

## بهینه‌سازی چند هدفی نیروگاه زمین گرمایی با مبادله کن گرمایی هم‌محور

محمد عامری\*  
حمید مختاری

دانشیار، دانشگاه شهید بهشتی، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی  
دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه شهید بهشتی، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی

### چکیده

در این مقاله بهینه‌سازی مبادله کن گرمایی یک نیروگاه زمین گرمایی بر مبنای الگوریتم ژنتیک مطالعه گردید. ابتدا به صورت تک هدفی با توابع هدف افت فشار بر واحد طول و راندمان گرمایی نیروگاه نسبت قطر داخلی به خارجی بهینه محاسبه شد. سپس با دو تابع هدف راندمان گرمایی و هزینه اجزاء نیروگاه زمین گرمایی بهینه‌سازی چند هدفی صورت پذیرفت. در این بررسی هزینه‌های لوله گذاری و محاسبه عمق چاه مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل از بهینه‌سازی تک هدفی منجر به نسبت بهینه برابر با ۰/۶۷۵ برای کمترین افت فشار و نسبت بهینه برابر با ۰/۳۵۳ برای بیشترین راندمان گرمایی گردید. در بهینه‌سازی دو هدفی پارامترهای بهینه برای افزایش راندمان و کاهش قیمت شناسایی شد.

واژه‌های کلیدی: زمین گرمایی، بهینه‌سازی، مبدل هم‌محور، الگوریتم ژنتیک.

## Multi-objective Optimization of Geothermal Plant with Co-axial Heat Exchanger

**M. Ameri** Associate Professor, Shahid Beheshti University, Mechanical & Energy Engineering Department

**H. Mokhtari** M.Sc. Student, Shahid Beheshti University, Mechanical & Energy Engineering Department

### Abstract

In this paper, optimization of heat exchangers of a geothermal power plant, based on genetic algorithm, has been studied. At first, the optimized inner to outer diameter ratio is calculated based on one-objective optimization function, for the pressure drop per unit length as well as the power plant thermal efficiency. Then, the multi-objective optimization is performed based on the geothermal power plant thermal efficiency and the cost of the geothermal components cost as two-objective functions. In this study, the cost of geothermal well piping installation and well depth estimation are considered. One-objective optimization results lead to optimized inner to outer diameter ratio of 0.675 and 0.353 for the least pressure drop and the maximum thermal efficiency respectively. The two-objective optimization parameters were identified in order to increase efficiency and reduce costs.

**Keywords:** Geothermal, Optimization, Co-axial Exchanger, Genetic Algorithm.

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: ameri\_m@yahoo.com

## ۱- مقدمه

مارکو استولفی و همکاران نیروگاه چرخه رانکین دو مداره برای بهره برداری از منابع زمین گرمایی در دمای متوسط را بررسی کردند [۱]. دینسر و همکارش تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی یک چرخه نوع زمین گرمایی در ترکیه پرداختند که با استفاده از مفاهیم انژژی و انرژی به طراحی یک مبدل بخار برای سیالات ارگانیک پرداختند [۲]. مقادیر انرژی و راندمان اکسرژی محاسبه شده در حالت بهینه ۱۶,۳۷٪ و ۴۸,۸٪ و همچنین پارامترهای آهنگ جریان جرمی سیال آلی، آب خنک کننده و آب زمین گرمایی محاسبه شد و در نهایت قدرت خالص ۵ مگاوات محاسبه شد. یاری یک مطالعه مقایسه ای از مفاهیم مختلف نیروگاه زمین گرمایی را بر اساس تجزیه و تحلیل اکسرژی برای منابع زمین گرمایی در دمای بالا ارائه داد [۳]. ماگین لی و همکاران ارائه تجزیه و تحلیل ترموآکونومیک و مقایسه یک چرخه قدرت CO<sub>2</sub> و چرخه ارگانیک را برای یک چرخه مورد بررسی نشان داد و نتایج نشان داد که برای این منبع زمین گرمایی دما پایین سیال ارگانیک دارای توان قابل قبولی می باشد [۴]. در کارهای ملکاک [۵] و والدیمارسون [۶] مبادله‌کن گرمایی زمین گرمایی با چندین لوله U شکل برای این معرفی شد. شینیدر و همکاران [۷] منابع تجدید پذیر از نقطه نظر اقتصادی و فناوری را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. اخیراً کیوجاوا و همکاران [۸] پیشنهاد یک مبادله‌کن گرمایی هم محور که آب به عمق زمین تزریق شود و انرژی زمین گرمایی در این نقاط حاصل گردد را دادند. ادلینا [۹] به روش مبادله‌کن گرمایی هم‌محور برای استفاده از چاه‌های نفت متروکه در تگزاس که عمقی بیش از ۳ Km دارند، با توجه به اینکه شار گرمایی به صورت خطی با عمق زمین متغیر بود و به سیال انتقال می‌یافت، توانست با ایزوتان ۲ الی ۳ مگاوات برق تولید کند.

