

تحلیل عملکرد چرخه نیروگاه خورشیدی فرسnel با سیال کاری مختلف

رسول شعبانپور

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش، تفرش، ایران

رامین مهدی پور*

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش، تفرش، ایران

چکیده

دنیای امروز به دلیل اثرات مخرب و افزایش هزینه های نیروگاه های فسیلی بیش از پیش به دنبال انرژی های پاک و تجدیدپذیر است. انرژیهای نو در رابطه با کاهش تولید CO_2 و تخریب محیط زیست درسالهای اخیر جایگاه ویژه ای پیدا کرده و حتی در بعضی از موارد دارای توجیه اقتصادی بوده است. در این مقاله روش مدل سازی نیروگاه خورشیدی فرسnel خطی با گیرنده دوزنقه ای متشکل از چندین لوله جاذب ارائه شده است. به کمک مدلسازی ارائه شده می توان عملکرد پارامترهای موثر بر این نوع نیروگاهها را بررسی نمود. مدلسازی بر مبنای استفاده از مدل های ترمودینامیک و معادلات تجربی با دقت بالا بوده است و با دارا بودن سرعت محاسبات بالا از خطای پایین برخوردار است. در این پژوهش به بررسی عملکرد چندین سیال عامل پرداخته شده است و عملکرد آن را در ماههای متفاوت سال و سیکل نیروگاه با دبی روغن متغیر و ثابت مورد بررسی قرار گرفته است. نحوه اعمال مدلسازی معرفی شده برای یک شرایط آب و هوایی مشخص (شهر یزد- ایران) معرفی شده و عملکرد روغنهای بحث شده است. در این مقاله راندمان حرارتی، میزان بخار تولیدی، تلفات حرارتی و مصرف پمپاژ برای هر روغن مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته اند. در انتها مناسب ترین روغن برای شرایط تابشی شهر مورد نظر معرفی شده است. هم چنین روغن مناسب برای استفاده در فصل ها و اقلیم های مختلف معرفی و پیشنهاد شده است. طبق روش ارائه شده در این مقاله می توان عملکرد حرارتی نیروگاه فرسnel را برای هر منطقه بررسی نمود.

واژه های کلیدی: نیروگاه خورشیدی؛ نیروگاه فرزنل؛ روغن؛ مدلسازی حرارتی؛ گیرنده دوزنقه ای.

Studying Performance of Fresnel Solar Power Plant with Different Working Fluids

R. Shabanpour

Department of Mechanical Engineering, Tafresh University, Tafresh, Iran

R. Mehdipour

Department of Mechanical Engineering, Tafresh University, Tafresh, Iran

Abstract

Nowadays due to destructive effects and the increase in cost of fossil power plants, clean and renewable energy has been considered more than ever. Renewable energies have been widely used due to the reduction of CO_2 emission and environmental degradation, in recent years; The solar farm method and especially linear Fresnel reflector (LFR) has been of the interest by researchers in terms of thermodynamic performance and economical aspects. In this study by applying a thermodynamic models along with high-precision empirical correlations, a linear Fresnel solar plant with trapezium-form absorbers, consisting several absorbing pipes, is simulated. The model can be employed to investigate the effective parameters on solar plants of these types. The model is proved to have high rate of calculations and high precision. The model is applied for a specific climate conditions (Yazd, Iran) and performance of different oils are investigated. thermal efficiency, generated vapor rate, thermal dissipation and essential pumping power for each type of oil are studied in this study. at the end the most appropriate kind of oil is introduced for the considered city. furthermore, the appropriate oil type for different climate conditions regarding different seasons and different zones of the city is recommended. performance of the Fresnel Solar Plant can be simply evaluated by the proposed model.

Keywords: solar power plant, linear Fresnel reflector, oil, heat transfer, trapezium-form absorbers.

۱- مقدمه

بازتابنده خطی فرسnel (LFR) از ردیف های متعددی آینه تخت و برجی که گیرنده فرزنل روی آن قرار دارد تشکیل می شود. سیستم ردیابی به منظور استفاده حداکثر از تابش خورشید زیر آینه ها تعبیه شده است. جاذب که مهمترین قسمت سیستم فرسnel است، متشکل از یک پوشش شیشه ای و لوله های موازی روی صفحه جاذب می باشد. سیستم ردیابی، برای قرار گرفتن بازتابنده در بهترین شرایط تابش، آینه ها را حول محور طولی می چرخاند.

دنیای امروز به دلیل اثرات مخرب و افزایش هزینه های نیروگاه های فسیلی بیش از پیش به دنبال انرژی های پاک و تجدیدپذیر است. انرژیهای نو در رابطه با کاهش تولید CO_2 و تخریب محیط زیست در سالهای اخیر جایگاه ویژه ای پیدا کرده و حتی در بعضی از موارد دارای توجیه اقتصادی بوده است. روشهای متنوعی برای تولید برق توسط تابش خورشید موجود است ولی تعداد محدودی از آنها از لحاظ اقتصادی قابل مقایسه با نیروگاههای فسیلی می باشد. روش مزرعه خورشیدی و مخصوصا بازتابنده خطی فرسnel (LFR) از لحاظ عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی توجه محققین را به خود جلب نموده است.

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: ramine56@yahoo.com

تاریخ دریافت: ۰۵/۰۵/۹۴

تاریخ پذیرش: ۱۱/۰۸/۹۴

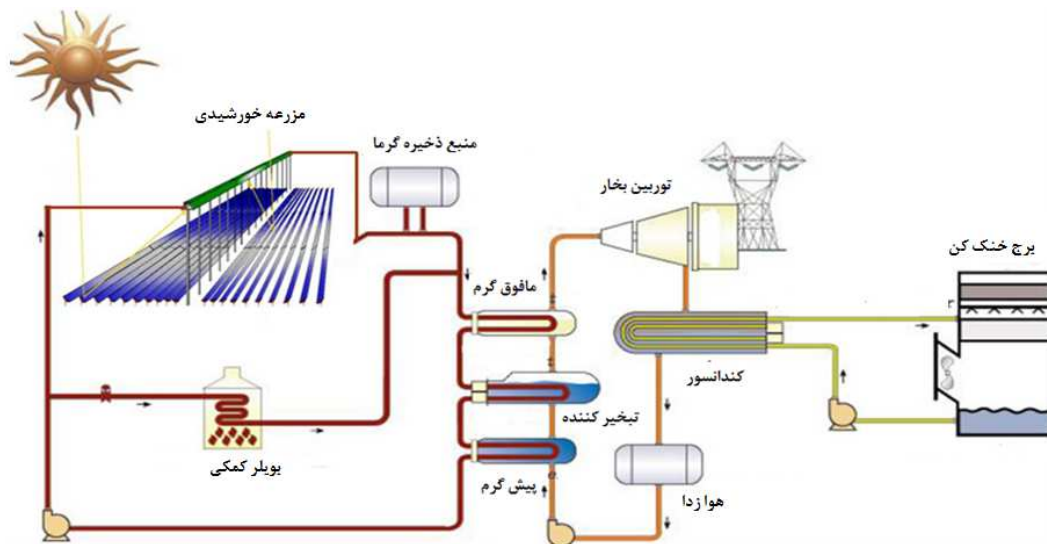
شکل ۱ طرحواره سیکل نیروگاه خورشیدی فرسنل را نشان می دهد و شکل ۲ طرحی از موقعیت آینه های فرسنل خطی و جاذب را از نمای کنار رسم نموده است. با اینکه راندمان جذب انرژی خورشیدی این سیستم از نیروگاه سهموی پایین تر است اما به دلیل هزینه کمتر و ساختار ساده تر در سال های اخیر، شرکت ها و محققین، علاقه بسیار به این تکنولوژی نشان داده اند. تعداد زیادی تحقیق و پژوهش بر روی این نوع نیروگاه ها انجام گرفته است. مقایسه های زیادی بین تکنولوژی های مختلف نیروگاههای خورشیدی انجام شده است [۲۰،۱].

