

# METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE UMA PEQUENA CENTRAL HELIOTÉRMICA

**Marcelo Wendel** – marcelowendel@yahoo.com.br

**Sergio Colle** – colle@emc.ufsc.br

**José M. Cardemil** – jose.cardemil@lepten.ufsc.br

LEPTEN, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina

**Francisco M. Miller** – fmmiller@petrobras.com.br

Centro de Pesquisa Leopoldo Américo Miguez de Mello, Petrobras

**Resumo.** O presente estudo tem o objetivo de desenvolver uma metodologia para a simulação transiente de uma central heliotérmica de micro escala (120 kWe) que seja adequada em termos de precisão e esforço computacional. A planta considerada emprega calhas parabólicas para a captação da radiação solar e um ciclo de Rankine orgânico para a geração de eletricidade. A metodologia proposta neste estudo é implementada no software de simulação TRNSYS. Novos módulos são desenvolvidos no TRNSYS para o campo de coletores e para o ciclo de potência. O módulo do campo de calhas parabólicas é baseado em uma curva de eficiência experimental para o coletor solar. No caso do ciclo de Rankine, o módulo é baseado em polinômios de desempenho gerados no software EES a partir de um modelo termodinâmico detalhado, o qual é calibrado com dados de desempenho do fabricante do equipamento escolhido. Distintas configurações para a planta são consideradas. Um algoritmo de otimização é usado para a busca de um ponto ótimo de operação em cada caso. Resultados são apresentados para os municípios brasileiros de Fortaleza, Petrolina e Bom Jesus da Lapa, sendo que o último oferece o melhor desempenho global para a planta. Uma análise da influência do armazenamento térmico sobre a eficiência e o fator de capacidade anuais mostra tendências semelhantes aos resultados encontrados na literatura. A simulação da planta revela-se numericamente estável, sendo adequada para a análise do comportamento dinâmico e do desempenho de longo prazo de uma central heliotérmica de micro escala.

**Palavras-chave:** Energia Solar Concentrada, Calha Parabólica, Ciclo de Rankine Orgânico, TRNSYS.

## 1. INTRODUÇÃO

O grande benefício das centrais heliotérmicas reside na substituição da eletricidade gerada a partir de combustíveis fósseis e na consequente atenuação dos possíveis impactos da emissão de dióxido de carbono sobre as mudanças climáticas. Como um benefício adicional, as centrais heliotérmicas oferecem maior segurança energética, uma vez que a tecnologia não sofre influência direta de flutuações no preço e de incertezas no suprimento de combustíveis fósseis. As tecnologias de energia solar concentrada caracterizam-se pelo aproveitamento da radiação solar para produção de energia elétrica ao concentrar a radiação através de grandes espelhos que rastreiam o Sol. No presente momento, há quatro tecnologias comercialmente relevantes: calhas parabólicas; refletores Fresnel; torres solares; e pratos parabólicos (Richter *et al.*, 2009). No contexto da geração de energia elétrica, a tecnologia de calhas parabólicas revela-se a mais amadurecida (Mills, 2004) e de menor custo de geração em grande escala (Price *et al.*, 2002).

Este estudo analisa uma central heliotérmica de micro escala, na qual se gera eletricidade por um ciclo de Rankine com fluido de trabalho orgânico e com potência nominal líquida de 120 kWe. Para a captação da radiação, adota-se um coletor compacto da tecnologia de calha parabólica. Uma característica importante do coletor adotado é a baixa temperatura de operação, limitada a 300°C. Para fontes de calor de baixa temperatura, o uso de fluidos orgânicos em substituição à água no ciclo de Rankine proporciona um equipamento mais simples e de maior rendimento. Opcionalmente, o calor captado pelos coletores solares pode ser armazenado em reservatórios térmicos ou complementado por uma fonte auxiliar de energia.

A análise da operação transiente de sistemas de energia solar envolve uma interdependência complexa entre os componentes do sistema e uma grande quantidade de cálculos repetitivos, impossibilitando estimativas acuradas por métodos tradicionais (Klein *et al.*, 1975). Dessa forma, simulações transientes são necessárias quando se deseja levar em conta adequadamente o efeito oriundo de variações na oferta ou na demanda de energia. Neste estudo, a necessidade da simulação transiente surge fundamentalmente pela variação da radiação solar (oferta) ao longo do tempo.

