

# مدل سازی، آنالیز حساسیت و بهینه سازی جمع کننده خورشیدی صفحه تخت با استفاده از الگوریتم ژنتیک با پارامترهای حقیقی

حسن حاج عبداللهی

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، رفسنجان، ایران

مریم حسن پور\*

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران

## چکیده

در این مقاله جمع کننده خورشیدی صفحه تخت مدل سازی و مدل به دست آمده اعتبارسنجی شده است. سپس به آنالیز حساسیت برای سه دبی جرمی مختلف آب  $0.1$ ،  $0.2$  و  $0.3 \text{ kg/s}$  پرداخته شده و تأثیر تغییر ساختار لوله ها، مشخصات هندسی جمع کننده، ساختار جمع کننده و ضریب گسیل صفحه جاذب و ضریب گسیل پوشش شیشه ای بر روی بازده ترمودینامیکی بررسی شده است. نتایج آنالیز حساسیت نشان دادند که مقدار بهینه ای برای برخی از پارامترهای جمع کننده از جمله طول و عرض جمع کننده وجود دارد. به منظور بهینه سازی بازده جمع کننده، شش پارامتر طراحی شامل تعداد لوله ها، قطر لوله ها، طول جمع کننده، عرض جمع کننده، ضخامت عایق جانبی و ضخامت عایق تحتانی و همچنین سه قید برای آهنگ انتقال گرمای منتقل شده به سیال به وسیله جمع کننده، نسبت ابعادی و اختلاف دمای سیال ورودی و خروجی جمع کننده به کار گرفته شده است. همچنین از الگوریتم ژنتیک با پارامترهای حقیقی به منظور به دست آوردن بازده بهینه جمع کننده استفاده شده است و نتایج طراحی بهینه به همراه پارامترهای متناظر با آن ارائه شده است. نتایج بهینه سازی نشان می دهند که بهترین بازده ممکن در این مورد  $0.7362$  می باشد. سپس فرآیند بهینه سازی برای چهار دبی جرمی مختلف  $0.1$ ،  $0.075$ ،  $0.050$  و  $0.025 \text{ kg/s}$  صورت گرفته است. **واژه های کلیدی:** جمع کننده خورشیدی صفحه تخت، بازده گرمایی، آنالیز حساسیت، الگوریتم ژنتیک با پارامترهای حقیقی.

## Modeling, Sensitivity Analysis and Optimization of Flat Plate Solar Collector Using Real Parameter Genetic Algorithm (RPGA)

H. Hajabdollahi  
M. Hasanpour

Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran  
Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

### Abstract

In this paper, flat plate solar collector is modeled and verified. Then, the sensitivity analysis for three different water mass flow rate including  $0.1$ ,  $0.2$  and  $0.3 \text{ kg/s}$  are performed and the effect of tubes size, geometrical characteristics of collector, collector structure and absorber plate emissivity and cover emissivity on the thermal efficiency are investigated. The results of sensitivity analysis revealed that by increasing the water mass flow rate the collector efficiency increases. Then optimization is performed by considering collector efficiency as objective function and by selection of seven design parameters including number of tubes, tubes diameter, collector length, collector width, edge insulation thickness and bottom insulation thickness and three constraints including the rate of heat transferred to the fluid by the collector, aspect ratio and fluid temperature difference in the inlet and outlet of the collector. To obtain the optimum value of collector efficiency, Real Parameter Genetic Algorithm (RPGA) is used and the results of optimum design parameters and objective function are presented. Optimizing results show that best possible efficiency is  $0.7362$ . Finally, optimization process is done for three different mass flow rates and results are reported.

**Keywords:** Flat plate solar collector, Thermal efficiency, Sensitivity analysis, Real Parameter Genetic algorithm.

بسیار متداول است، جمع کننده صفحه تخت است. این جمع کننده هزینه اولیه و نیاز به تعمیرات نسبتاً کمتری دارد.

جمع آوری و تبدیل انرژی خورشیدی به گرما و انتقال آن به سیال کاری، درون لوله های جمع کننده اتفاق می افتد؛ بنابراین بازده این سیستم ها اساساً بستگی به بازده گرمایی جمع کننده دارد. در نتیجه، بالابردن بازدهی این جمع کننده ها از اهمیت بسزایی برخوردار است.

در زمینه جمع کننده های صفحه تخت تحقیقات تئوری و تجربی زیادی صورت گرفته است. داگ دوگویی و همکاران [۱] ضریب کلی اتلاف جمع کننده را تحت شرایط تعداد و انواع مختلف پوشش های شیشه ای مقایسه کردند. آن ها شرح دادند که اتلاف گرمایی از بالا، هنگام اضافه کردن پوشش های بیشتر، کمتر است. آن ها دریافتند که

### ۱- مقدمه

امروزه انرژی های نو به عنوان راه حلی کلیدی برای آینده انرژی دنیا تلقی می شوند. افزایش هزینه سوخت های فسیلی و اثرات مخرب آن ها بر روی محیط زیست، موجب بالا رفتن تقاضا برای منابع انرژی پاک شده است. از میان انرژی های نو، انرژی خورشیدی پتانسیل بالاتری برای بهره برداری دارد. انرژی خورشیدی می تواند جمع شده و به اشکال دیگر انرژی تبدیل گردد. بخش عمده هر سیستم خورشیدی به جمع کننده خورشیدی اختصاص دارد. جمع کننده خورشیدی وسیله ای است که تابش خورشیدی ورودی را جذب کرده و به گرما تبدیل می کند. سپس این گرما را به سیالی که در جمع کننده در جریان است منتقل می کند. یکی از جمع کننده هایی که این روزها

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: m.hasanpour@eng.uk.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۴/۱۱/۰۹

تاریخ پذیرش: ۹۵/۰۲/۲۹

نتایج [۱۲] مقایسه شده و اختلاف آن‌ها محاسبه شده است. سپس بهینه‌سازی با چهار دبی ۰٫۱، ۰٫۰۷۵، ۰٫۰۵۰ و ۰٫۰۲۵ kg/s و با متغیر در نظر گرفتن سایر پارامترهای ذکر شده در بالا صورت گرفته است.