در سال ۱۹۹۸ میلز و موريسون [۲] مدل جدیدی به نام فرسنل خطی فشرده را ارائه کردند که دارای دو برج گیرنده بود. هابرل و همکارانش در سال ۲۰۰۱ روی نمونه ساخته شده توسط کمپانی بلژیکی به نام سولارموندو مطالعه کردند [۴]. همچنین در این مقاله هزینه ساخت نیروگاهی به ظرفیت ۲۵ مگاوات برآورد شده است. لین و همکارانش در سال ۲۰۱۲ مدل جدیدی از محفظه جاذب که به شکل ۷ است، ارائه کرده اند [۵]. در سال ۲۰۱۱ ژیاهاه نحوه چیدمان آینه ها را طراحی و ارائه کرده است [۶]. نیکسون و دیویس در سال ۲۰۱۰ متودی برای چیدمان فضای آینه ها ارائه کردند که این کار باعث افزایش ۹ درصدی اکسرژی می شد [۷]. در سال ۲۰۰۹ یورگی فاکانو با استفاده از شبیه سازی، ارتفاع بهینه دوزنقه و ضخامت عایق مورد استفاده را محاسبه و ارائه کرده است [۸]. در سال ۲۰۰۹ سینگ و همکارانش دو لوله مدور و مستطیلی را با هم مقایسه کرده و نتایج را گزارش داده اند [۹]. ساهو و همکارانش در سال ۲۰۱۱ با استفاده از نرم افزار شبیه سازی به بررسی تلفات حرارتی از محفظه پرداخته اند و بیان کرده اند که ۹۰-۸۰ درصد تلفات حرارتی مربوط به اتلاف تابشی می باشد [۱۰]. لارسن در سال ۲۰۱۱ تلفات حرارتی و ضرایب انتقال گرما را برای دماهای مختلف لوله محاسبه

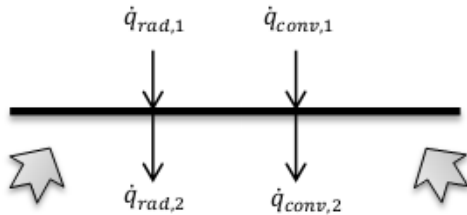
و بررسی کرده است [۱۱]. میشل واگنر در سال ۲۰۱۲ مدل جدیدی از فرسنل را ارائه کرده است [۱۲]. در سال ۲۰۱۱ پینو و همکارانش لوله ی جاذبی را مورد بررسی قرار دادند که با خلا عایق شده بود [۱۳]. گابریل مورین در مطالعه ای تنش روی لوله، ناشی از فشار و دمای سیال را محاسبه کرده است [۱۴]. روبن عباس و همکارانش در سال ۲۰۱۱ با کاهش قطر و افزایش تعداد لوله ها به محاسبه راندمان و دمای خروجی سیال پرداخته است. روبن عباس در این پروژه از روغن مخصوصی استفاده کرده است [۱۵]. خاویر مونوز در سال ۲۰۱۱ به بررسی تاثیر ضریب تمرکز در راندمان و دمای خروجی پرداخته و ضریب تمرکز بهینه را ارائه داده است [۱۶]. پای و همکارانش جریان دوفازی آب را در فرسنل خطی فشرده بررسی کرده و نتایج آزمایشگاهی را ارائه کرده اند [۱۷]. در سال ۲۰۱۲ ساهو و همکارانش جریان جوششی داخل لوله جاذب را بررسی کرده و نتایج آزمایشگاهی را ارائه داده اند [۱۸]. هم چنین در پروژه های تجاری ساخته شده در چند سال اخیر از آب به عنوان سیال عامل استفاده شده است [۲۰،۱۹]. روبرتو گرنا در تحقیق خود در سال ۲۰۱۰ نمک گداخته را به عنوان سیال عامل معرفی کرده است [۲۱].

با توجه به تحقیقات و بررسی ها هنوز سیال روغن به عنوان یکی از بهترین سیال های عامل مورد استفاده در نیروگاه فرزنل به شمار می آید. به همین علت در این تحقیق به بررسی و مقایسه عملکرد چندین روغن پرداخته شده است .

بالا بودن دمای روغن به منزله بالاتر بودن راندمان مزرعه می باشد. از طرف دیگر تابش و نسبت تمرکز نشان دهنده قابلیت بالا بردن دمای روغن در یک مزرعه است. در ضمن معمولاً ظرفیت گرمایی روغن های با محدوده دمایی کم بیش تر از روغن های با دمای بالا می باشد.



شکل ۱- طرحواره از سیکل مزرعه خورشیدی فرسنل [۲۳]



شکل ۴- نحوه مبادله انرژی در پوشش شیشه ای

تابش خورشید با اصابت به آینه و بازتاب آن به پوشش شیشه ای گیرنده و عبور از آن به سطح لوله می رسد. با استفاده از رابطه زیر گرمایی که سطح بیرونی لوله جذب می کند، قابل محاسبه است.

$$\dot{q}_s = I \cdot \beta \cdot \gamma \cdot \alpha_a \cdot W_m \quad (1)$$

مقدار کمی از گرمای رسیده به گیرنده توسط شیشه جذب می شود، که با معادله زیر محاسبه می شود.

$$\dot{q}_g = I \cdot \beta \cdot \gamma \cdot \alpha_g \cdot W \quad (2)$$

α_g ضریب جذب پوشش شیشه ای می باشد. اتلاف حرارتی تابشی از سطح لوله به شیشه از رابطه (۳) و اتلاف حرارتی تابشی از شیشه به محیط بیرون از رابطه (۴) قابل محاسبه است.

$$\dot{q}_{rad,1} = n \cdot \sigma \cdot \epsilon_a (\pi \cdot D_o) ((T_a - T_0)^4 - (T_g - T_0)^4) \quad (3)$$

$$\dot{q}_{rad,2} = \sigma \cdot \epsilon_g W_g ((T_g - T_0)^4 - (T_{amb} - T_0)^4) \quad (4)$$

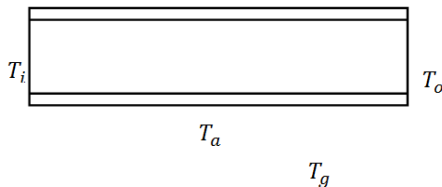
در این معادلات n تعداد لوله ها است. در شکل ۵ تعاریف دماها در داخل جاذب و محفظه معرفی شده اند.

