

MODELO TERMO-HIDRÁULICO PARA PREDIÇÃO DE UM RLF VISANDO PRODUÇÃO DE POTÊNCIA

José Lopes S. Jr. – jlopes.jr92@gmail.com

Gabriel I. Medina T. – gmedinat@ct.ufrn.br

João G. B. Farias Filho – joao.gutemberg.farias@gmail.com

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica.

Resumo. O sistema Refletor Linear Fresnel (RLF) é uma tecnologia promissora, que concentra a energia solar, que é caracterizado por ser potencialmente mais econômico comparado a outras tecnologias de captação de energia solar, e que utiliza áreas menores de solo ocupado. No sistema RLF, um conjunto de espelhos heliostatos reflete a luz solar, concentrando-a em um dispositivo estacionário de captação que consiste em um conjunto de tubos retos paralelos dentro de uma cavidade trapezoidal, que recebe o fluxo de energia solar a partir dos espelhos localizados no nível do solo, aumentando a temperatura do fluido que passa através dos tubos. O foco neste trabalho foi realizar uma análise térmica em regime estacionário do concentrador Fresnel. Na qual desenvolveu-se o equacionamento e a simulação de diferentes parâmetros do sistema RLF com o auxílio de ferramentas computacionais para resolução das equações diferenciais, resultado do balanço térmico. O modelo desenvolvido permite simular a variação da temperatura do fluido e o comportamento de outros parâmetros para diferentes condições de incidência da radiação solar. Na análise evidenciaram-se pontos que podem ser usados para desenvolver um melhor sistema de RLF e estimar a eficácia desse tipo de sistema na geração de energia elétrica por meio dos ciclos termodinâmicos de geração de potência. Os resultados obtidos através das simulações e dos estudos sobre o tema, tornaram possível compreender o comportamento do fluido de trabalho para diferentes condições de incidência da radiação, e suas implicações, além de possibilitar o vislumbre da viabilidade do sistema RLF para produção de eletricidade.

Palavras-chave: LFR, energia solar, transferência de calor.

1. INTRODUÇÃO

O sistema RLF é uma tecnologia PSC (Potência Solar Concentrada) que converte energia solar em eletricidade através de um processo indireto. A tecnologia RLF tem diversas vantagens com relação a outros sistemas PSC, como o sistema de concentradores solares parabólicos, tais como baixo custo de montagem e de manutenção, baixo custo dos suportes estruturais e dos refletores, ocupa áreas pequenas (Cau and Cocco, 2014), além de outras vantagens.

O sistema RLF consiste em um conjunto de espelhos planos que refletem a radiação solar incidente, focando-a em um absorvedor fixo que consiste em um conjunto de tubos paralelos dentro de uma cavidade, podendo esta possuir diferentes geometrias, como trapezoidal e CPC (Compound Parabolic Compost). O modelo do absorvedor utilizado neste trabalho, juntamente com seus mecanismos de perda de calor são mostrados na Fig. 1. Dentro da cavidade trapezoidal, na área externa aos tubos, contém ar que não está em contato com o ambiente devido à cobertura de vidro abaixo do receptor. O fluido de trabalho flui através dos tubos dentro da cavidade e absorve calor dos raios solares refletidos provenientes da superfície do sistema RLF. O fluido aumenta sua temperatura devido ao calor absorvido e depois passando pelo ciclo termodinâmico de geração de potência, normalmente Ciclo de Rankine ou Ciclo de Rankine Orgânico (CRO).

No sistema, cada espelho possui uma inclinação e cada um deles possui um sistema de orientação em relação ao sol, alinhados através da direção Norte-Sul, o que permite seguir o caminho do sol de leste a oeste e refletir a radiação solar no mesmo ponto, o absorvedor.

Para a geração de energia, onde são necessárias temperaturas elevadas, esse sistema tem um baixo custo comparado com outros sistemas de concentração solar, possuindo também melhor confiabilidade. Outra característica desse sistema é que a receptação de energia para geração de potência é a maior por unidade de área ocupada, que é um fator muito importante para países que possuem baixa disponibilidade de áreas de terra para instalação das usinas de geração de potência.

Neste trabalho, a análise térmica foi realizada nos tubos absorvedores do sistema RLF para simular a variação da temperatura do fluido em diferentes condições de radiação solar. É discutido o fluxo convectivo de evaporação ao longo de tubos longos, retos e ininterruptos, em estado estacionário. Para simular a variação da temperatura do fluido de trabalho para diferentes condições de radiação solar, o modelo desenvolvido leva em conta a variação do fluxo de calor líquido através do comprimento do tubo.

