

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO TÉRMICO DE CONCENTRADORES SOLARES DE CALHA PARABÓLICA NO SEMI-ÁRIDO PARAIBANO

Aline da Silva Oliveira ¹
Fabiano Cordeiro Cavalcanti ²
Cristiane Kelly Ferreira da Silva ³

RESUMO

O Sol é uma fonte de energia renovável que pode ser convertida diretamente em eletricidade empregando a tecnologia fotovoltaica ou aproveitada termicamente para posteriormente gerar eletricidade em usinas de concentração solar térmica (CSP). O Brasil vem expandindo os projetos na área de concentração solar, e a região Nordeste destaca-se com potencial para a implementação de usinas CSP devido aos seus altos índices de irradiação solar direta normal (DNI). Este trabalho tem como objetivo avaliar o desempenho térmico de concentradores solares instalados no município de Coremas na Paraíba. Para tanto, foi realizado um levantamento de dados solarimétricos e meteorológicos locais aplicados a um balanço de energia no sistema térmico de concentração, cujo modelo matemático foi solucionado em um código computacional empregando o método de Newton-Raphson. Nota-se que a região considerada, bem como os parâmetros do concentrador solar e o tipo de fluido térmico, proporcionam eficiências térmicas elevadas, especialmente nos meses de maior incidência de DNI.

Palavras-chave: Usinas CSP, DNI, Paraíba, Newton-Raphson, Eficiências térmicas.

INTRODUÇÃO

A principal fonte de energia da Terra é o Sol. Grande quantidade de luz e calor chegam à superfície da Terra provenientes do Sol, mas apenas uma pequena parcela é aproveitada. A energia solar trata-se de um tipo de energia renovável, isto é, é inesgotável para a utilização humana por estar em constante renovação (VILLALVA, 2012).

O aproveitamento da energia solar pode ser realizado através da sua conversão direta em eletricidade, sem a emissão de gases do efeito estufa, utilizando células solares fotovoltaicas, ou através da conversão em energia térmica (VICHI; MANSOR, 2009). A energia térmica pode ser empregada na geração de eletricidade em usinas de concentração solar térmica (usinas heliotérmicas), ou *Concentrated Solar Power (CSP)*, que é composta por

¹ Mestranda do Curso de Energias Renováveis da Universidade Federal da Paraíba - UFPB, aline.oliveira@cear.ufpb.br;

² Doutor pelo Curso de Engenharia Térmica e Energia do Instituto Nacional de Ciências Aplicadas de Lyon - INSA, fabianofr@cear.ufpb.br;

³ Doutora pelo Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba - UFPB, cristianek@cear.ufpb.br;

um campo de concentradores solares constituídos por diversos espelhos que direcionam a radiação solar direta incidente para um tubo receptor que absorve esta radiação e a transfere para o fluido de trabalho que circula em seu interior, elevando a sua temperatura. O calor absorvido pelo fluido é convertido em energia mecânica e em seguida em energia elétrica (LODI, 2011).

No contexto mundial, até junho de 2019, a potência instalada das usinas heliotérmicas somavam 5769 MW, sendo 2304 MW provenientes de usinas localizadas na Espanha e 1740 MW nos Estados Unidos, com perspectivas de crescimento para os próximos anos, tendo em vista que atualmente há 2242 MW e 1592 MW referentes a usinas em fase de construção e de projeto, respectivamente (SOLARPACES, 2019).

No Brasil, atualmente, existem algumas plantas de pequeno porte de geração heliotérmica (100kW) em fase de projeto (plantas SMILE 1 e 2, em São Paulo e no Rio Grande do Norte, respectivamente). Há uma usina heliotérmica em construção na cidade de Petrolina-PE com capacidade de geração de 1MW, e duas plantas de pequeno porte em operação, ambas com finalidade de pesquisa: uma com 7kW de potência na Universidade Federal de Itajubá-MG e outra com 50kW no Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (ENERGIA HELIOTÉRMICA, 2019).