## ۲- مدل سازی گرمایی جمع کننده خورشیدی صفحه تخت

### ۲-۱- تابش دریافتی روی سطح شیبدار

تابش کلی روی سطح شیبدار تابعی از تابش مستقیم و پراکنده است که شامل تابش مستقیم خورشید، تابش پراکنده همسانگرد خورشید، تابش پخشی از افق و تابش انعکاسی اطراف روی سطح است و به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۳]:

$$I_T = \left( I_b + I_d \frac{I_b}{I_h} \right) R_b + I_d \left( 1 - \frac{I_b}{I_h} \right) \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left( 1 + \sqrt{\frac{I_b}{I_h}} \sin^3 \left( \frac{\beta}{2} \right) \right) + I_h \rho_g \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (1)$$

که  $I_b$ ،  $I_d$ ،  $I_h$ ،  $R_b$ ،  $\beta$  و  $\rho_g$  به ترتیب تابش مستقیم، تابش پراکنده، مجموع تابش مستقیم و پراکنده، نسبت تابش کلی روی سطح شیبدار به تابش روی سطح افقی، زاویه سطح (زاویه جمع کننده) و ضریب انعکاس محیط اطراف می‌باشند. در این مطالعه، جزئیات محاسبه تابش مستقیم و پراکنده به [۱۳] ارجاع داده شده است. همچنین جزئیات جمع کننده خورشیدی صفحه تخت در شکل ۱ قابل مشاهده است.

### ۲-۲- تابش جذب شده به وسیله جمع کننده

تابش خالص جذب شده به وسیله صفحه جذب در جمع کننده، بر اساس تعریف حاصل ضرب ضریب جذب در ضریب عبور موثر  $(\tau\alpha)$  به صورت زیر است [۱۳]:

$$S = (\tau\alpha) I_T \quad (2)$$

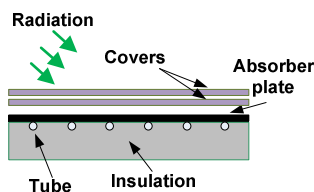
$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho} \approx 1.01\tau\alpha \quad (3)$$

که  $\tau$ ،  $\alpha$  و  $\rho$  به ترتیب ضریب عبور پوشش، ضریب جذب صفحه و ضریب انعکاس پوشش می‌باشند.

### ۲-۳- انتقال گرما به سیال

انرژی گرمایی مفید یا آهنگ گرمای منتقل شده به سیال به وسیله جمع کننده به صورت زیر تخمین زده می‌شود:

$$\dot{Q} = A_{col} F_R [S - U_L(T_f - T_a)] = (\dot{m} c_p \Delta T)_f \quad (4)$$



شکل ۱- جزئیات ساختاری جمع کننده خورشیدی صفحه تخت

ترکیب پلاستیک شفاف و پوشش شیشه‌ای عملکرد سیستم خورشیدی را بهبود می‌دهد. آگبو و اکروینگوی [۲] تأثیر سرعت باد، تعداد پوشش‌های شیشه‌ای، دمای محیط، فاصله بین صفحه جذب و پوشش شیشه‌ای، زاویه انحراف و ضریب گسیل صفحه جذب را بر روی ضریب کلی اتلاف حرارت جمع کننده صفحه تخت مورد بررسی قرار دادند. بیلجن و بالکا [۳] یک سیستم خورشیدی ساده طراحی کردند و کارایی اقتصادی و گرمایی آن را ارزیابی نمودند.

برخی پژوهشگران بهینه‌سازی را بر اساس پارامترهای قانون دوم انجام دادند. بیجان [۴] به مطالعه جمع کننده‌های خورشیدی با توجه به انرژی خروجی، بازده انرژی و تولید آنتروپی پرداخت. لومینوسوس و فراحت [۵] عملکرد جمع کننده‌های خورشیدی صفحه تخت را از طریق آنالیز انرژی با استفاده از شبیه‌سازی عددی ارتقاء دادند.

عده‌ای از محققان به مدل‌سازی سیستم‌های خورشیدی پرداختند. زواوا و ماجیرا [۶] یک مدل پارامتری فشرده و عبارتهای تحلیلی برای دمای متغیر با زمان خروجی سیال به دست آوردند. کریستوفری و همکاران [۷] سیستمی از معادلات دیفرانسیل کوپل برای گره‌های همدمای جمع کننده به دست آوردند. آن‌ها دستگاه معادلات را با استفاده از روش رانگ-کوتا حل کردند. کادافالچ [۸] یک مدل عددی دقیق برای جمع کننده صفحه تخت ارائه داد. مدل به وسیله مطالعه تجربی جمع کننده‌های تک شیشه و دو شیشه تحت شرایط حالت-پایا اثبات شد. صالح، مولر و ابومولاه [۹] یک مدل ریاضی برای شبیه‌سازی فرایند گذرایی که در سیال درون جمع کننده‌های خورشیدی اتفاق می‌افتد، به دست آوردند. مدل بر اساس حل یک دستگاه معادلات دیفرانسیل کوپل بود. مدل با یک آزمایش تجربی که در روزهای مختلف و تحت شرایط محیط و دبی‌های سیال مختلف صورت گرفت، اثبات گردید. اختر و مولیک [۱۰] مدلی برای محاسبه دمای پوشش شیشه‌ای با یک شیشه پیشنهاد دادند. سپس این مدل با پیشنهاد یک دسته رابطه برای محاسبه دمای پوشش‌های شیشه‌ای برای دو پوشش ارتقاء داده شد.

فیض و همکاران [۱۱] تأثیر استفاده از نانو سیال سیلیکون دی اکسید به عنوان محیط جذب در یک جمع کننده گرمایی صفحه تخت را بر روی کارایی، دبی سیال، انتقال گرما، اقتصاد و محیط زیست بررسی کردند. تحلیل بر اساس دبی‌های حجمی مختلف و درصدهای حجمی مختلف نانو ذرات صورت گرفت. مطالعه نشان داد که نانو سیالاتی که حاوی نانو ذرات کمتری هستند، ضریب انتقال گرما و همچنین بازده انرژی و انرژی بالاتری نسبت به سیالات پایه دارند.