در این مقاله با توجه به پیشنهادات ارائه شده، مبادله‌کن گرمایی هم‌محور به عنوان مولد بخار انتخاب و نیروگاه زمین گرمایی که با چرخه رانکین به تولید برق می‌پردازد طراحی شد. از نوآوری های این کار می توان به استفاده از الگوریتم ژنتیک برای افزایش راندمان گرمایی و کاهش افت فشار، بررسی هزینه-های لوله گذاری و محاسبه ی عمق چاه مورد نیاز برای تولید بخار اشاره نمود.

## ۲- مدل سازی

داده‌های زمین گرمایی با توجه به مرجع [۹] استخراج شده‌اند. یکی از روش‌های استفاده از انرژی موجود در منابع زمین گرمایی کاربرد مبادله‌کن گرمایی هم‌محور نشان داده شده

در شکل ۱ است. افت فشار بر واحد طول از رابطه زیر محاسبه خواهد شد:

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_0 = f_0 \frac{1}{D_{h,0}} 2\rho_0 V_0^2 \quad (1)$$

$f$  به صورت زیر تعریف می‌گردد:

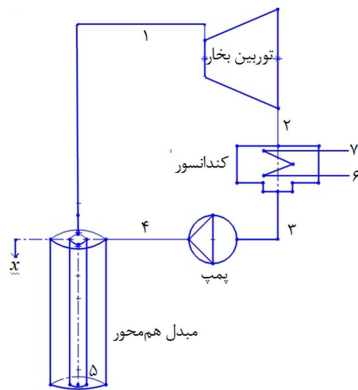
$$r = D_i / D_o \quad (2)$$

که در حالت طراحی  $r$  برابر ۰,۷۲۷۲ می‌باشد و سرعت آب برابر ۲ متر بر ثانیه است. معادله انرژی، قانون اول ترمودینامیک برای سیال آب است. کار در این خط لوله صفر و گرمایی که وارد لوله‌ها شده باعث تغییر آنتالپی آب می‌شود آهنگ انتقال گرما از سنگ به آب در لوله بیرونی برابر است با [۹]:

$$\dot{Q}_{4,5} = 2\pi r_0 h_0 (T_w(x) - T_4) \Delta x \quad (3)$$

دمای سنگ در هر ارتفاعی برابر  $T_w$  می‌باشد [۹]:

$$T_w(x) = \frac{T_w - T_0}{H} x + T_0 \quad (4)$$



شکل ۱ - طرحواره‌ای از چرخه زمین گرمایی طراحی شده

$H$  برابر ۳ کیلومتر و حداکثر دما در این عمق ( $T_w$ ) برابر ۴۱۰ K و دمای روی سطح زمین ( $T_0$ ) برابر ۳۱۰ K می‌باشد [۹]. ضریب انتقال گرمایی جابه‌جایی که از رابطه کولبرن و با توجه به محاسبه‌ی  $f$ ، می‌توان نوشت:

$$St \cdot Pr^{2/3} = \frac{f}{2} \quad (5)$$

با توجه به قانون اول ترمودینامیک با طول  $dx$  و تعریف  $\Delta T$  به صورت مقابل  $\Delta T = T_{steam,i} - T_{water,o}$  که  $T_{steam,i}$  دمای بخار در لوله داخلی و  $T_{water,o}$  دمای آب در لوله خارجی، می‌توان نوشت [۹]:

$$\dot{m}Cp_i \cdot dT = h_i (2\pi r_i dx) \Delta T \quad (6)$$

که  $\Delta T$  به صورت زیر محاسبه خواهد شد:

$$\Delta T = \left(\frac{dT}{dx}\right) \frac{\dot{m}Cp_i}{2\pi h_i r_i} \quad (7)$$