برای محاسبه اتلاف گرمای جابجایی از سطح لوله باید اعداد بی بعد گراشوف و ناسلت محاسبه شوند. معادلات زیر نیز برای رسیدن به همین منظور استفاده می شوند [۲۴].

$$Gr = \frac{g \beta_c (T_a - T_g) D_h^3}{\nu_c^2} \quad (5)$$

$$Nu_c = 0.163 Gr^{0.196} \left(\frac{D_h}{W_c} \right)^{0.316} \quad (6)$$

$$q_{conv,1} = \frac{(Nu_c \cdot k_c)}{D_h} (T_a - T_g) \quad (7)$$



شکل ۵- نحوه قرار گیری دماها در محفظه و لوله جاذب

از رابطه (۸) می توان انتقال گرمای جابجایی از پوشش شیشه ای به محیط بیرون را محاسبه کرد.

$$q_{conv,2} = h_g \cdot W_g (T_g - T_{amb}) \quad (8)$$

h_g ضریب انتقال گرمای جابجایی بین پوشش شیشه ای و هوای بیرون است. محاسبه h_g با استفاده از رابطه (۹) امکان پذیر خواهد بود.

شرکتهای سازنده روغن، بازه کار کرد روغن را بیان می دارند اگر دما کارکرد بالاتر از این مقدار باشد فرمول شیمیایی روغن عوض شده و روغن کارایی خود را از دست می دهد. از طرف دیگر روغنهای که دمای کمتر را تحمل می کنند ارزاتر بوده و در مقابل یخ بستن در فصول سرد و شب مقاوم می باشد و سیستم ضد یخ کمتر انرژی مصرف می کند. این توضیحات نشان می دهد که تابش منطقه و محاسبات انتقال گرما تعیین کننده در انتخاب روغن می باشد.

در این تحقیق از روغن های مختلف با محدوده دمایی متفاوت استفاده شده و عملکرد روغن ها متفاوت مورد مطالعه قرار گرفته است. همچنین روغن مناسب برای اقلیم ها و فصل های مختلف معرفی و پیشنهاد شده است.

۲- شبیه سازی و معادلات حاکم بر گیرنده فرزنل

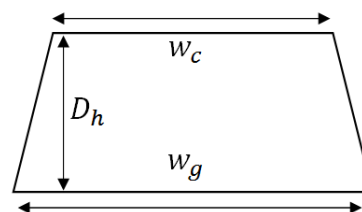
مدل های مختلفی برای هندسه گیرنده فرسنل معرفی شده است. در اکثر سیستم های فرسنل استفاده از گیرنده دوزنقه ای متداول بوده و دارای مزایای زیادی می باشد. در این تحقیق هندسه گیرنده ی دوزنقه ای شکلی که مارتینز [۲۲] ارائه داده است به کار گرفته شده است. در شکل ۳ هندسه کلی گیرنده قابل مشاهده است. محفظه گیرنده از سه طرف با عایق پوشیده شده است. روش مدل سازی در این مقاله اینگونه است که معادلات انتقال حرارت مربوط به هر قسمت گیرنده معرفی شده و در نهایت همه ی معادلات در نرم افزار برنامه نویسی مدل شده است.

تلفات حرارتی در گیرنده فرسنل یکی از تاثیرگذارترین عوامل در راندمان سیستم می باشد. در این بخش معادلاتی ارائه می شود که با استفاده از آنها می توان تلفات حرارتی، دمای نقاط مختلف گیرنده و دیگر پارامترهای مهم را محاسبه کرد.

در اولین مرحله، تابش خورشید از شیشه عبور می کند. نحوه انتقال انرژی از پوشش شیشه ای در شکل ۴ قابل مشاهده است.



شکل ۲- نمای روبرو فرسنل خطی



شکل ۳- هندسه کلی گیرنده فرسنل

که در رابطه بالا در حالت گرمایش ضریب توان 0.4 و در صورت سرمایش ضریب 0.3 است. بسته به جهت انتقال گرمای توان مناسب اعمال می گردد. برای محاسبه انتقال گرمای جابجایی در طول لوله از رابطه زیر استفاده می شود.

$$q_{conv,4} = \dot{m} \cdot C_p (T_o - T_i) \quad (17)$$

T_i دمای ورودی سیال به لوله، T_o دمای خروجی از لوله و \dot{m} دبی جرمی است. دمای سیال در وسط لوله که با T_m نشان می دهیم از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$T_m = (T_i + T_o) / 2 \quad (18)$$

انتقال گرمای رسانشی پوسته لوله برابر است با تفاضل گرمای جذب شده توسط لوله و تلفات حرارتی لوله که از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$\dot{q}_{cond} = \dot{q}_s - (\dot{q}_{rad,1} + \dot{q}_{conv,1}) \quad (19)$$

انرژی سیال در خروجی از کلکتور از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$P = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (20)$$

افت فشار در طول لوله با استفاده از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$\Delta P = \frac{f \cdot \rho \cdot v^2 \cdot L}{2 \cdot D_i} \quad (21)$$

برای جبران این افت فشار پمپی در مزرعه قرار می گیرد. کار پمپ از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$\dot{W} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta P}{\rho} \quad (22)$$

راندمان حرارتی کلکتور به کمک رابطه زیر محاسبه می شود.

$$\eta_{th} = \frac{q_{conv,4}}{I \cdot W \cdot L \cdot \beta} \quad (23)$$

این روابط مربوط به محفظه گیرنده بوده و به کمک آنها می توان تلفات حرارتی و یا دمای هر نقطه از گیرنده را بدست آورد. حل معادلات در نرم افزار به گونه است که ابتدا معادلات مربوط به پوشش شیشه ای حل می شود و سپس به حل معادلات مربوط به لوله و تلفات پرداخته می شود. با توجه به آنکه معادلات و مخصوصاً معادلات تشعشع غیر خطی است لازم می باشد که معادلات خطی سازی شده و حل گردد. روند حل در شکل ۶ نمایش داده شده است.