در این مقاله بعد از مدل‌سازی جمع کننده خورشیدی صفحه تخت، به آنالیز حساسیت برای سه دبی ۰٫۱، ۰٫۲ و ۰٫۳ kg/s پرداخته شده و تأثیر تغییر ساختار لوله‌ها، مشخصات هندسی جمع کننده، ساختار جمع کننده و ضریب گسیل صفحه جذب و پوشش شیشه‌ای بر روی بازده ترمودینامیکی بررسی شده است. سپس به منظور بهینه‌سازی بازده جمع کننده، هفت پارامتر طراحی شامل دبی جرمی آب، تعداد لوله‌ها، قطر لوله‌ها، طول جمع کننده، عرض جمع کننده، ضخامت عایق جانبی و ضخامت عایق به کار گرفته شده است. از الگوریتم ژنتیک با پارامترهای حقیقی به منظور به دست آوردن بازده بهینه جمع کننده استفاده شده است. نتایج بهینه‌سازی با

$A_e$  مساحت انتقال گرمای جانبی است. ضریب اتلاف از بالای صفحه جمع‌کننده به محیط به صورت زیر ارزیابی می‌شود:

$$U_t = 1 / \left( R_1 + \sum_{i=1}^{N_c} R_{2,i} \right) \quad (18)$$

$$R_1 = 1 / (h_{r, c-a} + h_{wind}) \quad (19)$$

$$R_2 = 1 / (h_{r, p-c} + h_{c, p-c}) \quad (20)$$

$N_c$ ،  $h_{r, p-c}$  و  $h_{r, c-a}$  به ترتیب تعداد پوشش‌ها، ضریب انتقال گرمای تابشی برای پوشش - محیط و صفحه - پوشش می‌باشند که به صورت زیر می‌باشند [۱۳]:

$$h_{r, c-a} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_a^2) (T_c + T_a) \quad (21)$$

$$h_{r, p-c} = \frac{\sigma (T_p^2 + T_c^2) (T_p + T_c)}{1/\epsilon_p + 1/\epsilon_c - 1} \quad (22)$$

که  $\epsilon_c$ ،  $\epsilon_p$ ،  $T_c$  و  $T_p$  به ترتیب ضریب گسیل پوشش، ضریب گسیل صفحه جاذب، ثابت بولتزمن، دمای پوشش و دمای جاذب می‌باشند.  $h_{wind}$  در معادله ۱۹ ضریب انتقال گرمای همرفتی بین باد و پوشش است [۱۳]:

$$h_{wind} = \max \left( 5, 8.6 \frac{V^{0.6}}{1.04} \right) \quad (23)$$

که  $V$  سرعت باد و  $l$  ریشه سوم حجم ساختاری جمع‌کننده است. به‌علاوه،  $h_{c, p-c}$  ضریب انتقال گرمای همرفتی بین صفحه جاذب و پوشش است که به صورت زیر ارزیابی می‌شود:

$$h_{c, p-c} = \frac{Nu_a k_a}{t_{p-c}} \quad (24)$$

که  $k_a$  و  $t_{p-c}$  رسانایی گرمایی هوا و فضای بین صفحه و پوشش می‌باشند. همچنین  $Nu_a$  عدد ناسلت برای زاویه شیب است که برای زوایای بین ۰ تا ۷۵ درجه به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۳]:

$$Nu_a = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708 (\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cos \beta} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ + \left[ \left( \frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (25)$$

$Ra$  و  $\beta$  زاویه جمع‌کننده و عدد رایلی هستند و معنای توان + این است که تنها مقادیر مثبت جملات داخل کروشه قابل استفاده هستند.

در پایان بازده جمع‌کننده به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}}{I_T A_{col}} \quad (26)$$

### ۳- الگوریتم ژنتیک با پارامترهای حقیقی

معمولاً در بسیاری از مسائل مهندسی از الگوریتم ژنتیک دوتایی<sup>۱</sup> استفاده می‌شود. اما استفاده از GA دوتایی در فضای جستجوی پیوسته دو اشکال عمده دارد. اولین مشکل مربوط به این است که برای تغییر جزئی در برخی اعداد باید تمامی اعداد بیت مورد نظر کاملاً تغییر کنند که نیاز به محاسبات سنگینی است [۱۵]. اشکال دوم عدم توانایی در داشتن هر گونه دقت دلخواه برای پاسخ بهینه است. برای غلبه بر این مشکلات، از الگوریتم ژنتیک با پارامترهای حقیقی (RPGA) استفاده می‌شود. اختلاف عمده بین

$A_{col}$ ،  $U_L$ ،  $T_a$ ،  $T_i$ ،  $\dot{m}$ ،  $c_p$  و  $\Delta T$  به ترتیب سطح موثر جمع‌کننده، ضریب کلی اتلاف جمع‌کننده، دمای سیال ورودی به جمع‌کننده، دمای محیط، دبی جرمی سیال، ظرفیت گرمایی ویژه و همچنین اختلاف دمای سیال در ورودی و خروجی جمع‌کننده می‌باشند. علاوه بر این فاکتور گرمای منتقل شده است که به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۳]:

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{A_{col} U_L} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{A_{col} U_L \dot{F}}{\dot{m} c_p} \right) \right] \quad (5)$$

عبارت است از:

$$\dot{F} = \frac{1/U_L}{W \left( \frac{1}{U_L [D_o + (W - D_o) \eta_{fin}] + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}}} \right)} \quad (6)$$