### ۳- تحلیل اقتصادی

در این قسمت با توجه به هزینه سرمایه‌گذاری (TCI) که شامل مجموع هزینه‌های ثابت سرمایه‌گذاری (FCI)، هزینه‌های راه‌اندازی (SUC)، هزینه کارکرد سیستم (WC)، هزینه کسب مجوز و هزینه بخش تحقیق و توسعه (LRD) و هزینه ناشی از کمبود بودجه تخمین زده شده در طول ساخت و ساز (AFUDC) می‌باشد، به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۱]:

$$TCI = FCI + SUC + WC + LRD + AFUDC \quad (13)$$

همچنین می‌توان فرمول زیر را برای محاسبه‌ی خرید لوله‌ها بیان نمود [۱۱]:

$$Z_{pipe} = PEC_w \left( \frac{X_y}{X_w} \right)^\alpha \quad (14)$$

با این رابطه می‌توان هزینه خرید لوله‌ها ( $Z_{pipe}$ ) را برای یک ظرفیت و یا اندازه دلخواه ( $X_y$ ) با داشتن هزینه خرید تجهیزات ( $PEC_w$ ) که در مرجع [۱۱] برای یک قطر مشخص ( $X_w$ ) بیان شده است به دست آورد. در این حالت برای لوله‌ها ارزش  $\alpha$  برابر ۰٫۹۵ در نظر گرفته شده است [۱۱]. با دخیل کردن CRF هزینه‌ها در طول عمر  $n$  و ضریب بهره  $i$  یکسان می‌شوند:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (15)$$

با داشتن هزینه خرید تجهیزات ( $Z_k$ ) و با هزینه‌های داخلی سایت (ONSC) می‌توان هزینه سرمایه‌گذاری کلی (TCI) را برآورد نمود.

### ۴- بهینه‌سازی

در این مقاله از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی چرخه مورد نظر استفاده شده است. توابع هدف در حالت بهینه‌سازی تک هدفی افت فشار بر واحد طول و راندمان گرمایی که در رابطه‌ی (۱۲) بیان شده است، می‌باشند. برای بهینه‌سازی دو هدفی توابع راندمان گرمایی و هزینه نیروگاه ( $C_g$ ) بر حسب دلار بر ثانیه انتخاب شده است.

#### ۴-۱- متغیرهای تصمیم‌گیری

این متغیرها هر یک به طور معمول باید در محدوده‌ی معقولی قرار داشته باشند این محدوده‌ها در برای قطر خارجی ۰٫۲۵-۰٫۵ متر، قطر داخلی مبدل ۰٫۱-۰٫۲۵ متر، فشار بخار اصلی ۱-۱۰ و فشار چگالنده ۰٫۴-۰٫۱ بار و سرعت آب داخل لوله ۰٫۹۴-۲٫۵ متر بر ثانیه در نظر گرفته شده است. می‌توان برای توضیحات بیشتر در ارتباط با الگوریتم ژنتیک و نحوه‌ی کار آن به مرجع [۱۲] مراجعه کرد.

با مشخص شدن عمق حفاری به کمک دو معادله‌ی (۳) و (۱۰) و در نهایت با مشخص بودن  $\Delta T$  گرمای منتقل شده از لوله داخلی به لوله خارجی برابر:

$$\dot{Q}_{5,1} = 2\pi r_i U \Delta T \quad (8)$$

در نتیجه کل انتقال گرما منتقل شده با توجه به دمای خروجی بخار مورد نظر از رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}(h_s - h_4) \quad (9)$$

$h_s$  آنتالپی بخار در دمای مشخص می‌باشد که طراحی برای آن صورت می‌پذیرد در حالت طراحی برابر  $260^\circ C$  در نظر گرفته شده است. با در نظر گرفتن اتلافات صفر بین مبدل و محیط می‌توان جمع روابط (۳) و (۸) را با رابطه (۹) برابر قرار داد و ارتفاع مورد نیاز برای تولید بخار با دمای مشخص را محاسبه نمود:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{4,5} + \dot{Q}_{5,1} \quad (10)$$