O principal objetivo deste estudo é o desenvolvimento de uma ferramenta de simulação transiente para uma planta com a configuração descrita anteriormente. Essa ferramenta deve ser capaz de quantificar o desempenho da planta para diferentes concepções de projeto, condições ambientais e de demanda. O *software* Transient System Simulation Program (TRNSYS) (Klein *et al.*, 2007) é escolhido para realizar a simulação completa da planta. Módulos do TRNSYS contendo modelos que se adaptem ao presente estudo não são encontrados para os dois principais componentes da planta: campo de coletores solares e ciclo de Rankine. Novos módulos para cada um dos componentes

são desenvolvidos no TRNSYS com base em orientações dos fabricantes dos equipamentos adotados e em descrições encontradas na literatura.

Patnode (2006) desenvolveu um modelo detalhado de um ciclo de Rankine tradicional com vapor de água integrado a um campo de calhas parabólicas. Polinômios de desempenho em regime permanente para o ciclo foram gerados separadamente com o EES e inseridos em uma simulação no TRNSYS em conjunto com um condensador e uma torre de resfriamento. Os modelos do ciclo de potência e do campo de coletores foram validados com medições de temperatura e de vazão da usina SEGS VI. Lippke (1995) estudou o comportamento sob carga parcial de uma usina SEGS (Solar Electric Generating Systems) típica, com potência igual a 30 MW e avaliou a geração de energia elétrica usando um modelo termodinâmico detalhado. O desempenho térmico do campo de coletores foi modelado com base em curvas de eficiência obtidas para o coletor solar Luz LS-2.

Schwarzbözl (2006) documenta a biblioteca Solar Thermal Electric Components (STEC), que contém modelos para a simulação no TRNSYS de componentes usados na geração de eletricidade por energia solar concentrada, tais como campo de calhas parabólicas, campo de heliostatos, receptores de torres solares, ciclos de Rankine, ciclos Brayton e reservatórios térmicos específicos. O módulo do campo de calhas parabólicas da biblioteca STEC é baseado no modelo empírico do campo de coletores proposto por Lippke. Jones *et al.* (2001) criaram um modelo de simulação detalhado no TRNSYS para o desempenho de uma usina SEGS usando módulos disponíveis pela biblioteca STEC. A modelagem abrange tanto o campo de coletores quanto o ciclo de Rankine, mas não considera a operação da planta com complementação de gás natural. Encontra-se boa concordância entre predições do modelo e medições para a usina SEGS VI. Efeitos transientes durante a passagem de nuvens e durante a ativação e a desativação da planta são adequadamente considerados. Embora a modelagem do campo de calhas parabólicas assemelhe-se à modelagem proposta por Lippke, o modelo de Jones *et al.* torna-se mais complexo ao considerar acuradamente o comportamento transiente da planta.

Kolb e Hassani (2006) discutem sobre o sistema de armazenamento térmico projetado para a planta solar de Saguaro, localizada no estado norte-americano do Arizona, e sobre o novo modelo de simulação desenvolvido no *software* TRNSYS para a avaliação do desempenho do sistema de armazenamento proposto. A planta emprega calhas parabólicas e um ciclo de Rankine orgânico usual, adaptado de aplicações de energia geotérmica. São tomados também como orientação para este estudo relatos técnicos encontrados na literatura a respeito de três plantas de pequeno porte, as quais entraram em operação nos Estados Unidos no fim década de 70: Willard (Fenton *et al.*, 1984), com potência de 25 hp; Gila Bend (Duffie e Beckman, 2006), com potência de 50 hp; e Coolidge (Larson, 1987), com potência de 200 kW. Todas as plantas incorporavam um ciclo de Rankine orgânico para a conversão do calor em trabalho mecânico e calhas parabólicas como coletores solares.

