قرارگاه سازندگی خاتم الانبیاء (ص)

کارگاه اروند آبادان (موسسه پایدارسازان)

سرباز وظیفه: ساسان آغاجاری

موضوع مقاله: تحلیل اگزرجی و ترمودینامیک یک سیکل رانکین بخار با گرمکن آب تغذیه کن بسته با در نظر گرفتن تغییر متغییر ورودی فشار توربین و مقایسه راندمان سیکل و اگزرجی توربین به نسبت تغییر متغیر لحاظ شده

رشته: کارشناسی مهندسی مکانیک

مسئولیت کارگاهی: دفتر نت/ماشین آلات

بسم الله الرحمن الرحیم

مقدمه

نیروگاه حرارتی یک فاکتور مهم در تامین انرژی برق مورد نیاز کشورهای دنیا است. امروزه نیروگاه - های حرارتی سهم ۴۷ درصدی از سبد تولید انرژی برق در دنیا را شامل می شوند. لذا از این جهت، بررسی و بهینه سازی آن اثر قابل توجه ای روی راندمان نیروگاه دارد.

- یکی از روش های تامین انرژی الکتریکی مورد نیاز، استفاده از نیروگاه حرارتی است تا انرژی مکانیکی به انرژی الکتریکی تبدیل شود و برق مورد نیاز شهر ها و کارخانجات و صنایع تولید شود.

- لذا مقدمه ایجاد انرژی مکانیکی در نیروگاه حرارتی، انرژی حرارتی است به طوریکه انرژی حرارتی در دما و فشار بالا وارد توربین می شود و به انرژی مکانیکی تولید می شود و توربین شروع به حرکت حول محور خود می کند و از آنجایی که شافت توربین با شافت ژنراتور هم محور و کوپل شده است، لذا شافت ژنراتور با سرعت زیاد، نزدیک ۳۰۰۰ دور بر دقیقه می چرخد و این حرکت موجب القاء در ژنراتور و به تبع آن تولید انرژی الکتریکی (برقی) فشار قوی می شود.

شکل ۱: واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی غرب کارون

مفاهیم و تعاریفی از ترمودینامیک و اگزرجی

ترمودینامیک: انرژی درونی یک سیستم منزوی ثابت و پایدار است. قانون اول ترمودینامیک که به عنوان قانون بقای کار و انرژی نیز شناخته می‌شود، می‌گوید: تغییر انرژی درونی یک سیستم برابر است با مجموع گرمای داده شده به سیستم و کار انجام شده بر آن:

$$\Delta U = Q + W$$

معادله ۱)

ساخت یک موتور سیکلی که تأثیری جزء انتقال مداوم گرما از دمای سرد به دمای گرم نداشته باشد، غیرممکن است [1].

بیان کلوین-پلانک: غیرممکن است وسیله‌ای بسازیم که در یک سیکل عمل کند و در عین حال فقط با یک مخزن تبادل حرارت داشته باشد یعنی غیرممکن است یک موتور حرارتی بدون از دست دادن گرما در Q_c به کار خود ادامه دهد.

بیان کلازیوس: امکان ندارد که یک یخچال طی یک چرخه، تمام انرژی را که از منبع سرد دریافت می‌کند به منبع گرم انتقال دهد؛ یعنی نمی‌توان یخچالی ساخت که بدون کار ورودی عمل کند. به عبارت ساده قانون دوم بیانگر مسیر انجام یک فرایند می‌باشد.

اگزرجی: پتانسیل کار یک سیستم که فقط با محیط تبادل حرارت دارد نسبت به حالت مرده اش، اگزرژی آن حالت یا دسترسی ترمودینامیکی نامیده می شود [2].

در واقع اگزرجی ماکزیمم کار مفیدی است که از یک جریان ماده و یا انرژی قابل حصول است: همانطور که گفته شد کار مفید در صورتی ماکزیمم خواهد شد که فرآیند بازگشت پذیر باشد. بنابراین کار برگشت پذیر با اگزرجی رابطه ای دارد که به بدین صورت بیان خواهد شد [2].

$$\Delta e_x = (e_{x,2} - e_{x,1}) = (h_2 - h_1) - T_0 \cdot (s_2 - s_1) = \Delta h - T_0 \cdot \Delta s$$

معادله ۲)

موضوع بحث: تحلیل اگزرجی و ترمودینامیک یک سیکل رانکین با گرمکن آب تغذیه کن بسته با گرفتن تغییر متغییر ورودی فشار توربین و مقایسه راندمان سیکل و اگزرجی توربین به نسبت تغییر متغیر لحاظ شده با نرم افزار تحلیلی EES

مسیر راه:

۱) توضیحاتی از اجزاء تشکیل دهنده سیکل مورد نظر برای تحلیل ترمودینامیکی و اگزرجی
۲) شماتیک سیکل مورد نظر، داده ها، معادلات حاکم و فرضیات سیکل
۳) مدلسازی معادلات در EES و خروجی داده های اولیه
۴) نتایج و نمودار ها