در نتیجه انتقال گرما از لوله داخلی به لوله خارجی باعث کاهش عمق چاه ( $X$ ) می‌شود (شکل ۱)، ولی از طرفی این انتقال گرما دما سیال خروجی از مبدل هم‌محور را کاهش می‌دهد. زمانی که بخار فراگرم وارد توربین شود و در این حالت کیفیت بخار خروجی به عنوان یکی از قیود بهینه‌سازی مطرح می‌گردد که نباید در نقطه‌ی ۲ کمتر از ۰٫۸۸۰ گردد. زمانی که بخار مرطوب وارد توربین شود با اقتباس از قانون بومن برای محاسبه افت عملکرد یک توربین مرطوب [۹]:

$$\eta_{T_w} = \eta_T \left[ \frac{X_1 + X_2}{2} \right] \quad (11)$$

که راندمان  $\eta_{T_w}$  ایزنتروپیک توربین مرطوب می‌باشد، هنگامی که قانون بومن در محاسبات وارد می‌شود، می‌توان به محاسبه‌ی کار توربین پرداخت. در هر دو حالت راندمان ایزنتروپیک توربین ( $\eta_T$ ) برابر ۰٫۸۵ [۹] در نظر گرفته شده است.  $h_g$  آنتالپی بخار اشباع در فشار چگالنده ( $p_{con}$ ) که برابر ۰٫۰۶۸ بار، در نظر گرفته شده است، می‌باشد.

در حالت طراحی  $P_1$  برابر ۱٫۵ بار در نظر گرفته شده است. نهایتاً راندمان گرمایی نیروگاه به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{total}} \quad (12)$$

مدل‌سازی با نرم افزار MATLAB صورت پذیرفته است. همچنین استقلال از شبکه نشان داد که با افزایش تعداد المان از ۷۰۱ به ۲۳۳۴۰، طول لوله تنها ۲۸ سانتی متر تغییر یافت. برای چگونگی روش حل نیز می‌توان به مرجع [۹ و ۱۰] مراجعه نمود.

## ۵- نتایج

نتایج حاصل از طراحی چرخه با پارامترها دارای عمق چاه ۵۳۹/۲ متر، راندمان گرمایی ۰/۷۶۷٪، هزینه نیروگاه برابر ۰/۰۶۷۲ \$/s، توان خالص ۷۲۷۹ مگاوات، افت فشار ۰/۱۱۱۷ متر بر ثانیه، و کیفیت بخار خروجی از مبدل برابر ۰/۹۱۱۲ می‌باشد.

با توجه به بهینه‌سازی تک هدفی با تابع هدف کاهش افت فشار بر واحد طول نتایج در جدول ۱ نشان داده شده است. با توجه به مرجع [۱۰] و فرض ثابت بودن ضریب اصطکاک و خواص سیال در لوله داخلی و خارجی  $\Gamma_{opt}$  برابر ۰/۶۵۳ محاسبه شد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در این بهینه‌سازی با متغیر بودن دما و فشار در طول حل مسئله و نیز متفاوت بودن ضریب اصطکاک در لوله داخلی و خارجی  $\Gamma_{opt}$  برابر ۰/۶۷۵۹ محاسبه شده است.

جدول ۱ - نتایج بهینه‌سازی بر حسب افت فشار بر واحد طول

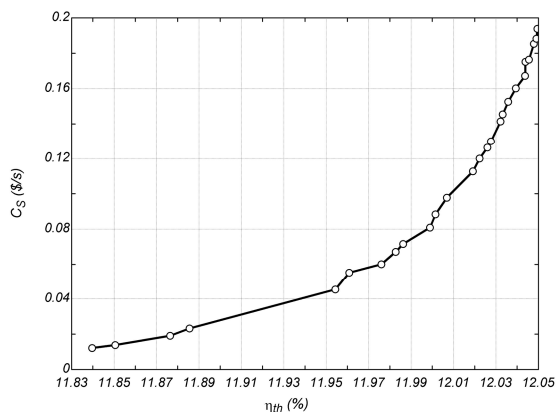
پارامتر	ارزش
افت فشار ( $\text{barm}^{-1}$ )	۰/۰۱۵۴۱
دمای ورودی به توربین ( $^{\circ}\text{C}$ )	۱۱۱/۶۹
کیفیت بخار خروجی از مبدل	۰/۹۷۱۰
کیفیت بخار خروجی از توربین	۰/۸۸۷۲
توان توربین (MW)	۱۳/۳۷
توان خالص چرخه (MW)	۱۳/۳۴
عمق چاه (m)	۱۰۱۵/۴
راندمان گرمایی (%)	۸/۵۶
هزینه نیروگاه ( $\text{\$/s}^{-1}$ )	۰/۱۲۸۸