2. METODOLOGIA

2.1 Descrição da configuração do sistema

O sistema RLF levado em consideração nesse trabalho teve suas especificações baseadas no trabalho de Sahoo *et al.*, 2012 e consiste em uma cavidade receptora trapezoidal preenchida com ar, como mostrado na Fig.1, a parte inferior da cobertura é feita de vidro para minimizar a perda de calor por convecção e possui 500 mm de largura e a cavidade possui 100 mm de profundidade. Os outros três lados da cavidade são isolados com lã de vidro para reduzir as perdas de calor, a espessura das paredes inferior e laterais é de 25 mm e a parede superior possui 300 mm de largura. Dentro da cavidade existem 8 tubos receptores em paralelo, feitos de aço inoxidável (SS304), o diâmetro externo do tubo é de 33,4 mm e o diâmetro interno é de 26,7 mm. Os refletores consistem em espelhos planos arranjados em 6 seqüências paralelas ao absorvedor, cada um possui 1,8 m de largura ao longo de todo o comprimento do absorvedor, que é 385 m. Os refletores são posicionados a 1 m do chão e o absorvedor é posicionado a 13 m do chão. O arranjo do refletor é mostrado na Fig. 2.

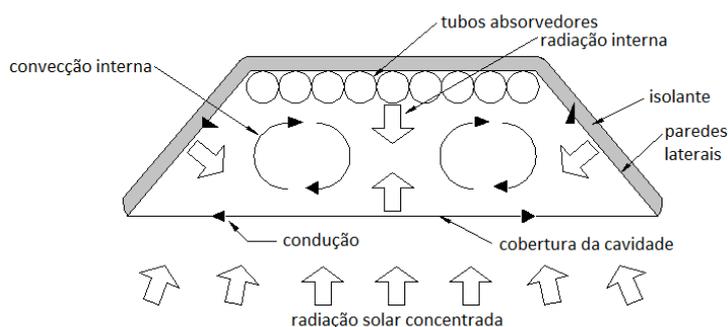


Figura 1- Modelo do absorvedor com seus mecânicos de perda de calor (Zhul *et al.*, 2013).

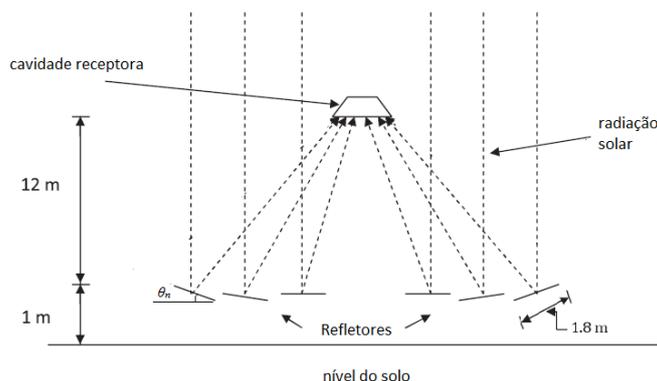


Figura 2- Configuração do sistema LRF.

Os espelhos refletem a radiação solar para o receptor, os raios refletidos passam através da cobertura de vidro e incidem nos tubos absorvedores. A água aquece por meio da irradiância proveniente dos espelhos colocados próximos ao chão enquanto flui pelos tubos, e depois passando para o ciclo termodinâmico de geração e potência.

2.2 Modelo matemático

O modelo desenvolvido neste trabalho é baseado nas seguintes considerações.

- O espaçamento entre os tubos é desconsiderado. Também é considerado que o tubo absorvedor é um tubo longo, reto e ininterrupto.
- O sistema RLF foi desenvolvido para que o fluxo de calor fosse praticamente o mesmo em todos os tubos. Então, a quantidade de calor recebida por cada tubo é calculada pela divisão do fluxo total de calor refletido pelos espelhos pelo número total de tubos.
- A análise da transferência de calor é unidimensional.
- A análise é realizada ao longo de um tubo longo, reto e foca no estudo da temperatura externa do fluido de trabalho. Análise detalhadas de sub-resfriamento e ebulição parcial não são considerados neste trabalho.
- A condição de saída do vapor é seca ou úmida. Superaquecimento e comportamentos instáveis não são considerados nesse estudo.
- Os valores de Irradiância e temperatura ambiente foram tomados para a cidade de Natal-RN em um dia claro com céu limpo.

Os espelhos no sistema RLF em consideração são organizados de modo que o fluxo incidente nos tubos seja quase uniforme. Em uma seção transversal particular, podemos considerar a mesma temperatura para todos os tubos. Com essa consideração, a análise da perda de calor na cavidade é realizada.