۴- اعتبار سنجی مدل سازی

برای اعتبار سنجی نتایج، از نتایج ارئه شده توسط روبن عباس [۱۶] کمک گرفته شده است. این مقاله راندمان مدل جدیدی از فرزنل که مارتینز [۲۳] طراحی کرده را محاسبه می کند. در این مقاله سیال مورد استفاده روغن با نام Therminol VP1 که دمایی تا حدود 400 درجه سلسیوس را تحمل می کند استفاده شده است. پارامترهای مهم استفاده شده در این مرجع [۱۶] در جدول ۱ قابل مشاهده است. شدت تابش خورشید برای این نمودار 850 وات به مترمربع و ضریب تمرکز حدود 10 در نظر گرفته شده است. در این مرجع سرعت سیال نسبت به دمای خروجی با قطرها و تعداد لوله های متفاوت محاسبه و به صورت نموداری ارائه شده است. همان طور که از شکل ۷ و ۸ مشخص است نتایج مطالعه حاضر بسیار نزدیک به نتایج روبن عباس [۱۶] می باشد. مقاله روبن عباس با مقاله معتبر

$$h_g = k_g \frac{Nu_1}{W_g} \quad (9)$$

با افزایش دمای شیشه و هوا افزایش می یابد. برای بدست آوردن h_g ، ابتدا باید عدد ریلی را محاسبه کرد. این عدد از طریق رابطه زیر بدست می آید.

$$Ra = \frac{(g \cdot \beta_g (T_g - T_{amb}) W_g^3)}{v_g \cdot \alpha} \quad (10)$$

β_g ضریب انبساط هوا در دمای $\frac{T_g - T_{amb}}{2}$ و v_g لزجت سینماتیکی هوا در دمای ذکر شده، α پخشندگی گرمایی هوا در دمای ذکر شده است.

عدد ناسلت بستگی به آب و هوا دارد که انتقال گرمای جابجایی آزاد است یا اجباری مر بوط است. اگر سرعت باد را ناچیز بگیریم (و یا برای این مسئله اگر سرعت باد کمتر از 0.1 m/s)، عدد نوسلت با استفاده از رابطه مک آدامز محاسبه می شود [۲۳] ($8 \times 10^6 < Ra < 1.5 \times 10^9$)

$$Nu_1 = 0.15 Ra^{0.33} \quad (11)$$

اگر سرعت هوا طوری باشد که در ضریب انتقال گرمای جابجایی اجباری تاثیرگذار باشد ($Re > 5 \times 10^5$) (و یا برای این مسئله اگر سرعت باد بیشتر از 0.1 m/s) باید از رابطه زیر استفاده کرد.

$$Nu_1 = (0.037 \cdot Re_1^{0.8} - 871) Pr_g^{0.33} \quad (12)$$

در رابطه بالا Pr_g عدد پرائنتل هوا در دمای $\frac{T_g + T_{amb}}{2}$ است. عدد رینولدز نیز با توجه به معلوم بودن عرض پوشش شیشه ای از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$Re_1 = \frac{\rho_g \cdot v_w \cdot W_g}{\mu_g} \quad (13)$$

ρ_g چگالی هوا، μ_g لزجت دینامیکی هوا بیرون در

دمای $\frac{T_g + T_{amb}}{2}$ ، v_w سرعت باد است.

با استفاده از روابط بالا ضریب انتقال گرمای جابجایی هوا در مجاورت پوشش شیشه ای در دمای ذکر شده محاسبه خواهد شد. همین طور اتلاف حرارتی جابجایی پوشش شیشه ای به محیط بیرون نیز بدست می آید.

۳- معادلات انتقال گرمای لوله و سیال

گرمای جذب شده توسط لوله به وسیله رسانش گرما به سیال می رسد. این گرما که بر واحد طول بوده از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$\dot{q}_{cond} = n \cdot (2\pi \cdot k_a (T_a - T_{in})) / \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (14)$$

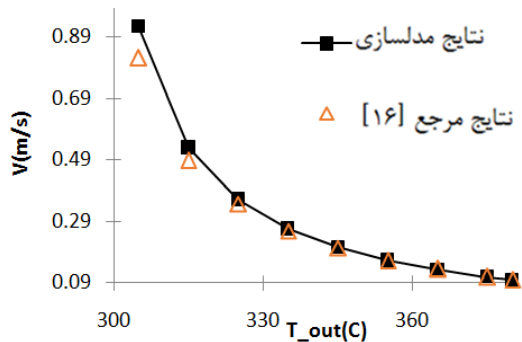
که در این رابطه k_a رسانایی گرمایی لوله T_{in} دمای سطح داخلی لوله و D_o و D_i به ترتیب قطر خارجی و قطر داخلی لوله می باشد.

همین مقدار گرمای رسانش از طریق انتقال گرمای جابجایی به وسط لوله و سیال انتقال پیدا می کند که از رابطه زیر قابل محاسبه است.

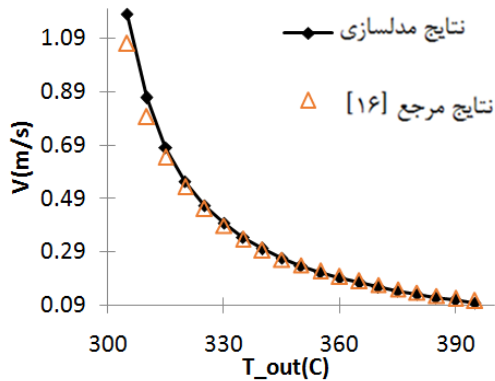
$$\dot{q}_{conv,3} = n \cdot h_f \cdot (\pi \cdot D_i) (T_{in} - T_m) \quad (15)$$

که T_m دمای سیال در وسط لوله و h_f ضریب انتقال گرمای سیال می باشد. برای بدست آوردن این ضریب ابتدا باید عدد نوسلت را از رابطه زیر محاسبه کرد.

