انرژی به دست آمده و در رابطه (27) نشان داده شده است:

$$\dot{E}x_Q + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_w + \dot{E}x_d \quad (27)$$

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{t_o}{t_i}\right) \dot{Q}_i \quad (28)$$

در بخش‌های مختلف بویلر بازیاب در روابط (14) تا (22) ارائه شده است. این معادلات با به کارگیری بالانس انرژی بین آب و گاز در بخش‌های مختلف بویلر بازیاب به دست آمده است.

جدول (1): ترکیب هوای ورودی [1]

ترکیب مولی (%)	اجزای هوا
75/6710	N ₂
20/3501	O ₂
3/0311	H ₂ O
0/0345	CO ₂
0/0002	SO ₂
0/9131	Other

جدول (2): ترکیب مولی سوخت گاز طبیعی [1]

ترکیب مولی (%)	اجزای سوخت
98/5689	CH ₄
0/6302	C ₂ H ₆
0/1001	C ₃ H ₈
0/0501	C ₄ H ₁₀
0/0400	C ₅ H ₁₂
0/6003	N ₂
0/0104	CO ₂
49482	LHV(KJ/kg)

سوپر هیتر فشار بالا

$$\dot{m}_g \cdot (h_d - h_e) = \dot{m}_{s,hp} \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (14)$$

اوپراتور فشار بالا

$$\dot{m}_g \cdot (h_e - h_f) = \dot{m}_{s,hp} \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad (15)$$

اکونومایزر^۲ فشار بالا دوم

$$\dot{m}_g \cdot (h_f - h_g) = \dot{m}_{s,hp} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (16)$$

سوپر هیتر فشار پایین

$$\dot{m}_g \cdot (h_g - h_h) = \dot{m}_{s,lp} \cdot (h_8 - h_7) \quad (17)$$

اکونومایزر فشار بالا اول

$$\dot{m}_g \cdot (h_h - h_i) = \dot{m}_{s,lp} \cdot (h_{10} - h_9) \quad (18)$$

اوپراتور فشار پایین

$$\dot{m}_g \cdot (h_i - h_j) = \dot{m}_{s,lp} \cdot (h_7 - h_6) \quad (19)$$

اکونومایزر فشار پایین

$$\dot{m}_g \cdot (h_j - h_k) = \dot{m}_s \cdot (h_5 - h_4) \quad (20)$$

هوازا

و... آنتروپی اجزای مختلف در دمای 25 درجه سانتی گراد و فشار 1 اتمسفر است.

جدول (3): ترکیب مولی محصولات احتراق (گاز طبیعی)

اجزای محصولات	ترکیب مولی (%)
N ₂	73/7580
O ₂	12/2282
H ₂ O	10/2206
CO ₂	3/7058
NO	0/0874

$$HHV = [152.19H + 98.767] \left[\left(\frac{C}{3} \right) + H - \frac{(O-S)}{8} \right] \quad (38)$$

در معادله (38)، C، H، O و S به ترتیب درصد جرمی ترکیبات هیدروژن، کربن، اکسیژن و گوگرد سوخت است.

$$S = [37.1653 - 31.4767 \exp\left(-0.564682 \frac{h}{c+n}\right) + \quad (39)$$

$$20.1148 \frac{o}{c+n} + 54.3111 \frac{n}{c+n} - 44.6712 \frac{s}{c+n}$$

که با محاسبه معادلات (38 تا 39) و به دست آوردن مقادیر آنتروپی و انرژی شیمیایی برای هر یک از اجزای سوخت و قرار دادن آن در معادله (37) مقدار انرژی برای سوخت های مایع به دست آمده است. برای محاسبه اتلاف انرژی در بخش های مختلف نیروگاه سیکل ترکیبی معادلات (40) تا (44) ارائه شده است:

کمپرسور هوا

$$\dot{E}x_{1,AC} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 + \dot{W}_{AC} \quad (40)$$

محفظه احتراق

$$\dot{E}x_{1,AC} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_f - \dot{E}x_3 \quad (41)$$

توربین گاز

$$\dot{E}x_{1,GT} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{W}_{GT} \quad (42)$$

بوئیلر بازتاب

$$\dot{E}x_{1,HRSG} = \dot{E}x_D - \dot{E}x_M + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_8 - \dot{E}x_{13} \quad (43)$$

توربین بخار

$$\dot{E}x_{1,ST} = \sum_{i,HRSG} \dot{E}x_i - \sum_{i,HRSG} \dot{E}x_i - \dot{W}_{ST} \quad (44)$$

برای محاسبه بازده انرژی نیروگاه سیکل ترکیبی و بازده انرژی بوئیلر بازتاب حرارتی از روابط (45) و (46) استفاده شده است [22].

$$\eta_{ex} = \sum_n \frac{\dot{W}_n}{\dot{E}x_f} \quad (45)$$

$$\eta_{ex,HRSG} = (\dot{E}x_{steam,out} - \dot{E}x_{steam,in}) / (\dot{E}x_{fluegas,in} - \dot{E}x_{fluegas,out}) \quad (46)$$

که در آن $\dot{E}x_f$ انرژی سوخت است.