که  $W$ ،  $D_o$ ،  $D_i$  و  $1/C_b$  به ترتیب قطر داخلی و خارجی لوله، فضای

بین لوله‌ها و مقاومت اتصال می‌باشند. علاوه بر این  $\eta_{fin}$  کارایی پره است که برای پره مستقیم با مقطع مستطیلی به صورت زیر محاسبه شده است [۱۳]:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh [m(W - D_o)/2]}{m(W - D_o)/2} \quad (7)$$

$$m = \sqrt{U_L / (k_{fi} \delta)} \quad (8)$$

که  $k_{fi}$  و  $\delta$  رسانایی گرمایی و ضخامت پره می‌باشند. علاوه بر این  $h_{fi}$  در (۶) ضریب انتقال گرمای همرفتی سمت لوله است که به صورت زیر تخمین زده می‌شود [۱۴]:

$$h_{fi} = 4.36 \frac{k_f}{D_i} \quad Re \leq 2300 \quad (9)$$

برای

$$h_{fi} = \frac{k_f}{D_i} \left\{ \frac{f/2 \times (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{f/2} (Pr^{0.67} - 1)} \right\} \quad 2300 < Re \leq 1000 \quad (10)$$

برای

$$f = (1.58 \log(Re) - 3.28)^{-2} \quad (11)$$

$$h_{fi} = \frac{k_f}{D_i} \times \left\{ \frac{f/2 \times Re \cdot Pr}{1.07 + \frac{900}{Re} - \frac{0.63}{1 + 10Pr} + 12.7 \sqrt{f/2} (Pr^{0.67} - 1)} \right\} \quad Re > 1000 \quad (12)$$

$$f = 0.00128 + 0.1143(Re)^{-0.311} \quad (13)$$

$f$  ضریب اصطکاک و  $Re$  عدد رینولدز است که به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۳]:

$$Re = 4 \dot{m} / (\pi D_i \mu N_{tube}) \quad (14)$$

که  $N_{tube}$  تعداد لوله‌های موازی در جمع‌کننده است.

ضریب کلی اتلاف جمع‌کننده (معادله ۴) تابعی از ضریب اتلاف از زیر، جانب و بالای جمع‌کننده است:

$$U_L = U_b + U_e + U_t \quad (15)$$

ضریب اتلاف زیر و جانبی به صورت تابعی از ضخامت عایق و رسانایی گرمایی در نظر گرفته می‌شود:

$$U_b = (k/t)_{insu,b} \quad (16)$$

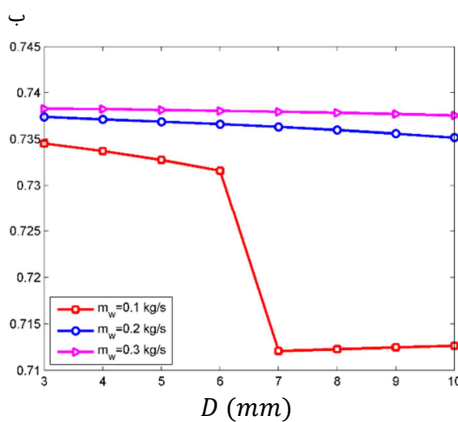
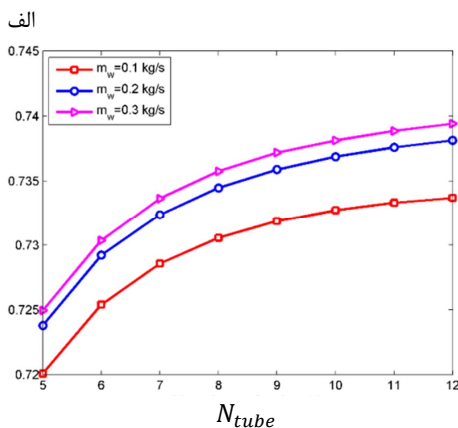
$$U_e = (k/t)_{insu,e} \left( \frac{A_{col}}{A_e} \right) \quad (17)$$

<sup>1</sup>Binary

بین پوشش و صفحه جاذب شده و در نتیجه آهنگ انتقال گرما مفید کاهش می‌یابد. اما برای دبی  $0.1 \text{ kg/s}$  با افزایش قطر تا رسیدن به حدود  $6 \text{ mm}$  کاهش یافته‌است و سپس تا رسیدن به قطر  $7 \text{ mm}$  کاهش شدیدتری ملاحظه شده‌است. بعد از قطر  $7 \text{ mm}$  دوباره بازده افزایش یافته‌است.

جدول ۲- بین خروجی مدل و نتایج متناظر از مرجع [۱۲]

پارامترهای خروجی	مرجع [۱۲]	کار حاضر	اختلاف (%)
ضریب اتلاف گرمای کلی ( $\text{W/m}^2 \text{ K}$ )	۴۶۷۹۷	۴۸۸۰۹	+۴٫۳
بهره گرمایی مفید (W)	۲۱۳۹/۴	۲۰۶۴/۳	-۳٫۵۱
بازده جمع‌کننده (-)	۰٫۴۶۸	۰٫۴۵۲	-۳٫۵۱
دمای صفحه جاذب (K)	۳۳۹٫۴۳	۳۳۰٫۲۷	-۲٫۷



شکل ۲- اثر تغییر ساختار لوله های جمع کننده در بازده آن

(الف) اثر تغییر تعداد لوله ها بر روی بازده

(ب) اثر افزایش قطر لوله ها بر روی بازده

#### • مشخصات هندسی جمع کننده

با افزایش طول جمع کننده (شکل ۳-الف)، دمای سیال افزایش، ضریب انبساط حجمی کاهش، عدد رایلی و ناسلت کاهش، ضریب انتقال گرمای کل کاهش و در نتیجه بازده افزایش می‌یابد. از سویی دیگر، با افزایش طول جمع کننده دمای سیال افزایش و در نتیجه اختلاف دمای سیال با محیط اطراف افزایش می‌یابد. این اختلاف دما موجب افزایش اتلافات و کاهش بازده خواهد شد. این اثرات متناقض در تغییرات بازده موثرند. به همین علت تغییرات ممکن است تا جایی در جهت

الگوریتم ژنتیک دوتایی و حقیقی در عملگر تولید مثل و جهش است که هر دوی آن‌ها مستقیماً بر روی پارامترهای حقیقی اعمال می‌شوند. در حقیقت، عملگر کدبرداری مربوط به GA، در PRGA حذف شده‌است و مسائل بهینه‌سازی در مقایسه با GA یک گام ساده‌تر است. چون عملگر انتخاب با مقادیر تابع هدف کار می‌کند، هر عملگر انتخابی که در GA دوتایی مورد استفاده قرار گیرد، در PRGA نیز می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد.