در این حالت با افزایش کیفیت بخار و کاهش توان پمپ به ترتیب توان توربین افزایش یافته و در نهایت با توجه به مجموعه عوامل ذکر شده راندمان گرمایی به ۱۰/۴٪ افزایش داشته است. افزایش عمق چاه نیز هزینه‌ها را به شدت افزایش داده است. با توجه به اینکه افت فشار بر واحد طول بیشتر تحت تأثیر پارامتر  $\Gamma$  می‌باشد در نتیجه الگوریتم ژنتیک به گونه‌ای قطر داخلی و خارجی را تعیین کرده است که افت به حداقل ممکن برسد ولی از طرفی با توجه به ثابت بودن  $h_s$  در طراحی به الاجبار عمق افزایش یافته است که با این تفاسیر هزینه‌ها به ۴۷/۸۵٪ نسبت به حالت طراحی افزایش را نشان می‌دهد. برای محاسبه  $\Gamma$  بهینه برای افزایش راندمان گرمایی با تابع هدف راندمان گرمایی نتایج حاصل در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲ - نتایج بهینه‌سازی بر حسب راندمان گرمایی

پارامتر	ارزش
نسبت قطر داخلی به خارجی	۰/۳۵۳۵۴۳
افت فشار ( $\text{barm}^{-1}$ )	۰/۰۲۹۶۰۱
دمای ورودی به توربین ( $^{\circ}\text{C}$ )	۱۲۶/۸۹
کیفیت بخار خروجی از مبدل	۱
کیفیت بخار خروجی از توربین	۰/۸۸۰۹
توان توربین (MW)	۱۰۱/۶۰
توان خالص چرخه (MW)	۹۹/۴۴
عمق چاه (m)	۱۵۷۲
راندمان گرمایی (%)	۲۱/۶۷
هزینه نیروگاه ( $\text{\$/s}^{-1}$ )	۰/۳۷۶۶

هدف از این بهینه‌سازی شناسایی  $\Gamma_{opt}$  برای افزایش راندمان گرمایی می‌باشد. الگوریتم ژنتیک پارامترهای طراحی دیگر از قبیل فشار بخار اصلی، سرعت آب در لوله خارجی و فشار چگالنده را تغییر داده تا راندمان گرمایی به گونه‌ای افزایش یابد که هزینه‌ها کمینه گردد. در این حالت می‌توان منحنی پرتو به وجود آمده از این بهینه‌سازی را در شکل ۲ مشاهده نمود. همچنین نتایج حاصل از بهترین نقطه منحنی در جدول ۳ بیان شده‌اند. در بهینه‌سازی دو هدفی با همان توابع ولی این بار با قید  $\Gamma_{opt}$  برای افزایش راندمان گرمایی منحنی پرتو شکل ۳ حاصل می‌گردد.



شکل ۲ - منحنی پرتو با قید  $\Gamma_{opt}$  برای کمترین افت فشار

همچنین نتایج حاصل از بهترین نقطه منحنی در جدول ۴ نشان داده شده است.

مشاهده می‌شود با افزایش ۵۹/۵۸٪ هزینه‌ها، توان خروجی و راندمان گرمایی به ترتیب به ۷۴/۵۳٪، ۴۴٪ نسبت به بهینه‌سازی دو هدفی، با قید افت فشار افزایش یافته است.

محاسبه شده برای بیشترین راندمان گرمایی نتایج بهتری از نظر کاهش قیمت و افزایش راندمان گرمایی را در پی داشت. همچنین با مقایسه‌ی پارامترهای طراحی، مشاهده شد که نقش دو پارامتر فشار بخار اصلی و سرعت سیال در قطر خارجی تأثیر بسزایی در افزایش راندمان و کاهش هزینه‌ها دارد.

### مراجع

[1] Astolfi M., Romano M.C., Bombarda P., and Macchi E., "Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources - Part A: Thermodynamic optimization", *Energy J.*, pp. 1-12, 2013.

[2] El-Emam R.S., and Dincer I., "Exergy and exergoeconomic analyses and optimization of geothermal organic Rankine cycle", *Applied Thermal Engineering J.*, vol. 59, pp. 435-444, 2013.

[3] Yari M., "Exergetic analysis of various types of geothermal power plants", *Renewable Energy J.*, vol. 35, pp. 112-121, 2010.

[4] Li M., and Wang J., "Thermo-economic analysis and comparison of a CO<sub>2</sub> transcritical power cycle and an organic Rankine cycle", *Geothermics J.*, vol. 50, pp. 101-111, 2014.

[5] Mlcak HA., "Kalina cycle concepts for low temperature geothermal", *Geothermal Resources Council Transactions*, vol. 26, pp. 707-13, 2002.