۱- اجزاء تشکیل دهنده سیکل مورد نظر برای تحلیل ترمودینامیکی و اگزرجی:

دستگاه گرمکن تغذیه آب: دستگاه گرم‌کننده تغذیه آب جزئی از نیروگاه است که برای توزیع آب قبل از گرمایش به دیگ بخار استفاده می‌شود. از پیش گرم کردن دستگاه تغذیه آب برگشت ناپذیری تولید بخار را کاهش می‌دهد و سپس کارایی ترمودینامیکی سیستم را بهبود می‌بخشد که این کار باعث کاهش هزینه‌های عملیاتی کارخانه می‌شود و همچنین به جلوگیری از وارد شدن شوک حرارتی به فلز دیگ بخار هنگامی که دستگاه تغذیه آب دوباره به چرخه بخار افزوده می‌شود کمک می‌کند. در یک نیروگاه بخار معمولاً به عنوان چرخه رانکین سیکل تعدیل شده مدل شده‌است، دستگاه گرم‌کننده تغذیه آب به دستگاه تغذیه آب اجازه می‌دهد تا به تدریج به دمای اشباع افزایش یابد. این بی گمان برگشت ناپذیری انتقال گرما مرتبط با مایع کار را کاهش می دهد [5].

شکل ۲: گرمکن تغذیه کن بسته آب

توربین بخار: یک دستگاه مکانیکی است که انرژی حرارتی را از بخار تحت فشار دریافت کرده و آن را به کار مکانیکی تبدیل می کند. هنگامی که بخار داغ (در حالت گاز) از کنار پره های چرخان توربین عبور می کند منبسط و سرد شده خود را آزاد می کند، همین امر باعث چرخش مداوم تیغه ها می شود و شافت توربین چرخش می کند و به تبع آن شافت ژنراتور با سرعت بالا حول خود می چرخد و موجب تحریک و القاء الکتریکی در ژنراتور می شود و باعث تولید برق فشار قوی می شود. لذا حجم کنترل و نوشتن معادلات ترمودینامیک و اگزرجی برای آن صادق است.

شکل ۳: توربین بخار

پمپ سیکل: یک دستگاه مکانیکی که به وسیله آن مایع سیال عامل اشباع را به صورت پر فشار ایجاد می کند تا سیال پر فشار وارد بویلر شود از این رو پمپ سیکل نیروگاه به عنوان یک حجم کنترل و کار مصرفی از لحاظ ترمودینامیک بیان می شود [4].

شکل ۴: پمپ آب برای انتقال مایع اشباع پر فشار

بویلر: وسیله است جهت تامین بخار مافوق گرم برای ورودی توربین بخار است به طوریکه سیال پر فشار ورودی را دریافت می کند و آن را به سیال پر حرارت و پر فشار برای ورودی توربین بخار ایجاد می کند. لذا حجم کنترل و نوشتن معادلات ترمودینامیک و اگزرجی برای آن صادق می شود [3].

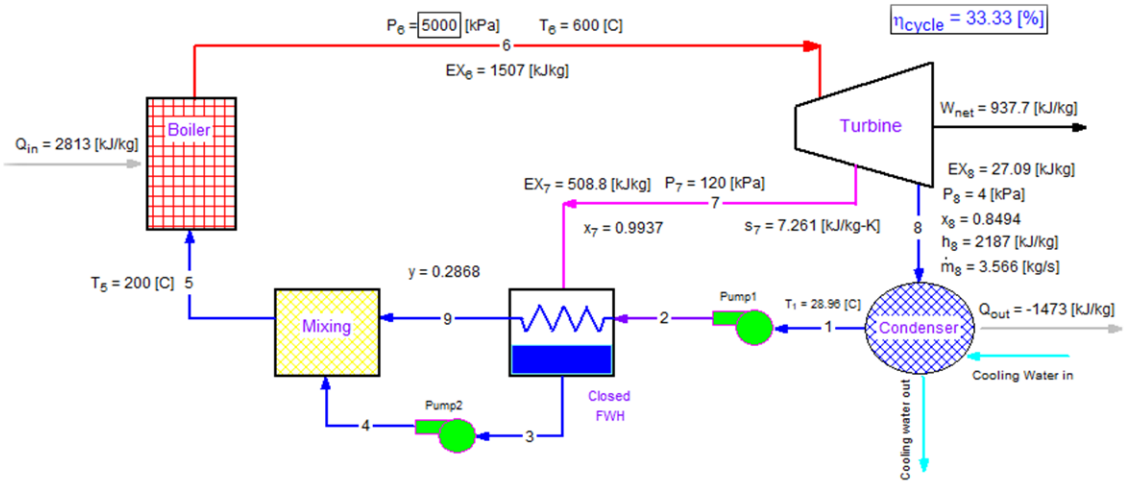
شکل ۵: بویلر نیروگاه برای ایجاد بخار مافوق گرم

کندانسور: کندانسور جهت خنک سازی سیال عامل خروجی توربین بخار برای تحویل مایع اشباع شده به ورودی پمپ استفاده می شود و معادلات ترمودینامیک و اگزرجی بر روی این حجم کنترل لحاظ می شود.