#### ۴- اعتبارسنجی مدل

به منظور اعتبارسنجی مدل، مقایسه‌ای با [۱۲] صورت گرفته‌است. مقادیر به کار گرفته شده برای این مقاله با مقادیر [۱۲] مقایسه شده‌است. مقادیر ورودی مربوط به [۱۲] در جدول ۱ ذکر شده‌است. همچنین خروجی‌های متناظر نیز در جدول ذکر شده و اختلاف بین خروجی‌ها در جدول ۲ بیان شده‌است.

جدول ۱- مشخصات جمع کننده خورشیدی مورد مطالعه در [۱۲]

پارامتر	مقادیر
سطح جمع کننده ( $\text{m}^2$ )	۹٫۱۴
دبی جرمی آب ( $\text{kg/s}$ )	۰٫۰۰۸۷
طول جمع کننده (m)	۱
سرعت باد ( $\text{m/s}$ )	۲۵
زاویه جمع کننده ( $^\circ$ )	۲۰
ورودی سیال و دمای محیط (K)	۳۰۰
ضخامت صفحه (mm)	۲
حاصل ضرب مؤثر ضریب عبور - ضریب جذب (-)	۰٫۸۴
ضریب گسیل صفحه جاذب (-)	۰٫۹۲
ضریب عبور پوشش (-)	۰٫۸۸
ضخامت عایق پشتی (m)	۰٫۰۸
ضخامت عایق جانبی (m)	۰٫۰۴
رسانایی گرمایی صفحه جاذب ( $\text{W/m K}$ )	۳۸۴
رسانایی گرمایی عایق ( $\text{W/m.K}$ )	۰٫۰۵
انرژی خورشیدی برخوردی بر واحد سطح جاذب ( $\text{W/m}^2$ )	۵۰۰
فاصله مرکز تا مرکز لوله‌ها (m)	۰٫۱۵
قطر داخلی لوله‌ها (m)	۰٫۰۴

#### ۵- آنالیز حساسیت

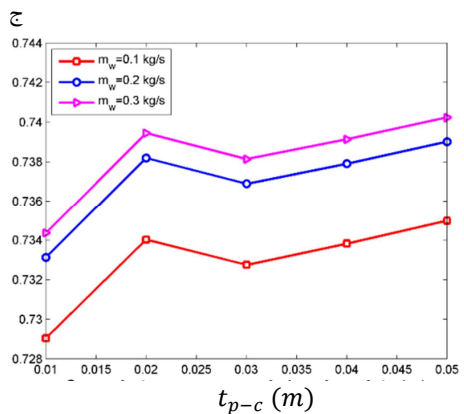
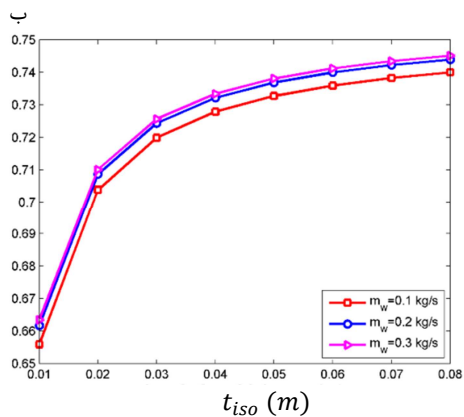
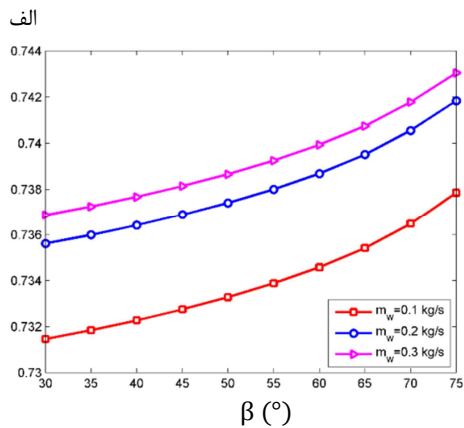
در این بخش تأثیر متغیرهای مختلف بر روی بازده ترمودینامیکی مورد بررسی قرار گرفته‌است. آنالیز حساسیت برای سه دبی  $0.1$ ،  $0.2$  و  $0.3 \text{ kg/s}$  انجام شده است. این آنالیز برای چهار دسته عامل مختلف صورت گرفته و نتایج به شرح زیر است:

##### • ساختار لوله‌ها

با افزایش تعداد لوله‌ها (شکل ۲-الف) بازده افزایش یافته‌است. همچنین با افزایش قطر لوله‌ها (شکل ۲-ب) برای دبی‌های  $0.1$  و  $0.2 \text{ kg/s}$  بازده کاهش یافته‌است. علت این کاهش این است که با افزایش قطر، رینولدز کاهش می‌یابد. کاهش رینولدز موجب کاهش ضریب انتقال گرمای همرفتی

