

Coletor Solar Fresnel: Identificação de um modelo de parâmetros distribuídos [★]

Diogo Ortiz Machado ^{*,**,*} Gustavo A. de Andrade ^{**}
Julio E. Normey-Rico ^{**} Carlos Bordons ^{***}

^{*} IFRS - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul (e-mail: diogo.machado@riogrande.ifrs.edu.br).

^{**} UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina. Departamento de Automação e Sistemas (e-mails: gustavo.artur@ufsc.br; julio.normey@ufsc.br).

^{***} US - Universidad de Sevilla. Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática (e-mail: bordons@us.es).

Abstract: This article identifies the parameters of the dynamic model of the Fresnel solar collector installed at the *Escuela Técnica Superior de Ingenieros* (ETSI), in Seville, Spain. The parameters identified are: the average thermal efficiency, the specific mass, the average heat capacity of the working fluid, the coefficients of thermal losses to the environment, the coefficient of heat exchange between the metallic tube and the working fluid. The model is integrated in time with integration steps of $\Delta t = 5s$, and in space with discretizations of $\Delta x = 1m$. The identification algorithm performs an optimization seeking to minimize the normalized squared error between the model prediction and measurements of the solar collector outlet temperature. The purpose of the identifier is to be able to update parameters throughout the life of the plant for control and optimization of operation, start-up and shutdown. The partial results show that the model obtained satisfactorily follows the collector outlet temperature measured data with a coefficient of determination $R^2 = 0.995$ and mean square error of $RMSE = 2.93^\circ C$, considering 207605 steps of integration. The following works must validate the model comparing new measured data not correlated with the identification.

Resumo: Este artigo realiza a identificação de parâmetros do modelo dinâmico do coletor solar do tipo Fresnel instalado na *Escuela Técnica Superior de Ingenieros* (ETSI), em Sevilha, Espanha. Os parâmetros identificados são: a eficiência térmica média, a massa específica, a capacidade calorífica média do fluido de trabalho, os coeficientes de perdas térmicas para o ambiente, o coeficiente de troca térmica entre o tubo metálico e o fluido de trabalho. O modelo é integrado no tempo com passos de integração de $\Delta t = 5s$, e no espaço com discretizações de $\Delta x = 1m$. O algoritmo de identificação executa uma otimização buscando minimizar o erro quadrático normalizado entre a predição do modelo e medições da temperatura de saída do coletor solar. O objetivo do identificador é ser capaz de atualizar os parâmetros ao longo da vida útil da planta para controle e otimização da operação, partida e desligamento. Os resultados parciais mostram que o modelo obtido segue de maneira satisfatória os dados medidos da temperatura de saída do coletor com um coeficiente de determinação $R^2 = 0,995$ e erro quadrático médio de $RMSE = 2,93^\circ C$, considerando 207605 passos de integração. O seguimento do trabalho deverá validar o modelo comparando dados medidos não relacionados com a identificação.

Keywords: Fresnel; concentrating solar collector; distributed parameters; absorption plant.

Palavras-chaves: Fresnel; coletor solar de concentração; parâmetros distribuídos; planta de absorção.

1. INTRODUÇÃO

[★] Os autores agradecem a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), Código de Finanças 001, o Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), sob a concessão 304032/2019-0, a Agencia Estatal de Investigación (AEI) do Ministério da Ciência e Inovação da Espanha, sob a concessão PID2019-104149RB-I00/10.13039/501100011033 (projeto SAFEMPC), e o Conselho Europeu de Pesquisa sob o projeto *Advanced Research Grant OCONTSOLAR* (789051), por financiar este trabalho.

O setor de energia de edificações é responsável por 40% do uso mundial de energia (Agency, 2021). No Brasil, o setor representa 51% da demanda elétrica (Ministério de Minas e Energias, 2021), sendo o consumo dos condicionadores de ar um dos principais fatores que levam a este percentual. De acordo com a Empresa de Pesquisa Energética (2018), a utilização de climatização aumentou 237% no Brasil nos últimos 12 anos e no mundo a tendência é que a demanda

energética para ar-condicionado quadruplique nos próximos 20 anos, segundo a International Energy Agency (2018). Assim, haverá um incremento no consumo elétrico o qual contribuirá tanto para o aumento do consumo base, quanto para picos de carga, acionamento de termoeletricas, aumentando, desse modo, o uso de combustíveis fósseis. Neste contexto, estão sendo realizadas pesquisas a fim de mitigar os impactos do consumo acelerado de energia como a emissão dos gases do efeito estufa no meio ambiente.

Nos últimos anos, aquecimento solar e sistemas de climatização têm sido considerados como alternativas promissoras para mitigar o impacto do consumo elétrico dos climatizadores, diminuindo, ao mesmo tempo, o uso de combustíveis fósseis e a emissão de CO₂ (Lindmark, 2005), o que contribui para atingir as metas do desenvolvimento sustentável da Organização das Nações Unidas (2022). Refrigeração solar por absorção é uma tecnologia capaz de produzir frio a partir de uma fonte de calor aquecida pelo sol através de um ciclo termodinâmico de absorção (Moran et al., 2014). Uma das vantagens de um sistema solar de absorção é que a demanda por frio segue o mesmo perfil da disponibilidade da energia primária. Isto é, quando há mais demanda por ar-condicionado devido ao aquecimento solar, também há mais disponibilidade de energia solar para o ciclo de absorção. Resfriadores por absorção são considerados os equipamentos mais adequados para aproveitar a energia solar para refrigeração devido a sua relativa maturidade, confiabilidade e alta eficiência. Entretanto, Shirazi et al. (2018) demonstram que os resfriadores de absorção atuais não são capazes de competir com sistemas de resfriamento elétrico convencionais. Portanto, é altamente desejável que sistemas com essa tecnologia sejam cada vez mais desenvolvidos.