A transferência de calor na cavidade trapezoidal envolve os três tipos de transmissão de calor, mas principalmente a transmissão por radiação e convecção. Dentro da cavidade ocorre a convecção natural. Entretanto, no lado de fora da cavidade, se o fluxo de ar prevalecer sobre a superfície do vidro, porém a transferência de calor passa a ocorrer por convecção forçada. Nessa análise a perda de calor por condução através dos lados isolados é levada em consideração. A troca por radiação entre a superfície quente do absorvedor e a superfície de vidro da cavidade absorvedora pode ser considerada como a transferência de calor entre duas superfícies (placas) infinitas com diferentes temperaturas.

Uma estimativa do coeficiente global de perda de calor da cavidade absorvedora, U , foi feita considerando perdas por radiação e convecção da superfície absorvedora através da cobertura de vidro da porção inferior, U_{L1} , e coeficiente de perdas por condução proveniente dos lados isolados, U_{L2} .

O coeficiente de perda de calor por convecção e radiação da parte inferior do absorvedor é dado por:

$$\frac{1}{U_{L1}} = \frac{1}{h_{cp} + h_{rp}} + \frac{A_p}{A_{cg}} \left(\frac{1}{h_{co} + h_{ro}} \right) \quad (1)$$

Sendo h_{cp} o coeficiente de transferência de calor convectivo entre a placa absorvedora e a superfície interna da cobertura de vidro, h_{rp} o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa absorvedora e a cobertura de vidro, h_{co} é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície externa da cobertura de vidro e o ambiente, h_{ro} é o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a superfície externa da cobertura de vidro e o ambiente, A_p é a área da superfície do absorvedor normal a cavidade e A_{cp} é a área da superfície da cobertura de vidro. E o coeficiente de perda de calor por condução das superfícies isoladas é mostrado na Eq. (2).

$$\frac{1}{U_{L2}} = \frac{l}{k_{gw}} \quad (2)$$

Sendo l a espessura da parede da cavidade e k_{gw} a condutividade térmica da lá de vidro.

O coeficiente de perda de calor global, U , pode ser estimado pelo método da estimativa da correlação da cavidade (Singh *et al.*, 2010), sendo a soma dos dois coeficientes de perda de calor mostrados acima.

As correlações sugeridas por Balaji and Venkatesan (1994) para estimar os números de Nusselt para convecção e radiação foram estimadas baseadas no número de Grashof, Gr , no parâmetro de interação radiação-condução e na emissividade das placas, como mostrado abaixo.

N_{Rc} é o parâmetro de interação radiação-condução usado para levar em consideração a condução nessa análise e é dado pela Eq. (3).

$$N_{Rc} = \frac{\sigma \cdot T_h^4 \cdot d_o}{k(T_h - T_c)} \quad (3)$$

Sendo σ a constante de Stefan-Boltzman ($5,667 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$), d_o o diâmetro externo do tubo e k a condutividade térmica do aço utilizado para fabricação do tubo.

Os números de Nusselt para convecção e radiação, Nu_c e Nu_r , respectivamente, são apresentados abaixo.

$$Nu_c = 0.149 Gr^{0.294} \cdot (1 + \varepsilon_h)^{-0.279} \cdot (1 + \varepsilon_c)^{0.182} \cdot (1 + \varepsilon_b)^{-0.135} \cdot (1 + \varepsilon_t)^{0.115} \cdot \left(\frac{N_{Rc}}{N_{Rc} + 1} \right)^{0.272} \quad (4)$$

$$Nu_R = 0.657 Gr^{-0.0093} \cdot \varepsilon_h^{0.808} \cdot \varepsilon_c^{0.342} \cdot (1 + \varepsilon_b)^{0.199} \cdot (1 + \varepsilon_t)^{-0.039} \cdot (1 + T_R^4)^{1.149} \cdot N_{Rc}^{1.051} \quad (5)$$

Sendo ε a emissividade, e os subscritos h , c , b e t representando respectivamente tubo, cobertura de vidro, parede lateral esquerda e parede lateral direita. $T_R = T_c / T_h$ é a razão de temperatura.

O número de Nusselt para radiação e convecção obtidos nas correlações acima foram utilizados para calcular o h_{cp} , e o, h_{rp} , como mostrado respectivamente na Eq. (6) e na Eq. (7). A estimativa dos coeficientes h_{co} e h_{ro} , são mostradas na Eq. (8) e na Eq. (9), respectivamente. Com todos esses coeficientes é possível calcular o coeficiente global de perda de calor, U .

$$h_{cp} = \frac{Nu_c \cdot k_a}{L_c} \quad (6)$$

Sendo k_a a condutividade térmica do ar.

$$h_{rp} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2) \cdot (T_p + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} \quad (7)$$

Sendo ε_p um valor de emissividade médio entre o tubo e a cobertura de vidro.

T_p é temperatura do absorvedor, que foi obtida através da média da temperatura interna e externa do fluido.

$$h_{co} = \frac{Nu_c \cdot k_a}{L_{co}} \quad (8)$$

$$h_{ro} = \sigma \cdot \varepsilon_c \cdot (T_c^2 + T_a^2) \cdot (T_c + T_a) \quad (9)$$

Onde L_{co} é o comprimento característico da cobertura de vidro.