که در آن، اندیس های i و e به ورودی و خروجی و اندیس d به انرژی تلف شده اشاره می کند. بخش های دیگر انرژی در روابط (28) تا (31) تشریح و نشان داده شده است [18].

که در آن، t_0 و t_1 به ترتیب به دمای محیط و دمای سیستم اشاره می کند.

$$\dot{E}x_w = \dot{w} \quad (29)$$

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (30)$$

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (31)$$

T نشان دهنده دمای مطلق بر حسب درجه کلوین است و اندیس 0 در آن، به شرایط محیطی اشاره می کند.

$$ex_{mix}^{ch} = \sum_{i=1}^n X_i ex_i^{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^n X_i \ln X_i \quad (32)$$

در معادله (28)، Ex_Q به انرژی مرتبط با انتقال حرارت و در معادله (29) و Ex_w به انرژی مرتبط با کار ایجاد شده در سیستم اشاره می کند.

برای ارزیابی انرژی سوخت از روابط (33) تا (39) که در زیر تشریح شده اند، استفاده شده است [20]:

$$\zeta = \frac{ex_f}{LHV_f} \quad (33)$$

در معادله (33) نسبت انرژی به ارزش حرارتی سوخت (ζ) برای سوخت های گازی عمومی معمولاً نزدیک به یک است [18].

$$\zeta_{ch_4} = 1.06 \quad (34)$$

$$\zeta_{h_2} = 0.985 \quad (35)$$

برای به دست آوردن مقدار ζ برای سوخت های گازی با ترکیب شیمیایی $C_x H_y$ معمولاً از رابطه تجربی شرح داده شده در رابطه (36) استفاده شده است [20]:

$$\zeta = 1.033 + 0.0169y/x - 0.0698/x \quad (36)$$

روش ذکر شده در بالا برای به دست آوردن انرژی سوخت های گازی می باشد و برای سوخت های مایع کاربرد ندارد. به همین منظور، برای محاسبه انرژی سوخت های مایع از روش شرح داده شده در معادلات (37) تا (39) استفاده شده است [21]:

$$e^{ch} = HHV - T_0 \left[\begin{aligned} & S + v_{O_2} S_{O_2} - v_{CO_2} S_{CO_2} - \\ & v_{H_2O} S_{H_2O} - v_{SO_2} S_{SO_2} - v_{N_2} S_{N_2} \end{aligned} \right] + \left[v_{C,O} e_{C,O}^{ch} + v_{H,O} e_{H,O}^{ch} + v_{S,O} e_{S,O}^{ch} + v_{N_2} e_{N_2}^{ch} - v_{O_2} e_{O_2}^{ch} \right] \quad (37)$$

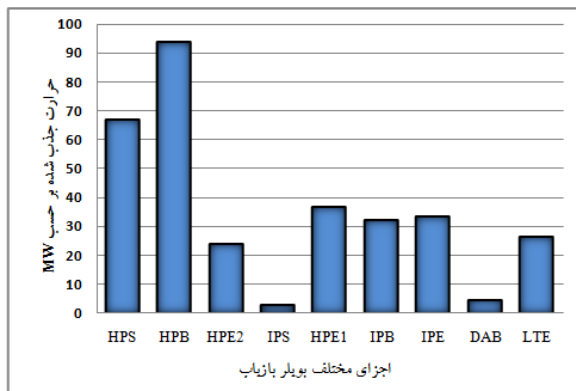
که در معادله (37)، HHV مقدار انرژی حرارتی بالای سوخت، v_{CO_2} ، v_{SO_2} درصد گازهای حاصل از احتراق کامل سوخت مدنظر،

همان طور که از شکل پیداست، بیشترین حرارت در اوپراتور فشار بالا جذب شده که نزدیک به 30 درصد کل حرارت جذب شده در بخش بویلر بازیاب را تشکیل می دهد.

با به کارگیری موازنه انرژی بین آب و گاز در بخش های مختلف بویلر بازیاب، مشخصات ترمودینامیکی و آگرژی گاز و آب محاسبه شده و در جداول (5) و (6) قرار داده شده است.

جدول (4): مشخصات ترمودینامیکی سیکل گازی (گاز طبیعی)

مکان	T (°C)	m (kg.s ⁻¹)	P (bar)	h (KJ.kg ⁻¹)	e (KJ.kg ⁻¹)
A	15	627/1900	1/0130	15/4112	2/4160
B	419/3021	627/1900	16/9601	442/3002	399/4400
C	1204	640/6500	16/4503	1440	1127/4703
D	582/7004	640/6500	1/0401	654/1001	302/3700



شکل (3): حرارت جذب شده در بخش های مختلف بویلر بازیاب

جدول (5): مشخصات ترمودینامیکی آب و بخار در بخش های مختلف سیکل بخار (گاز طبیعی)