Neste estudo, a modelagem termodinâmica do ciclo de Rankine é realizada utilizando o *software* Engineering Equation Solver (EES) (Klein, 2009). Esta ferramenta mostra-se robusta para a solução de sistemas não-lineares e incorpora correlações termodinâmicas para diversos fluidos orgânicos. Dessa forma, o EES pode gerar equações para o desempenho do ciclo em função das variáveis mais relevantes para a simulação da planta. Finalmente, utilizam-se essas equações de desempenho como base para o desenvolvimento de um módulo no TRNSYS, o qual possibilita a inclusão do ciclo na simulação transiente da planta. McMahan (2006) e Patnode (2006) empregam a mesma metodologia adotada neste estudo para a inclusão de ciclos de potência dentro de simulações de sistemas com outros componentes. Kolb e Hassani (2006) também optam pela inclusão no TRNSYS de equações simplificadas para o desempenho do ciclo de Rankine, mas usam o *software* Aspen Plus em vez do EES para a geração das equações de desempenho.

## 2. METODOLOGIA

Informações fornecidas pelos fabricantes são tomadas como referência para a modelagem do campo de coletores e do ciclo de Rankine. Para este estudo, adota-se o coletor solar compacto IST-PT, da tecnologia de calha parabólica, fabricado pela empresa Industrial Solar Technology Corp (IST). Para o ciclo de Rankine, adota-se o equipamento FP120, com potência nominal de 120 kWe, fabricado pela Freepower Ltd, uma empresa especializada em ciclos de Rankine com fluidos orgânicos. Ambos os equipamentos são escolhidos por serem adequados à planta de micro escala considerada para este estudo.

### 2.1 Modelagem do campo de coletores

Elabora-se para o campo de coletores um modelo matemático de natureza empírica, tendo como parte central uma curva de eficiência gerada a partir de resultados experimentais. Adota-se a equação proposta por Lippke (1995) para a eficiência térmica do coletor solar ( $\eta_c$ ), conforme a expressão que segue.

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_u'''}{\dot{G}_{b,n}} = IAM (a_1 + a_2 \Delta T) f_{ponta} - b_1 \frac{\Delta T}{\dot{G}_{b,n}} - b_2 \frac{\Delta T^2}{\dot{G}_{b,n}} \quad (1)$$

onde  $\dot{Q}_u'''$  é a taxa de ganho de calor útil por unidade de área, em W/m<sup>2</sup>,  $\dot{G}_{b,n}$  é a taxa de radiação direta medida no plano normal à direção de incidência dos raios solares, em W/m<sup>2</sup>, IAM é o modificador do ângulo de incidência

proposto por Lippke,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$  e  $b_2$  são coeficientes determinados experimentalmente,  $f_{ponta}$  é o fator de perdas ópticas pelas extremidades e  $\Delta T$  é a diferença entre a temperatura média do fluido térmico (média aritmética entre as temperaturas de entrada e de saída) e a temperatura ambiente, em °C.

De acordo com Dudley *et al.* (1995), a experiência com calhas parabólicas indica que o termo de eficiência óptica da equação de eficiência pode ser variado ligeiramente para que se leve em conta o acúmulo de sujeira nos espelhos e no envoltório transparente do coletor ao longo do tempo. O próprio fabricante do coletor IST-PT sugere que a eficiência óptica seja reduzida por um fator entre 0,90 e 0,92 para que essas perdas sejam consideradas. Também em adição ao modelo de Lippke, um fator de perdas por sombreamento leva em conta o sombreamento entre fileiras paralelas. Dessa forma, a expressão definitiva para a eficiência do campo de coletores assume o seguinte formato, incluindo um fator de perdas ópticas por sujeira ( $f_{sujeira}$ ) e por sombreamento ( $f_{sombra}$ ) conforme a expressão que segue.

