بهینه سازی ترمودینامیکی پارامترهای عملکردی سیکل تولید همزمان با استفاده از الگوریتم ژنتیک

محمدرضا عصاری
استادیار دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول
Mr.assari@yahoo.com

افشین قنبر زاده
استادیار دانشگاه شهید چمران
ghanbarz@yahoo.com

سید سجاد موسوی اصل
دانشجوی کارشناسی ارشد دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول
s.mousaviasl@gmail.com

احسان طاهری پور
دانشجوی کارشناسی ارشد دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول
taheripour.ehsan@gmail.com

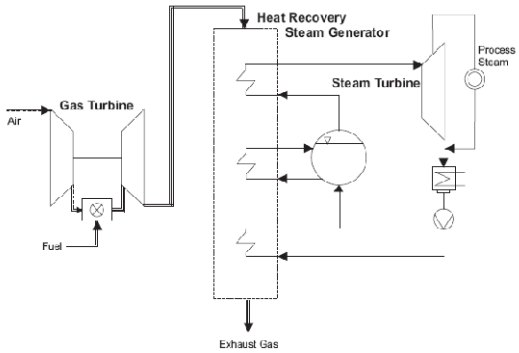
چکیده

طراحی سیکل تولید همزمان بسیار پیچیده بوده که علت این امر وجود دو سیکل تولید توان متفاوت است که توسط بویلر بازیاب به یکدیگر مرتبطند و هرگونه تغییری در طراحی، مستقیما توان، بازدهی، هزینه ها و بسیاری از متغیرهای دیگر را تحت الشعاع قرار می دهد. محققین همواره در تلاش بوده اند راهی برای بهینه سازی اجزا و بخش های مختلف سیکل های تولید همزمان ارائه نمایند ولی بررسی کامل سیکل به دلیل پیچیدگی های منحصر بفرد خود کمتر مورد توجه بوده است. در این مقاله به مدلسازی کامل سیکل تولید همزمان، ارائه نتایج تحلیل انرژی، اگزرژی تعریف تابع برازش مناسب و سپس بهینه سازی مدل ارائه شده توسط ابزار توانمند الگوریتم ژنتیک میپردازیم همچنین صحت نتایج محاسبه شده توسط مقایسه با نتایج عملی سیکل دانشگاه بیلکنت به اثبات رسیده اند. لازم به ذکر است در این پژوهش برای اولین بار سیکل کامل تولید همزمان توسط الگوریتم ژنتیک بهینه شده است.

واژه های کلیدی: سیکل تولید همزمان، بهینه سازی، الگوریتم ژنتیک، مدلسازی

مقدمه

امروزه انرژی یکی از مهمترین مباحث مطرح شده در بخش مهندسی است. با توجه به قیمت بالای انرژی و روند رو به کاهش منابع سوخت های فسیلی، توجه همگان به استفاده بهینه از انرژی و کنترل مصرف آن از طریق استفاده از سیستم های با راندمان بالاتر و یا فناوری های جدیدتر معطوف شده است. شکل(۱) جزای کلی یک نیروگاه سیکل تولید همزمان بر پایه توربین گاز را نشان می دهد. در یک نیروگاه سیکل تولید همزمان تجهیزات به کار رفته از جمله کمپروسورها، توربین ها، پمپها و شیرآلات اکثرا به صورت کالاهای استاندارد تجاری در اندازه های مختلف وجود دارند و این در حالی است که بویلر بازیاب گرمای تولید کنندهٔ بخار[۷] از معدود اجزایی است که برای هر نیروگاه خاص و با توجه به شرایط آن ساخته میشود[۱].



شکل ۱- اجزای کلی سیکل CHP

با توجه به اینکه بهینه سازی براساس توابع هدف متفاوتی مانند افزایش بازدهی، کاهش هزینه ها و یا افزایش سوددهی صورت می گیرد لازم به ذکر است که در این مقاله به بهینه سازی ترمودینامیکی سیکل بخار در نیروگاه های سیکل تولید همزمان می پردازیم. بدین منظور سیکل تولید همزمان با بویلر بازیاب سه فشاره مدلسازی شده و پس از تکمیل مدل، سیکل بخار، با توجه به مفاهیم قانون دوم ترمودینامیک بهینه میشوند. از آنجا که سیستم مورد بررسی، یک سیستم تولید توان می باشد؛ لذا هدف گذار ی در تحلیل این سیستم، تولید توان ماکزیمم و افزایش راندمان انرژی و اگزرژی می باشد و ما ناگزیر به بررسی کل سیکل بخار می باشیم [۲].