A região do Nordeste do Brasil destaca-se devido aos altos índices de irradiação solar direta normal (*DNI*), favorecendo a implantação de usinas heliotérmicas, especialmente no semiárido paraibano, que apresenta níveis de irradiação solar direta normal variando de 2200 a 2400 kWh/m².ano (PEREIRA et. al., 2017). A *DNI* é definida como a quantidade de radiação solar recebida por uma superfície que é sempre mantida perpendicular (ou normal) aos raios que vêm em uma linha reta da direção do Sol (NASA, 2019). Conforme foi abordado no trabalho de Fichter et. al. (2017), uma das localidades do Nordeste propícias à instalação de usinas heliotérmicas é o município de Coremas, no Estado da Paraíba, levando em conta fatores relevantes como *DNI* e distância à rede elétrica de transmissão. Dessa maneira, através do levantamento de dados solarimétricos e meteorológicos para o município de Coremas-PB, este trabalho tem como objetivo avaliar o desempenho térmico de concentradores solares instalados neste município.

METODOLOGIA

O presente trabalho foi desenvolvido com base em um balanço de energia em um tubo absorvedor de concentrador parabólico linear, isto é, aqueles em que a radiação é concentrada

em um eixo. A análise foi realizada considerando a possibilidade da instalação de concentradores o município de Coremas – PB, pois se trata de uma região com consideráveis níveis de *DNI* ao longo no ano.

Problema Físico e Modelagem

O problema físico consiste de um sistema composto por um tubo absorvedor metálico, no interior do qual escoo o fluido térmico, envolto por um tubo de vidro ótico concêntrico ao metálico, conforme ilustra a Figura 1. Um balanço de energia foi realizado sobre o sistema levando em consideração as seguintes simplificações: regime de transferência de calor estacionário no coletor; propriedades termofísicas e reológicas do fluido térmico determinadas pela temperatura dada pela média aritmética entre a sua temperatura média de entrada e a sua temperatura média de saída; as perdas de calor do tubo absorvedor para o meio ambiente ocorrendo na sua direção radial; o transporte de energia no interior do fluido térmico ocorre por advecção na direção principal do escoamento, desprezando os termos de difusão de calor dentro do fluido (problema puramente advectivo); o tubo absorvedor sendo uniformemente irradiado pelo fluxo de radiação na sua parte inferior e superior; o espaço que separa o tubo absorvedor de calor do tubo de vidro é evacuado; o vento externo ao tubo de vidro incide normal à sua superfície; foram desconsideradas as perdas de calor através do suporte de sustentação dos tubos; e variação energia potencial entre a entrada e a saída da região aquecida do escoamento desprezada.

Os fluxos de calor considerados no sistema podem ser observados esquematicamente na Figura 1.

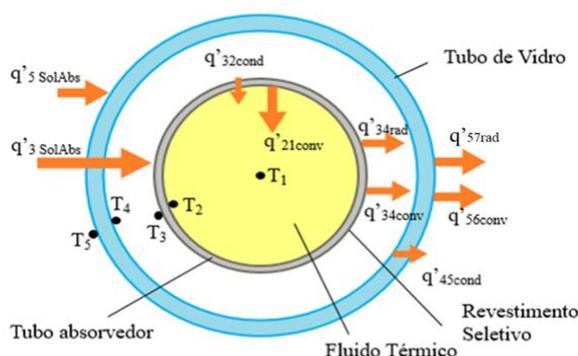


Figura 1 - Esquema do balanço de energia no tubo absorvedor com envoltório de vidro em corte transversal (Autora).

O fluxo q'_{21conv} representa a troca de calor por convecção entre o fluido térmico e a parede interna do tubo absorvedor e assim o ganho líquido de calor pelo fluido, q'_{32cond} o fluxo de calor por condução radial na parede do tubo absorvedor, q'_{34conv} o fluxo por convecção molecular livre entre a parede externa do tubo absorvedor e o gás à baixa pressão

contido na região anular, q'_{34rad} o fluxo de calor líquido por radiação entre a parede externa do absorvedor e a parede interna do tubo envoltório de vidro, q'_{45cond} o fluxo de calor por condução radial na parede do tubo de vidro, q'_{56conv} o fluxo por convecção entre a parede externa do vidro e o ar ambiente e q'_{57rad} o fluxo de calor por radiação entre a parede externa do tubo de vidro e o céu ($q'_{56conv} + q'_{57rad}$ representam calor perdido para o ambiente e para o céu). A energia solar absorvida pelo envoltório de vidro e pelo revestimento seletivo do tubo absorvedor foram nomeados de $q'_{5SolAbs}$ e $q'_{3SolAbs}$, respectivamente. Todos os fluxos foram tratados por unidade de comprimento do tubo, isto é, em W/m.