شکل ۶: کندانسور سیکل نیروگاه

۲- شماتیک سیکل مورد نظر، داده ها، معادلات حاکم و فرضیات سیکل:

سیکل رانیکن بخار شامل یک گرمکن آب تغذیه کن بسته، دو عدد پمپ به شکل ذیل طراحی شده است. این مقاله به بررسی تحلیل اگزرجی و ترمودینامیک یک سیکل رانکین با گرمکن آب تغذیه کن بسته با شماتیک ذیل می پردازد بطوریکه با در نظر گرفتن تغییر متغییر فشار ورودی توربین از ۵۰۰۰ تا ۶۰۰۰ کیلو پاسکال، راندمان سیکل و اگزرجی توربین را به نسبت تغییر متغییر فشاری لحاظ شده به صورت نمودار مقایسه می-کنیم. لذا اول باید یکبار سیکل را در فشار اولیه ۵۰۰۰ کیلو پاسکال مدل سازی کرد و آنگاه در فشار تغییر متغییر ورودی توربین از ۵۰۰۰ کیلوپاسکال تا ۶۰۰۰ کیلوپاسکال به روش بهینه سازی در نرم افزار EES نتایج را بدست آوریم.



شکل ۷: شماتیک سیکل رانکین بخار که با نرم افزار EES طراحی شده است.

اطلاعات اولیه سیکل: برای حل سیکل با نرم افزار EES نیازمند در نظر گرفتن اطلاعات اولیه ورودی سیکل است. لذا این سیکل را با ورودی فشار ۵۰۰۰ کیلو پاسکال توربین به شرح اطلاعات ذیل برنامه نویسی می - کنیم.

Inputs	اطلاعات داده ها
$P_0 = 101.3\ kPa$	فشار در شرایط محیطی
$T_0 = 25\ C$	دما در شرایط محیطی
$T_5 = 200\ C$	دمای حالت 5
$T_6 = 600\ C$	دمای ورودی توربین
$P_6 = 5000\ kPa$	فشار ورودی توربین
$P_7 = 120\ kPa$	فشار انشعاب (حالت 7)
$P_1 = 4\ kPa$	فشار کندانسور
$\boldsymbol{m_6 = 5\ kg/s}$	دبی جرمی حالت ۶

جدول ۱: داده های اولیه با فشار ورودی ۵۰۰۰ کیلوپاسکال توربین

معادلات حاکم: برای بدست آوردن نمودارهای این سیکل اول باید معادلات حاکم بر ترمودینامیک و اگزرجی را برای تک تک حالت های فازی سیکل به شرح ذیل در نظر گرفت [1].

معادلات حاکم برای هر یک حجم کنترل:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \qquad \textit{معادله ۳)}$$

$$\dot{Q}_{CV} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) = \sum \dot{m}_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o\right) + \dot{W}_{CV} \qquad \textbf{معادله ۴)}$$

$$Ex = [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \qquad \textbf{معادله ۵)}$$

فرضیات سیکل:

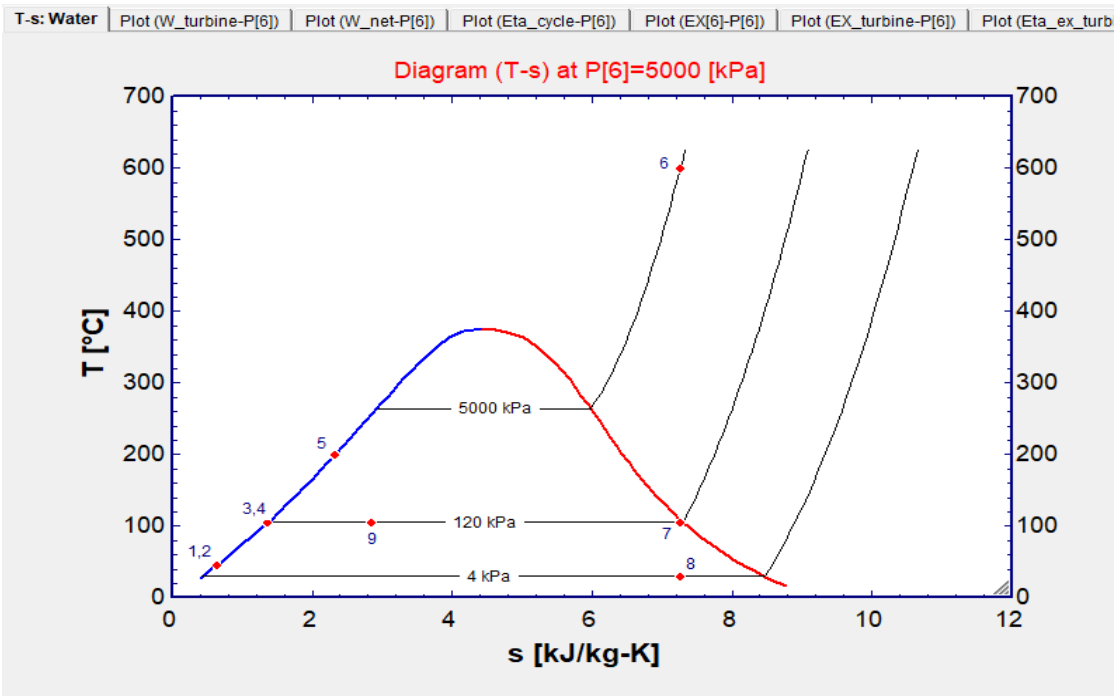
- **سیستم در حالت پایا کار می‌کند.**
- **از انرژی جنبشی و پتانسیل صرفه‌نظر می‌شود.**
- **عدم انتقال حرارت به محیط در گرمکن آب تغذیه کن بسته.**
- **برای محیط دمای ۲۵°C و فشار ۱۰۱.۳kPa در نظر گرفته شده است.**
- **دبی بخار آب موجود در سیکل نیز ۵ kg/s فرض شده است.**

مدلسازی معادلات در EES و خروجی داده های اولیه:

حالت	دما (C)	فشار (kPa)	انتالپی (KJ/Kg)	انتروپی $(KJ/Kg.K)$	دبی جرمی (Kg/s)	اگزرژی (KJ/Kg)
۱	۲۸.۹۶	۴	۱۲۱.۴	۰.۴۲۲۴	۳.۵۶۶	۰.۰۱۱۴۴
۲	۲۸.۹۶	۱۲۰	۱۲۱.۵	۰.۴۲۲۴	۳.۵۶۶	۰.۱۲۷۹
۳	۱۰۴.۸	۱۲۰	۴۳۹.۴	۱.۳۶۱	۱.۴۳۴	۳۸.۱۶
۴	۱۰۵.۱	۵۰۰۰	۴۴۴.۵	۱.۳۶۱	۱.۴۳۴	۴۳.۲۶
۵	۲۰۰	۵۰۰۰	۸۵۳.۷	۲.۳۲۵	۵	۱۶۵
۶	۶۰۰	۵۰۰۰	۳۶۶۷	۷.۲۶۱	۵	۱۵۰۷
۷	۱۰۴.۸	۱۲۰	۲۶۶۹	۷.۲۶۱	۱.۴۳۴	۵۰۸.۸
۸	۲۸.۹۶	۴	۲۱۸۷	۷.۲۶۱	۳.۵۶۶	۲۷.۰۹
۹	۱۰۴.۸	۱۲۰	۱۰۱۸	۲.۸۹۳	۳.۵۶۶	۱۶۰.۴

جدول ۲: نتایج در نرم افزار EES با ورودی فشار ۵۰۰۰ کیلو پاسکال توربین از نتایج داده های اولیه بدست آمده است.

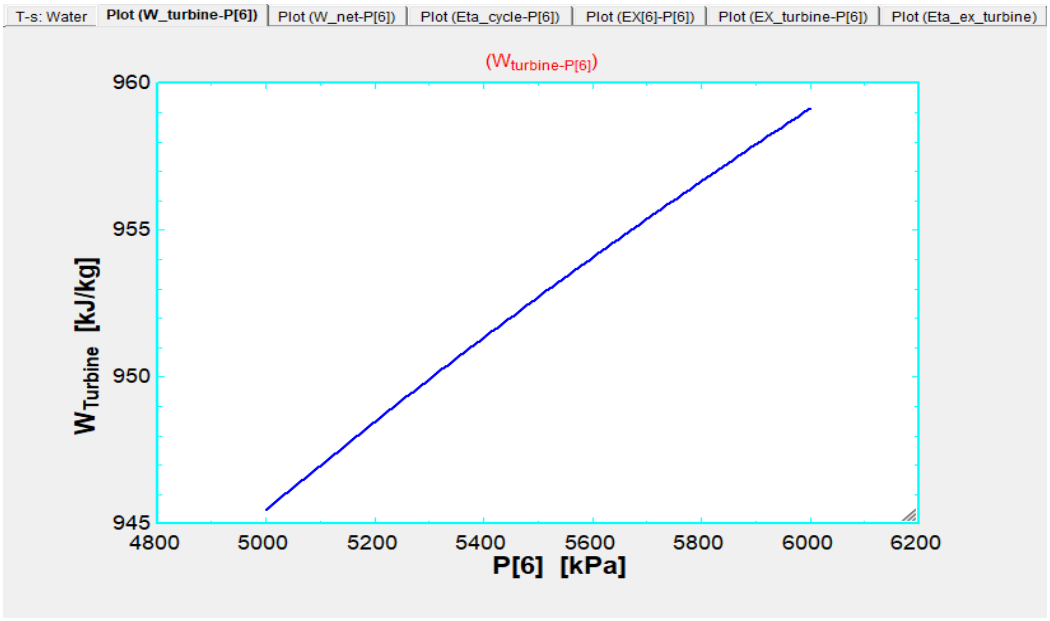
دیاگرام (T-S):