مکان	T (°C)	M (kg.s ⁻¹)	P (bar)	S (KJ.(Kg°C) ⁻¹)	h (KJ.kg ⁻¹)	e (KJ.kg ⁻¹)
رودی به پیش گرمکن (LTE)	32/1900	108/7800	1/2440	0/4660	134/9103	0/3042
خروجی از پیش گرمکن (LTE)	95	108/7800	1/2080	1/25	398	30
خروجی از هوازدا (LPB)	105	108/7800	1/2080	1/3630	440/2045	38/4202
خروجی از پمپ 1 (BFP)	105/4000	108/7800	11/7100	1/3670	442/6153	39/88
خروجی از اکونومايزر فشار پایین (LPE)	182/5000	108/7800	11/3500	2/1641	774/3102	134
ورودی به اوپراتور فشار پایین (IPB)	182/5000	17/4800	11/3500	2/1640	774/3025	134
خروجی از اوپراتور فشار پایین (IPB)	185	17/3200	11/3500	6/542	2782	837/3100
خروجی از سوپرهیتر فشار پایین (IPS)	260	17/3200	10/9200	6/92	2961	903
خروجی از پمپ 2 (BFP)	186/4000	91/3000	136/2000	2/1841	797/7071	151/4200
خروجی از اکونومايزر فشار بالا 1 (HPE)	280	90/4000	134/2000	3/0441	1233	330/1020
خروجی از اکونومايزر فشار بالا 2 (HPE)	329	90/4000	132/2000	3/5350	1517	467/6005
خروجی از اوپراتور فشار بالا (HPB)	332	90/4000	132/2000	5/4182	2657	1046
خروجی از سوپرهیتر فشار بالا (HPS)	545	90/4000	127/7000	6/6010	3459	1497
ورودی به بخش فشار بالا توربین بخار	545	177/4400	120/9000	6/6232	3457	1489
ورودی به بخش فشار پایین توربین بخار	258	34/6400	10/3000	6/9420	2958	894/3001
خروجی از توربین بخار	32	212/0800	0/0483	0/4641	2198.8	0/23071
خروجی از کندانسور	32/2700	212/0800	0/4072	0/46711	135/2300	0/3192

دما و ترکیب هوای ورودی استفاده شده در این کار برای هر سه نوع سوخت یکسان و در جدول (1) نشان داده شده است [8]. راندمان کمپرسور، محفظه احتراق و توربین برای حالات مختلف یکسان فرض شده است. با به کارگیری معادلات موازنه انرژی بین آب و بخار در بخش های مختلف بویلر بازیاب، مشخصات ترمودینامیکی و آگرژی برای آب و گاز به دست آمده و در جداول (5) و (6) ارائه شده است. سپس نتایج آنالیز آگرژی و انرژی برای هر کدام از سوخت ها به ترتیب در زیر نمایش و تشریح شده است.

4. نتایج و بحث روی نتایج

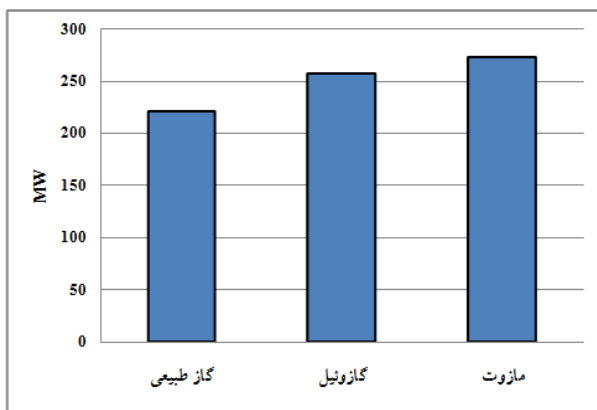
در این مطالعه، با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک پارامترهای عملکردی نیروگاه شامل توان تولیدی برای سیکل گازی و سیکل ترکیبی، نقطه شبنم اسیدسولفوریک، اتلاف آگرژی، بازده آگرژی و بازده حرارتی برای بخش های مختلف نیروگاه در حالات مختلف محاسبه شده و به مقایسه آن ها پرداخته شده است.

آنالیز برای گاز طبیعی

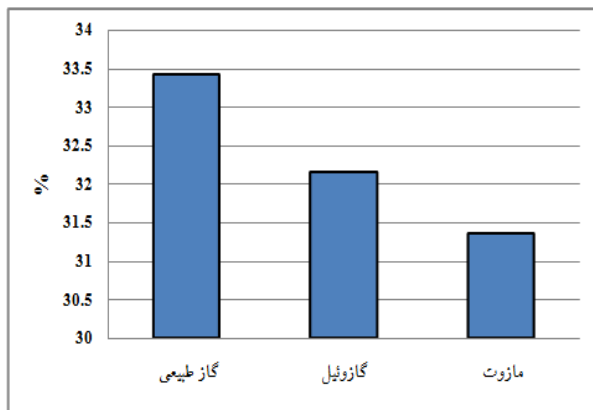
مشخصات ترمودینامیکی و آگرژی گاز و هوا در بخش های مختلف سیکل توربین گازی، برای سوخت گاز طبیعی به دست آمده و مقادیر آن در جدول (4) قابل مشاهده است. سپس مقدار حرارت جذب شده در قسمت های مختلف بویلر بازیاب با به دست آوردن مشخصات ترمودینامیکی آب در ورود و خروج از هر بخش بویلر بازیاب تعیین و در شکل (3) نشان داده شده است.