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_u''}{G_{b,n}} = IAM (a_1 + a_2 \Delta T) f_{sujeira} f_{sombra} f_{ponta} - b_1 \frac{\Delta T}{G_{b,n}} - b_2 \frac{\Delta T^2}{G_{b,n}} \quad (2)$$

Para o fator de perdas  $f_{sujeira}$ , o valor de 0,91 é adotado conforme a recomendação do fabricante. Para a determinação dos fatores  $f_{sombra}$  e  $f_{ponta}$ , expressões em função do ângulo de incidência e do ângulo de zênite solar são apresentadas respectivamente por Stuetzle (2002) e Lippke (1995). São fornecidas por Dudley *et al.* (1995) curvas de desempenho empíricas para o coletor IST-PT em função da temperatura de operação, do nível de radiação e do ângulo de incidência. Para o coletor IST-PT que emprega filme de prata como superfície refletora, vidro borossilicato sem nenhum revestimento anti-reflexivo como envoltório transparente e um tubo de aço revestido por níquel preto como absorvedor, a eficiência pode ser estimada através da Eq. (1) e dos coeficientes empíricos listados na Tab. 1. A seguinte expressão para o modificador do ângulo de incidência do coletor IST-PT é fornecida por Dudley *et al.* (1995):

$$IAM = \cos(\theta) + 0,0003178\theta - 0,00003985\theta^2 \quad (3)$$

onde o ângulo de incidência ( $\theta$ ) deve ser dado em graus. Adicionalmente, para que se represente corretamente o funcionamento do campo de coletores ao longo de um ano, é preciso considerar questões operacionais, como é o caso do controle de acionamento das bombas e dos dispositivos de segurança. Para isso, toma-se como referência, além da literatura e das orientações do fabricante, o código do modelo de coletor solar da biblioteca STEC (Schwarzbözl, 2006), a qual contém módulos dedicados à simulação de geração elétrica no *software* TRNSYS.

Tabela 1. Valores usados na equação de eficiência do coletor.

Primeiro coeficiente de eficiência óptica ( $a_1$ )	+0,7236
Segundo coeficiente de eficiência óptica ( $a_2$ )	-0,00006836°C <sup>-1</sup>
Primeiro coeficiente de perdas térmicas ( $b_1$ )	+0,1468 W/(m <sup>2</sup> ·°C)
Segundo coeficiente de perdas térmicas ( $b_2$ )	+0,001672 W/(m <sup>2</sup> ·°C <sup>2</sup> )

O novo módulo para o campo de coletores desenvolvido no TRNSYS apresenta duas variações. Na primeira variação, adota-se uma vazão fixa para o fluido térmico ao longo do campo de coletores, permitindo a oscilação da temperatura de saída do fluido. Na segunda variação, ajusta-se continuamente a vazão para que se atinja o nível desejado para a temperatura de saída do fluido. Para a elaboração do módulo, realizam-se as seguintes suposições: adota-se a hipótese de regime permanente; admite-se rastreamento e estado de conservação perfeitos para todos os coletores ao longo de sua vida útil, com a exceção da deposição de sujeira sobre os espelhos concentradores e sobre o envoltório transparente; e despreza-se a velocidade do vento tanto no sistema de segurança do campo quanto no cálculo do desempenho térmico do coletor solar.

## 2.2 Modelagem do ciclo de Rankine

A estrutura do equipamento adotado para o ciclo de Rankine é bastante simples, apresentando poucos componentes: um gerador de vapor, uma turbina, um condensador, uma bomba, um recuperador e um gerador elétrico. Não se observa nenhuma extração de fluido ao longo da turbina, característica comum em ciclos de fluido orgânico. O sistema é comercializado completo e fechado, impossibilitando a alteração de sua estrutura interna. Dessa forma, conecta-se o equipamento ao restante da planta por meio de apenas dois circuitos, um com fluido térmico para o fornecimento de calor no gerador de vapor e outro com um fluido de resfriamento para a rejeição de calor no condensador. A disposição dos principais componentes e de ambos os circuitos é ilustrada na Fig. 1. As informações disponíveis publicamente estão resumidas na Tab. 2.

**Ciclo de Rankine orgânico.** O processo de geração de eletricidade em um ciclo de Rankine orgânico é análogo ao processo em um ciclo de Rankine convencional, diferenciando-se basicamente pelo emprego de fluidos orgânicos, como hidrocarbonetos ou fluidos refrigerantes, em substituição ao vapor de água. A configuração de ciclo de Rankine orgânico que se encontra com maior frequência em aplicações comerciais é a mesma exibida pelo diagrama de fluxo da

Fig. 1. A única discrepância dessa concepção em relação a um ciclo convencional está na presença do recuperador, o qual aproveita parte da energia disponível na saída da turbina para pré-aquecer o fluido na entrada do gerador de vapor. Outro aspecto evidente no esquema da Fig. 1 é a ausência de um conjunto de pré-aquecedores de água de alimentação, os quais são comuns em ciclos de Rankine convencionais.