نمودار ۱: دیاگرام (T-S) روبرو در فشار ورودی ۵۰۰۰ کیلوپاسکال توربین از نتایج داده های اولیه رسم شده است.

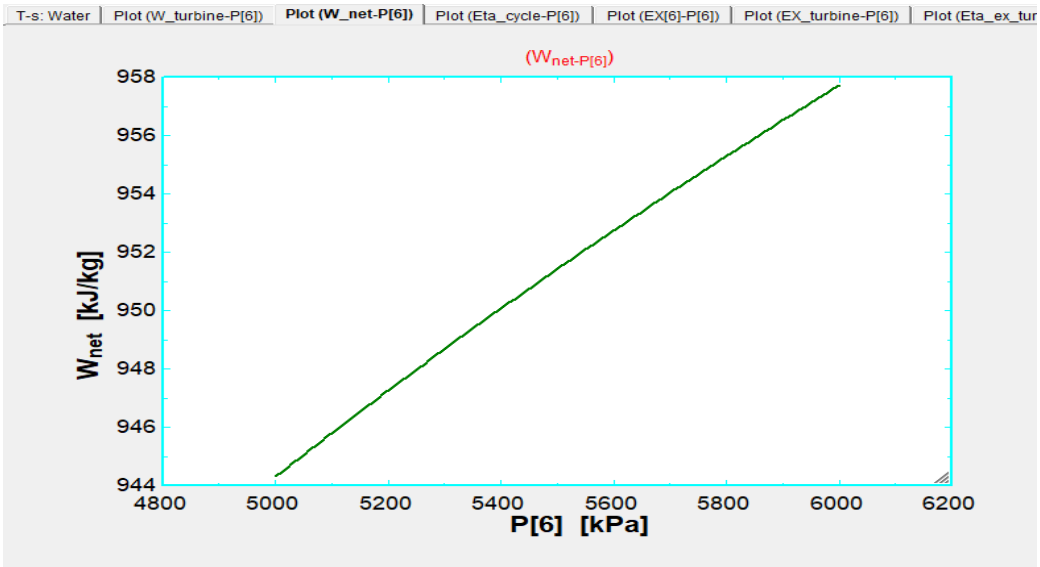
نتایج و نمودارها: با در نظر گرفتن ورودی فشار توربین به عنوان تغییر متغییر در بازه ۵۰۰۰ تا ۶۰۰۰ فشار ورودی توربین نتایج و نمودار های ذیل حاصل می شود.

نتایج نمودار ۲، تاثیر فشار ورودی توربین بر کار توربین: با ورودی فشار ۶۰۰۰ کیلوپاسکال توربین بیشترین مقدار کار توربین بدست می آید.