مدلسازی سیکل تولید همزمان

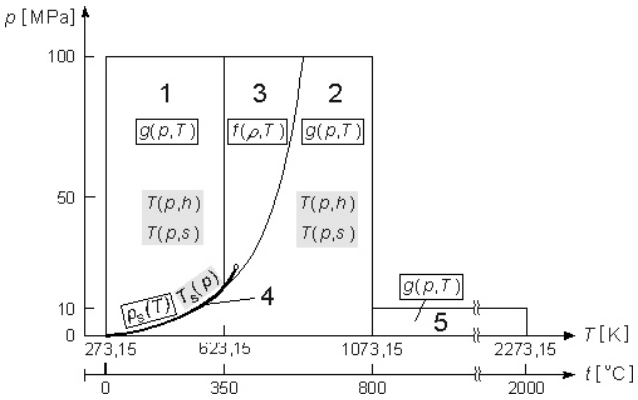
از آنجا که تشریح کامل مدلسازی سیکل بسیار مفصل و پیچیده می باشد در این بخش به اختصار به مبانی مدل سازی اشاره میگردد. برای مدلسازی خواص آب- بخار از آخرین استاندارد مربوطه تحت عنوان یاپس۸ استفاده شده است. همانطور که در شکل (۲) ملاحظه می گردد، این استاندارد، منحنی فشار -دمای آب را به ۵ ناحیه تقسیم می کند و در هر ناحیه، یک چند جمله ای برای محاسبه خواص، بر مبنای توابع استاندارد گیبس و هلمهولتز، ارائه شده است که بقیه خواص به طور کامل بر مبنای آن محاسبه می گردند.

۷ - Heat Recovery Steam Generator(HRSG)

۸ - IAWPS 97: International Association for Properties of Water and Steam 97

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.3.4]



شکل ۲- ناحیه های عملکردی استاندارد IAWPS 97

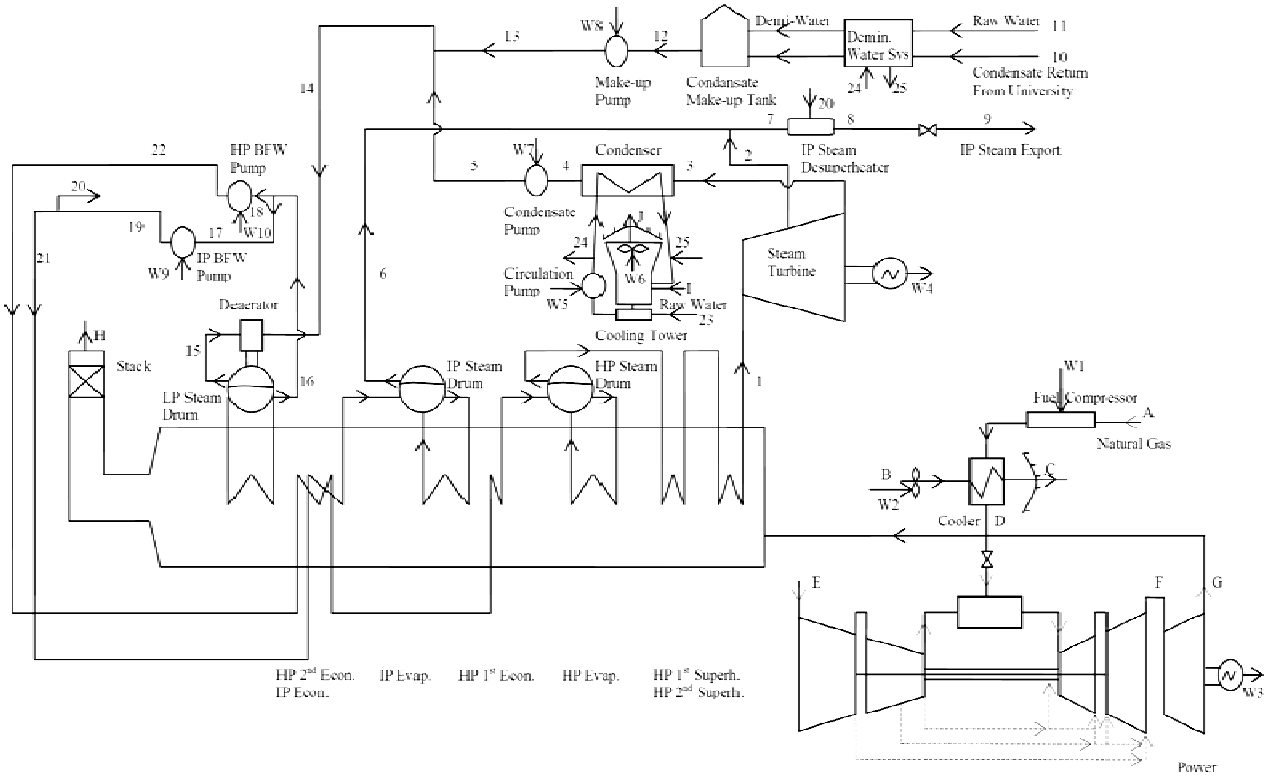
جدول ۱ -مقادیر خطا بر اساس استاندارد IAWPS97