O cálculo dos fluxos de calor são dependentes das temperaturas envolvidas no problema. Fazem-se necessárias a temperatura do óleo em um ponto central do tubo absorvedor T_1 (K), a temperatura em um ponto na parede interna do tubo absorvedor T_2 (K), a temperatura em um ponto na parede externa do tubo absorvedor T_3 (K), a temperatura em um ponto na parede interna do tubo e vidro T_4 (K) e a temperatura em um ponto na parede externa do tubo de vidro T_5 (K). Todas estas temperaturas se referem a pontos localizados em um plano transversal do conjunto óleo, tubo absorvedor, gás na região anular e tubo de vidro. Além disso, necessita-se da temperatura do ar ambiente T_6 (K) e da temperatura efetiva do céu e T_7 (K). Assim como admitido por Forristall (2003), T_7 (K) foi considerada como $T_6 - 8$.

A eficiência térmica do sistema ($\eta_{sistema}$) foi calculada empregando a Equação 1, sendo G (W/m²) a irradiância solar direta normal que chega à superfície do espelho parabólico e A_a (m) a sua área de abertura – tomada como sendo a distância reta entre as duas extremidades da parábola:

$$\eta_{sistema} = \frac{q'_{21conv}}{GA_a} \quad (1)$$

De acordo com Incropera, *et. al.* (2008), admitindo as considerações mencionadas no início desta seção e levando em conta a queda de pressão, Δp , do fluido térmico entre a entrada e a saída do tubo absorvedor de calor, a temperatura média de saída do fluido térmico foi calculada via Equação 2:

$$T_{sai} = \frac{(q'_{5SolAbs} + q'_{3SolAbs} - q'_{56conv} - q'_{57rad})L}{\dot{m}c_{p,med}} + \frac{1/2(V_{ent}^2 - V_{sai}^2)}{c_{p,med}} \quad (2)$$

$$+ \frac{\Delta P}{\rho_{med}c_{p,med}} + T_{ent}$$

onde L (m) é o comprimento do tubo absorvedor, V_{ent} e V_{sai} (m/s) são as velocidades médias do escoamento do fluido térmico na entrada e na saída do tubo, respectivamente, $c_{p,med}$ (J/kg.K) é o calor específico à pressão constante e ρ_{med} [kg/m³] a massa específica do fluido

térmico, ambos avaliados para a temperatura média da massa de fluido. A temperatura T_{ent} refere-se à temperatura média de entrada do fluido térmico no tubo de calor.

Através de iterações numéricas, utilizado o método de Newton-Raphson num código computacional (CHAPRA, 2013), as temperaturas T_{sai} (e portanto T_1), T_2 , T_3 , T_4 e T_5 foram determinadas, empregando as equações de cálculos dos fluxos de calor estabelecidos na literatura.

Parâmetros e Propriedades do Sistema de Concentração Solar

O concentrador solar empregado nestas análises foi o modelo *LS-2*, fabricado pela *LUZ Industries*. Os parâmetros do coletor relevantes para este trabalho fornecidos por Dudley *et. al.* (1994) são diâmetro interno do tubo absorvedor (D_2) de 0,066 m, diâmetro externo do absorvedor (D_3) de 0,070 m, diâmetro interno do tubo de vidro (D_4) de 0,109 m, diâmetro externo do tubo de vidro (D_5) de 0,115 m, área de abertura em termos de comprimento (A_a) de 4,8235 m, transmissividade do tubo de vidro (τ_{vidro}) de 0,95 e comprimento unitário do absorvedor de 4 m. O comprimento total de tubos absorvedores conectados em série considerado neste trabalho foi de 576 m, baseado em *loops* de planta de geração solar Andasol-2 (NREL, 2019).