A temperatura ambiente, T_a , utilizada foi a temperatura da cidade de Natal, Rio Grande do Norte – Brasil, obtida através do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE), tendo esta o valor de 28°C.

Como descrito anteriormente, o absorvedor RLF consiste em um conjunto de tubos horizontais (neste trabalho são utilizados oito), onde a água entra com temperatura sub-resfriada e é aquecida até se tornar vapor úmido. A região de entrada do tubo até onde o fluido de trabalho atinge a temperatura de saturação é chamada de região de fase única e, a partir desse ponto, o resto do comprimento do tubo é chamado de região de duas fases.

Um fluxo de fluido estável e sub-resfriado entra no absorvedor com estado termodinâmico conhecido. O tubo está sujeito a um fluxo de calor uniforme na sua superfície exterior e a uma variação da perda de calor ao longo do comprimento do tubo na região de fase única. Na região de duas fases, como ocorre evaporação, o fluxo de calor líquido é praticamente constante.

A entrada do fluxo de calor, q''_{in} , é mostrada na Eq. (10) e leva em consideração a irradiância normal direta, DNI (*Direct Normal Irradiance*), características dos espelhos refletores e característica dos tubos.

$$q''_{in} = \frac{DNI \cdot \rho_{glass} \cdot (\sum A_r \cos \theta_n) \cdot \gamma \cdot (\tau\alpha)}{n_t \cdot \pi \cdot d_o \cdot L} \quad (10)$$

Sendo ρ_{glass} a refletividade dos espelhos, A_r a área do refletor, θ_n o ângulo entre os espelhos e o plano horizontal, γ o fator de solidez do espelho, $\tau\alpha$ o coeficiente de transmissividade e absorvidade do espelho, n_t o número de tubos e L o comprimento do absorvedor.

Os valores da Irradiação direta normal, DNI , utilizados neste trabalho foram provenientes da cidade de Natal, Rio Grande do Norte – Brasil, utilizando os dados obtidos no trabalho de Porfírio e Ceballos, 2013, sendo o valor médio utilizado de 875 W/m².

O fluxo de perda de calor, q''_{loss} , mostrado na Eq. (11), é o produto entre o coeficiente de perda de calor global, discutido anteriormente, e a diferença de temperatura entre a parede externa do tubo e a temperatura ambiente.

$$q''_{loss} = U(T_h - T_a) \quad (11)$$

Para estudar o comportamento da temperatura do fluido de trabalho e queda de pressão ao longo do comprimento do tubo absorvedor é necessário conhecer o balanço de energia e o equilíbrio dos momentos do sistema, Eq. (12) e Eq. (13) mostram as equações para o momento e a energia, de uma forma geral.

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{1}{A} \frac{d(\rho_h A u_h^2)}{dz} + \tau_w \frac{P}{A} \quad (12)$$

$$\dot{m} \frac{de_h}{dz} = (q''_{in} - q''_{loss})P \quad (13)$$

Sendo p a pressão, z a distância ao longo do comprimento do tubo, A a área interna do tubo, P o perímetro externo do tubo, τ_w a tensão de cisalhamento na parede do tubo, \dot{m} o fluxo de massa e e a energia total. O fluxo de massa adotado neste trabalho foi de 0,112 kg/s para cada tubo.

O subscrito h nessas equações significa uma quantidade homogênea, na região de única fase, onde o título é zero, o subscrito h pode ser tratado como l (líquido).

A tensão de cisalhamento, τ_w , Para a região de única fase é:

$$\tau_w = \frac{1}{2} f \frac{\dot{m}^2}{A^2 \rho_l} \quad (14)$$

O fator de atrito, f , para a região de única fase pode ser estimado pela correlação de Swamee e Jain (1976) para escoamento turbulento.

A tensão de cisalhamento, τ_w , na região de duas fases leva em consideração o multiplicador de duas fases, ϕ_{fr}^2 , e é dada por:

$$\tau_w = \frac{1}{2} f_{lo} \frac{\dot{m}^2}{A^2 \rho_l} \phi_{fr}^2, \text{ onde } f_{lo} = \frac{0.079}{\text{Re}^{0.25}} \quad (15)$$

O multiplicador de duas fases, ϕ_{fr}^2 , é dado pela correlação de Friedel, porque, baseado em Pye (2008), essa correlação gera melhores estimativas que outras correlações.