ناحیه تک فاز		ناحیه اشباع	
حجم ویژه	0.05 %	فشار اشباع	0.05 %
انتالپی	0.2 kj/kg		
گرمای ویژه	1 %	دمای اشباع	0.02 %
انتروپی	0.0002kj/(kg.k)		
انرژی آزاد گیبس	0.2 kj/kg	انرژی آزاد گیبس	0.2kj/kg

حداکثر خطا برای هر یک از مقادیر مورد نظر به صورت جدول(۱) می باشد، با توجه به این جدول و پس از محاسبه خواص ترمودینامیکی آب- بخار در تمامی نقاط سیکل بخار با مبدل بازیاب سه فشاره که در شکل (۳) نشان داده شده است و با در نظر گرفتن دبی و دمای گازهای خروجی و ترکیب شیمیایی آن در خروج از توربین گاز؛ محاسبات را انجام می دهیم [۳].

با توجه به شکل (۴) اختلاف دمای نقطه پینچ۹ به عنوان اختلاف دمای بین بخش خروجی تبخیر کننده گاز و بخش تبخیر کننده آب تعریف می شود[۱۱].

این دما که در نمودار، کمترین اختلاف دمای ممکن است، در محاسبات مربوط به سطح انتقال حرارت به شدت تاثیر می گذارد. هر چند از لحاظ ترمودینامیکی بهتر است که این دما درحداقل مقدار ممکنه خود باشد اما از لحاظ اقتصادی به دلیل نیاز به سطح تبادل گرمای بیشتر، مقداری بین ۸ تا ۲۵ کلوین را دارد [۴و ۵]. اختلاف دمای بعدی که در شکل(۴) نشان داده شده است، دمای نقطه نزدیکی۱۰ می باشد. اهمیت دمای نزدیکی، تقریبا در حدود دمای نقطه پینچ است و لذا در محاسبات باید این مساله نیز در نظر گرفته شود. لازم به ذکر است در این پژوهش بهینه سازی در دوحالت مختلف یکی با فرض ثابت در نظر دمای پینچ و نزدیکی و دیگری با فرض تخمین این دماها توسط الگوریتم ژنتیک بررسی شده است.



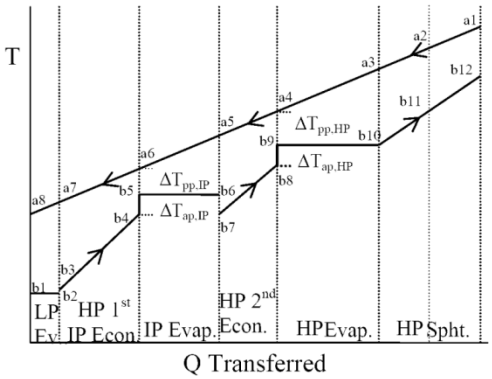
شکل ۳- شماتیک سیکل مورد بررسی

۹- Pinch point(pp.)

۱۰ - Approach point(ap.)

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.3.4]

در این پژوهش هوا شامل چهار جز اکسیژن، نیتروژن دی اکسید کربن و بخار آب در نظر گرفته میشود و خواص هریک از اجزا را نسبت به دما متغیر در نظر گرفته و از روابط درونیابی شده به منظور تعیین انتالپی و انتروپی استفاده مینماییم. سوخت مصرفی سیکل، گاز متان در نظر گرفته میشود.



شکل ۴ - منحنی دما بر حسب گرمای مبادله شده در سیکل سه فشاره

ورودی، ثوابت و توابع هدف برنامه نوشته شده به منظور بهینه سازی سیکل تولید همزمان مدلسازی شده، شامل پارامترها و متغیرهایی است که در جدول(۲) ارائه شده است. با مشخص بودن شرایط ورودی سیکل که در جدول(۲) به آنها اشاره شد و داشتن نسبت تراکم و روابط درونیابی شده میتوان به ترتیب شرایط بعد از مراحل اول و دوم کمپرسور را محاسبه نمود [۶و ۷]. از رابطه (۱) به منظور محاسبه ی دبی هوای مورد نیاز احتراق با داشتن درصد هوای تئوری و دبی جرمی سوخت مصرفی استفاده مینماییم

$$CH_4 + (0.01\lambda)\left(2n_{N_2} + 2O_2 + 2n_{CO_2}CO_2 + 2n_{H_2O}H_2O\right) \rightarrow \left(2\lambda N_{N_2}\right)N_2 + (2\lambda - 2)O_2 + \left(2\lambda N_{CO_2} + 1\right)CO_2 + \left(2\lambda N_{H_2O} + 2\right)H_2O \quad (۱)$$