Os resfriadores por absorção são projetados para operar utilizando uma fonte de calor com uma dada temperatura nominal, quanto maior a temperatura, mais efeitos é possível adicionar ao ciclo termodinâmico e maior será sua eficiência (Gebreslassie et al., 2010). O equipamento que gera calor, convertendo a irradiação solar, é denominado coletor solar. Os coletores solares podem ser de placas planas ou de concentração. Os últimos utilizam espelhos para concentrar a energia solar de uma grande área em um foco. Nesse foco coincide um dispositivo absorvedor, um tubo onde internamente escoar um fluido de trabalho que receberá a energia solar aumentando sua temperatura. Os coletores solares de concentração têm a vantagem de alcançar maiores temperaturas que os coletores de placas, e, combinados com resfriadores de absorção de efeito duplo ou triplo, podem compor plantas de absorção solar de alta eficiência (Alsagri et al., 2020).

O problema é que as plantas de absorção solar possuem como fonte primária de energia a irradiação solar que é inerentemente intermitente e sensível a perturbações causadas por nuvens. Por isso, os sistemas de controle dos coletores solares são críticos para o gerenciamento da partida e desligamento da planta e operação estável do resfriador por absorção (Camacho et al., 2006). O projeto dos controladores desse tipo de planta não é trivial, pois deve considerar um dado modelo nominal que represente a larga faixa de operação da planta, o processo distribuído, harmônicos de pressão, bem como atrasos de transporte (Normey-Rico and Camacho, 2007). Essa complexidade

do processo resulta em modelos não lineares com erros que geram incertezas para o projeto do controlador e as respectivas simulações.

Este artigo trata da identificação de parâmetros das equações diferenciais parciais no tempo e no espaço de um modelo de coletor de concentração do tipo Fresnel. O modelo resultante será utilizado como recurso para o projeto de controladores, simulação de operação, otimização de partida e desligamento da planta ao longo de dias. Tal coletor solar está instalado na planta de refrigeração por absorção da *Escuela Tecnica de Ingenieros de Sevilla* (ETSI) (Bermejo et al., 2010), na Espanha.

As contribuições científicas de modelagem e simulação do coletor Fresnel da ETSI publicadas são as seguintes. Robledo et al. (2011) desenvolve um modelo de parâmetros concentrados simples do coletor solar e o modelo óptico dos seus espelhos. O modelo apresenta bom resultado conforme gráfico comparativo entre dados reais e o resultado do modelo durante 450 minutos de operação. Spoladore et al. (2011) desenvolve um modelo de parâmetros distribuídos com modelo óptico detalhado, bem como discretiza o sistema de equações parciais do modelo térmico e realiza uma identificação do modelo através do método de mínimos quadrados. O modelo obtido apresenta resultados qualitativos suficientes quando dados reais de operação e da predição do modelo são graficamente comparados ao longo de uma simulação da operação das 11:00 às 18:00 de dois dias.

O objetivo deste trabalho é identificar parâmetros e desenvolver um modelo adequado tanto para controle quanto para otimização da partida e parada da planta. Com efeito, a contribuição deste trabalho é estender os modelos publicados, e citados acima, considerando três dias de dados medidos para identificação - de 10 a 13 de junho de 2009 -, totalizando 51840 medições contínuas, contendo grande amplitude das variáveis pertinentes de operação do coletor. Isso é realizado com a intenção de incluir o comportamento dinâmico à noite e com vazão e irradiação zero, já que esses efeitos intermitentes e as perdas térmicas para o ambiente geram grande impacto na operação contínua da planta (Bermejo et al., 2010).

O trabalho é dividido da seguinte maneira. Na Seção 2, a descrição e o modelo do coletor Fresnel da ETSI é apresentada, na Seção 2.1 o modelo matemático com parâmetros distribuídos do sistema e a correspondente representação no domínio do tempo discreto são apresentados. Na Seção 3 o problema de identificação dos parâmetros do modelo é posto e a metodologia de identificação é descrita. Os resultados obtidos com a técnica proposta são apresentados e discutidos na Seção 4. Por fim, a Seção 5 sintetiza a estrutura lógica do trabalho e as suas contribuições.

2. DESCRIÇÃO DA PLANTA

O coletor de concentração solar do tipo Fresnel instalado na ETSI (veja a Figura 1) foi construído pela empresa PSE AG, cujas atividades foram transferidas para sua nova subsidiária Miroxx GmbH. O campo solar possui uma orientação de 18° no sentido leste-oeste, área total de 352 m², composta por 11 linhas de espelhos e 16 módulos, somando 64 metros de comprimento, os quais

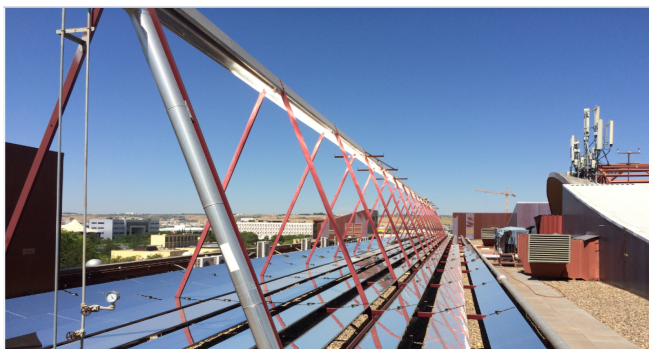


Figura 1. Coletor de concentração solar linear do tipo Fresnel instalado na ETSI.