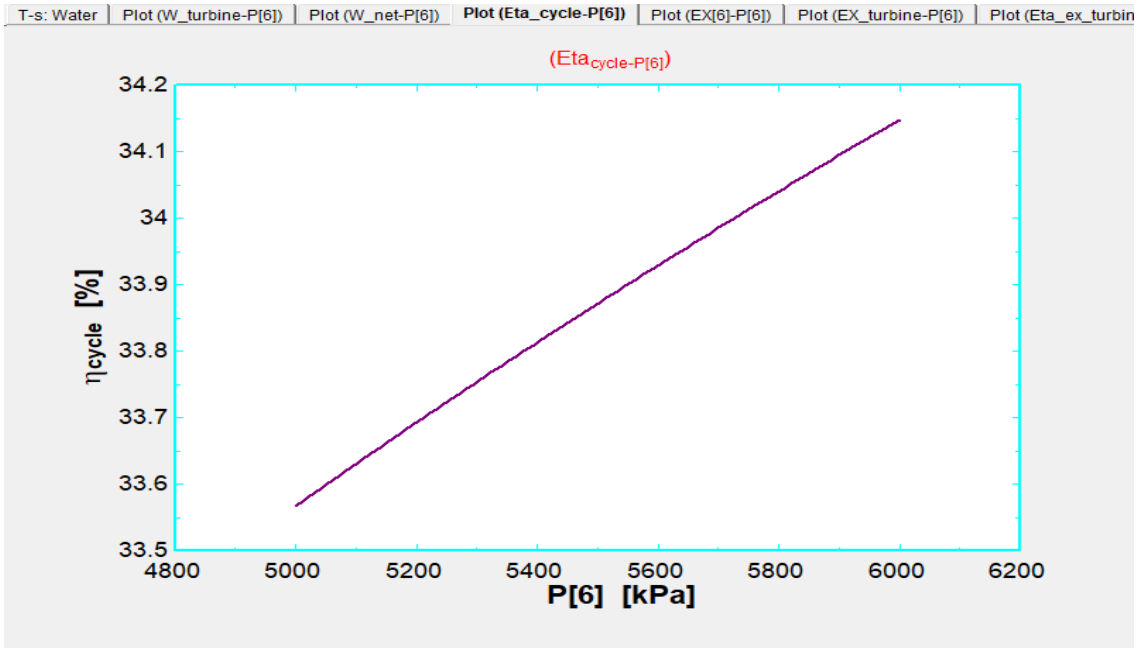
نمودار۲

نتایج نمودار ۳، تاثیر فشار ورودی توربین بر کار خالص سیکل: با ورودی فشار ۶۰۰۰ کیلوپاسکال توربین بیشترین مقدار کار خالص سیکل بدست می آید.



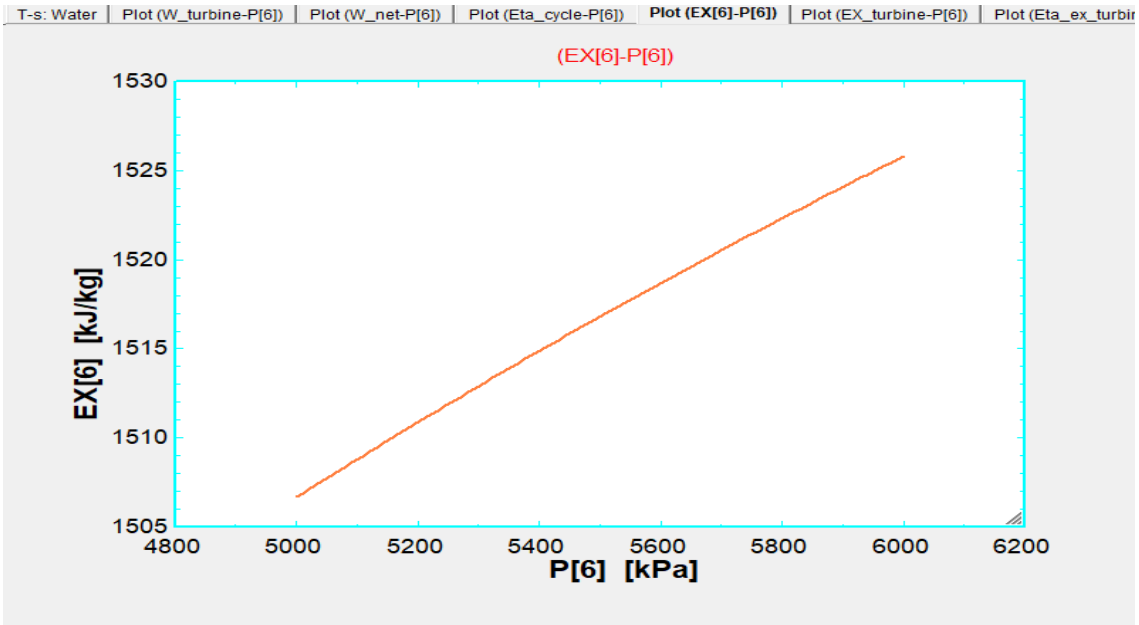
نمودار ۳

نتایج نمودار ۴، تاثیر فشار ورودی توربین بر راندمان سیکل: با ورودی فشار ۶۰۰۰ کیلوپاسکال توربین بیشترین مقدار راندمان سیکل بدست می آید.