$$Nu_f = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (16)$$



شکل ۷- نتایج برای قطر خارجی: ۷ سانتیمتر و تعداد لوله: ۷

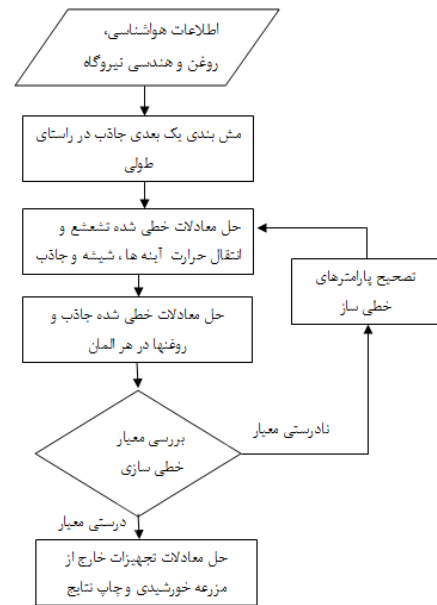


شکل ۸- نتایج برای قطر خارجی: ۵/۴ سانتیمتر و تعداد لوله: ۹

۵- نتایج: ارائه عملکرد روغن ها

روغن داغ پس از خروج از مزرعه به مبادله‌کن گرما انتقال داده می‌شود. آب از طریق سه مبادله‌کن به بخار مافوق گرم تبدیل می‌شود. مبادله‌کن اول به منظور پیش گرم کردن آب، مبادله‌کن دوم به منظور تبخیر آب و مبادله‌کن سوم به منظور تبدیل بخار اشباع به بخار مافوق گرم استفاده می‌شود. روغن به صورت برعکس از مبدل سوم وارد و از مبادله‌کن اول خارج می‌شود که این کار به منظور استفاده بهینه از حرارت روغن می‌باشد. در نهایت بخار مافوق گرم خروجی از مبدل سوم وارد توربین شده و برق تولید می‌شود. با توجه به ظرفیت نیروگاه می‌توان بخشی از بخار ورودی به توربین را از طریق مزرعه خورشیدی تامین کرد و بخشی دیگر توسط بویلر تامین شود. تابش انرژی خورشید در مزرعه خورشیدی باعث گرم شدن روغن و در نهایت تولید بخار در مبادله‌کن واسط می‌شود. معیار قضاوت در این تحقیق میزان بخار تولیدی در مبدل میانی است. به منظور مقایسه روغن‌ها، دمای ورودی و خروجی از مبادله‌کن واسط همان دمای ورودی و خروجی به کلکتور فرض شده است.

تجربی دیگری [۲۵] صحه گذاری شده است. درصد خطای کلی برای هر دو شکل کمتر از ۴٪ بدست آمده است. در شکل های ۷ و ۸ مقایسه بین نتایج مرجع [۱۶] با نتایج بدست آمده از تحقیق حاضر قابل مشاهده است.



شکل ۶- روند حل معادلات

جدول ۱- پارامترهای مهم مورد استفاده در مرجع [۱۶]

اندازه	پارامترهای مهم کلکتور
۰/۹۴	ضریب جذب روکش لوله
۰/۱-۰/۲۷	ضریب بازتاب روکش لوله
۰/۰۲	ضریب جذب شیشه
۲۹۰	دمای ورودی سیال (c)
۰/۴۹	عرض صفحه جاذب (m)
۳۰۰	طول کلکتور (m)
۷	قطر خارجی لوله: (cm)
۶	قطر داخلی: (cm)
۲۵	دمای محیط (c)
۰/۱	ارتفاع جاذب دوزنقه ای (m)
۳۰۰	طول کلکتور (m)
۷	تعداد لوله ها
۰/۶	قاعده بزرگ دوزنقه (m)

جدول ۲- مشخصات روغنهای مورد استفاده در این تحقیق [۲۸-۳۰]

نام روغن	کد	بیشینه دما (C)	چگالی (kg/m^3)	ظرفیت گرمایی (j/kg.k)	لزجت (kpa.s)	رسانایی گرمایی (w/m.k)
Therminol VP-1	O ₁	۴۰۰	۹۹۹	۱۷۷۵	۰/۰۰۰۹۸۵	۰/۱۲۸
Syltherm 800	O ₂	۴۰۰	۸۶۴	۱۷۴۵	۰/۰۰۲۹۶۵	۰/۱۲
Dowtherm A	O ₃	۴۰۰	۹۹۴/۹	۱۸۰۰	۰/۰۰۰۹۴۲۸	۰/۱۲۵۹
Xceltherm 600	O ₄	۳۱۵	۸۰۳/۳	۲۲۷۰	۰/۰۰۲۳۸۱	۰/۱۲۹۶
Dowtherm Q	O ₅	۳۳۰	۹۰۴/۹	۱۹۰۴	۰/۰۰۰۷۷۶۹	۰/۱۱۱۵

میانگین می باشد. شبیه سازی معرفی شده برای چهار روغن دیگر نیز محاسبه شده و در جدول ۵ خلاصه ای از نتایج بدست آمده برای چهار روغن دیگر آورده شده است.

جدول ۴- نتایج مربوط به روغن O₃

ماه سوم	ماه دوم	ماه اول	واحد	O ₃
۲۴/۳۱	۴۶/۵۸	۵۲/۲۴	۴۱/۷	راندمان
۲۲۷۴	۲۲۹۰	۲۲۹۲	۲۲۸۷	تلفات W/m
				حرارتی
۰/۵۷۹	۱۳/۳۲	۲۹/۱۲	۶/۹۴۶	کار پمپ w
۰/۰۱۴۶۸	۰/۲۸۳۶	۰/۴۱۴۲	۰/۱۹۹۸	بخار تولیدی kg/s

جدول ۵- خلاصه نتایج بدست آمده برای روغن ها در ماه دوم

روغن	واحد	O ₁	O ₂	O ₄	O ₅
راندمان	-	۵۲/۱۵	۵۰/۵۴	۶۵/۹۶	۶۶/۳۲
تلفات	W/m	۲۲۹۹	۲۴۱۹	۱۲۶۰	۱۲۳۳
حرارتی					
کار پمپ	w	۲۹/۲۴	۴۱/۶۸	۳۶/۰۶	۵۲/۵۶
بخار تولیدی	kg/s	۰/۴۰۹۲	۰/۳۹۵۱	۰/۵۴۷۵	۰/۵۵۰۶
دبی ورودی		۵/۹۹۱	۶/۵۶۱	۶/۴۹۵	۷/۶۹۷

در بین روغن های با عملکرد دمایی بالا بیشترین راندمان حرارتی مربوط به روغن O₃ می باشد. بیشترین تلفات حرارتی و انرژی مصرف شده در پمپ مربوط به روغن O₂ می باشد. با توجه به اینکه روغن O₃ کمترین دبی را داراست اما بیشترین میزان تولید بخار را دارد که علت بالا بودن ظرفیت گرمایی این روغن می باشد.

راندمان حرارتی کلکتور با استفاده از روغن O₅ با اختلاف ۰/۵ درصدی بیشتر از نتایج ارائه شده با استفاده از روغن O₄ است. گرمای تلف شده از لوله با استفاده از روغن O₄ حدود ۲ درصد بیشتر است. انرژی ای که پمپ برای به جریان انداختن روغن در مزرعه مصرف می کند برای روغن O₅ در حدود ۳۰ درصد بیشتر است.