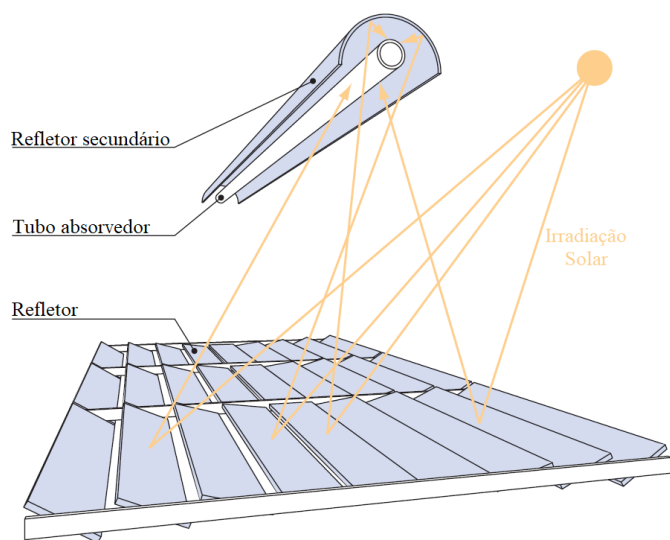


Figura 2. Esquemático dos espelhos refletores, refletor secundário e tubo absorvedor (os dois últimos compõem o receptor) de um coletor Fresnel (Burkholder and Kutscher, 2008).

focam a irradiação solar no receptor. O receptor, por sua vez, é composto por um refletor secundário e um tubo absorvedor (veja a Figura 2) onde, tanto o absorvedor, quanto à cavidade receptora são equipados com vidros isolantes térmicos. O tubo absorvedor de aço DNI 1.4541 (AISI321) é do tipo SCHOTT PTR70 (Schott Solar, 2013) e está instalado a 4 metros de altura do plano dos espelhos.

No interior do tubo absorvedor escoo o fluido de trabalho da planta (água líquida saturada), com pressão de operação de 13 bar, e temperatura nominal de 180°C. A Tabela 1 apresenta as principais características do coletor Fresnel.

A partida da planta ocorre quando uma dada irradiação solar mínima é alcançada ligando-se uma bomba que gera vazão dentro do tubo absorvedor. Após o início da operação da planta, a vazão é manipulada para controlar a temperatura de saída do coletor Fresnel a fim de seguir uma referência de temperatura de saída, bem como rejeitar perturbações. A perturbação mais crítica é causada por nebulosidades que provocam uma grande variação na irradiação incidente no campo solar, o que afeta de maneira rápida e com grande amplitude a temperatura de saída. O desligamento da planta ocorre quando uma dada

Tabela 1. Características do coletor Fresnel instalado na planta da ETSI (Bermejo et al., 2010; Schott Solar, 2013)

Parâmetro (símbolo)	Valor	Unidade
Área total ocupada	512	m^2
Área total de espelhos (A_t)	352	m^2
Comprimento do tubo absorvedor	64	m
Altura do tubo absorvedor	4	m
Comprimento unitário dos espelhos	4	m
Largura unitária dos espelhos	0,5	m
Largura total dos espelhos (G)	5,5	m
Número de filas de espelhos	22	-
Número total de espelhos	176	-
Massa específica do tubo absorvedor (ρ_m)	8027	kg/m^3
Diâmetro externo do tubo absorvedor	0,07	m
Diâmetro interno do tubo absorvedor	0,066	m
Capacidade calorífica do tubo absorvedor (c_m)	500	$J/(kg \cdot ^\circ C)$
Largura da cavidade receptora	0,3	m
Fluido térmico de trabalho	Água	-
Temperatura de operação	180	$^\circ C$
Pressão de operação	13	bar
Numero de linhas de espelhos	11	-
Refletividade nominal do espelho	0,92	-
Razão de concentração óptica	25	-
Curvatura dos espelhos	8,6-10,6	m
Potencia térmica nominal	120	kW

irradiação mínima é alcançada, ocasionando a parada da bomba.

O controle desse processo é crítico para a segurança, operação e viabilidade econômica da planta solar (Camacho et al., 2006). A fim de desenvolver projetos de controladores e otimizadores econômicos é vital o desenvolvimento da descrição matemática dos processos. Por isso, esse trabalho busca desenvolver uma estrutura para identificar os parâmetros do modelo dinâmico de parâmetros distribuídos do coletor Fresnel, cujas equações são apresentadas a seguir.