جدول (6): مشخصات ترمودینامیکی گاز عبوری از بویلر بازیاب برای سوخت گاز طبیعی

نقطه	T (°C)	m (kg.s ⁻¹)	P (bar)	S (KJ.(Kg°C) ⁻¹)	h (KJ.kg ⁻¹)	e (KJ.kg ⁻¹)
E	485,5000	640,6500	1,02716	1,1201	538,6045	228,4702
F	345,1000	640,6500	1,02311	0,8851	376,6021	136,4756
G	308,5000	640,6500	1,02047	0,8170	335,3100	115,4817
H	304,1000	640,6500	1,02033	0,8085	330,4087	110,4408
I	247,3000	640,6500	1,01821	0,6938	267,1009	84,0223
J	197	640,6500	1,01629	0,5827	211,9159	61,8822
K	144,1000	640,6500	1,01398	0,4537	154,4423	42,8791
L	136,9000	640,6500	1,01372	0,4352	146,7147	40,6856
M	94,6000	640,6500	1,01299	0,3181	101,1208	30,0247



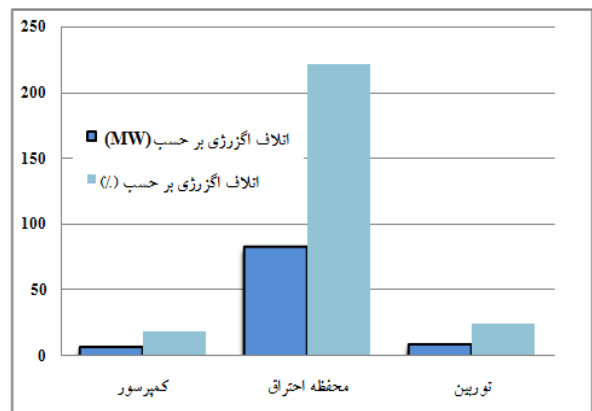
شکل (5): مقدار اتلاف انرژی محفظه احتراق برای انواع سوخت‌ها



شکل (6): بازده انرژی سیکل گازی برای سوخت‌های مختلف

سپس با به‌کارگیری معادلات اتلاف انرژی برای بویلر بازیاب نیروگاه، مقدار و درصد اتلاف انرژی بخش‌های مختلف بویلر بازیاب که پارامتر اثرگذار بر روی بازدهی بویلر بازیاب و کل نیروگاه است، محاسبه و در شکل (7) ارائه شده است. نتایج به‌دست‌آمده در این شکل نشان‌دهنده آن است که بیشترین اتلاف متعلق به بخش اواپراتور فشار بالاست که بالاترین مقدار جذب حرارت را هم دارد و کمترین اتلاف متعلق به سوپرهیتر فشار پایین است که کمترین مقدار جذب حرارت را دارد.

همچنین با به‌کارگیری معادلات اتلاف نشان داده‌شده در بخش تحلیل انرژی، اتلاف انرژی در بخش‌های مختلف توربین گازی محاسبه و در شکل (4) نشان داده شده است.



شکل (4): مقدار اتلاف انرژی بخش‌های مختلف سیکل گازی

همان‌طور که از شکل پیداست، بیشترین اتلاف انرژی در بخش محفظه احتراق رخ می‌دهد که از کل اتلاف انرژی سیکل توربین گازی، نزدیک به 85% در این بخش اتفاق می‌افتد. برای نمایش مقدار اتلاف انرژی در محفظه احتراق برای سوخت‌های مختلف، شکل (5) ارائه شده است. همان‌طور که از شکل مشاهده می‌شود، کمترین اتلاف انرژی متعلق به سوخت گاز طبیعی و بیشترین مقدار متعلق به مازوت است. این خود نشان‌دهنده بازده انرژی بالاتر توربین گازی برای سوخت گاز طبیعی و بازده پایین برای مازوت است.

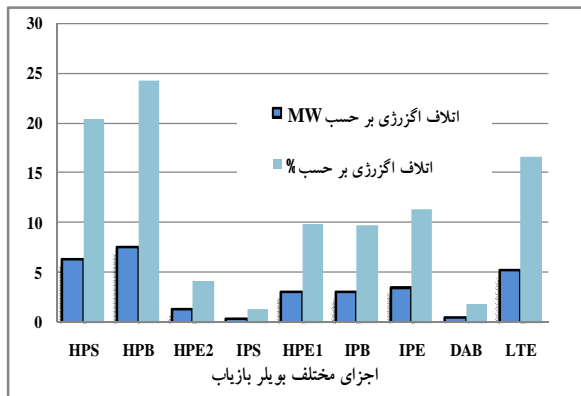
برای تأیید این حالت، بازده انرژی توربین گازی برای هر سه نوع سوخت محاسبه و در شکل (6) نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل پیداست، بیشترین بازده متعلق به سوخت گاز طبیعی است که بازدهی آن نسبت به سوخت مازوت که کمترین مقدار بازده را دارد، 2/12 درصد بیشتر است.