رابطه فوق بیانگر واکنش گاز متان با درصد هوای تئوری λ و هوای ورودی سیکل با ترکیب مولی مشخص میباشد. دمای آدیاباتیک شعله با نوشتن بالانس انرژی روی محفظه احتراق و با فرض عدم و جود تلفات حرارتی بدست می آید. گاز خروجی از محفظه احتراق در دو مرحله در توربین های فشار بالا و فشار پایین منبسط شده به نحوی که فقط کار کمپرسور نظیر خود را تامین مینماید و سپس گاز خروجی از توربین دوم وارد توربین تولید توان میشود و تا اندکی بالاتر از فشار محیط منبسط میشود این اختلاف فشار جزئی صرف غلبه بر مقاومت مسیر بویلر بازیاب میگردد [۸]با استفاده از روابط ترمودینامیکی حاکم بر سیکل و استفاده از جداول ترمودینامیکی، نوبت به تعیین کار و بازده کل سیکل توسط روابط (۲) الی (۵) میگردد[۹].

$$\dot{W}_{\text{bottoming-cycle}} = \dot{W}_{\text{Generator}} - \left(\sum \dot{W}_{\text{Pumps}}\right) \quad (۲)$$

$$\left(\dot{W}_{\text{net}}\right)_{\text{plant}} = \left(\dot{W}_{\text{net}}\right)_{\text{Gas cycle}} - \dot{W}_{\text{Bottoming cycle}} \quad (۳)$$

$$FUE = \left[\left(\dot{W}_{\text{net}}\right)_{\text{plant}} + \Delta\dot{H}_{\text{Process}}\right] / \left[\left(\dot{m}_{fuel}\right).LHV\right] \quad (۴)$$

جدول۲- ورودی ثوابت و توابع هدف

ورودی های برنامه		
متغیر	واحد	محدودیت
فشار پمپ بعد از کندانسور P5	bar	0<P5<10
فشار دیگ بخار کم فشار P16	bar	0<P16<10
فشار دیگ فشار متوسط P19	bar	10<P19<20
فشار دیگ فشار بالا P22	bar	30<P22<100
نسبت دبی بخار فشار بالا به فشار متوسط	-	0<X1<1
نسبت جرمی بخار طبقه میانی به کل بخار ورودی توربین	-	0<X2<1
نسبت جریان جرمی خنک کننده بخار دیسوپرهیتر به بخار فشار متوسط	-	0<X3<1
دمار بخار ورودی به توربین	OC	200<T1<650
در صد جرمی هوای نظری توربین گاز	-	200<λ<400
نسبت تراکم توربین گاز بخش مولد گاز	-	2<rp<5
دمای بخار خروجی پیشگرمکن فشار متوسط و مرحله ی دوم فشار بالا Tb4	OC	Tb3<Tb4<Tb5
دمای گازخروجی تبخیر کننده ی فشار متوسط	OC	Tb5<Ta6<Ta5
دمای بخار خروجی پیشگرمکن فشار بالا	OC	Tb7<Tb8<Tb9
دمای گازخروجی تبخیر کننده ی فشار بالا	OC	Tb9<Ta4<Ta3

ثوابت			
ثابت	مقدار	ثابت	مقدار
بازده پمپ های D ,C ,E و پمپ آب جبرانی	80 %	دمای محیط	15
بازده توربین بخار	80 %	رطوبت نسبی هوا	60 %
بازده کپرسورهای بخش تولید گاز	85 %	تلفات حرارتی بویلر	0.02
بازده کمپرسور تزریق سوخت	80 %	افت فشار بویلر	0.05
بازده توربین بخش تولید گاز	82 %	حداقل دمای دودکش	130
بازده توربین تولید توان سیکل گاز	91 %	کیفیت بخار خروجی توربین	0.98
بازده ژنراتورهای توربین بخار و گاز	98 %	درصد بخار اتلافی در فرایند جانبی	30 %
فشار چگالنده	0.07	دمای بخار آب چگالیده برگشتی از فرایند جانبی	60
دبی سوخت	1.45	فشار تزریق سوخت	40

توابع هدف	
راندمان انرژی	FUE
راندمان اگزرژی	εp
نسبت کار تولیدی کل سیکل به انرژی ارسالی به فرایند	PHR