2.1 Modelo

A descrição matemática do comportamento da temperatura de um campo de coletores solares distribuídos no tempo e no espaço é dado pelas equações diferenciais parciais (1) e (2) (Camacho et al., 2006)

$$\rho_m c_m A_m \frac{\partial T_m}{\partial t}(t, x) = \dot{Q}_{sol}(t) - \dot{Q}_a(t, x) - \dot{Q}_f(t, x), \quad (1)$$

$$\rho_f c_f A_f \frac{\partial T_f}{\partial t}(t, x) + \rho_f c_f q(t) \frac{\partial T_f}{\partial x}(t, x) = \dot{Q}_f(t, x), \quad (2)$$

onde os subíndices m e f referem-se ao volume de controle do tubo absorvedor de metal e do fluido, respectivamente, enquanto que os subíndices sol , a e f referem-se ao sol, ao ambiente e ao fluido. A variável ρ é a massa específica (kg/m^3), c é o calor específico ($J/(kg \cdot ^\circ C)$), q é a vazão mássica (kg/s), T é a temperatura ($^\circ C$), t é o tempo (s), $x \in [0, L]$, com $L > 0$, é o espaço (m), \dot{Q}_{sol} é a taxa de calor (W) que flui do sol para o coletor solar, \dot{Q}_a representa as perdas térmicas (W) para o ambiente e \dot{Q}_f é o calor (W) transferido contido no fluido de trabalho que sai ao final

do tubo absorvedor. A condição de contorno de (2) é dada por

$$T(t, 0) = T_e(t), \quad (3)$$

na qual T_e é a temperatura de entrada do campo.

Por fim, a condição inicial do sistema é

$$T_m(0, x) = T_m^0(x), \quad T_f^0(x), \quad (4)$$

onde T_m^0 e T_f^0 são funções que satisfazem a solução de (1) e (2) em regime permanente.

Na literatura, o sistema de equações (1)-(4) é utilizado tanto para coletores solares do tipo calha parabólica quanto Fresnel. A diferença entre eles está principalmente em como se calcula a eficiência óptica η_{opt} já que os espelhos de cada um dos tipos se diferencia bastante um do outro. A eficiência óptica está contida no termo de entrada de calor solar, \dot{Q}_{sol} , conforme a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{sol} = \eta_T \eta_{opt} A_t I(t), \quad (5)$$

onde η_T e η_{opt} são a eficiência térmica e óptica do coletor solar, respectivamente, A_t (m²) é a área total de espelhos do coletor, e I a irradiação solar em W/m².

A eficiência óptica é determinada considerando a mecânica solar, refletividade dos espelhos, transmitâncias dos vidros isolantes, e absorbância do tubo absorvedor (Burkholder and Kutscher, 2008). Portanto, a eficiência óptica contém parâmetros constantes e variáveis no tempo. Por exemplo, dada a orientação e hora solar do coletor se saberá o ângulo de incidência dos raios solares bem como as respectivas perdas por cosseno. Porém, a refletividade e outras características dos materiais podem variar com o envelhecimento da planta, acúmulo de crostas de sujeira entre outros. Assim, a parte determinística e constante é separada da variável, onde η_{opt} é calculada conforme descrito por Brandão et al. (2022), podendo-se calcular a irradiação equivalente $I_{eq} = I(t)\eta_{opt}$. Os termos variáveis no tempo são incorporados na eficiência térmica η_T , a qual será estimada neste trabalho.

O modelo descrito pelas equações (1) e (2) deve ser discretizado no tempo e espaço para ser resolvido numericamente. Neste trabalho, a aproximação discreta aplicada é baseada no esquema de diferenças finitas de Euler para o tempo e espaço, conforme apresentado na Figura 3.

A derivada espacial em um dado instante de tempo é aproximada por

$$\frac{\partial T_f}{\partial x}(t, x) \approx \frac{T_f(t, n) - T_f(t, n-1)}{\Delta x},$$

na qual $\Delta x = L/S$ é o comprimento da discretização espacial, S é o número de pontos, e $n \in \{1, \dots, S\}$ é o n -ésimo volume espacial. É importante notar que $T_{t,0} = T_e(t)$, conforme a condição de contorno apresentada na Equação (3).

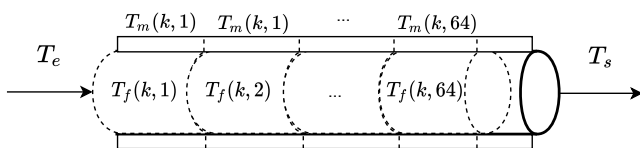


Figura 3. Discretização do tubo absorvedor considerando $S=64$.

Com relação às derivadas no tempo, são considerados M valores constantes ao longo do horizonte de tempo, tal que $\tau_k \in [0, t_f]$, $k = \{1, \dots, M\}$, são os pontos da malha de discretização no tempo, com

$$0 = \tau_1 < \dots < \tau_{M-1} < \tau_M = t_f.$$

Esta discretização é assumida equidistante por simplicidade. Logo,

$$\Delta t = \frac{t_f}{M-1}, \quad \tau_k = (k-1)\Delta t, \quad k \in \{1, \dots, M\}.$$

e as aproximações correspondentes à derivada no tempo são

$$\frac{\partial T_m}{\partial t}(t, x) \approx \frac{T_m(k+1, x) - T_m(k, x)}{\Delta t},$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial t}(t, x) \approx \frac{T_f(k+1, x) - T_f(k, x)}{\Delta t}.$$