مشخصات روغن مهمترین عامل در توصیف نتایج بدست آمده می باشد. به عنوان مثال روغن O₅ چگالی بیشتری نسبت به روغن O₄ دارد از دبی جرمی بیشتری برخوردار خواهد بود. همان طور که از معادله معرفی شده مشخص است (با توجه به آنکه مدلسازی در این بخش با در نظر گرفتن معیار قضاوت دمای یکسان می باشد) راندمان به ظرفیت گرمایی و دبی وابسته می شود. دبی روغن O₅ ۱۵/۶ درصد بیش از روغن O₄ است و ۱۵/۱ درصد کمتر از روغن O₅ می باشد. به

در این تحقیق ۵ روغن که ۳ روغن با قابلیت دمایی بالا و ۲ روغن با قابلیت دمایی پایین تر مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. مشخصات روغن ها در جدول ۲ ارائه شده است. یکی از مهمترین پارامتر در تعیین نوع روغن، میزان تابش در هر منطقه می باشد. برای بررسی تابش خورشید چهار ماه از چهار فصل مد نظر قرار گرفته شده است که در این چهار ماه گرم ترین و سردترین ماه سال نیز وجود دارد.

در جدول ۳ مشخصات این چهار ماه بر مبنای اطلاعات تابشی شهر یزد آورده شده است.^۱ برای مدلسازی مشخصات مزرعه خورشیدی از اطلاعات مشابه مرجع [۱۶] و جدول ۱ کمک گرفته شده است.

جدول ۳- مشخصات تابشی ماه های مورد استفاده [۲۶]

ماه	شدت تابش خورشید (w/m^2)	تعداد ساعات تابش (ساعت)
ماه اول	۶۶۰	۱۱/۹
ماه دوم	۸۹۰	۱۴/۲
ماه سوم	۷۵۰	۱۲/۳
ماه چهارم	۴۶۰	۱۰/۱

ابتدا ۳ روغن با عملکرد دمایی بالا مورد بررسی قرار می گیرد. برای این ۳ روغن دمای خروجی سیال از کلکتور ثابت و ۳۹۰ درجه سلسیوس، دمای ورودی ۳۱۰ درجه می باشد با توجه به تابش دبی سیال متغیر می باشد. در نیروگاهها معمولا با پمپ دور متغیر این موضوع کنترل می شود. دبی ورودی بدست آمده همان دبی ورودی به مبدل و ظرفیت گرمایی میانگین در نظر گرفته شده است. با توجه به شرایط گفته شده، کلکتور فرنسل با استفاده از روغن O₃ شبیه سازی شده و برخی نتایج مهم در جدول ۴ ارائه شده است. توجه شود که تلفات حرارتی برحسب (W/m)، کار پمپ (w)، دبی (kg/s)، بخار تولیدی (kg/s) بیان شده است.

برای بررسی عملکرد دو روغن دیگر با عملکرد دمایی پایین تر باید بازه کارکرد را بازه مناسب سازنده قرار داد. در این شبیه سازی نیز دمای خروجی سیال از کلکتور ثابت و برابر ۳۱۵ درجه سلسیوس و دمای

ورودی سیال ۲۳۵ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است. دبی ورودی بدست آمده همان دبی ورودی به مبادله کن و ظرفیت گرمایی

۱. اولین نیروگاه صنعتی خورشیدی ایران در یزد بر مبنای تکنولوژی آینه های سهموی خطی می باشد. این تحقیق بخشی از تحقیق بررسی عملکرد تکنولوژیهای دیگر در این منطقه می باشد.

تولیدی کمتری دارد. همچنین در دبی برابر با سایر روغن ها مصرف پمپاژ بیشتری را نیاز دارد.

جدول ۶- دمای روغن ها برای گرمترین ماه سال

روغن	راندمان	بخار تولیدی	انرژی خروجی	دما خروجی
O ₁	۳۹/۱۹	۰/۰۹۱	۴۵۶/۶	۳۳۲/۳
O ₂	۳۷/۴۸	۰/۰۸۲	۴۳۷	۳۳۴/۴
O ₃	۳۹/۳۳	۰/۰۹۲	۴۵۸/۵	۳۳۱/۸
O ₄	۶۰/۱۵	۰/۱۹۸۹	۷۰۱/۳	۲۶۲/۵
O ₅	۵۹/۶۸	۰/۱۹۶۴	۶۹۵/۸	۲۶۹/۵

در روغن های با قابلیت دمایی پایین، همان طور که از جدول مشخص است روغن O₄ راندمان و انرژی خروجی بیشتری دارد اما دمای خروجی روغن از کلکتور برای روغن O₅ با اختلاف زیادی بیشتر است. همچنین در دبی برابر مصرف پمپاژ در روغن O₅ کمتر است. هر چه دمای خروجی روغن از کلکتور بیشتر باشد دمای بخار ورودی به توربین نیز بیشتر خواهد بود. مقایسه مشابه برای سردترین ماه سال انجام شده و در جدول ۷ قابل مشاهده است.

جدول ۷- دمای روغن ها در سردترین ماه سال برای دبی ثابت

روغن	راندمان	بخار تولیدی	انرژی خروجی	دما خروجی
O ₁	۵۳/۹۸	۰/۳۱۳	۱۲۱۹	۲۸۳/۵
O ₂	۵۱/۴۲	۰/۲۹۱	۱۱۶۰	۳۸۹/۴
O ₃	۵۴/۲۳	۰/۳۱۹	۱۲۲۳	۳۸۲/۲
O ₄	۶۷/۲۴	۰/۴۴۸۷	۱۵۱۷	۳۰۹/۴
O ₅	۶۶/۴۷	۰/۴۴۱۲	۱۴۹۹	۳۲۳/۳

همان طور که گفته شد شرایط ورودی مانند دبی و شدت تابش خورشید برای سه روغن با قابلیت دمایی بالا ثابت و برای دو روغن دما پایین نیز ثابت می باشد.

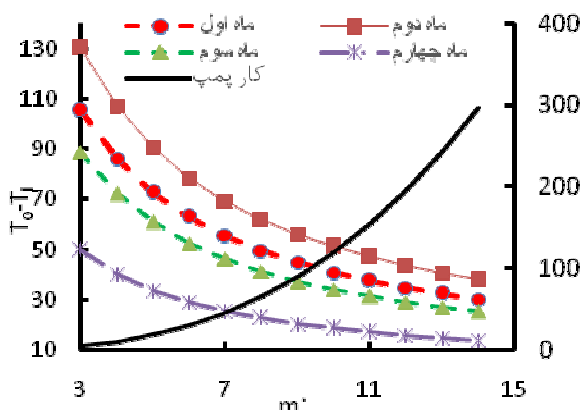
با توجه به جداول ۶ و ۷، روغن های O₁ و O₃ تقریباً شرایط برابر و از روغن O₂ برتر هستند. اما مصرف پمپاژ روغن O₁ در حدود ۱۰ درصد کمتر از روغن O₃ است. در روغن های دما پایین نیز راندمان O₄ بیشتر بوده اما دمای خروجی پایین تری دارد. روغن O₄ با وجود اینکه دمای خروجی پایین تری نسبت به روغن O₅ دارد اما به دلیل داشتن ظرفیت گرمایی بالا بخار تولیدی نسبتاً بیشتری تولید می کند. مصرف پمپاژ نیز برای هر دو تقریباً برابر است.