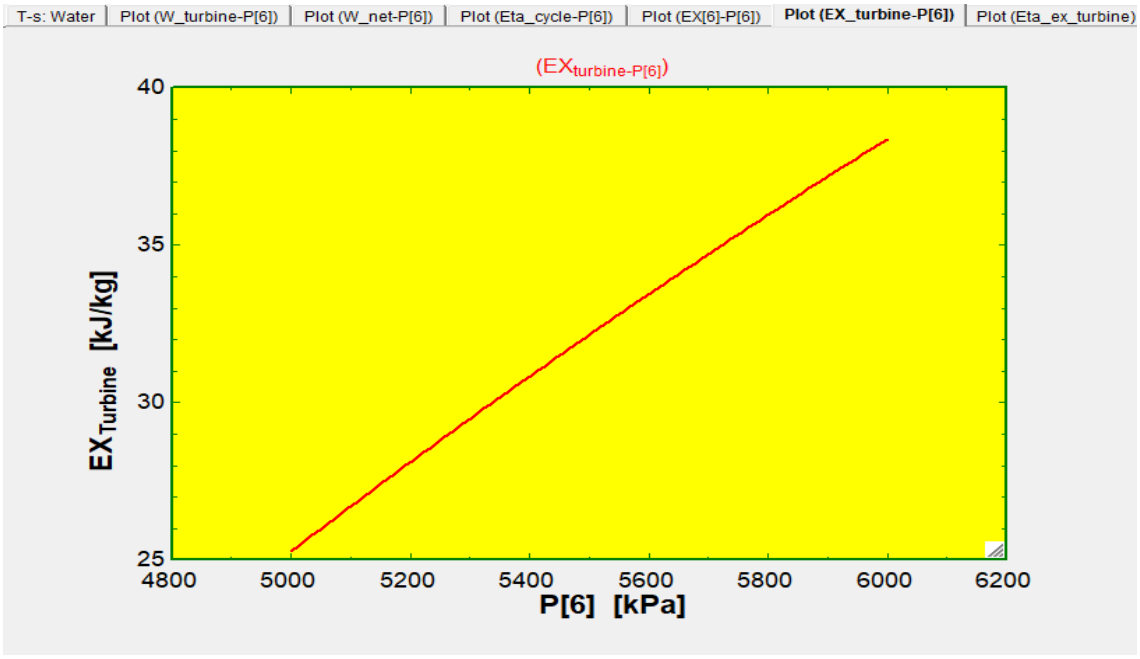
نمودار ۴

نتایج نمودار ۵، تاثیر فشار ورودی توربین بر اگزرجی حالت ۶: با ورودی فشار ۶۰۰۰ کیلوپاسکال توربین، اگزرجی حالت ۶ فازی در بیشترین مقدار خود است.



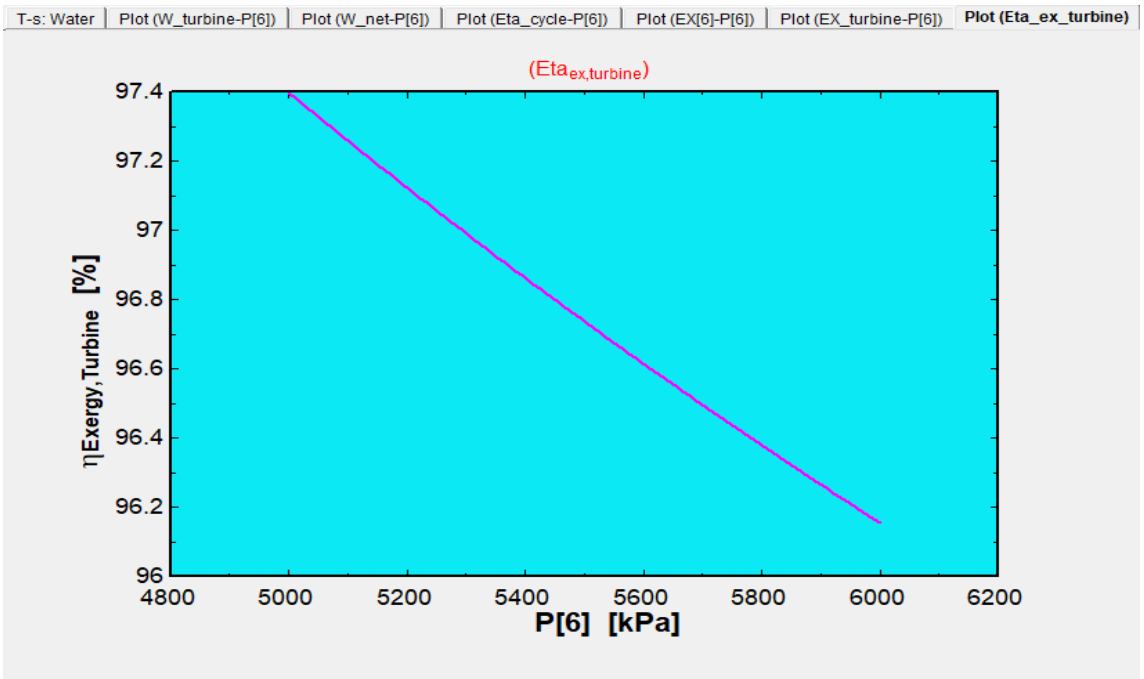
نمودار ۵

نتایج نمودار ۶، تاثیر فشار ورودی توربین بر اگزرجی توربین: با ورودی فشار ۶۰۰۰ کیلوپاسکال توربین بیشترین مقدار اگزرجی توربین بدست می آید.