Utilizando as aproximações das derivadas no tempo e espaço apresentadas acima, as Equações (1)-(2) são transformadas nas seguintes expressões algébricas discretas:

$$T_m(k+1, n) = T_m(k, n) + \Delta t \left(\frac{\dot{Q}_{sol}(k)}{\rho_m c_m A_m} - \frac{\dot{Q}_a(k, n)}{\rho_m c_m A_m} - \frac{\dot{Q}_f(k, n)}{\rho_m c_m A_m} \right), \quad (6)$$

$$T_f(k+1, n) = T_f(k, n) + \Delta t \left(\frac{q(k)}{A_f} \frac{T_f(k, n) - T_f(k, n-1)}{\Delta x} + \frac{\dot{Q}_f(k, n)}{\rho_f c_f A_f} \right), \quad (7)$$

onde

$$\dot{Q}_a = D_m \pi [a(T_m(k, n) - T_a(k))^3 + b(T_m(k, n) - T_a(k))], \quad (8)$$

$$\dot{Q}_f = D_f \pi H t (T_m(k, n) - T_f(k, n)), \quad (9)$$

D_m (m) o diâmetro equivalente das paredes metálicas do tubo, D_f (m) o diâmetro interno do tubo, a e b os coeficientes do polinômio proposto para o coeficiente de perdas térmicas do absorvedor e H_t (W/(m °C)) o coeficiente de transferência térmica entre as paredes metálicas do tubo e o fluido.

Cabe salientar que os autores propõem uma função polinomial de terceira ordem para o coeficiente de perdas térmicas, equação (8), ao invés de polinômios de segunda e quarta ordem tipicamente usados (Robledo et al., 2011; Spoladore et al., 2011; Camacho et al., 2006). Isso é feito para que seja numericamente possível inverter o sinal de \dot{Q}_a da equação (8), e conseqüentemente, do termo de perda para o ambiente da equação (6). Isto é, para que o modelo possa representar o caso onde o tubo absorvedor recebe calor do ambiente ao invés de perdê-lo. Esse caso ocorre caso a planta não opera durante dias ficando em torno do equilíbrio com o ambiente. Nesse caso é possível que $T_m < T_a$. Assim, o modelo é numericamente capaz de reproduzir o comportamento da planta em tempo real tornando-se uma ferramenta para tomada de decisão de partida e desligamento independentemente do estado da mesma.

Para realizar a integração das Equações (6) e (7), basta iterar $T_m(k+1, n)$ e $T_f(k+1, n)$ a partir de condições iniciais e de contorno dadas em $T(0, n)$ e $T(k, 0)$, respectivamente, de $n=1$ até $n=S$, e de $k=1$ até $k=M$. Para

integração utilizou-se o pacote *ode45* (Shampine et al., 1997) do matlab.

3. IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS

O modelo apresentado na seção anterior é baseado em princípios fenomenológicos, e portanto, leva em conta as principais dinâmicas que ocorrem na planta. Além das características ópticas do coletor, o modelo inclui aspectos termodinâmicos, tais como, a massa específica, calor específico e coeficientes de transferência de calor entre o fluido térmico, tubo metálico e o ambiente. Apesar desses parâmetros serem conhecidos para substâncias puras e a partir de catálogos dos materiais, seus valores podem variar de forma sensível devido ao envelhecimento da planta, corrosão, e deposição de sais e incrustações nas superfícies. Logo, eles precisam ser estimados para obter um modelo atualizado da planta.

Uma das principais vantagens das Equações (6) e (7) é que elas permitem estimar estes valores comparando sua resposta com dados experimentais. Para isso, um processo de minimização não linear descrito na pela equação (10) é definido para ajustar os dados no modelo proposto, onde a função custo é definida como o somatório do erro quadrático normalizado entre a temperatura de saída do modelo, $T_f(k, 64)$, e a temperatura medida na planta, $T_f^*(k)$, ao longo de 3 dias. Neste caso, os parâmetros citados acima são as variáveis de decisão do problema de otimização, estabelecendo como ponto inicial para a otimização os valores experimentais e de fabricantes previamente medidos, e restringindo seus valores máximos e mínimos por restrições lineares para preservar os sentidos físicos e térmicos.

Para $n \in \{1, \dots, 64\}$, define-se o problema de otimização:

$$\min_{\eta_T, \rho_f, c_f, a, b, Ht} \sum_{k=1}^M \frac{T_f(k, 64) - T_f^*(k)}{T_f^*(k)^2}$$

sujeito à,

$$T_m(k+1, n) = T_m(k, n) + \Delta t \left(\frac{\dot{Q}_{sol}(k)}{\rho_m c_m A_m} - \frac{\dot{Q}_a(k, n)}{\rho_m c_m A_m} - \frac{\dot{Q}_f(k, n)}{\rho_m c_m A_m} \right),$$

$$T_f(k+1, n) = T_f(k, n) + \Delta t \left(\frac{q(k)}{A_f} \frac{T_f(k, n) - T_f(k, n-1)}{\Delta x} + \frac{\dot{Q}_f(k, n)}{\rho_f c_f A_f} \right),$$

$$T_m(0, j) = T_m^0(j),$$

$$T_f(0, j) = T_f^0(j),$$

$$T_f(k, 0) = T_e(k),$$

$$0 \leq \eta_T \leq 1,$$

$$800 \leq \rho_f \leq 1000,$$

$$4200 \leq c_f \leq 4500,$$

$$0 \leq a \leq \infty,$$

$$0 \leq b \leq \infty,$$

$$353 \leq Ht \leq 2500,$$
(10)

onde $M = 207605$, e os limites mínimos e máximos foram escolhidos com base em parâmetros físicos e tabelas de propriedades dos materiais. A cada iteração da equação

(10) é realizada a integração da equação (6) e equação (7) ao longo do tubo absorvedor desde o passo 1 até M . Esse código é executado até que o critério de parada seja alcançado. Tal critério é composto por uma condição de número máximo de iterações, e outra de convergência da derivada da função objetivo para um valor constante.