Os valores de emissividade ($\varepsilon_4 = \varepsilon_5$) e absorvidade (α_{vidro}) do vidro foram considerados constantes e baseadas em Forristall (2003), 0,86 e 0,02, respectivamente. A condutividade térmica do vidro (k_{45}) é de 1,04 W/m.K, como verificado em Touloukian e Dewitt (1972). O material constituinte do tubo absorvedor é o aço inoxidável 321H, cuja condutividade térmica é função da temperatura média da parede do tubo T_{23} (Davis, 2000; Forristall, 2003), isto é, $k_{23} = 0,0153T_{23} + 14,775$.

As eficiências ópticas efetivas do tubo de vidro e do tubo absorvedor de calor necessitam ser calculadas no modelo. Para tanto, utilizou-se os parâmetros de erros envolvidos no sistema indicados por Price (2001): erro por sombreamento do tubo (ε'_1) de 0,974, erro de rastreamento (ε'_2) de 0,994, erro de alinhamento do espelho (ε'_3) de 0,98 e um valor referente a erros por fatores desconhecidos (ε'_6) de 0,96; além disso, foram considerados outros erros recomendados por Duffie e Beckman (2013): erro devido à sujeira no espelho (ε'_4) que é resultado da razão entre a refletividade do espelho (admitida como 0,9) e a refletividade do espelho limpo ρ_{esp} de 0,935, e erro por sujeira no absorvedor ε'_5 dado por $(1 + \varepsilon'_4)/2$.

O revestimento seletivo do tubo absorvedor no modelo foi o *Solel UVAC Cermet avg*, que conforme Forristall (2003) apresenta absorvidade (α_{Abs}) de 0,955 e emissividade

dependente da temperatura, determinada por $\varepsilon_3 = (1,907E - 7)T^2 + (1,208E - 4)T + (6,282E - 2)$.

O gás contido na região de vácuo entre o tubo absorvedor e de vidro considerado foi o gás hidrogênio, que segundo Marshal (1976) apresenta condutividade térmica ($k_{gás}$) constante de 0,1769 W/m.K e diâmetro molecular (δ_m) de 2,4E-8 cm.

Propriedades Termofísicas dos Fluidos de Trabalho

O fluido de térmico selecionado para o desenvolvimento deste modelo do sistema foi um óleo térmico de nome comercial *Therminol VPI*. A fabricante do material, *Eastman Chemical Company* (2019), fornece dados que permitiram a interpolação das suas propriedades termofísicas. As propriedades termofísicas do ar, necessárias para estimar as trocas de calor entre o invólucro de vidro e o meio ambiente, foram obtidas através de valores tabelados do Incropera *et. al.* (2008).

RESOLUÇÃO DO MODELO

Partindo da modelagem do problema físico descrito na seção anterior, os fluxos térmicos indicados na Figura 1 devem equacionados a fim de permitir a resolução do modelo.

Equações dos Fluxos de Calor

O ganho ou fluxo de calor q'_{21conv} da Figura 1 é dado pela Equação 3. Esta depende do coeficiente convectivo h_1 (W/m².K), que é calculado através da Equação 4. O número de Nusselt, Nu_{D2} , para escoamento turbulento interno, Equação 5, é aplicável, quando $0,5 \lesssim Pr \lesssim 2000$ e $3000 \lesssim Re_D \lesssim 5 \times 10^6$. A condutividade térmica do fluido térmico k_1 (W/m.K) é avaliada à temperatura média T_1 . Os parâmetros Pr_1 e Pr_2 são os números de Prandtl avaliados na temperatura média do fluido térmico que escoar dentro do tubo e na temperatura da parede interna deste tubo, respectivamente (Incropera, *et. al.*, 2008).

$$q'_{21conv} = h_1 D_2 \pi (T_2 - T_1) \quad (3)$$

$$h_1 = Nu_{D2} \frac{k_1}{D_2} \quad (4)$$

$$Nu_{D2} = \frac{(f/8)(Re_{D2} - 1000)Pr_1}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr_1^{2/3} - 1)} \left(\frac{Pr_1}{Pr_2}\right)^{0,11} \quad (5)$$