در سردترین ماه سال افزایش دمای روغن برای روغن های دما پایین حدود ۳۰ درصد بیشتر از روغن های دما بالا می باشد. با توجه به نتایج این جداول می توان بیان داشت که در ماه چهارم یا ماه سرد سال که شدت تابش خورشید پایین است (و یا برای مناطق با تابش کم) استفاده از روغن هایی با عملکرد دمایی بالا مناسب نمی باشد و از عملکرد و راندمان قابل قبولی برخوردار نیست. بنابراین در ماه های با شدت تابش کم باید از روغن هایی با عملکرد دمایی پایین تر استفاده کرد.

همین دلیل راندمان O₅ با اختلاف ۰.۵ درصدی از روغن O₄ بیشتر است. به صورت مشابه می توان این استدلال را برای مقایسه روغن ها و نتایج بدست آمده بحث نمود.

با توجه به محاسبات انجام شده ملاحظه می شود که راندمان و عملکرد این دو روغن در ماه های با شدت تابش کم، بسیار قابل قبول تر از روغن های با دمای بالا می باشد.

همان طور که از جداول ۴ و ۵ می توان مشاهده نمود دبی ورودی به کلکتور برای هر روغن در شرایط مختلف متفاوت می باشد. بعضی از سازنده های تمایل استفاده از پمپ دور ثابت را دارند. در این نوع طراحی باید توجه شود که اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال یکی از معیار های مهم در مزرعه خورشیدی می باشد. اختلاف زیاد دما باعث شکستن روغن و از بین رفتن خاصیت روغن در مدت کمتری می شود. در بخش قبل روغن O₃ عملکرد بهتری از خود نشان داده است شکل ۹ نمودار دبی سیال بر حسب اختلاف دمای ورودی و خروجی و کار پمپ را در نیروگاه با دبی ثابت با روغن O₃ را نشان می دهد. همان طور که از نمودار شکل ۹ مشخص است با افزایش دبی سیال مصرف پمپاژ افزایش یافته و اختلاف دما کاهش می یابد در صورتیکه کاهش دبی، کاهش مصرف پمپاژ و افزایش اختلاف دما را در پی دارد. با توجه به این نمودار می توان برای ماه های مختلف سال و شدت تابش های مختلف دبی مناسب رابه کمک شیر کمکی ایجاد نمود.



شکل ۹- دبی (kg/s) بر حسب اختلاف دمای ورودی و خروجی (c) و کار پمپ (w) برای روغن O₃

اکنون در این بخش برای گرمترین و سردترین ماه سال هر پنج روغن باهم مقایسه شده است. روغن های با قابلیت دمایی بالا در شرایط یکسان و روغن های با قابلیت پایین هم در شرایط مشابه با یکدیگر مقایسه شده اند. دبی روغن ۶ kg/s در نظر گرفته شده است. در این دبی تمام روغن ها عملکرد متوسطی از خود نشان دادند. با افزایش بیش از حد دبی مصرف پمپاژ روغن افزایش می یابد و با کاهش بیش از حد روغن اختلاف دمای بین روغن ورودی و خروجی افزایش یافته که منجر به شکسته شدن و از بین رفتن خاصیت روغن ها می شود. با توجه به جدول ۶ برای روغن های با قابلیت دمایی بالا روغن O₃ دارای راندمان و انرژی خروجی بیشتری نسبت به دیگر روغن ها دارد. با اینکه دمای خروجی روغن O₂ بیشتر است اما راندمان و بخار

۶- نتیجه گیری

با استفاده از شبیه سازی ارائه شده توسط این مقاله مدلی ارائه شد که قابلیت بررسی عملکرد نیروگاه خورشیدی فرزنل دارا بوده است. در این مدل انتقال گرما در بیرون و داخل جاذب و سیکل نیروگاه مدل شده است. بعد از بررسی عملکرد و دقت مدل در ادامه عملکرد ۵ روغن مختلف با محدودیت های دمایی متفاوت مورد بررسی، مقایسه شده است. عملکرد روغن ها در فصول مختلف بررسی شده و مزیت و معایب دو دسته اصلی روغن (روغن با کارکرد در دمای بالا و کارکرد در دمای پایین) بحث شده است. دو سیکل یکی با استفاده از پمپ دور متغیر و دیگر با دبی ثابت بررسی شده و روغن مناسب تعیین شده است. در این بررسی توان مصرفی، میزان بخار تولیدی و انرژی جذب شده معیار قضاوت بوده است.

با توجه به نتایج بدست آمده در مناطق مانند منطقه یزد که دارای تشعشع بالایی می باشد روغن های با ظرفیت دمایی بالا مانند روغن O3 پیشنهاد می شود. نتایج نشان داد که در روغن های مورد بررسی این روغن دارای دمای خروجی مناسبتر، انرژی خروجی و بخار تولیدی بیشتر و کار پمپ کمتری نسبت به سایر روغن ها دارد. روغن O1 نیز با اختلاف کمی نسبت به روغن پیشنهادی در اولویت دوم قرار میگیرد. در روغن های با ظرفیت دمایی پایین تر روغن O5 در شرایط برابر با دمای خروجی بالاتری از کلکتور خارج می شود. هم چنین در شرایطی که دمای خروجی را ثابت در نظر بگیریم روغن مذکور از راندمان، بخار تولیدی و دبی بیشتری برخوردار می باشد. به همین دلایل این روغن برای مناطق با تشعشع پایین تر مناسبتر می باشد.