O algoritmo *fmincon* do MATLAB (Byrd et al., 2000) foi utilizado para resolver o problema de identificação dos parâmetros do modelo. As variáveis de decisão do problema são a eficiência térmica, massa específica do fluido, os coeficiente a e b das perdas térmicas na equação (8), e coeficiente de transmissão térmica entre metal e água, respectivamente. É considerado que os parâmetros a serem identificados são iguais para todos as seções discretizadas do tubo absorvedor. Os dados de entrada foram interpolados para serem utilizados com tempos de integração de 5s.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Figura 4.a apresenta os perfis de vazão volumétrica, $q_v = q\rho_f$, (linha preta contínua) e irradiação (linha amarela contínua). A Figura 4.b descreve a temperatura de entrada (linha contínua preta) e ambiente (linha preta pontilhada). Ambas as Figuras 4.a e 4.b descrevem as variáveis de entrada do modelo, compreendidas por medições desde 10 de junho até 13 de junho de 2009. Note, na Figura 4.a e 4.b, que as variáveis possuem um perfil intermitente entre o dia e a noite.

Além da intermitência, a temperatura de entrada descrita na Figura 4.b possui fortes oscilações ao longo do dia e um decaimento sem oscilações à noite. As oscilações durante o dia ocorrem porque a planta liga, gerando um escoamento no circuito hidráulico fechado. Considerando que os sensores de temperatura são instalados em pontos fixos nesse circuito, o gradiente de temperatura ao longo do tubo gera um perfil oscilatório quando passa pelo sensor de temperatura, cujas oscilações têm período igual ao tempo de residência hidráulico do circuito. Alternativamente, pode-se analisar o período das oscilações como o tempo que o fluxo pistonado a uma dada temperatura no interior dos tubos leva para fazer uma volta no circuito tendo a posição dos sensores de temperatura como referência. Similarmente, note, nas Figura 4.a e 4.b, que durante o desligamento da planta, quando $I_{eq} \leq 200$ e vazão volumétrica de $q_v = 0$ na Figura 4.a, começa um decaimento sem oscilações tanto da temperatura de entrada quanto de saída do coletor, como pode ser observado na Figura 3.a e 3.b, respectivamente.

O algoritmo de identificação foi precisou de 56:34h para convergir o erro para um mínimo. Os parâmetros identificados estão descritos na Tabela 2.

Tabela 2. Resultado da identificação de parâmetros.

Parâmetro	Valor
η_T	0,3697
ρ_f	940,0326
c_f	4,3500E+3
a	4,9110E-6
b	0,0750
Ht	999,9973