جدول (9): مشخصات ترمودینامیکی سیکل گازی (گازوئیل)

مکان	T (°C)	m (kg.s ⁻¹)	P (bar)	h (KJ.kg ⁻¹)	e (KJ.kg ⁻¹)
A	15	627/1900	1/0130	15/4182	2/4161
B	418	627/1900	16/9600	442/3209	399/4412
C	1216/5000	641/8300	16/4500	1433	1121/8425
D	591	641/8300	1/0400	651/4056	302/6404

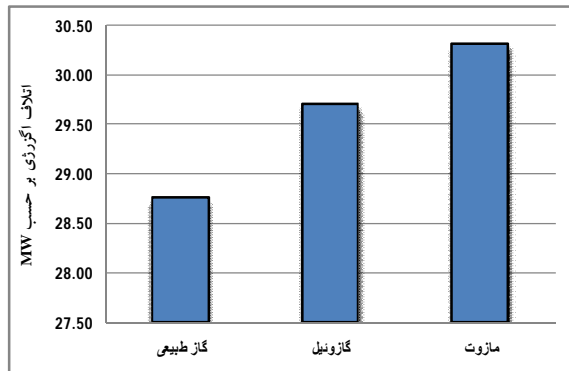
جدول (10): ترکیب سوخت مازوت

اجزای سوخت	ترکیب مولی (%)
c	40/1401
h	59/0835
s	0/6190
H ₂ O	0/1574
LHV(kJ/kg)	38841

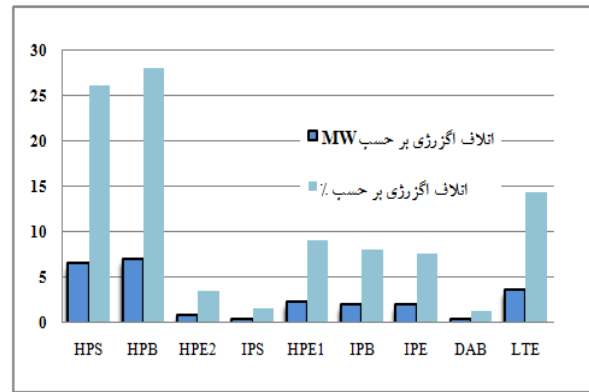


شکل (8): اتلاف انرژی بخش‌های مختلف بویلرهای گازی (گازوئیل)

همان‌طور که در بخش سوخت گاز طبیعی هم گفتیم، راندمان انرژی بویلرهای گازی به مقدار اتلاف انرژی ایجاد شده در آن وابسته است. برای همین منظور مقدار اتلاف انرژی کل بویلرهای گازی برای هر سه نوع سوخت محاسبه و در شکل (9) نشان داده شده است. با توجه به شکل کمترین اتلاف انرژی متعلق به سوخت گاز طبیعی و بیشترین مقدار متعلق به مازوت است که نزدیک به 7/732 مگاوات نسبت به گاز طبیعی بیشتر است.



شکل (9): مقدار کل اتلاف انرژی بویلرهای گازی برای انواع سوخت‌ها



شکل (7): اتلاف انرژی در بخش‌های مختلف بویلرهای گازی (گاز طبیعی)

آنالیز برای سوخت گازوئیل

در این بخش نیز با به‌کارگیری قوانین اول و دوم ترمودینامیک و انجام تحلیل انرژی و انرژی بر روی نیروگاه برای سوخت گازوئیل، مقادیر مشخصات ترمودینامیکی و پارامترهای عملکردی به‌دست آمده است. در جداول (7) و (8) ترکیب سوخت گازوئیل و محصولات احتراق به‌دست‌آمده برای آن نشان داده شده است. برای ارائه مشخصات ترمودینامیکی و انرژی به‌دست‌آمده برای هوا و گاز در نقاط مختلف سیکل توربین گازی، جدول (9) ارائه شده است. مشخصات ترمودینامیکی و انرژی گاز در مقاطع مختلف بویلرهای گازی به‌دست آورده شده و در جدول (10) ارائه شده است. سپس مقدار و درصد اتلاف انرژی بخش‌های مختلف بویلرهای گازی محاسبه و در شکل (8) نمایش داده شده است. همان‌طور که در شکل (8) دیده می‌شود، بیشترین اتلاف متعلق به اواپراتور فشار بالا و کمترین مقدار مربوط به سوپرهیتر فشار پایین است.