Tabela 2. Dados do equipamento adotado neste estudo (valores para a condição nominal).

Fabricante / modelo	Freepower Ltd / FP120
Ciclo / fluido de trabalho	Ciclo de Rankine / hidrocarboneto
Potência térmica fornecida	742 kW
Potência de resfriamento	612 kW
Potência elétrica líquida	120 kW
Eficiência líquida do ciclo	16,2%
Vazão do fluido térmico	2,01 kg/s
Vazão do fluido de resfriamento	7,95 kg/s
Temperatura do fluido térmico; entrada / saída	280°C / 136°C
Temperatura do fluido de resfriamento; entrada / saída	43°C / 64°C

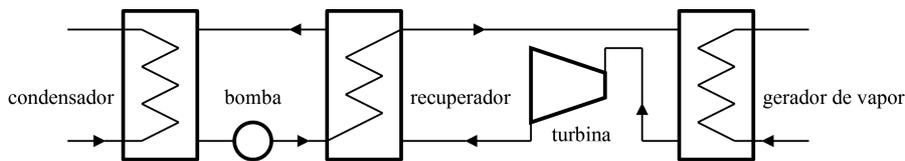


Figura 1. Disposição dos principais componentes do ciclo de potência.

Curvas de saturação para a água e para o n-hexano, geradas com o *software* EES, são apresentadas na Fig. 2. As vantagens proporcionadas pela água e pelos fluidos orgânicos em cada aplicação estão diretamente relacionadas com as diferenças observadas nas suas curvas de saturação. Mais especificamente, a grande diferença entre ambos os tipos de fluido encontra-se na inclinação das curvas de saturação do vapor, o que influencia diretamente o comportamento do fluido durante a sua expansão através da turbina. No caso da água, a curva do vapor exibe uma inclinação negativa (Fig. 2a). Porém, a curva do vapor para muitos fluidos orgânicos exibe uma inclinação positiva (Fig. 2b).

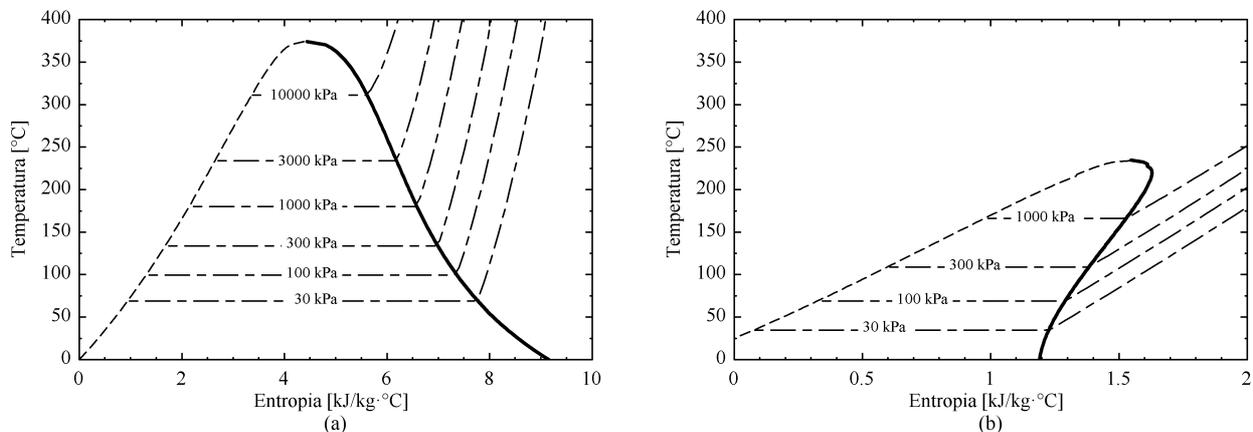


Figura 2. Diagramas T-s para a água (a) e para o n-hexano (b), mostrando as diferentes inclinações da curva de saturação do vapor (linha contínua).