O fluxo de calor q'_{32cond} é determinado pela Equação 6, onde k_{23} (W/m.K) é a condutividade térmica do material do tubo absorvedor, avaliada na temperatura média da parede $(T_2 + T_3)/2$:

$$q'_{32cond} = \frac{2\pi k_{23}(T_3 - T_2)}{\ln(D_3/D_2)} \quad (6)$$

A convecção molecular livre que ocorre na região anular evacuada entre o tubo absorvedor e o tubo de vidro é quantificada por q'_{34conv} aplicando a Equação 7 (Çengel; Ghajar, 2012):

$$q'_{34conv} = \pi D_3 h_{34} (T_3 - T_4) \quad (7)$$

A Equação 8 que determina h_{34} (W/m².K) é válida para número de Rayleigh $Ra_{D_4} < (D_4/(D_4 - D_3))^4$, onde b e λ_m (m) são o coeficiente de interação e percurso livre médio da molécula entre as colisões, respectivamente (Ratzel, *et al.*, 1979):

$$h_{34} = \frac{k_{gás}}{(D_3/2 \ln(D_4/D_3) + b\lambda_m(D_3/D_4 + 1))} \quad (8)$$

A troca de calor por radiação q'_{34rad} é dada em termos de fluxo pela Equação 9, considerando-se que o gás na região anular é não participante, as radiosidades das duas superfícies uniformes e que os cilindros sejam muito longos em relação aos seus diâmetros. O fluxo de calor q'_{45cond} é calculado pela Equação 10 (Incropera, *et al.*, 2008):

$$q'_{34rad} = \frac{\sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4)}{(1/\varepsilon_3 + (1 - \varepsilon_4)D_3/(\varepsilon_4 D_4))} \quad (9)$$

$$q'_{45cond} = \frac{2\pi * k_{45}(T_4 - T_5)}{\ln(D_5/D_4)} \quad (10)$$

A transferência de calor por convecção para o ar ambiente, q'_{56conv} , é dada pela Equação 11. Para a convecção forçada sobre o tubo de vidro, a Equação 12 é usada para determinar o número de Nusselt, onde Re_{D_5} é o número de Reynolds baseado no diâmetro externo do tubo de vidro, Pr_5 e Pr_6 são respectivamente e o número de Prandtl avaliados à T_5 e T_6 . Os valores de C e m são constantes: se $1 \leq Re_D \leq 40$, $C = 0,75$ e $m = 0,4$; se $40 < Re_D \leq 1000$, $C = 0,51$ e $m = 0,5$; se $1000 < Re_D \leq 200000$, $C = 0,26$ e $m = 0,6$; se $200000 < Re_D \leq 1000000$, $C = 0,076$ e $m = 0,7$. O valor de n depende do número de Prandtl: se $Pr_6 \lesssim 10$, $n = 0,37$; se $Pr_6 \gtrsim 10$, $n = 0,36$ (Incropera, *et al.*, 2008):

$$q'_{56conv} = h_{56} \pi D_5 (T_5 - T_6) \quad (11)$$

$$\overline{Nu}_{D_5} = C Re_{D_5}^m Pr_6^n \left(\frac{Pr_6}{Pr_5} \right)^{1/4} \quad (12)$$

O fluxo de calor q'_{57rad} (W/m) calculado com base na Equação 13. Não é incluído neste fluxo a radiação recebida proveniente do sol, pois esta parcela é quantificada em termos de absorção solar (Çengel; Ghajar, 2012):

$$q'_{57rad} = \sigma D_5 \pi \varepsilon_5 (T_5^4 - T_7^4) \quad (13)$$

Equações de Eficiência Óptica e de Absorção de Calor

O fluxo $q'_{5SolAbs}$ (W/m) absorvido pela superfície externa do tubo de vidro (Figura 1) é dado pela Equação 14 onde q'_i (W/m) é o fluxo de radiação solar direta por unidade de

comprimento do tubo que incidente no espelho parabólico. A eficiência óptica do tubo de vidro η_{vidro} (Equação 15) depende do ângulo de incidência de radiação solar direta modificado K , que foi considerado igual a 1 neste trabalho, isto é, considerou-se que irradiância solar é sempre normal à área de abertura (Kalogirou, 2012):

$$q'_{5SolAbs} = q'_i \eta_{vidro} \alpha_{vidro} \quad (14)$$

$$\eta_{vidro} = \varepsilon'_1 \varepsilon'_2 \varepsilon'_3 \varepsilon'_4 \varepsilon'_5 \varepsilon'_6 \rho_{esp} K \quad (15)$$