[6] Valdimarsson P., and Eliasson L., "Factors influencing the economics of the Kalina power cycle and situations of superior performance", *Proceedings of International Geothermal conference*, Reykjavik, pp. 31-9, 2003.

[7] Schneider DRM., Duic N., and Bogdan Z., "Mapping the potential for decentralized energy generation based on renewable energy source in the Republic of Croatia", *Energy J.*, vol. 32, No. 19 pp. 1731-44, 2007.

[8] Kujawa T., Nowak W., and Stachel AA., "Utilization of existing deep geological wells for acquisitions of geothermal energy", *Energy J.*, vol. 31, No. 5, pp. 650-64, 2006.

[9] Davis A.P., and Michaelides E.E., "Geothermal power production from abandoned oil wells", *Energy J.*, vol. 34, pp. 866-872, 2009.

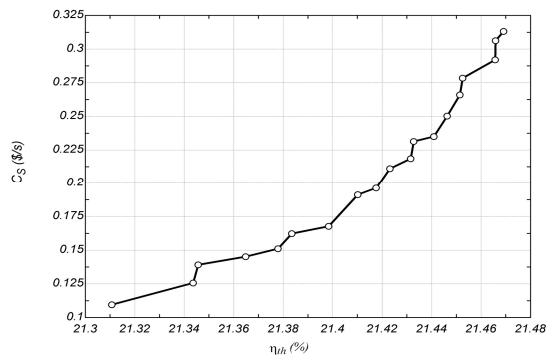
[10] Bejan A., *Convection heat transfer*, third edition, Durham, NC., Wiley, 2004.

[11] Bejan A., Tsatsaronis G., and Moran M., "Thermal design and optimization", New York, Wiley, 1996.

[12] Goldberg D, and Genetic E., "Algorithms in search, optimization and machine learning. Reading", MA: Addison-Wesley, 1989.

جدول ۳ - نتایج بهینه‌سازی دو هدفی با قید  $T_{opt}$  برای کمترین افت فشار

ارزش	پارامتر
۰٫۶۷۵۹۰۵	نسبت قطر داخلی به خارجی
۰٫۰۰۱۶۸۶	افت فشار ( $\text{barm}^{-1}$ )
۱۷۹٫۷۹	دمای ورودی به توربین ( $^{\circ}\text{C}$ )
۰٫۹۰۵۳۹	کیفیت بخار خروجی از مبدل
۰٫۷۹۲۱۸	کیفیت بخار خروجی از توربین
۱۳٫۷۸	توان توربین (MW)
۱۳٫۷۶	توان خالص چرخه (MW)
۷۹۱٫۴	عمق چاه (m)
۱۲٫۰۰	راندمان گرمایی (%)
۰٫۰۸۸۳	هزینه‌ی نیروگاه ( $\text{\$s}^{-1}$ )



شکل ۳ - منحنی پرتو با قید  $T_{opt}$  برای بیشترین راندمان گرمایی

جدول ۴ - نتایج بهینه‌سازی دو هدفی با قید  $T_{opt}$  برای بیشترین راندمان گرمایی

ارزش	پارامتر
۰٫۳۵۳۵۴۳	نسبت قطر داخلی به خارجی
۰٫۰۴۰۷۵۶	افت فشار ( $\text{barm}^{-1}$ )
۱۲۱٫۷۸	دمای ورودی به توربین ( $^{\circ}\text{C}$ )
۱	کیفیت بخار خروجی از مبدل
۰٫۸۸۰۰۲	کیفیت بخار خروجی از توربین
۵۵٫۴۱	توان توربین (MW)
۵۴٫۱۵	توان خالص چرخه (MW)
۱۲۱۹٫۷	عمق چاه (m)
۲۱٫۴۲	راندمان گرمایی (%)
۰٫۲۱۸۵	هزینه‌ی نیروگاه ( $\text{\$s}^{-1}$ )

### ۶- نتیجه‌گیری

نتایج نشان دادند که با توجه به توابع مختلف  $T_{opt}$  متفاوتی برای چرخه شناسایی می‌شود.  $T_{opt}$  برای کمترین تلفات افت فشار برابر ۰٫۶۷۵ و برای بیشترین راندمان گرمایی ۰٫۳۵۳ شناسایی شد. در بهینه‌سازی‌های دو هدفی، بهینه‌سازی با  $T_{opt}$