A Eq. (16) pode ser obtida utilizando-se a resistência condutiva e convectiva entre a superfície externa da parede do tubo e o fluido. Esta equação mostra a temperatura do fluido de trabalho em termos da parede externa do tubo (temperatura da tubulação quente).

$$(q''_{in} - q''_{loss})P = \frac{T_h - T_f}{\frac{1}{2\pi k_s} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_i \pi d_i}} \quad (16)$$

Onde k_s é a condutividade térmica do material do tubo, T_f é a temperatura do fluido de trabalho e h_i é coeficiente de transferência de calor convectivo do fluido de trabalho.

O coeficiente de transferência de calor convectivo do fluido de trabalho, h_i , pode ser encontrado pela correlação de Dittus-Boelter na região de única fase, essa correlação é mostrada na Eq. (17). Na região de duas fases, h_i só pode ser calculado usando a correlação de Dittus-Boelter considerando a fração de líquido dentro do tubo, como mostrado na Eq. (18). A escolha dessas equações é baseada em Odeh *et al.*, 1998, que relata que essas equações dão melhores estimativas para aplicações com tubos longos, retos e horizontais, como no sistema RLF.

$$h_i = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \frac{k}{d_i} \quad (17)$$

$$h_i = 0.023 \left(\frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \right)^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \frac{k}{d_i} \quad (18)$$

Onde G é o fluxo de massa por unidade de área e Pr é o número de Prandtl.

As Eq. (12) e Eq. (13) São EDO's não lineares de primeira ordem. Essas equações discretizadas pelo método das diferenças finitas implícito de primeira ordem na região de única fase geraram as equações abaixo:

$$\frac{p_{z+1} - p_z}{\partial z} - \frac{1}{A} \frac{[(\rho_l A u_l^2)_{z+1} - (\rho_l A u_l^2)_z]}{\partial z} - \tau_w \frac{P}{A_i} = 0 \quad (19)$$

$$\dot{m} \frac{\left[c(T_{z+1} - T_z) + \frac{u_{l,z+1}^2 - u_{l,z}^2}{2} \right]}{\partial z} - q''_{in} - U(T_h - T_a) P = 0 \quad (20)$$

O domínio computacional foi dividido em um número de células de mesmo comprimento, ∂z . Em cada célula Eq. (16), Eq. (19) e Eq. (20) foram resolvidas para T_{z+1} , T_{wo} e p_{z+1} pelo método de Newton. As propriedades do fluido foram calculadas na temperatura média da célula. As interações foram realizadas até o erro residual nas equações fosse inferior a 10^{-3} .

Na região de duas fases (do ponto em que a temperatura do fluido de trabalho atinge a temperatura de saturação até o fim da tubulação) as equações discretizadas pelo mesmo método citado anteriormente são mostradas nas Eq. (21) e Eq. (22).

$$\frac{p_{z+1} - p_z}{\partial z} - \frac{1}{A} \frac{[(\rho_h A u_h^2)_{z+1} - (\rho_h A u_h^2)_z]}{\partial z} - \tau_w \frac{P}{A_i} = 0 \quad (21)$$

$$\dot{m} \frac{\partial}{\partial z} \left[[i_l + x(i_g - i_l)]_{z+1} - [i_l + x(i_g - i_l)]_z + \frac{u_{h,z+1}^2 - u_{h,z}^2}{2} \right] - q''_{in} - U(T_h - T_a) P = 0 \quad (22)$$

O método para resolver essas equações na região de duas fases é similar ao descrito para a região de única fase. Em cada célula Eq. (16), Eq. (21) e Eq. (22) são resolvidas para x , T_{wo} . O Comprimento da célula, ∂z , foi considerado 1 m, esse valor foi utilizado por mostrar um maior equilíbrio entre tempo de computação e precisão dos resultados.

O software EES (Engineering Equation Solver) versão 9.699 foi utilizado para calcular as propriedades termodinâmicas e de transporte para o fluido de trabalho e o ar.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A variação do coeficiente global de perda de calor em relação à temperatura da parede externa do tubo absorvedor obtida com a simulação realizada neste trabalho é mostrada na Fig. 3.

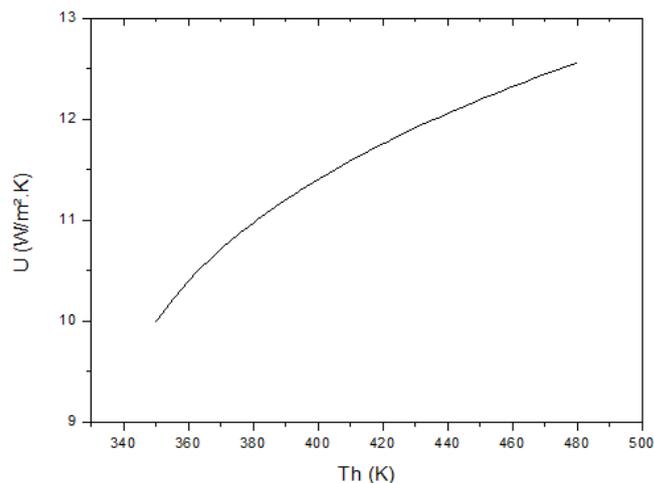


Figura 3- Coeficiente global de perda de calor VS. Temperatura da parede externa do tubo.