A energia solar absorvida na parede externa do tubo absorvedor também é considerada como um fluxo de calor $q'_{3SolAbs}$ (W/m), calculado pela Equação 16, sendo η_{Abs} da Equação 17 a eficiência óptica do absorvedor (Kalogirou, 2012):

$$q'_{3SolAbs} = q'_i \eta_{Abs} \alpha_{Abs} \quad (16)$$

$$\eta_{Abs} = \eta_{vidro} \tau_{vidro} \quad (17)$$

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Dados Solarimétricos e Meteorológicos

Os dados de variáveis indispensáveis à este estudo, tais como, valores médios mensais de irradiação solar direta normal (DNI), de velocidade do vento (V) e de temperatura do ar ambiente local (T_6) foram obtidos através da plataforma de dados *online* da NASA (<https://power.larc.nasa.gov>) para coordenadas geográficas de Coremas – PB, conforme Tabela 1. Os valores de DNI mensais é fornecido pela NASA em kW.h/m²/dia, assim, foi considerado um período de 8 horas de sol pleno no semiárido da Paraíba de acordo com Pereira et. al. (2017), e os valores de DNI calculados em W/m²/dia.

Mês	DNI (W/m ² /dia)	V (m/s)	T_6 (°C)
Janeiro	703,75	4,05	28,14
Fevereiro	698,75	3,48	27,23
Março	641,25	3,10	26,54
Abril	657,50	2,97	25,84
Maio	706,25	3,49	25,58
Junho	697,50	4,27	25,13
Julho	753,75	4,96	25,38
Agosto	857,50	5,55	26,42
Setembro	876,25	5,85	27,93
Outubro	868,75	5,79	29,15
Novembro	840,00	5,62	29,62
Dezembro	793,75	5,00	29,39

Tabela 1 – Dados das médias mensais de irradiação solar direta normal, velocidade do vento e temperatura do ar de Coremas – PB.

Estimativas de Desempenho Térmico do Sistema de Concentração Solar

A Figura 2 apresenta os resultados de ganho útil de calor pelo óleo térmico para todos os meses do ano, empregando temperaturas médias de entrada do óleo térmico no tubo absorvedor variando de 125 a 275 °C.

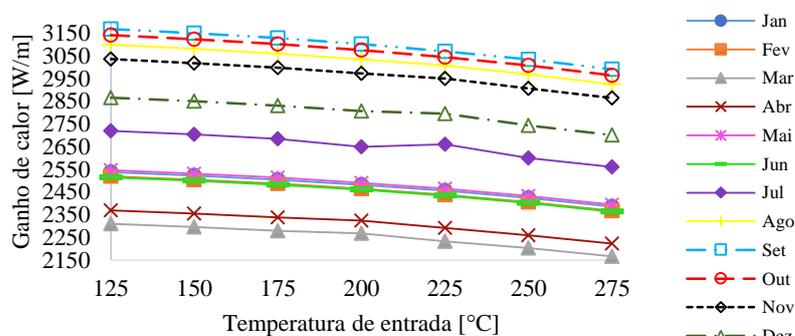


Figura 2 – Ganho de calor útil pelo óleo térmico para todos os meses do ano.

O maior ganho de calor acontece no mês de setembro, para todas as temperaturas de entrada, uma vez que este é o mês de maior média de *DNI* (876,25 W/m²/dia). Conforme Tabela 2, apesar de este mês também apresentar o maior valor de velocidade do vento registrada, pois o espaço evacuado entre o tubo absorvedor e o tubo de vidro se mostra efetivo na redução das perdas de calor para o meio. De modo oposto, o mês de março, que apresenta o menor valor de *DNI*, apresentou o menor ganho de calor.

As perdas de calor apresentadas na Figura 3 também são maiores quanto maior foi o valor de *DNI* do respectivo mês devido ao fato de que quanto maior o ganho de calor, maior é a diferença de temperatura entre o tubo absorvedor de calor e o meio ambiente, aumentando as perdas de calor, que também aumenta com o aumento da temperatura de entrada pelo mesmo motivo.