جدول (7): ترکیب سوخت گازوئیل

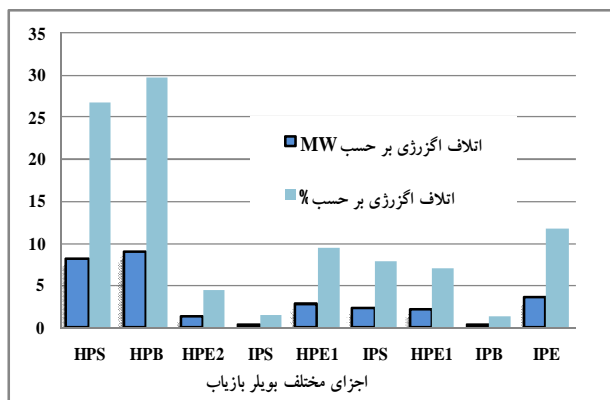
اجزای سوخت	درصد مولی (%)
c	35/0373
h	64/8001
s	0/1304
n	0/0175
O	0/0147
LHV(kJ/kg)	45467

جدول (8): ترکیب محصولات احتراق (گازوئیل)

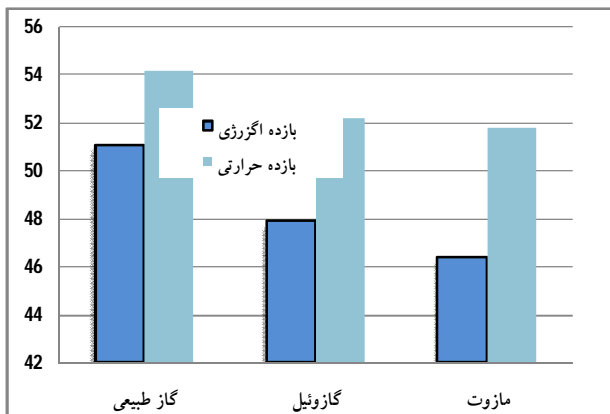
اجزای سوخت	ترکیب مولی
N ₂	74/8900
O ₂	13/0421
H ₂ O	7/2665
CO ₂	4/6860
SO ₂	0/0175
NO	0/0979

سپس شکل (10) برای نمایش مقدار و درصد اتلاف انرژی در بخش‌های مختلف بویلربازتاب نمایش داده شده است. از شکل مشاهده می‌شود بیشترین اتلاف متعلق به اوپراتور فشار بالاست. با استفاده از معادله نشان داده شده در بخش تحلیل انرژی، بازده حرارتی بخش توربین گازی برای هر سه نوع سوخت محاسبه و در شکل (11) نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل پیداست، بیشترین بازده حرارتی متعلق به سوخت گاز طبیعی است.

در پایان بازدهی حرارتی و انرژی نیروگاه سیکل ترکیبی برای هر سه نوع سوخت محاسبه شده و نتایج آن در شکل (12) ارائه شده است.



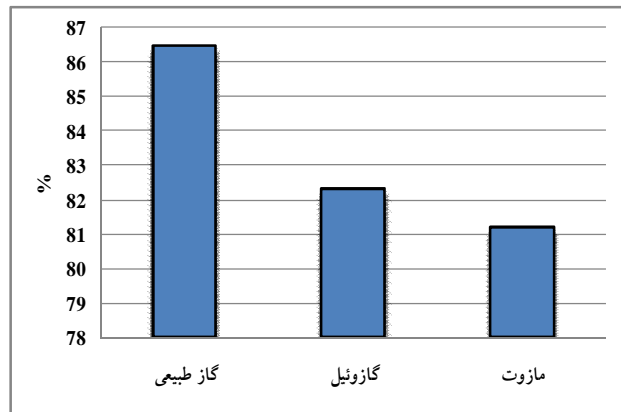
شکل (11): اتلاف انرژی در بخش‌های مختلف بویلربازتاب (مازوت)



شکل (12): بازده حرارتی و انرژی نیروگاه ترکیبی برای انواع سوخت‌ها

همان‌طور که از شکل پیداست، بیشترین بازده متعلق به سوخت گاز طبیعی است که بازده انرژی آن نزدیک به 4/69% نسبت به مازوت بیشتر است. این خود به دلیل کمتر بودن اتلاف انرژی این سوخت در بخش‌های مختلف نیروگاه سیکل ترکیبی نسبت به سوخت‌های سوخت‌های دیگر است. کمترین بازده نیز متعلق به سوخت مازوت به دلیل اتلاف بالای انرژی این سوخت در بخش‌های مختلف نیروگاه است.

سپس بازده انرژی بویلربازتاب برای انواع سوخت‌ها محاسبه و در شکل (10) نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل پیداست، بیشترین بازده مرتبط با سوخت گاز طبیعی است که به مقدار 5/3 درصد نسبت به مازوت که کمترین مقدار بازدهی را دارد، بیشتر است.



شکل (10): بازدهی انرژی بویلربازتاب برای انواع سوخت‌ها

آنالیز برای سوخت مازوت

در این بخش با به‌کارگیری قوانین اول و دوم ترمودینامیک مقادیر مشخصات ترمودینامیکی و پارامترهای عملکردی نیروگاه به‌دست آمده است. ترکیب سوخت مازوت مورداستفاده در این کار، برگرفته از سوخت مصرفی نیروگاه شانزد، واقع در شهر شانزد ایران است که در جدول (11) موجود است. در جدول (12)، مشخصات ترمودینامیکی و انرژی بازدهی برای نقاط مختلف توربین گازی نشان داده شده است. سپس با به‌کارگیری موازنه انرژی بین آب و گاز، مشخصات ترمودینامیکی و انرژی گاز در بخش‌های مختلف بویلربازتاب محاسبه شده است.