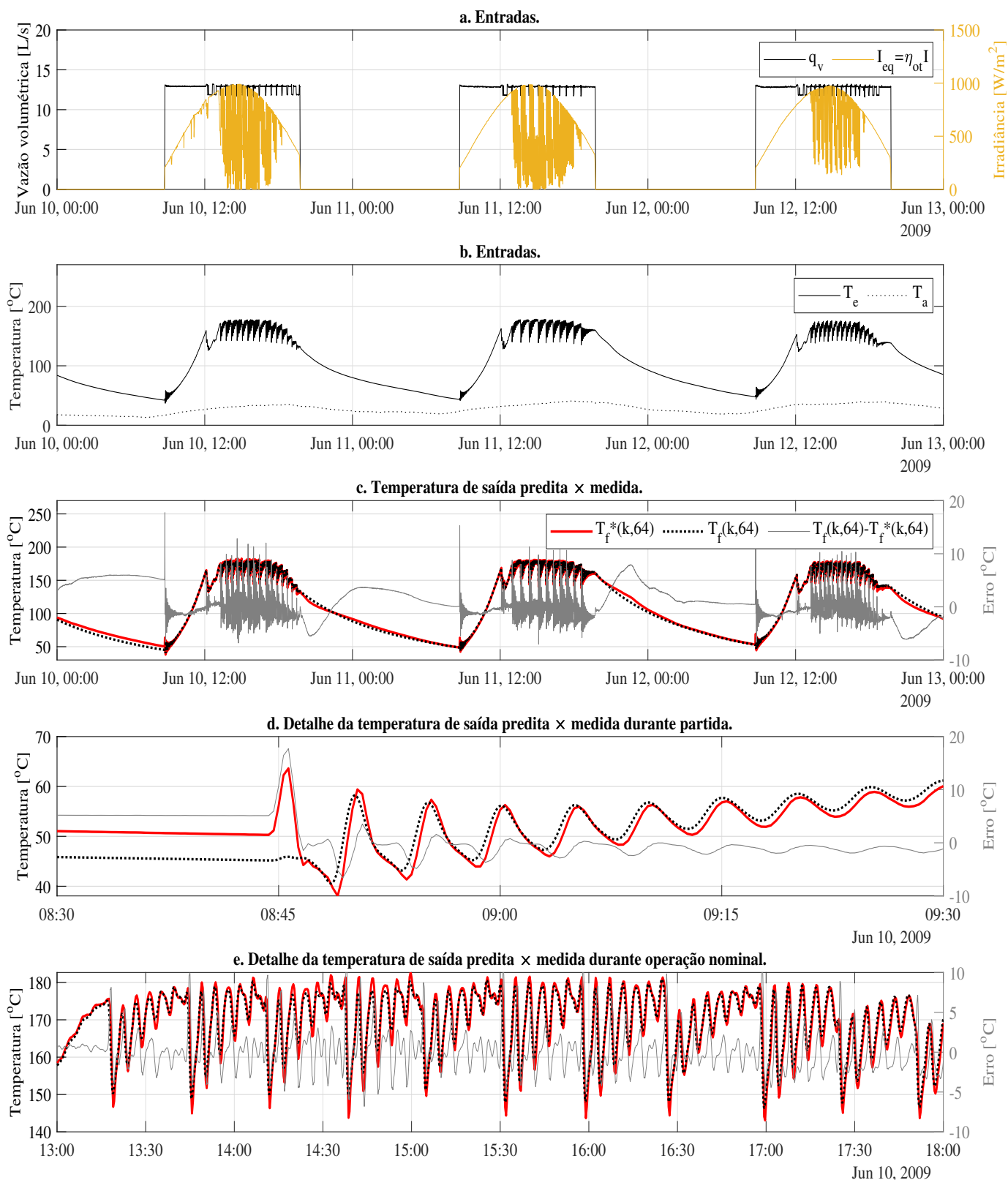


Figura 4. a. Vazão volumétrica de entrada do coletor (linha preta contínua), No eixo y da direita tem-se a irradiação solar equivalente (linha amarela contínua). b. Temperatura de entrada no coletor (linha preta contínua) e Temperatura ambiente (linha preta pontilhada). c. Temperatura medida (linha vermelha contínua) e temperatura predita pelo modelo (linha preta pontilhada). No eixo y da direita tem-se o erro entre as temperaturas medidas e previstas (linha contínua cinza). d. Ampliação da Figura 4.c durante uma partida. e. Ampliação da Figura 4.c durante operação.

A Figura 4.c apresenta o resultado da predição do modelo, $T_f(k, 64)$, (linha preta pontilhada contínua) contrastado com a temperatura de saída medida, $T_f^*(k, 64)$, (linha vermelha contínua), bem como o erro entre o predito e o medido (eixo y direito, linha cinza contínua). Nota-se, por inspeção, que o modelo com os parâmetros identificados é capaz de prever o perfil de temperaturas de saída medidas ao longo do dia e da noite. Observe, no eixo y direito da Figura 4.c, que o maior erro gerado ao longo dos três dias é da ordem de 20°C no momento da partida da planta que ocorre antes das 12:00.

A Figura 4.d amplia o perfil das temperaturas de saída e preditas durante a partida da planta descritas na Figura 4.c, desde às 08:30 até às 09:30 do dia 10 de junho de 2009. Veja na Figura 4.d, às 08:45, que quando a planta liga ocorrem oscilações amortecidas. O modelo não é capaz de captar a primeira oscilação, gerando o pico de erro nesse momento. Esse erro é alto em relação às baixas temperaturas no início do dia. Do ponto de vista energético, esse erro possui menor impacto na análise e produção, uma vez que ocorre a temperaturas mais baixas, e, portanto, possui menor impacto na operação da planta de absorção.

A Figura 4.e amplia o perfil das temperaturas de saída e preditas durante a operação da planta descritas na Figura 4.c, desde às 13:00 até às 18:00 do dia 10 de junho de 2009. Note que operando em torno da temperatura nominal de operação o erro fica praticamente entre $\pm 5^\circ\text{C}$, e a temperatura predita segue de maneira satisfatória as temperaturas medidas mesmo com fortes oscilações. Do ponto de vista da identificação, esses dados oscilatórios em uma larga faixa de temperatura são adequados para obter parâmetros representativos do modelo.

Por fim, é realizada a regressão linear dos resultados do modelo identificado *versus* medições, cujo gráfico está disponível na Figura 5. Constata-se que as temperaturas de saída preditas pelo modelo possuem uma relação linear satisfatória em comparação às temperaturas de saída medidas do coletor Fresnel, com um coeficiente de determinação na ordem de $R^2 = 0.995$ e erro quadrado médio na ordem de $RMSE = 2.93^\circ\text{C}$.

5. CONCLUSÃO

Este artigo realiza a identificação da eficiência térmica, do coeficiente de perdas de calor para o ambiente e do coeficiente de troca térmica de um modelo dinâmico de parâmetros distribuídos do coletor solar Fresnel instalado na ETSI. Os resultados indicam que os parâmetros identificados compõem um modelo adequado do coletor Fresnel, comparando-se as temperaturas preditas com as medidas. A principal contribuição do trabalho está na identificação dos parâmetros considerando um conjunto de dados de três dias de operação contínua, totalizando 207605 amostras, obtidas, inclusive, durante a noite. Levando-se em conta o que foi analisado, a identificação de parâmetros viabiliza o projeto de controladores e otimizadores para operação, partida e desligamento da planta de absorção da ETSI. Para futuros trabalhos, pretende-se validar o modelo a partir de um conjunto de dados não relacionado com o conjunto utilizado para a identificação.

AGRADECIMENTOS

Diogo O. Machado agradece ao IFRS - campus Rio Grande pelo apoio ao afastamento para doutoramento, à Fundación Carolina, SEGIB e ao programa Print da UFSC pelas bolsas de mobilidade. À Universidade de Sevilha e à ETSI pelos dados utilizados. O presente trabalho foi realizado com o apoio da CAPES, entidade do Governo Brasileiro voltada para a formação de recursos humanos.