T_a	دمای سطح بیرونی لوله (K)
T_g	دمای پوشش شیشه ای (K)
T_{in}	دمای سطح داخلی لوله (K)
v_w	سرعت باد (m/s)
W	کار پمپ (W)
W_c	عرض صفحه ای که لوله ها روی آن قرار گرفته (m)
W_g	عرض پوشش شیشه ای (m)
W_m	مجموع عرض موثر آینه ها (m)
α	پخشندگی گرمایی هوا
α_a	ضریب جذب روکش انتخاب شده برای لوله
β	ضریب بازتاب آینه
β_c	ضریب انبساط هوای درون محفظه گیرنده (K^{-1})
β_g	ضریب انبساط هوا (K^{-1})
γ	ضریب عبور پوشش شیشه ای
ρ_g	چگالی هوا (Kgm^{-3})
σ	ثابت استفان بولتزمن ($Wm^{-2}K^4$)
ϵ_g	ضریب بازتاب شیشه
ϑ_c	لزجت سینماتیکی (m^2s^{-1})
ϑ_g	لزجت سینماتیکی هوا (m^2s^{-1})
μ_g	لزجت دینامیکی هوا ($Kgm^{-1}s$)

۸- مراجع

- [1] Gharbi N., Derbal H., Bouaichaoui S. and Said N., A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies, Energy Procedia, pp. 565–572, 2011.
- [2] Morin G., Dersch J., Platzer W., Eck M. and Aberle A., Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants, July. Solar Energy, Vol. 86, pp. 1–12, 2011.
- [3] Mills D.R. and Morrison G.L., Compact linear Fresnel reflector solar thermal power plants, Solar Energy Vol. 68, pp. 263–283, 2000.
- [4] Haberle A., Zahler C., de Lalaing J., Ven J., Sureda M., Graf W., et al, The Solarmundo project: advanced technology for solar thermal power generation. Adelaide, Australia. ISES 2001 Solar World Congress; 25-30 Novembe, 2001.
- [5] Lin M., Sumathy K., Dai Y.J., Wang R.Z. and Chen Y., Experimental and theoretical analysis on a linear Fresnel reflector solar collector prototype with V-shaped cavity receiver, Applied Thermal Engineering Vol 51 pp. 963-972, 2013.
- [6] He J., Qiu Z., Li Q. and Zhang Y., Optical Design of Linear Fresnel Reflector Solar Concentrators, Energy Procedia Vol 14 pp. 1960 – 1966, 2012.
- [7] Nixon J.D., and Davies P.A., Cost-exergy optimisation of linear Fresnel reflectors, Solar Energy Vol 86 pp. 147–156, 2012.

۷- فهرست نمادها و اصطلاحات

D_h	ارتفاع دوزنقه (m)
D_i	قطر قطر داخلی لوله (m)
D_o	قطر خارجی لوله (m)
f	ضریب اصطکاک
g	شتاب ثقل زمین (m/s^2)
I	تابش فرودی خورشید به سطح آینه ها (Wm^{-2})
k_c	رسانایی گرمایی هوای محفظه گیرنده
k_a	رسانایی گرمایی لوله ($Wm^{-2} \text{ } ^\circ C$)
P	انرژی سیال در هنگام خروج از کلکتور (Wm^{-2})
\dot{q}_g	گرمای جذب شده توسط لوله (Wm^{-2})
$\dot{q}_{rad,1}$	گرمای جذب شده توسط شیشه (Wm^{-2})
$\dot{q}_{rad,1}$	گرمای تلف شده تابشی از لوله به شیشه (Wm^{-2})
$\dot{q}_{rad,2}$	گرمای تلف شده تابشی از شیشه به بیرون (Wm^{-2})
$\dot{q}_{conv,1}$	گرمای جابجایی تلف شده از لوله (Wm^{-2})
$\dot{q}_{conv,2}$	گرمای جابجایی تلف شده از شیشه (Wm^{-2})
\dot{q}_{cond}	انتقال گرمای رسانشی در پوسته لوله (Wm^{-2})
$\dot{q}_{conv,3}$	انتقال گرمای جابجایی در عرض لوله (Wm^{-2})
$\dot{q}_{conv,4}$	انتقال گرمای جابجایی در طول لوله (Wm^{-2})

- [24] Dudley V., Kolb G., Mahoney A., Mancini T., Matthews C. and Sloan M., Test results: SEGS LS-2 solar collector, Tech. Rep., Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States) 1994.
- [25] Moss T., Brosseau D., Final test results for the Schott HCE on a LS-2 collector, SAN2005-4034, Sandia National Laboratory.
- [26] <https://eosweb.larc.nasa.gov> Accessed 30 oct 2014
- [27] <https://therminol.com> Accessed 30 oct 2014
- [28] <https://dowtherm.com> Accessed 30 oct 2014
- [29] <http://www.radcoind.com/products/industrial-energy/xceltherm-600-engineering/> Accessed 30 oct 2014
- [8] Facão J. and Oliveira A.C., Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator, *Renewable Energy* Vol. 36 pp. 90-96, 2011.
- [9] Singh P.L., Sarviya R.M. and Bhagoria J.L., Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers, *Applied Energy* Vol. 87 pp. 541–550, 2010.
- [10] Sahoo S. S., Singh S. and Banerjee R., Analysis of heat losses from a trapezoidal cavity used for Linear Fresnel Reflector system, *Solar Energy* Vol. 86 pp. 1313–1322, 2012.
- [11] Larsen S. F., Altamirano M. and Hernández A., Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator, *Renewable Energy* Vol 39 pp. 198-206, 2012.
- [12] Wagner M. J., Results and Comparison from the SAM Linear Fresnel Technology Performance Model, World Renewable Energy Forum Denver, Colorado, 2012.
- [13] Pino F.J., Caro R., Rosa F. and Guerra J., Experimental validation of an optical and thermal model of a linear Fresnel collector system, *Applied Thermal Engineering* Vol 50 pp. 1463-1471, 2013.
- [14] Morin G., Platzer W., Eck M., Uhlig R., Häberle A., Berger M. and Zarza E., Road map towards the demonstration of a linear Fresnel collector using single tube receiver, 13th International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, Seville (Spain). ISBN 84 7834-519-1, 2006.
- [15] Abbas R., Muñoz J. and Martínez-Val J. M., Steady-state thermal analysis of an innovative receiver for linear Fresnel reflectors, *Applied Energy* Vol. 92 pp. 503–515, 2012.
- [16] Muñoz J., Martínez –Val J. M. and Abbas R., Thermal regimes in solar -thermal linear collectors, World Renewable Energy Congress –sweden, 2011.
- [17] Pye J., Morrison G. and Behnia M., Pressure drops for direct steam generation in line-focus solar thermal systems, Solar Annual Conference of the Australian and New Zealand Solar Energy Society, 2006.
- [18] Sahoo S. S., Sh M Varghese, Kumar C. S., Viswanathan S. P., Singh S. and Banerjee R., Experimental investigation of convective flow boiling in the absorber tube of the linear Fresnel reflector solar thermal system, *Renewable Energy* Vol. 55 pp. 18-23, 2013.
- [19] www.novatecsolar.com/56-1-PE-2.html Accessed 30 oct 2014
- [20] www.novatecsolar.com/49-1-PE-1.html Accessed 30 oct 2014
- [21] Grena R. and Tarquini P., Solar linear Fresnel collector using molten nitrates as heat transfer fluid, *Energy* Vol. 36 pp. 1048-1056, 2011.
- [22] SolarEnergy, www.novatecsolar.com Accessed 30 oct 2014
- [23] Pye J. D., System Modelling of the Compact Linear Fresnel Reflector, 21st May, 2008.