جدول (11): ترکیب محصولات احتراق (مازوت)

ترکیب مولی	اجزای سوخت
74/9980	N ₂
12/3781	O ₂
6/9841	H ₂ O
5/4608	CO ₂
0/0839	SO ₂
0/0951	NO

جدول (12): مشخصات ترمودینامیکی سیکل گازی (مازوت)

مکان	e (KJ.kg ⁻¹)	h (KJ.kg ⁻¹)	P (bar)	m (kg.s ⁻¹)	T (°C)
A	2/4161	15/4105	1/01300	627/1900	15
B	399/4407	442/3125	16/9600	627/1900	418
C	1120/8814	1428	16/4500	644/3370	1216/5000
D	306	651/3022	1/0400	644/3370	591/1000

5. نتیجه گیری

در این مطالعه، یک نیروگاه سیکل ترکیبی دوفشاره بدون داکت برنر برای سه نوع سوخت گاز طبیعی، گازوئیل و مازوت مدل‌سازی شد و سپس با به‌کارگیری قوانین اول و دوم ترمودینامیک، آنالیز انرژی و انرژی بر روی آن انجام گرفت. نتایج به‌دست‌آمده برای بخش توربین گازی نشان داد نزدیک به 85% از کل اتلاف این بخش در محفظه احتراق رخ می‌دهد و با محاسبه کل اتلاف انرژی این سیکل برای هر سه نوع سوخت مشاهده شد. بیشترین اتلاف انرژی برای سوخت مازوت و کمترین مقدار برای گاز طبیعی است. با محاسبه اتلاف انرژی در بخش‌های مختلف بویلرهای مشاهده شد که بیشترین مقدار اتلاف انرژی در بخش اواپراتور فشار بالا که بیشترین مقدار جذب حرارت را دارد، اتفاق می‌افتد و مقدار آن حدود 30% کل اتلاف انرژی بخش بویلرهای را تشکیل می‌دهد. سپس مقدار اتلاف انرژی کل بویلرهای برای سوخت‌های مختلف محاسبه شد که نتایج نشان داد، بیشترین اتلاف برای سوخت مازوت است که نزدیک به 7/73 مگاوات نسبت به گاز طبیعی که کمترین مقدار اتلاف را دارد، بیشتر است. همچنین مقدار بازدهی انرژی برای سوخت‌های مختلف در بخش توربین گازی، بویلرهای و کل نیروگاه سیکل ترکیبی محاسبه شد. نتایج به‌دست‌آمده نشان داد بازدهی انرژی سیکل توربین گازی و بویلرهای برای سوخت گاز طبیعی به ترتیب نزدیک به 2/12 و 5/3 درصد نسبت به مازوت بیشتر و بازده انرژی نیروگاه سیکل ترکیبی برای سوخت گاز طبیعی نزدیک به 4/69% از مازوت بیشتر است. در پایان با مقایسه اتلاف انرژی، بازده حرارتی و بازده انرژی برای هر سه نوع سوخت به این نتیجه رسیده شد که در صورت دسترسی یکسان به هر سه نوع سوخت، گاز طبیعی به‌عنوان سوخت بهتر و در صورت کمبود آن، سوخت گازوئیل به‌عنوان سوخت جایگزین بهتر برای استفاده در نیروگاه معرفی شود.

6. فهرست علائم

m	دبی ($kg.s^{-1}$)
\dot{Q}	نرخ حرارتی (MW)
r_c	نسبت فشار کمپرسور
R	ثابت عمومی گازها
S	آنترپی ($KJ.Kg^{-1}.K^{-1}$)
T	دما (K)
\dot{W}	توان (MW)
X	درصد مولی
علائم یونانی	
Γ	نسبت گرمای ویژه
A	نسبت سوخت به هوا
η	بازده
زیرنویس‌ها	
A	مرحله ورود هوا به کمپرسور
a	هوا
ac	کمپرسور هوا
B	مرحله ورود هوا به محفظه احتراق
bot	سیکل انتهایی
C	مرحله خروج گازهای ناشی از احتراق
com	کمپرسور
CCPP	نیروگاه سیکل ترکیبی
CC	محفظه احتراق
CH	شیمیایی
F	سوخت
G	گاز
GT	توربین گاز
hp	فشار بالا
in	ورودی
lp	فشار پایین
mix	ترکیب
PH	فیزیکی
s	بخار
st	توربین بخار
top	بالایی