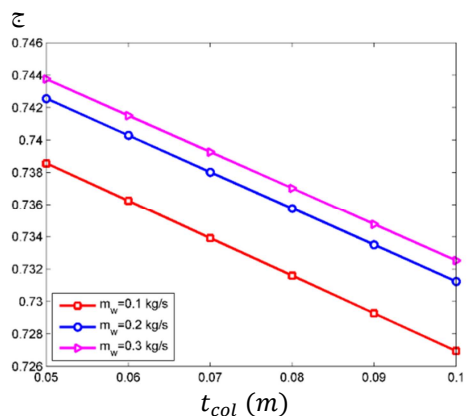
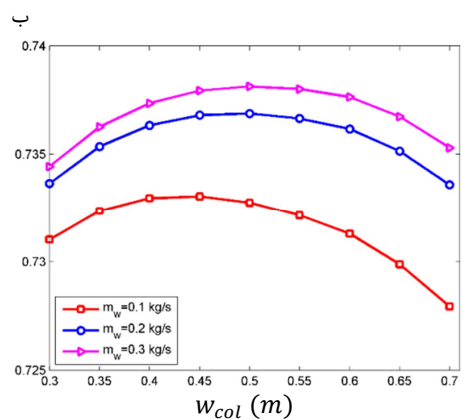
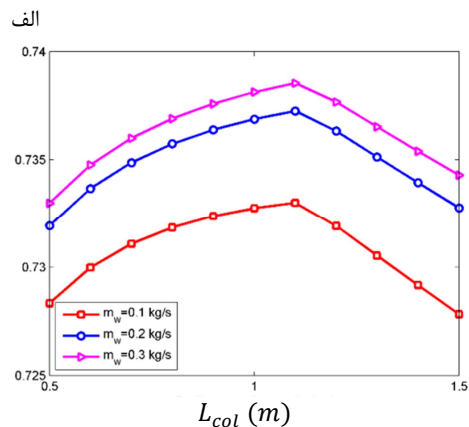
• ساختار جمع کننده

با افزایش زاویه جمع کننده (شکل ۴-الف)، عدد ناسلت، نرخ انتقال گرمای مفید و بازده افزایش می یابد. در واقع با افزایش  $\beta$ ، انتقال گرمای همرفتی آزاد روی یک صفحه تخت افقی، به انتقال گرما بر روی یک صفحه تخت عمودی تبدیل می شود. افزایش ضخامت عایق (شکل ۴-ب) موجب افزایش آهنگ انتقال گرما مفید و بازده می گردد. با افزایش فاصله بین پوشش و صفحه جاذب (شکل ۴-ج) تا  $0.02 \text{ m}$  بازده افزایش یافته سپس تا رسیدن به  $0.03 \text{ m}$  کاهش یافته است. بعد از آن بازده مجدداً شروع به افزایش کرده است.



شکل ۴- اثر تغییر ساختار جمع کننده بر روی بازده آن  
 الف) اثر زاویه جمع کننده بر روی بازده  
 ب) اثر تغییر ضخامت جمع کننده بر روی بازده  
 ج) اثر فاصله بین پوشش و صفحه جاذب بر روی بازده

افزایش بازده و در محدوده ای در جهت کاهش آن باشند. در این جا ابتدا بازده افزایش و سپس کاهش یافته است. افزایش عرض جمع کننده (شکل ۳-ب) نیز سطح مؤثر جمع کننده را افزایش می دهد و همچنین بر روی بازده هر پره اثر می گذارد. نقاط بیشینه موجود در شکل ها برآیند آثار متضاد عوامل مختلف است. در مجموع ابتدا بازده افزایش و سپس کاهش یافته است. افزایش ضخامت جمع کننده (شکل ۳-ج) موجب کاهش خطی بازده شده است.



شکل ۳- اثر تغییر مشخصات هندسی جمع کننده بر بازده آن

الف) اثر افزایش طول جمع کننده بر روی بازده  
 ب) اثر افزایش عرض جمع کننده بر روی بازده  
 ج) اثر افزایش ضخامت جمع کننده بر روی بازده

$$T_o - T_i > 5 \quad (29)$$

### ۷- مطالعه موردی

در این بررسی، مدل سازی و بهینه سازی به کمک نرم افزار MATLAB صورت گرفته است. برای بهینه سازی بازده جمع کننده صفحه تخت، هفت پارامتر طراحی شامل دبی جرمی آب، تعداد لوله ها، قطر لوله ها، طول جمع کننده، عرض جمع کننده، ضخامت عایق جانبی و ضخامت عایق به کار گرفته شده است. پارامترهای طراحی و بازه تغییرات آنها در جدول ۳ ارائه شده است.

زاویه جمع کننده ثابت و  $32^\circ$  و برابر با عرض جغرافیایی شهر مورد بررسی (رفسنجان) فرض شده است. همچنین تابش کلی ورودی برابر با تابش استاندارد و  $I_t = 1000 \text{ W/m}^2$  فرض شده است. ضخامت جمع کننده و صفحه جاذب به ترتیب ۷۵ mm و ۰٫۵ mm در نظر گرفته شده است. صفحه جاذب از جنس مس بوده و ضریب گسیل صفحه جاذب و پوشش به ترتیب ۰٫۹۲ و ۰٫۸۸ می باشد.

### ۸- بهینه سازی

#### ۸-۱- بهینه سازی با متغیر در نظر گرفتن پارامترهای طراحی

در این مقاله از الگوریتم ژنتیک با پارامترهای حقیقی (RPGA) به منظور بهینه سازی بازده گرمایی جمع کننده استفاده شده است. ابعاد  $M=100$ ، احتمال تولید مثل  $P_c=0.9$  و احتمال جهش  $0.05$  از  $P_m=$  می باشد. نتایج بازده بهینه در شکل ۶ نشان داده شده است. نتیجه بهینه نشان می دهد که بالاترین بازده  $0.7362$  می باشد. توزیع متغیرهای بهینه در جدول ۴ ارائه شده است.

جدول ۳- محدوده تغییرات پارامترهای طراحی

متغیر	حد	
	پایین	بالا
دبی جرمی آب (kg/s)	۰٫۰۵	۲
تعداد لوله ها (-)	۲	۵۰
قطر لوله ها (m)	۰٫۰۰۵	۰٫۰۳
طول جمع کننده (m)	۰٫۲	۲
عرض جمع کننده (m)	۰٫۲	۲
ضخامت عایق جانبی (m)	۰٫۰۲	۰٫۰۵
ضخامت عایق (m)	۰٫۰۲	۰٫۱۵