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.3.4]

$$PHR = \left(\dot{W}_{\text{net}}\right)_{\text{plant}} / \Delta\dot{\text{H}}_{\text{Process}} \quad (۵)$$

و بازده اگزرژی به صورت رابطه (۶) تعریف میگردد[۱۰].

$$\varepsilon_{Plant} = \left[\left(\dot{W}_{\text{net}}\right)_{\text{plant}} + \Delta\dot{\text{E}}_{\text{Process}}\right] / \dot{E}_f \quad (۶)$$

مسأله مهمی که در مدلساز ی باید در نظر گرفت، اعمال محدودیت هایی است که مسأله را از وضعیت غیر ممکن بیرون می آورد مانند حداقل کیفیت بخار خروجی از توربینها و حداقل دما ی خروجی دودکش به منظور جلوگیر ی از خوردگی، در واقع این محدودیت ها از رسیدن به نتایج بدیهی و یا نتایجی که منجربه نقض قوانین فیزیکی میگردند جلوگیری مینمایند. از جمله این نتایج میتوانبه منفی شدن دمای گاز در طول مبدل بازیاب اشاره نمود که در این تحقیق با اعمال محدودیت های مناسب مشابه آنچه در جدول(۲) برای ورودی های برنامه بیان شد، از به وقوع پیوستن چنین نتایجی جلوگیری شده است، همچنین با استفاده از توابع مجازات محدودیت هایی به این منظور تعریف شده است که از بیان و توضیح آنها به علت رعایت اختصار خودداری شده است. صحت این امر با مقایسه نتایج بدست آمده با نتایج سیکل عملی مشابه که در بخش نتیجه گیری به آن اشاره خواهد شد اثبات شده است [۱۴و ۱۵].

بهینه سازی و الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک در سال ۱۹۷۰ توسط هلند، دیجونگ و گلدبرگ۱۱ ارایه شد. این لگوریتم جز الگوریتم های بهینه سازی تصادفی۱۲ است و به خصوص برای بهینه سازی مسایل پیچیده با فضای جستجوی ناشناخته مناسب است. به طور مختصر گفته میتوان گفت که الگوریتم ژنتیک یک تکنیک برنامه نویسی است که از تکامل ژنتیکی به عنوان یک الگوی حل مسأله استفاده می کند. مسئله ای که باید حل شود ورودی است و راه حل ها طبق یک الگو کدگذاری می شود و تابع برازندگی۱۳ هر راه حل کاندید را ارزیابی می کند که اکثر آنها به صورت تصادفی انتخاب می شوند. ساختار کلی یک الگوریتم ژنتیک را می توان بدین ترتیب تصور نمود که ابتدا مکانیزمی برای تبدیل هر جواب مساله به یک کروموزوم تعریف نمود و پس از آن یک مجموعه از کروموزوم ها که در حقیقت مجموعه ای از جواب های مسئله هستند بعنوان یک جمعیت آغازین۱۴ تهیه می گردند. این مجموعه که اندازه آن دلخواه است و توسط کاربر تعریف می شود، اغلب بصورت تصادفی ایجاد می گردد. بعد از این مرحله باید با بکارگیری عملیات ژنتیک۱۵ اقدام به ایجاد کروموزوم های جدید موسوم به فرزند۱۶ نمود. پس از تولید یکسری کروموزوم جدید باید با استفاده از عمل تحول۱۷ اقدام به انتخاب۱۸ برازنده ترین کروموزوم ها نمود. این فرآیند موظف به گلچین کردن کروموزوم های برازنده در میان والدین و اولاد میباشد بطوریکه تعداد کروموزوم های منتخب برابر با اندازه جمعیت اولیه باشد. فرآیند انتخاب مبتنی بر مقدار برازندگی۱۹ هر رشته است. در حقیقت فرآیند ارزیابی۲۰ محوری ترین بحث در فرآیند انتخاب است. تا بدین مرحله یک تکرار یا یک نسل از الگوریتم طی شده است. الگوریتم پس از طی چندین نسل بتدریج به سمت جواب بهینه همگرا می شود. شرط توقف مسئله نیز طی کردن تعداد معینی تکرار است که پیش از آغاز الگوریتم توسط کاربر تعیین می شود [۱۲و ۱۳].

از آنجا که سیستم مورد بررسی در این پژوهش دارای نقاط بهینه محلی بسیاری میباشد و همچنین برهمکنش میان روابط در آن بسیار پیچیده است، لذا استفاده از الگوریتم های هیوریستیک برای بهینه سازی، بهترین راه ممکن به نظر می رسد که در این مقاله از روش الگوریتم ژنتیک استفاده مینماییم.