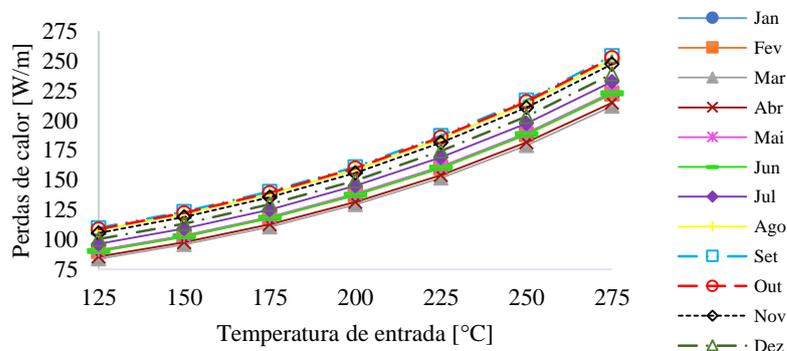


Figura 3 – Perdas de calor pelo óleo térmico para todos os meses do ano.

A temperatura de saída do óleo térmico do tubo absorvedor, Figura 4, é maior quanto maior a irradiância, pois apesar de as perdas de calor aumentarem com aumento da *DNI*, a

elevação do ganho de calor com o aumento da irradiação é superior ao aumento das perdas, isto é, há um maior ganho líquido de energia térmica para o fluido térmico.

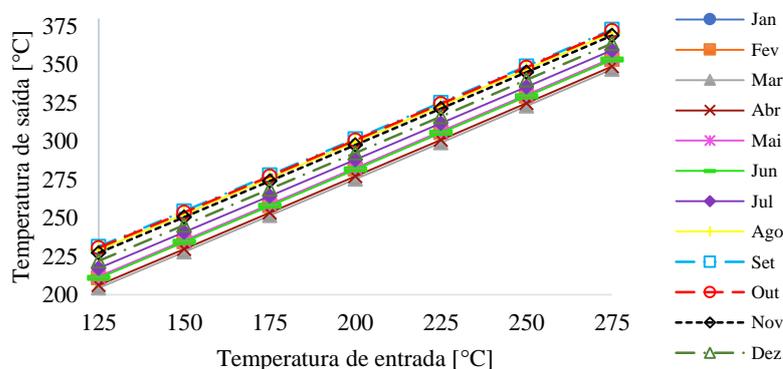


Figura 4 – Temperatura de saída do óleo térmico para todos os meses do ano.

A eficiência térmica do sistema apresentou valores próximos para todos os meses do ano, variando de 68% a aproximadamente 72% (Figura 5). Essas eficiências são próximas à eficiências de testes apresentados em Dudley et. al. (1994) para plantas *SEGS (Solar Electric Generating Systems)*, evidenciando o potencial de geração solar concentrada.

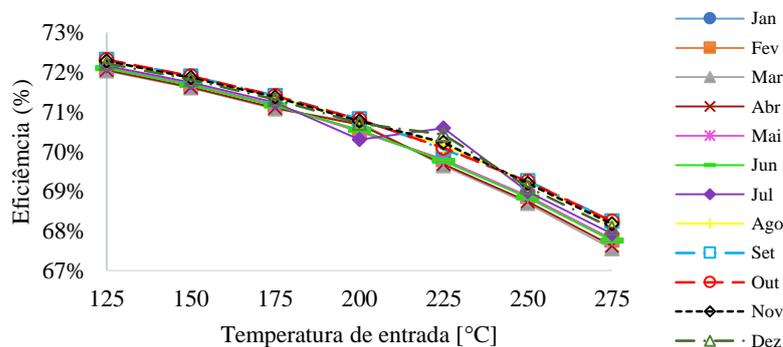


Figura 5 – Eficiência térmica do sistema para todos os meses do ano.

A oscilação que acontece para o mês de julho entre as temperaturas de 200 e 225 °C se deve ao aumento do ganho de calor observado na Figura 2 (2650 W/m a 200 °C de temperatura de entrada para 2660 W/m a 225 °C), característico da não linearidade da transferência de calor por convecção.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

A análise de desempenho térmico do sistema de concentração solar apresentada neste trabalho confirmou o potencial de geração de usinas CSP no semiárido paraibano, verificado nos resultados de eficiência térmica obtidos. A variação dos índices de *DNI* influencia

diretamente nessas eficiências, pois o ganho de calor pelo fluido térmico aumenta com o aumento da *DNI*. Todavia, apesar da ocorrência de convecção forçada externa ao tubo de vidro que envolve o tubo absorvedor de calor à diferentes velocidades do vento, o vácuo presente na região anular entre os dois tubos atua como um eficiente atenuador das perdas de calor para o meio ambiente.