#### ۷-۲- بهینه سازی با سه دبی جرمی مختلف آب

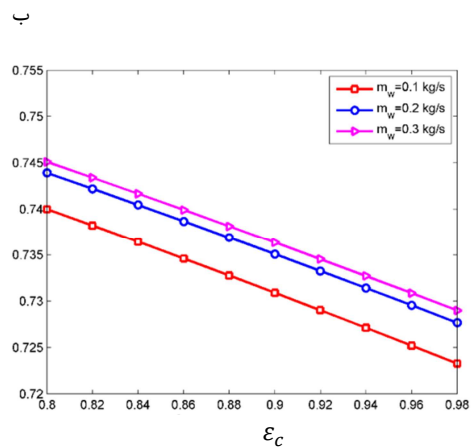
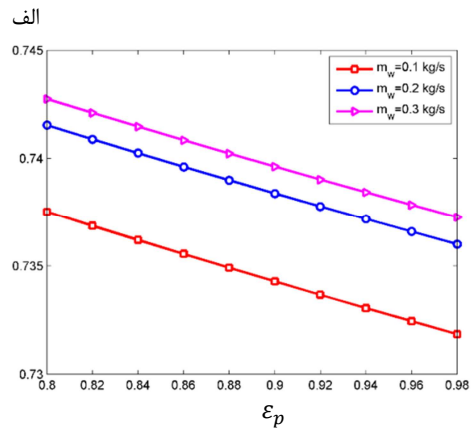
در این بخش، بهینه سازی بازده جمع کننده صفحه تخت برای چهار دبی جرمی مختلف آب ۰٫۱، ۰٫۰۷۵، ۰٫۰۵۰ و  $0.025 \text{ kg/s}$  صورت گرفته است (شکل ۷). نتایج بهینه سازی نشان می دهد که با افزایش دبی جرمی آب بازده جمع کننده کاهش می یابد. علت این امر این است که با افزایش دبی جرمی آب، اختلاف دمای آب ورودی و خروجی کاهش پیدا کرده است. لازم به ذکر است که با افزایش دبی

### • ضریب گسیل

با افزایش ضریب گسیل صفحه جاذب (شکل ۵-الف)، بازده به صورت خطی کاهش یافته است. افزایش ضریب گسیل پوشش (شکل ۵-ب) نیز موجب کاهش خطی بازده شده است.

### ۶- پارامترهای طراحی و قیدهای مسئله

هدف از این قسمت بهینه سازی جمع کننده مورد بررسی است. برای این منظور تعداد لوله ها، قطر لوله ها، طول جمع کننده، عرض جمع کننده، ضخامت عایق جانبی و ضخامت عایق به عنوان پارامترهای طراحی در نظر گرفته شده اند. همچنین قیدهای زیر برای فرایند بهینه سازی مطرح هستند:



شکل ۵- اثر تغییر ضریب گسیل بر روی بازده جمع کننده

الف) اثر تغییر ضریب گسیل صفحه جاذب بر بازده

ب) اثر تغییر ضریب گسیل پوشش بر بازده

• آهنگ گرمای منتقل شده به سیال به وسیله جمع کننده  $(\dot{Q})$ ، حداقل  $200 \text{ W}$  است:

$$\dot{Q} \geq 200 \quad (27)$$

• نسبت ابعادی بزرگتر از  $1.25$  است:

$$\frac{W-D}{D} > 1.25 \quad (28)$$

• اختلاف دمای آب ورودی و خروجی بیشتر از  $5^\circ \text{C}$  باشد:

پارامتر طراحی شامل دبی جرمی آب، تعداد لوله‌ها، قطر لوله‌ها، طول جمع‌کننده، عرض جمع‌کننده، ضخامت عایق جانبی و ضخامت عایق استفاده شد. الگوریتم ژنتیک با پارامترهای حقیقی به‌منظور به دست آوردن بازده بهینه جمع‌کننده به کار گرفته شد.

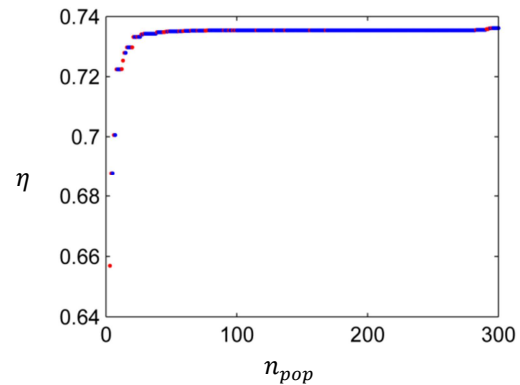
#### ۱۰- نمادها

A	مساحت ( $m^2$ )
$c_p$	گرمای ویژه سیال (KJ/kgK)
D	قطر (m)
f	ضریب اصطکاک (-)
$F_R$	فاکتور گرمای منتقل شده (-)
$h_{c,p-c}$	ضریب انتقال گرمای همرفتی صفحه جاذب- پوشش ( $W/m^2K$ )
$h_{f_i}$	ضریب انتقال گرمای همرفتی سمت لوله ( $W/m^2K$ )
$h_{r,c-a}$	ضریب انتقال گرمای تابشی پوشش- محیط ( $W/m^2K$ )
$h_{r,p-c}$	ضریب انتقال گرمای تابشی صفحه-پوشش ( $W/m^2K$ )
$h_{wind}$	ضریب انتقال گرمای همرفتی باد-پوشش ( $W/m^2K$ )
I	تشعشع ( $W/m^2$ )
$I_h$	مجموع تابش مستقیم و پراکنده ( $W/m^2$ )
k	رسانایی گرمایی (W/mK)
$\dot{m}$	دبی جرمی سیال (Kg/s)
N	تعداد (-)
$Nu_a$	عدد ناسلت برای زاویه شیب (-)
Pr	عدد پرائتل (-)
$\dot{Q}$	انتقال گرمای مفید (W)
$R_a$	عدد رایلی (-)
$R_b$	نسبت تابش کلی روی سطح شیبدار به تابش روی سطح افقی (-)
Re	عدد رینولدز (-)
T	دما ( $^{\circ}C$ )
$T_i$	دمای سیال ورودی به جمع‌کننده ( $^{\circ}C$ )
$t_{p-c}$	فضای بین صفحه- پوشش (m)
U	ضریب اتلاف گرمایی ( $W/m^2K$ )
V	حجم ساختاری جمع‌کننده ( $m^3$ )
W	فضای بین لوله‌ها (m)