متغیرهای تصمیم در بهینه سازی سیکل و دامنه تغییر آنها، در بخش پارامتر های ورودی در جدول(۲) ذکر شده است. در الگوریتم ژنتیک مقدار تابع شایستگی بهینه می شود و این تابع شا مل تابع برازش و تعدادی توابع جریمه می باشد، که در این پژوهش تابع برازش به نحوی تعریف شده است که با کمینه شدن آن مقادیر توابع هدف بیشینه میگردند. تابع شایستگی به صورت رابطه(۷) تعریف میگردد.

$$Fitness = w_{FUE} \times (1 - FUE) + w_{\varepsilon} \times (1 - \varepsilon) + w_{PHR} \times \left(\frac{1}{PHR}\right) + w_{T_{Exhaust}} \times |(T_{a8} - T_{Desirable\ Exhaust})| + w_{Process\ Ex.} \times |(E_{Process} - E_{Desirable\ Process})| \quad (۷)$$

توابع هدف و تابع برازش تعریف شده نشان می دهد که در طی فرآیند بهینه سازی، بهترین متغیرهای تصمیم به منظو ر بدست آوردن توان خروجی بیشتر از سیکل بخار و ارضای محدودیتهای ذکر شده انتخاب می شوند. مقایسه ی نتایج محاسبه شده از مدل شبیه سازی شده و نتایج بدست آمده از تحلیل ترمودینامیکی و سیکل واقعی در جدول (۳) نشان داده شده است.

بحث و نتیجه گیری

باتوجه به داده های موجود سیکل بیلکنت و نیز نتایج تحلیل های ترمودینامیکی انجام شده روند تغییرات توابع هدف نسبت به میزان بخار ارسالی به فرایند جانبی و همچنین ارتباط میان توابع هدف مطابق شکل های ۵ و ۶ میباشد. با توجه به نتایج ذکر شده در جدول (۴) مشاهده میگردد که تمامی پارامتر های مطلوب به میزان چشمگیری نسبت به حالت واقعی بهبود نشان میدهند و همچنین میتوان ملاحظه نمود چنانچه دماهای پینچ و نزدیکی به عنوان اعداد از پیش تعیین شده مقید نباشند، نتایج بهتری حاصل میگردد.

۱۱ - Holland & Golgberg & Dejong
۱۲ - Random optimization algorithms
۱۳ - Fitness function
۱۴ - Initial Operation
۱۵ - Genetic Operations
۱۶ - Offspring
۱۷ - Evolution Operation
۱۸ - Selection
۱۹ - Fitness Value
۲۰ - Evaluation

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.3.4]

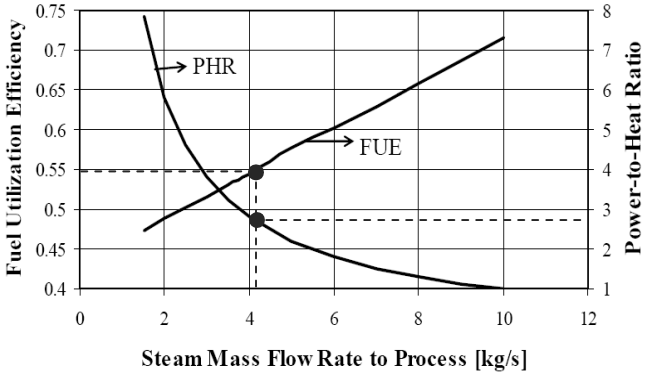
جدول ۳- نتایج محاسبه شده از مدل شبیه سازی شده و نتایج سیکل واقعی

همانطور که مشاهده میگردد با افزایش ۷/۲ درصدی راندمان انرژی و ۶/۸ درصدی راندمان اگزرژی میتوان به این نتیجه رسید که در دراز مدت