A expansão na turbina ocorre para os dois tipos de fluido de maneira distinta. No caso da água, se o vapor entra saturado na turbina e sofre uma expansão isentrópica até a pressão de condensação do ciclo, o fluido na saída exibe uma fração de líquido alta (do ponto de vista da conservação da estrutura interna da turbina). Dessa forma, o emprego de superaquecimento e reaquecimento no ciclo torna-se indispensável para que se evite a deterioração do equipamento, introduzindo complicações para a concepção do sistema. No caso de um fluido orgânico como o n-hexano, obtém-se vapor superaquecido após a expansão na turbina em vez de uma mistura de líquido com vapor. A ausência de líquido ao longo da turbina traduz-se em um sistema mais simples, uma vez que não há necessidade de emprego de superaquecimento e de reaquecimento. Além disso, pelo fato de o fluido sair superaquecido da turbina, a sua temperatura encontra-se mais alta que a temperatura de condensação, mesmo que a sua pressão seja idêntica à pressão de condensação. A ocorrência dessa temperatura mais alta cria um potencial de transferência de calor, possibilitando o aproveitamento de parte da energia existente na saída da turbina para o pré-aquecimento do fluido na entrada do gerador de vapor. Ao aproveitar a energia na saída da turbina, consegue-se um aumento para a eficiência do ciclo.

Segundo Saleh *et al.* (2007), as vantagens do ciclo orgânico tornam-se claras para fontes de energia de baixa temperatura devido à razão entre o volume específico do fluido na saída da turbina e o seu volume específico na entrada, que pode ser menor em uma ordem de magnitude para os fluidos orgânicos em relação à água. Essa característica dos fluidos orgânicos facilita o desenho da turbina, propiciando um equipamento mais simples. A vazão volumétrica do fluido de trabalho após o processo de expansão determina as dimensões da turbina e do condensador em um ciclo de Rankine. Com base nos resultados de Tchanche *et al.* (2009), observa-se que ciclos operando com fluidos orgânicos apresentam vazões volumétricas muito inferiores em relação a ciclos com vapor de água e conseqüentemente propiciam um equipamento mais compacto.

Há uma grande quantidade de fluidos orgânicos possíveis, entre substâncias puras e misturas, e diversas alternativas são avaliadas por Saleh *et al.* (2007) e Tchanche *et al.* (2009). Para este estudo, adota-se como fluido de trabalho o hidrocarboneto n-hexano. Um fluido de trabalho deve ser escolhido de forma que se tenham níveis de pressão moderados para os limites de temperatura entre os quais o ciclo opera. No caso do n-hexano, a pressão de saturação fica em torno de 1800 kPa para a temperatura de 200°C e em torno de 50 kPa para a temperatura de 50°C. Embora os níveis de pressão sejam aceitáveis, o n-hexano não apresenta a vantagem comum entre os fluidos orgânicos de condensar com pressões superiores à pressão atmosférica.

**Modelo termodinâmico.** Um modelo detalhado para o ciclo de Rankine orgânico é elaborado com uma fundamentação quase exclusiva na formulação teórica apresentada por McMahan (2006), na qual se utilizam conceitos consolidados das áreas de Termodinâmica e de Transferência de Calor para a caracterização do desempenho dos componentes ao longo do ciclo. Para a elaboração do modelo, as seguintes hipóteses são adotadas: considera-se operação em regime permanente; desprezam-se a perda de carga e a perda de calor para o ambiente; admite-se efetividade constante para o recuperador; e admitem-se constantes os coeficientes de transferência de calor ao longo da área de cada processo de troca. Por último, adota-se também a hipótese de que não se emprega superaquecimento no ciclo. De acordo com Hung *et al.* (1997), um ciclo de Rankine orgânico sem recuperação de calor nem sempre se torna mais eficiente quando se eleva o grau de superaquecimento do vapor. Pelo fato de que um fluido orgânico tipicamente se encontra superaquecido na saída da turbina, um aumento na temperatura média durante o fornecimento de calor causa também um aumento na temperatura média durante a rejeição, contrabalançando o ganho de eficiência. Por isso, qualquer tentativa de aumento da temperatura durante o fornecimento deve considerar a capacidade de aproveitamento de energia pelo recuperador (McMahan, 2006). Portanto, um incremento na área de troca do recuperador pode ser necessário para a preservação do rendimento do ciclo. O superaquecedor também deve possuir uma grande área de troca térmica devido ao baixo coeficiente de transferência de calor para a fase de vapor (Schuster *et al.*, 2009).