Os resultados obtidos estão de acordo com os resultados do trabalho de Singh *et al.*, 2010, mostrando o aumento do coeficiente global de perda de calor com o aumento da temperatura da parede externa do tubo absorvedor.

A Fig. 4 mostra o comportamento da temperatura do fluido para três valores de *DNI* diferentes, ou seja, três condições de radiação solar diferentes ao longo do comprimento do tubo absorvedor. Os valores de *DNI* escolhidos nessa simulação estão de acordo com a condição de radiação solar em Natal – RN durante o ano.

A Fig. 5 mostra o título ao longo do comprimento do tubo absorvedor para as mesmas condições de radiação mostradas na Fig. 4.

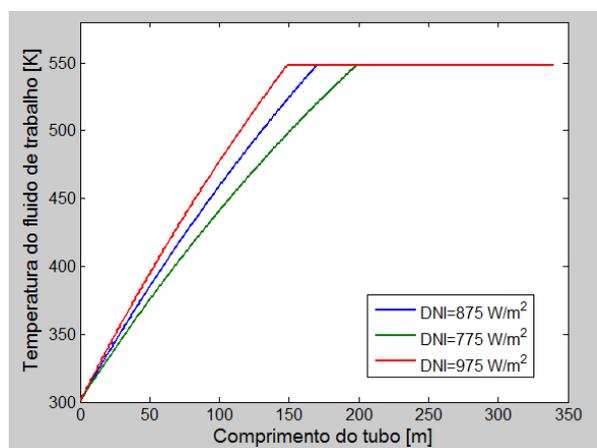


Figura 4- Temperatura do fluido de trabalho vs. Comprimento do tubo.

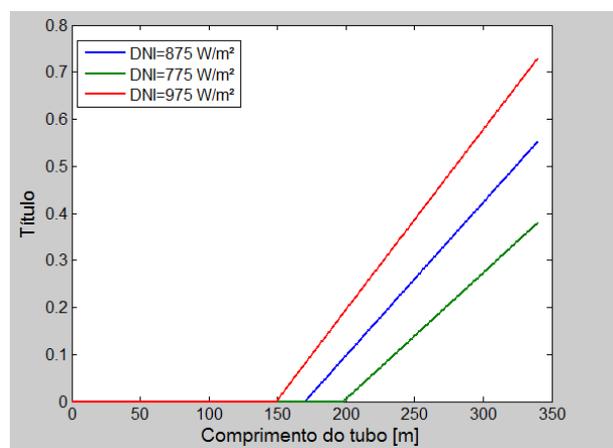


Figura 5- Título vs. Comprimento do tubo.

Na simulação realizada foi possível notar que ao aumentar o *DNI* incidente nos sistema RLF a taxa com que a temperatura do fluido de trabalho aumenta se intensifica, como é possível notar na Fig. 4. Devido a isso, o fluido chega a temperatura de saturação em um menor comprimento de tubo e, conseqüentemente, possui uma menor região de única fase. Além disso, para o mesmo comprimento de tubo absorvedor, um maior *DNI* incidente implica em um vapor mais seco entregue ao ciclo de geração de potência, devido ao aumento da região de duas fases. Esse comportamento pode ser visto na Fig. 5 onde o maior *DNI* incidente implica no maior título para o vapor. Nestas simulações foram utilizadas como condições de entrada uma pressão de $6,2 \times 10^6$ Pa e uma temperatura de entrada do fluido de 301 K.

Figura 6 (a) mostra o título ao longo do tubo absorvedor, para um comprimento de 340 m e a Fig. 6 (b) mostra o título ao longo do tubo absorvedor, para um comprimento de 420 m. Ambas as figuras utilizam o mesmo valor de *DNI* que é o valor médio para a cidade de Natal – RN igual a 875 W/m^2 .