REFERÊNCIAS

- Agency, I.E. (2021). Net zero by 2050 - a roadmap for the global energy sector. *IEA*. URL www.iea.org/t&c/.
- Alsagri, A.S., Alrobaian, A.A., and Almohaimed, S.A. (2020). Concentrating solar collectors in absorption and adsorption cooling cycles: An overview. *Energy Conversion and Management*, 223, 113420. doi:10.1016/J.ENCONMAN.2020.113420.
- Bermejo, P., Pino, F.J., and Rosa, F. (2010). Solar absorption cooling plant in seville. *Solar Energy*, 84, 1503–1512. doi:10.1016/j.solener.2010.05.012.
- Brandão, A.S.M., da Costa Mendes, P.R., and Normey-Rico, J.E. (2022). Simplified optical model, aiming strategy and partial defocusing strategy for solar Fresnel collectors. *Renewable Energy*, 188, 11–36. doi:10.1016/J.RENENE.2022.02.019.
- Burkholder, F. and Kutscher, C. (2008). Heat loss testing of schott's 2008 ptr70 parabolic trough receiver. Technical report, NREL - National Renewable Energy Laboratory. URL <http://www.osti.gov/bridge>.
- Byrd, R.H., Gilbert, J.C., and Nocedal, J. (2000). A trust region method based on interior point techniques for nonlinear programming. *Mathematical Programming, Series B*, 89, 149–185. doi:10.1007/PL00011391.

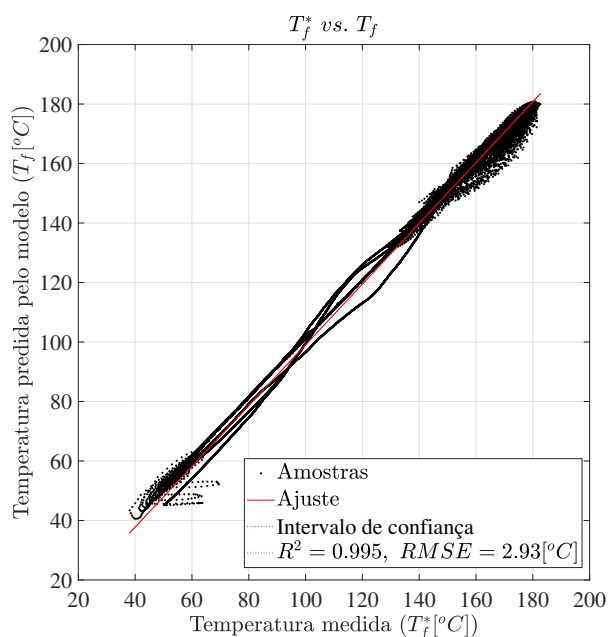


Figura 5. Regressão linear entre as temperaturas medidas e as temperaturas preditas pelo modelo. Tem-se o Coeficiente de determinação (R^2) e o erro quadrático médio ($RMSE$), do inglês, *Root Mean Squared Error*.

- Camacho, E., Berenguel, M., Rubio, F.R., and Martínez, D. (2006). *Control of Solar Energy Systems*. Springer London Dordrecht Heidelberg New York. doi:10.1007/978-0-85729-916-1.
- Empresa de Pesquisa Energética (2018). *Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética*. URL https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT%20EPE%20030_2018_18Dez2018.pdf.
- Gebreslassie, B.H., Medrano, M., and Boer, D. (2010). Exergy analysis of multi-effect water–liBr absorption systems: From half to triple effect. *Renewable Energy*, 35(8), 1773–1782. doi:<https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.01.009>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148110000133>.
- International Energy Agency (2018). *The future of cooling : opportunities for energy-efficient air conditioning*. OECD Publishing.
- Lindmark, S. (2005). *The Role of Absorption Cooling for Reaching Sustainable Energy Systems*. Master’s thesis, KTH, Stockholm.
- Ministério de Minas e Energias (2021). Atlas da eficiência energética no brasil. URL https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-651/Atlas2021_PT_2022_02_04.pdf.
- Moran, M., Shapiro, H., Boettner, D., and Bailey, M. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 8th Edition*. Wiley. URL <https://books.google.com.br/books?id=ux0bAwAAQBAJ>.
- Normey-Rico, J.E. and Camacho, E. (2007). *Control of Dead-time Processes*. Springer-Verlag London.
- Organização das Nações Unidas (2022). Agenda de desenvolvimento sustentável no brasil.
- Robledo, M., Escaño, J.M., Núñez, A., Bordons, C., and Camacho, E.F. (2011). Development and experimental validation of a dynamic model for a fresnel solar collector. *IFAC Proceedings Volumes*, 44. doi:10.2514/6.2015-1563. URL <https://www.sciencedirect.com/journal/ifac-proceedings-volumes/vol/44/issue/1>.
- Schott Solar (2013). *SCHOTT PTR70 Receiver The 4 th Generation*. URL https://d3pcsg2wj9izr.cloudfront.net/files/31497/download/461508/1-schott_ptr70_4th_generation_brochure.pdf.
- Shampine, L.F., Reichelt, M.W., and Comput, S.J.S. (1997). The matlab ode suite *. *Society for Industrial and Applied Mathematics*, 18, 1–22. URL <http://www.siam.org/journals/sisc/18-1/27642.html>.
- Shirazi, A., Taylor, R.A., Morrison, G.L., and White, S.D. (2018). Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Conversion and Management*, 171, 59–81. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.091>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890418305752>.
- Spoladore, M., Camacho, E.F., and Valcher, M.E. (2011). Distributed parameters dynamic model of a solar fresnel collector field. In *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, volume 44, 14784–14789. IFAC Secretariat. doi:10.3182/20110828-6-IT-1002.02992.