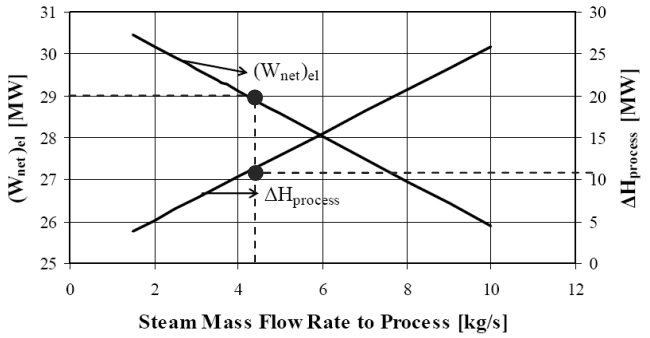
نقطه	مقادیر اندازه گیری شده سیکل واقعی		مقادیر محاسبه شده از مدلسازی	
	دما(°C)	فشار(MPa)	دما(°C)	فشار(MPa)
A	15.00	16.00	15.00	16.00
B	15.00	1.01	15.00	1.01
C	15.00	1.01	16.00	1.01
D	35.00	40.00	35.00	40.00
E	15.00	1.01	15.00	16.00
F	733.60	3.59	965.24	5.10
G	494.65	1.06	614.34	1.06
H	130.00	1.01	130.00	1.06
1	450.00	46.00	442.64	87.00
2	335.70	16.00	245.73	16.24
3	38.97	0.07	39.00	0.07
4	38.97	0.07	39.00	0.07
5	39.17	6.50	39.03	6.37
6	201.30	16.00	202.10	16.24
7	283.72	16.00	204.18	16.24
8	201.30	16.00	202.10	16.24
9	191.64	13.00	192.10	13.24
10	60.00	3.00	60.00	3.00
11	15.00	3.50	15.00	3.50
12	32.00	n.a.	32.00	0.05
13	32.16	6.50	32.09	6.37
14	36.58	6.50	36.58	6.37
15	115.12	1.70	145.43	4.21
16	115.12	1.70	145.43	4.21
17	115.12	1.70	145.43	4.21
18	115.12	1.70	145.43	4.21
19	115.57	16.00	145.66	16.24
20	115.57	16.00	145.66	16.24

مقادیر قابل توجهی در مصرف انرژی صرفه جویی خواهد شد لذا با توجه به اهمیت ویژه ی طراحی بهینه در سیکل های تولید توان و نتایج این پژوهش، میتوان به این نتیجه رسید که میتوان در طراحی سیکل های تولید توان از الگوریتم های هوشمند به نحو موثری استفاده نمود.

همچنین پیشنهاد میگردد به منظور دستیابی به نتایج دقیق تر در پیش بینی رفتار سیکل، میتوان پارامتر های بیشتری را در مدلسازی اعمال نمود، به نحوی که مدل هرچه بیشتر از حالت ایدآل به حالت واقعی نزدیک شود که این امر مستلزم ارائه مدلهای دقیق تر از مجموعه ی توربین گاز به ویژه فرایند احتراق میباشد. لازم به ذکر است در پژوهش های آتی میتوان از الگوریتم های جدیدتر و یا الگوریتم های ترکیبی به منظور دست یابی به نتایج بهینه تر استفاده نمود.



شکل۵- تغییر PHR و FUE نسبت به دبی بخار



شکل ۶- تغییر انرژی های خروجی نسبت به دبی بخار

جدول ۴- مقایسه نتایج مدلسازی

متغیر	مقدار اندازه گیری شده واقعی	مقدار محاسبه شده در مدل	خطا	نتایج الگوریتم ژنتیک با در نظر گرفتن روش پینچ		نتایج الگوریتم ژنتیک بدون در نظر گرفتن روش پینچ	
				مقدار	درصد بهبود	مقدار	درصد بهبود
Q	29.1 (MW)	29.3 (MW)	0.7 %	31.0 (MW)	6.5 %	32.1 (MW)	10.3 %
ΔT	11.0 (MW)	10.9 (MW)	-0.9 %	11.0 (MW)	-	10.9 (MW)	-
PHR	2.7	2.7	0 %	2.8	3.7 %	2.9	7.4 %
FUE	0.55	0.55	0 %	0.58	5.4 %	0.59	7.2 %
	-	0.44	-	0.46	4.5 %	0.47	6.8 %

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.3.4]

فهرست علائم

علائم انگلیسی	
نرخ آنتالپی ارسالی به فرایند جانبی توسط بخار	$\Delta\dot{H}_{Process}$
نرخ اگزرژی سوخت	$\dot{E}_f$
نرخ کار خالص تولیدی کل مجموعه	$(\dot{W}_{net})_{plant}$
ضریب وزنی مربوط به پارامتر FUE	w_{FUE}
ضریب وزنی مربوط به پارامتر ε	w_{ε}
ضریب وزنی مربوط به پارامتر PHR	w_{PHR}
ضریب وزنی مربوط به پارامتر $T_{Exhaust}$	$w_{T_{Exhaust}}$
ضریب وزنی مربوط به پارامتر $Process\ Ex.$	$w_{Process\ Ex.}$
دمای گازهای خروجی از دودکش HRSG	T_{a8}
دمای مطلوب گازهای خروجی از دودکش HRSG	$T_{Desirable\ Exhaust}$
اگزرژی ارسالی به فرایند جانبی توسط بخار	$E_{Process}$
فشار پمپ بعد از کندانسور P5	$P5$
فشار دیگ بخار کم فشار P16	$P16$
فشار دیگ فشار متوسط P19	$P19$
فشار دیگ فشار بالا P22	$P22$
نسبت دبی بخار فشار بالا به فشار متوسط	$X1$
نسبت جرمی بخار طبقه میانی به کل بخار ورودی توربین	$X2$
نسبت جریان جرمی خنک کننده بخار دیسوپرهیتر به بخار فشار متوسط	$X3$
دمار بخار ورودی به توربین	$T1$
فشار متوسط (میانی)	IP
نسبت تراکم توربین گاز بخش مولد گاز	rp
دمای بخار خروجی پیشگرمکن فشار متوسط و مرحله ی دوم فشار بالا Tb4	$Tb4$
دمای گازخروجی تبخیر کننده ی فشار متوسط	$Ta6$
دمای بخار خروجی پیشگرمکن فشار بالا	$Tb8$
دمای گازخروجی تبخیر کننده ی فشار	$Ta4$