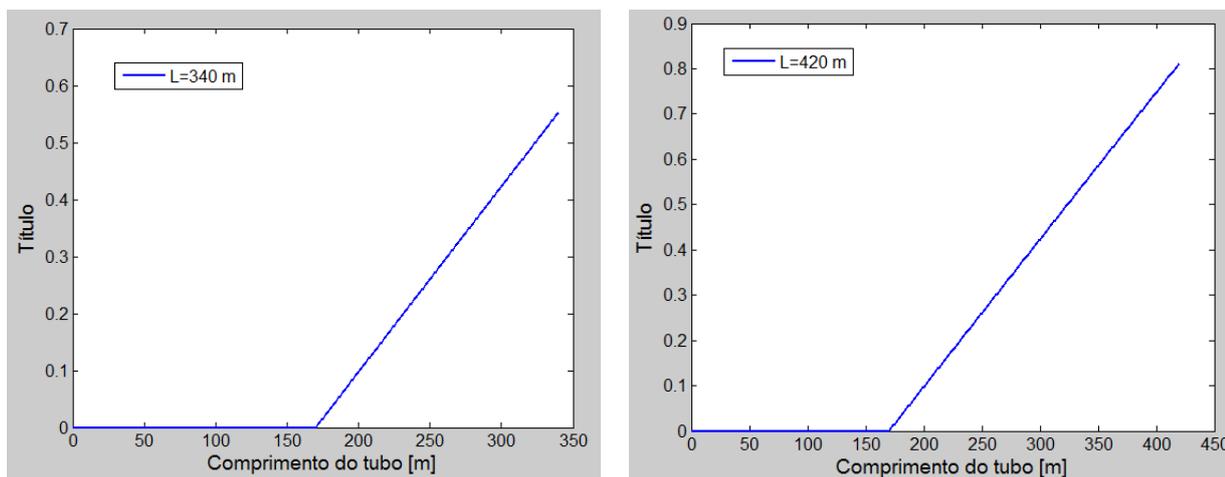


Figura 6 (a)- Título vs. Comprimento do tubo, L=340. (b)- Título vs. Comprimento do tubo, L=420 m.

Ao analisar a Fig. 6 foi possível concluir que para a mesma condição de radiação solar, um maior comprimento de tubo absorvedor implica em um título mais alto. Isso acontece porque a região de duas fases cresce com o aumento do comprimento do tubo. Portanto, o vapor entregue ao ciclo de geração de potência será de melhor qualidade para um maior comprimento de tubulação.

Figura 7 apresenta a queda de pressão ao longo da direção do escoamento para três condições diferentes de radiação solar e a Fig. 8 apresenta o fluxo de perda de calor ao longo do comprimento do tubo absorvedor.

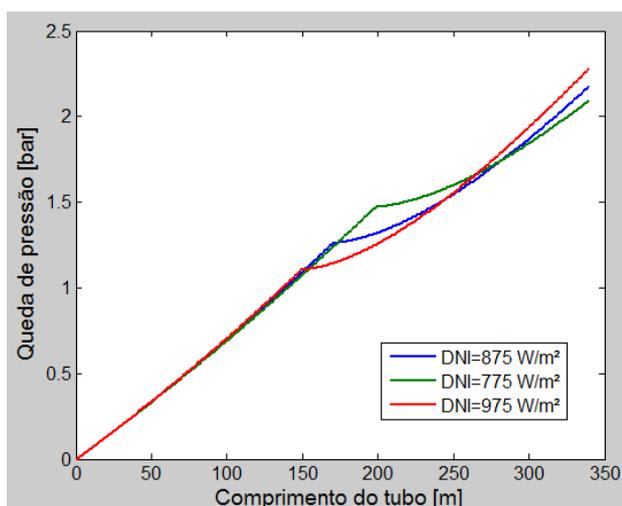


Figura 7- Queda de pressão vs. Comprimento do tubo.

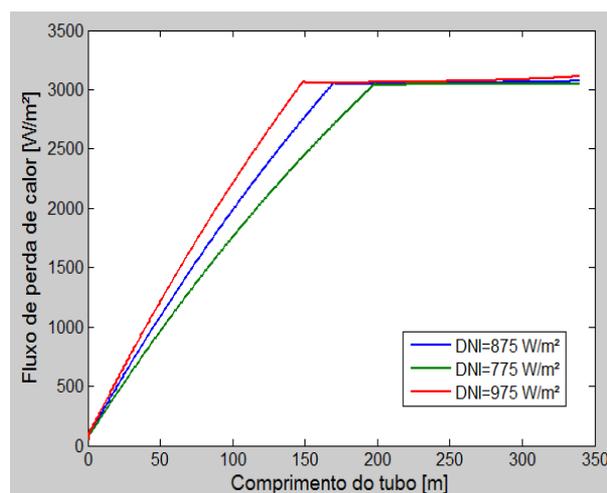


Figura 8- Fluxo de perda de calor vs. Comprimento do tubo.

Nessa simulação é possível notar que um maior valor de *DNI* implica em uma maior queda de pressão. Isso acontece porque a queda de pressão é mais severa na região de duas fases, e a região de duas fases aumenta com o incremento do valor de *DNI*. O cruzamento das linhas observado na Fig. 7 se deve ao fato da queda de pressão se intensificar com o aumento do título do vapor, por isso valores mais altos de *DNI* implicam em taxas de queda de pressão mais severas. Como esperado, a perda de calor é menor para valores de *DNI* incidente menores, mas essa menor perda de calor vem com um maior tempo para o fluido atingir a temperatura de saturação, que implica em um menor comprimento da região de duas fases e, conseqüentemente, um vapor mais úmido na saída do tubo absorvedor.