DP	نقطه شبنم ($^{\circ}C$)
Ex	انرژی ($KJ.Kg^{-1}$)
ΔG	اختلاف انرژی آزاد شده گیبس (KJ)
HHV	ارزش حرارتی بالای سوخت ($KJ.Kg^{-1}$)
T	دما (K)
h	آنالپی ($KJ.Kg^{-1}$)
$HRSG$	بویلرهای حرارتی
K	ثابت تعادل
LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت ($KJ.Kg^{-1}$)

- [1] Ameri. M., Ahmadi P., Khanmohammadi S., "Exergy analysis of a 420MW combined cycle power plant", Int.J. Energy Res, Vol. 32, pp.175-83, 2008.
- [2] Ahmadi. P., Hajabdollahi, H., Dincer I., "An exergy-based multi objective optimization of a heat recovery steam generator (HRSG) in a combined cycle power plant (CCPP) using evolutionary algorithm", Int.J. Green Energy, vol. 8, No. 1, PP. 44-64, 2011.
- [3] Ganjehkaviri. A., Mohd Jaafar, M.N., Ahmadi P., Barzegaravval H., "Modelling and optimization of combined cycle power plant based on exergoeconomic and environmental analyses". Applied Thermal Engineerig, Vol. 67, PP. 566-578, 2014.
- [4] Bassily. AM., "Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a dual-pressure reheat combined cycle". Apply Energy, Vol. 81, No. 2, PP. 127-51, 2005.
- [5] Barzegar. H., Ahmadi. P., Ghaffarizadeh. A., Saidi. MH., "Thermoeconomicenvironment ultiobjective optimization of a gas turbine power plant with preheater using evolutionary algorithm". Int.J. Energy Res, Vol. 35, No. 5, PP. 389-403 2011.
- [6] Ahmadi. P., Dincer. I., "Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using multimodal genetic algorithm (MGA)".Energy, Vol. 35, PP. 5161-72, 2010.
- [7] Ahmadi. P., Ameri. M., Hamidi. A., "Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant (a case study)". Int J Energy Res, Vol. 33, No. 5, pp. 499-512, 2009.
- [8] Tajik Mansouri. M., Ahmadi. P., Ganjeh kaviri. A., Mohd jaafar. MN., "Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants". Energy conversion and Management, Vol. 58, pp.47-58, 2012.
- [9] Ghaebi. H., Amidpour. M., karimkashi. S., rezayan. O., "Energy, exergy and thermoeconomic analysis of combined cooling, heating and power system with gas turbine prime mover", Int.J. Energy Res, Vol. 35, pp. 697-709, 2011.
- [10] Ganjehkaviri. A., Mohd Jaafar. M.N., Tholudin. M.L., BarzegarAvval. H., "Exergoenvironmental optimization of heat recovery steam generators in combined cycle power plant through energy and exergy analysis", Energy Convers Manag, Vol. 67, pp. 27-33, 2013.
- [11] Rovira. A., Sánchez. C., Muñoz. M., Valdés. M., Durán. M.D., "Thermoeconomic optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation". Energy Conversion and Management, Vol. 52, No. 4, PP.1840-1849, 2011.
- [12] Soo. J., Yong Lee. S., "Optimization of heat recovery steam generator through exergy analysis for combined cycle gas turbine power plants". Int.J. Energy Res, Vol. 32, No. 9, PP. 859-69, 2008.
- [13] Bassily. AM., "Modeling, analysis, and modifications of different GT cooling techniques for modern commercial combined cycle power plants with reducing the irreversibility of the HRSG". Appl Therm Eng, Vol. 53, No. 1, pp. 131-46, 2013.
- [14] Ahmadi Boyaghchi. F., Molaie. H., "Sensitivity analysis of exergy destruction in a real combined cycle power". Energy Conversion and Management. Vol. 99, pp. 374-386, 2015.
- [15] Moran. MJ., Shapiro. HN., "Fundamentals of engineering thermodynamics". 4th ed. New York, Wiley, 2000.
- [16] Habib. MA., Said. S., Al-Bagawi. JJ., "Thermodynamic performance analysis of the Ghazlan power plant". Energy, Vol. 20, No. 11, pp. 1121-30, 1995.
- [17] Ganjeh Kaviri. A., Mohd Jaafar. M.N., Tholudin. M.L., "Modeling and multiobjective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm", Energy Convers Manag, Vol. 58, PP. 94-103, 2012.
- [18] Kotas. T.J., "The exergy method of thermal plant analysis", Butterworths, London, 1985.
- [19] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. Thermal Design & Optimization. Copyright, 1996 by John Wiley & Sons, Inc.
- [20] Tajik Mansouri. M., Rabieci. H., "Thermodynamic analysis and economic evaluation of feasibility of supplementary firing in an unfired HRSG". In: 10th international conference on sustainable energy technologies (SET), Istanbul, Turkey, Res 2009, PP. 378-9, 2011.
- [21] Melgar. A., Perez. J.F., Laget. H., Horillo. A., "Thermochemical equilibrium modelling of a gasifying process. Energy Conversion and Management". Vol. 48, pp. 59-67, 2007.
- [22] Kotas. T.J., "The exergy method of thermal plant analysis". London, Butterworths, 1985.