Além disso, evidencia-se que os parâmetros e propriedades considerados para o modelo de concentrador solar *LS-2* e a utilização do óleo térmico *Therminol VPI* proporcionaram resultados satisfatórios de temperatura de saída e eficiência térmica, podendo ser implementados em usinas *CSP*. Diante da viabilidade técnica determinada neste trabalho e verificada em estudos relacionados, as usinas *CSP* representam uma oportunidade sustentável de substituição de combustíveis fósseis para geração de vapor em processos industriais, bem como de geração de eletricidade.

REFERÊNCIAS

- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática, 4ª Edição. Porto Alegre, RS: Editora McGrawHill, 2012.
- CHAPRA, S. C. Métodos Numéricos Aplicados com MATLAB® para Engenheiros e Cientistas. 3ª edição. AMGH Editora: Porto Alegre, 2013.
- DAVIS, J. R. (Ed.). Alloy digest sourcebook: stainless steels. ASM international, 2000.
- DUDLEY, V. E. et. al. Test results: SEGS LS-2 solar collector. Sandia National Labs. Albuquerque, NM (United States), 1994.
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. Solar engineering of thermal processes. New York: Wiley, 2013.
- EASTMAN CHEMICAL COMPANY. Therminol VP-1 Heat Transfer Fluid: catálogo. 2018. 08 p. Disponível em: <<https://www.therminol.com/heat-transfer-cfluids>>. Acesso em: 20 de junho de 2019.
- ENERGIA HELIOTÉRMICA. Mapa virtual. Disponível em: <<http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/energia-heliotermica/tour-virtual>>. Acesso em: 24 de julho de 2019.
- FICHTER, T. et al. Assessing the potential role of concentrated solar power (CSP) for the northeast power system of Brazil using a detailed power system model. Energy, v. 121, p. 695-715, 2017.

- FORRISTALL, R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver. National Renewable Energy Laboratory, 2003.
- INCROPERA, P. F.; DEWITT, D. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6ª edição. Editora LTC: Rio de Janeiro, 2008.
- KALOGIROU, S. A. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. Energy, v. 48, n. 1, p. 298-306, 2012.
- LODI, C. Perspectivas para a geração de energia elétrica no Brasil utilizando a tecnologia solar térmica concentrada. Universidade Federal do Rio de Janeiro/Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia, 2011.
- MARSHAL, N. Transl. Gas Encyclopedia. New York, 1976.
- NASA. Power Data Access Viewer. Disponível em: < <https://power.larc.nasa.gov>>. Acesso em: 23 de julho de 2019.
- NREL. Concentrating Solar Power Projects: Andasol-2. Disponível em: < <https://solarpaces.nrel.gov/andasol-2>>. Acesso em: 28 de agosto de 2019.
- PEREIRA, E. B. et al. Atlas Brasileiro de Energia Solar. 2ª ed. São José dos Campos: Inpe, 2017.
- PRICE, H. Concentrated solar power use in Africa. NREL/TP. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, 2001.
- RATZEL, A. C.; HICKOX, C. E.; GARTLING, D. K. Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries. Journal of Heat Transfer, v. 101, n. 1, p. 108-113, 1979.
- SOLARPACES. CSP Projects Around the World. Disponível em: <<https://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-projects-around-the-world/>>. Acesso em: 02 de agosto de 2019.
- TOULOUKIAN, Y. S.; DEWITT, D. P. Radiative Properties, Nonmetallic Solids. Thermophysical Properties of Matter, Vol. 8. 1972.
- VICHI, F. M.; MANSOR, M. T. C. Energia, meio ambiente e economia: o Brasil no contexto mundial. Quím. Nova, v. 32, n. 3, p. 757-767, 2009.
- VILLALVA, M. G. Energia Solar Fotovoltaica: Conceitos e Aplicações. 2ª edição, rev. e atual. São Paulo: Érica, 2015.