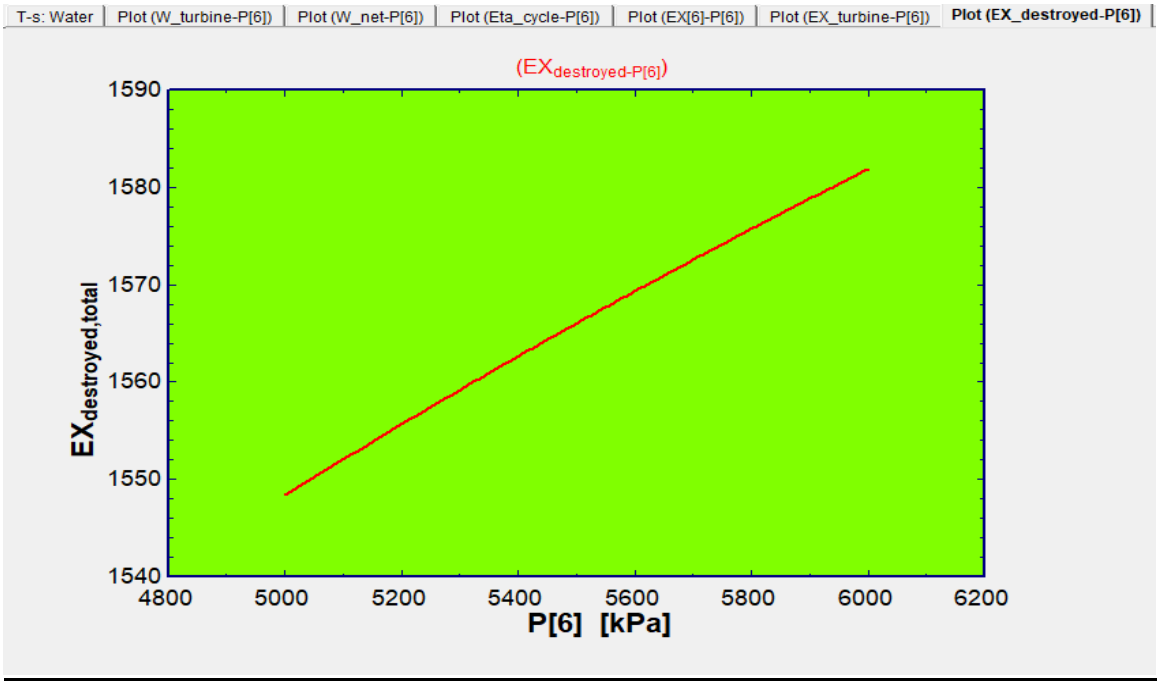
نمودار ۶

نتایج نمودار ۷، تاثیر فشار ورودی توربین بر راندمان اگزرجی توربین: با ورودی فشار ۵۰۰۰ کیلوپاسکال توربین بیشترین مقدار راندمان اگزرجی توربین بدست می آید.



نمودار ۷

نتایج نمودار ۸، تاثیر فشار ورودی توربین بر اگزرجی تحریب کل سیکل: با ورودی فشار ۶۰۰۰ کیلو پاسکال توربین بیشترین مقدار اگزرجی تخریب کل سیکل بدست می آید.



نمودار ۸

نتیجه بحث: با توجه به محاسبات بدست آمده و نتایج نمودار ها، مقادیر بیشینه ذیل برای هر یک از پارامتر های در نظرگرفته شده، شبیه سازی می شود.

در ورودی فشار ذیل بیشترین مقدار داده	پارامتر	بیشترین مقدار شبیه سازی شده
۶۰۰۰ کیلوپاسکال	$W_{turbine}$	[kj/kg] ۹۵۲.۷
۶۰۰۰ کیلوپاسکال	W_{net}	[kj/kg] ۹۵۱.۲
۶۰۰۰ کیلوپاسکال	η_{cycle}	٪۳۳.۹۳
۶۰۰۰ کیلوپاسکال	EX_6	[kj/kg] ۱۵۲۶
۶۰۰۰ کیلوپاسکال	$EX_{turbine}$	[kj/kg] ۴۴.۸۱
۵۰۰۰ کیلوپاسکال	$\eta_{Exergy,turbine}$	٪۹۷.۴
۶۰۰۰ کیلوپاسکال	$EX_{Destroyed,total}$	[kj/kg] ۱۶۰۰

جدول ۳

مراجع

[1]: https://blog.faradars.org/exergy

[2]:https://datasara.com/article/%D9%85%D9%87%D9%86%D8%AF%D8%B3%DB%8C-

[3]:https://fa.wikipedia.org/wiki/%D8%AF%DB%8C%DA%AF_%D8%A8%D8%AE%D8%A7%D8%B1#:~:text=%D8%AF%DB

[4]: https://pumps-africa.com/types-of-pumps-used-in-power-plants

[5]:https://fa.wikipedia.org/wiki/%D8%AF%D8%B3%D8%AA%DA%AF%D8%A7%D9%87