4. CONCLUSÕES

- As simulações e os estudos realizados comprovaram que o sistema RLF é viável na geração de eletricidade;
- Minimizar as perdas de calor na cavidade é o principal modo de otimizar o sistema;
- Quanto maior o *DNI* maior será a região de duas fases;
- Quanto maior o *DNI* maior será a razão com que a temperatura do fluido de trabalho aumenta;

- Quanto maior o *DNI* maior será o título, implicando em um vapor de melhor qualidade entregue ao ciclo de geração de potência;
- Quanto maior o comprimento da tubulação maior será o título final;
- Quanto maior o *DNI* maior será a queda de pressão na tubulação;
- Quanto menor o *DNI* menor será o fluxo de perda de calor.

Agradecimentos

À Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), que junto com a comissão gestora PHR14 contribuiu financeiramente para a realização deste projeto.

REFERÊNCIAS

- Balaji C, Venkatesan S., 1994. Correlations for free convection and surface radiation in square cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 15, 249-251.
- Cau, G. and Cocco, D., 2014. "Comparision of medium-size concentrating solar power plants based on parabolic trough and linear Fresnel collectors". In *Proceedings of the 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI 2013*.
- Odeh, S.D., Morrison, G.L., Behnia, M., 1998. "Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors". *Solar Energy* 62, 395–406.
- Porfídio, A. C. S. and Ceballos, J. C., 2013. "A method of estimating the normal direct solar radiation by geostationary satellite images: Preliminary results". In *Proceedings of Brazillian Symposium of Remote Sensing – SBSR 2013*. Foz do Iguaçu, Brazil.
- Pye, J.D., 2008. "System modeling of compact linear Fresnel reflector". Ph.D. Thesis. University of New South Wales, Australia.
- Sahoo, S.S., Singh, S. and Banerjee, R. 2012. *Steady state hydrothermal analysis of the absorber tubes used in Linear Fresnel Reflector solar thermal system*. *Solar Energy* 87 (2013) 84-95.
- Singh, P.L., Sarviya, R.M. and Bhagoria, J.L. 2010. *Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector*. *Energy Conversion e Management* 51 (2010) 329-337.
- Swamee, P.K., Jain, A.K., 1976. "Explicit equations for pipe-flow problems". *Journal the Hydraulics Division (ASCE)* 102, 657–664.
- Zhu, G., Wendelin, T., Wagner, M.J. and Kustler, C. 2014. *History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors*. *Solar Energy* 103, 639-652.
- Burger, B., Rüther, R., 2006. Inverter sizing of grid-connected photovoltaic systems in the light of local solar resource distribution characteristics and temperature, *Solar Energy*, vol. 80, n. 1, pp. 32-45.
- Duffie, J. A., Beckman, W. A., 1991. *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons.
- Oliveski, R. C., 2000. Análise Numérica e Experimental dos Campos de Temperatura e Velocidade em Armazenadores Térmicos, Tese de Doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre.
- Blasques, L. C. M., Vale, S. B., Pinho, J. T., 2007. Sistema Solar Fotovoltaico para Geração de Eletricidade na Estação Científica Ferreira Penna do Museu Paraense Emílio Goeldi, Caxiuanã – Pará, I CBENS - I Congresso Brasileiro de Energia Solar, Fortaleza.

THERMO-HYDRAULIC MODEL FOR PREDICTION OF LRF TO POWER PRODUCTION

Abstract. *The Linear Fresnel Reflector (LFR) system is a promising technology that concentrates solar energy that is characterized by potentially be more economical compared to others similar technologies as well as using smaller areas of occupied land. In LFR system a set of heliostats mirrors reflects sunlight focusing it into a stationary absorber that consists in a set of parallel tubes inside a trapezoidal cavity that receives the flow of solar energy from the mirrors below it increasing the temperature of the fluid that passes through the tubes. The focus of this paper is to perform a Steady State thermal analysis of Fresnel concentrator. In this perspective, this study, to carry out the thermal analysis, equations are developed and the simulation of different system parameters with the assistance of computational tools to solve the differential equations, resulting from thermal balance. The developed model allows to simulate the variation of the fluid temperature and other parameters for different conditions of solar radiation. The analysis showed great working points that can be used to develop a better LFR system and show the effectiveness of this kind of system in generating electricity through thermodynamic power cycles. The results obtained through simulations and studies about the subject made it possible to understand the bulk fluid behavior for different irradiation conditions, and their proper implications, have also shown the feasibility of the LFR system for producing electricity.*

Key words: *LFR, solar energy, heat transfer.*