فشار پمپ بعد از کندانسور P5	$P5$
فشار دیگ بخار کم فشار P16	$P16$
فشار دیگ فشار متوسط P19	$P19$
فشار دیگ فشار بالا P22	$P22$
نسبت دبی بخار فشار بالا به فشار متوسط	$X1$
نسبت جرمی بخار طبقه میانی به کل بخار ورودی توربین	$X2$
نسبت جریان جرمی خنک کننده بخار دیسوپرهیتر به بخار فشار متوسط	$X3$
دمار بخار ورودی به توربین	$T1$
در صد جرمی هوای نظری توربین گاز	$P5$
اختلاف دمای پینچ	$\Delta T_{p.p}$
اختلاف دمای نزدیکی	$\Delta T_{a.p}$
متان	$CH4$
نیتروژن	$N2$
اکسیژن	$O2$
دی اکسید کربن	$CO2$
آب	$H2O$
تعداد مول ها در واکنش احتراق	n
کل کار تولیدی سیکل بخار	$\dot{W}_{bottoming-cycle}$
مجموع توان الکتریکی تولیدی ژنراتورها	$\dot{W}_{Generator}$
مجموع کار مصرفی پمپ ها	$\dot{W}_{Pumps}$
نرخ کار خالص تولیدی سیکل گاز	$(\dot{W}_{net})_{Gas\ Cycle}$
ارزش حرارتی سوخت (متان)	LHV
دبی جرمی سوخت	$\dot{m}_{fuel}$
صرفه (بازدهی) سوخت	FUE
فشار پائین	LP
فشار بالا	HP
نسبت توان الکتریکی تولیدی به بخار ارسالی به فرایند جانبی	PHR
علائم یونانی	
در صد جرمی هوای نظری توربین گاز	λ
بازده اگزرژی کل مجموعه	ε_p

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.3.4]

مراجع

[1]- m. valdes , j. l. rapun , "optimization of heat recovery steam generators for combinedcycle gas turbine powerplants", applied thermal engineering,2001, pp. 1149-1159

[2]-kehlhofer, rolf h., “combined cycle gas and steam turbine power plants”, pennwell 1999

[3]-bejan, a., tsatsaronis g., moran m., *thermal design and optimization*, john wiley and sons inc., u.s.a., 1996

[4]-çengel, y.a., boles, m.a., *thermodynamics: an engineering approach*, 4th ed., dubuque, iowa: mcgraw-hill, 2002

[5]-sonntag, r. e., borgnakke, c., van wylen, g. j., *fundamentals of thermodynamics*, fifth edition, john wiley and sons inc., u.s.a., 1998

[6]-moran, m. j., shapiro, h. n., fundamentals of engineering thermodynamics, 4th ed., new york, wiley, 2000

[7]-szargut, j., morris, d.r., steward, f.r., *exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*, hemisphere, new york, 1988, pp.297-309

[8]-petchers, n., combined heating, cooling & power handbook: technologies & applications an integrated approach to energy resource optimization, new york and basel, marcel dekker, inc., 2003

[9]-sirchis, j., combined production of heat and power (cogeneration), elsevier, new york, 1990

[10]-kemp,i.c., pinch analysis and process integration, elsevier, new york, 2007

[11]- randy l.haupt, practical genetic algorithms, second edition, john wiley, new jersey, 2004

[12]-rothlauf, f., representations for genetic and evolutionary algorithms, springer, new york, 2006

[13]- ozgur colpan c., tulay yes-in, energetic, exergetic and thermoeconomic analysis of bilkent combined cycle cogeneration plant, international journal of energy research, john wiley, 2006; pp: 875–894

[14]- ozgur balli, haydar aras, arif hepbasli, exergetic performance evaluation of a combined heat and power (chp) system in turkey, international journal of energy research, wiley interscience, 2007, pp: 849-866.
98

.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.3.4]