#### علائم یونانی

$\alpha$	ضریب جذب صحنه جاذب (-)
$\beta$	زاویه جمع‌کننده ( $^{\circ}$ )
$\rho$	ضریب انعکاس پوشش (-)
$\rho_g$	ضریب انعکاس محیط اطراف (-)
$\alpha\tau$	حاصل ضرب موثر ضریب جذب- ضریب عبور (-)
$\tau$	ضریب عبور پوشش (-)
$\delta$	ضخامت پره (m)
$\varepsilon$	ضریب گسیل (-)
$\sigma$	ثابت بولتزمن ( $W/m^2 K^4$ )

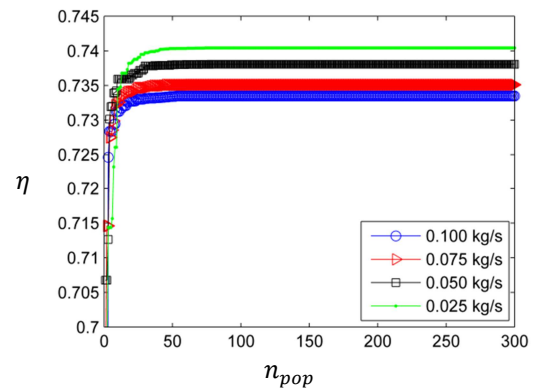
جرمی آب به پمپ قوی‌تری نیز نیاز است که البته موجب افزایش هزینه‌ها خواهد شد.



شکل ۶- بازده بهینه جمع‌کننده خورشیدی صفحه تخت

جدول ۴- مقدار نهایی پارامترهای طراحی

مقدار بهینه	متغیرهای طراحی
۰٫۰۵۳۸	دبی جرمی آب (kg/s)
۱۷٫۱۲۷۷	تعداد لوله‌ها (-)
۰٫۰۰۵۰	قطر لوله‌ها (m)
۱٫۳۲۵۵	طول جمع‌کننده (m)
۱٫۲۱۳۹	عرض جمع‌کننده (m)
۰٫۰۵۰۰	ضخامت عایق جانبی (m)
۰٫۱۵۰۰	ضخامت عایق (m)



شکل ۷- بازده بهینه جمع‌کننده خورشیدی صفحه تخت به ازای چهار دبی جرمی مختلف آب

#### ۹- نتیجه‌گیری

در این مقاله، جمع‌کننده خورشیدی صفحه تخت مدل‌سازی شد. سپس آنالیز حساسیت برای سه دبی آب ۰٫۱، ۰٫۲، و ۰٫۳ kg/s صورت گرفت و تأثیر تغییر ساختار لوله‌ها، مشخصات هندسی جمع‌کننده، ساختار جمع‌کننده و ضریب گسیل صفحه جاذب و پوشش شیشه‌ای بر روی بازده ترمودینامیکی بررسی شد. نتایج آنالیز حساسیت نشان داد که افزایش دبی جرمی آب موجب افزایش بازده جمع‌کننده می‌شود. به‌منظور بهینه‌سازی بازده جمع‌کننده، از هفت

[10] Akhtar N. and Mullick S., Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing, *Energy*, Vol. 32, pp. 1067-1074, 2007.

[11] Faizal M., Saidur R., Mekhilef S., Hepbasli A., and Mahbulul I., Energy, economic, and environmental analysis of a flat-plate solar collector operated with SiO<sub>2</sub> nanofluid, *Clean Technologies and Environmental Policy*, pp. 1-17, 2014.

[12] Farahat S., Sarhaddi F., and Ajam H., Exergetic optimization of flat plate solar collectors, *Renewable Energy*, Vol. 34, pp. 1169-1174, 2009.

[13] Duffie J. A. and Beckman W. A., *Solar engineering of thermal processes vol. 3: Wiley New York etc.*, 1980.

[14] Lee P.-S., Garimella S. V., and Liu D., Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 1688-1704, 2005.

[15] K. Deb, *Multi-objective optimization using evolutionary algorithms Vol. 16: John Wiley & Sons*, 2001.

$\eta$	بازده (-)
$\mu$	لزجت سیال (Pa.s)
$\Delta T$	اختلاف دمای سیال در ورودی و خروجی جمع کننده (°C)

### زیرنویس ها

a	هوای محیط
B	مستقیم
b	تحتانی
c	پوشش
col	جمع کننده
d	پراکنده
e	جانبی
f	سیال
fin	پره
i	داخلی
insu	عایق
l	کلی
o	خارجی
p	جاذب
T	کلی
t	بالایی
tube	لوله

### ۱۱- مراجع

[1] Dagdougui H., Ouammi A., Robba M., and Sacile R., Thermal analysis and performance optimization of a solar water heater flat plate collector: Application to Tétouan (Morocco), *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, pp. 630-638, 2011.

[2] Agbo S. and Okoroigwe E., Analysis of thermal losses in the flat-plate collector of a thermosyphon solar water heater, *Research Journal of Physics*, Vol. 1, pp. 35-41, 2007.

[3] Bilgen E. and Bakeka B., Solar collector systems to provide hot air in rural applications, *Renewable Energy*, Vol. 33, pp. 1461-1468, 2008.

[4] Bejan A., General criterion for rating heat-exchanger performance, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 655-658, 1978.

[5] Luminosu I. and Fara L., Determination of the optimal operation mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation, *Energy*, Vol. 30, pp. 731-747, 2005.

[6] Zueva G. and Magiera J., Mathematical model of heat transfer in a solar collector and its experimental validation, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, Vol. 35, pp. 604-608, 2001.

[7] Cristofari C., Notton G., Poggi P., and Louche A., Modelling and performance of a copolymer solar water heating collector, *Solar Energy*, Vol. 72, pp. 99-112, 2002.

[8] Cadafalch J., A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices, *Solar Energy*, Vol. 83, pp. 2157-2164, 2009.

[9] Saleh A. M., Mueller D. W., and Abu-Mulaweh H. I., Flat-plate solar collector in transient operation: modeling and measurements, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, Vol. 7, p. 014502, 2015.