**Calibração do modelo.** Uma vez que se dispõe de poucas informações a respeito do equipamento, arbitram-se valores para alguns parâmetros do ciclo. Em seguida, através de um ajuste dos valores de área de troca, calibram-se os resultados do modelo termodinâmico elaborado com dados de desempenho do equipamento real. Mais especificamente, essa calibração consiste na resolução do sistema de equações do ciclo deixando-se como incógnitas ambas as áreas de troca (condensador e evaporador) e impondo-se que a potência elétrica líquida, a potência térmica fornecida e as temperaturas de entrada e de saída, tanto para o fluido térmico quanto para o fluido de resfriamento, tenham valores iguais aos valores nominais do equipamento, os quais são apresentados na Tab. 2. Os valores obtidos para as áreas de troca a partir da calibração do modelo são os seguintes: 46,4 m<sup>2</sup> para o condensador e 59,2 m<sup>2</sup> para o evaporador.

**Carga parcial.** Para a avaliação dos efeitos de carga parcial, considera-se escoamento turbulento em ambos os lados dos trocadores externos e admite-se que os coeficientes de transferência de calor independam das propriedades dos fluidos. Dessa forma, o coeficiente de transferência de calor para carga parcial pode então ser estimado com base no valor para a condição nominal por meio da seguinte expressão:

$$\tilde{h}_{par} = \tilde{h}_{nom} \left( \frac{\dot{m}_{par}}{\dot{m}_{nom}} \right)^{0,8} \quad (4)$$

onde  $\tilde{h}$  é o coeficiente de transferência de calor, em W/(m<sup>2</sup>·°C),  $\dot{m}$  é a vazão mássica dos fluidos, em kg/s, e os índices *nom* e *par* identificam a condição nominal e a condição de carga parcial, respectivamente.

Nota-se que a variação da pressão de evaporação representa um controle importante para a operação do ciclo sob diferentes condições. Por um lado, a elevação da pressão torna o ciclo mais eficiente pelo aumento da temperatura média durante o fornecimento de calor. Porém, se a vazão e a temperatura de entrada do fluido térmico permanecem fixas, a elevação da pressão reduz o potencial de transferência de calor no evaporador, causando possivelmente uma perda de potência elétrica, pois o aumento da eficiência do ciclo pode não compensar a diminuição da potência térmica fornecida. Da mesma forma, para operação com carga parcial, quando a temperatura ou a vazão do fluido térmico sofrem uma queda, as condições de troca no evaporador podem ser fortemente degradadas se a pressão de evaporação for mantida no nível da condição nominal. Portanto, para operação com carga parcial, opta-se pela redução da pressão de evaporação mesmo que se afete negativamente a eficiência do ciclo, uma vez que o aumento do potencial de transferência de calor tende a preservar a potência elétrica obtida. Adota-se a aproximação proposta por McMahan

(2006) para o controle de pressão da planta solar de Saguaro, na qual se relaciona a pressão de evaporação com a vazão mássica do fluido de trabalho através da seguinte expressão:

$$P_{e, par} = \min \left( P_{e, nom}; P_{e, nom} \frac{\dot{m}_{fluido, par}}{\dot{m}_{fluido, nom}} \right) \quad (5)$$

onde  $P_e$  é a pressão de evaporação do ciclo, em Pa, e  $\dot{m}_{fluido}$  é a vazão do fluido de trabalho, em kg/s. Finalmente, a eficiência isentrópica da turbina também pode ser corrigida para operação fora da condição nominal. Gurgenci (1986) propõe uma expressão em função da vazão do fluido de trabalho. No entanto, admite-se neste estudo a hipótese de que as eficiências isentrópicas, tanto para a turbina quanto para a bomba, permaneçam sempre constantes, mesmo sob operação com carga parcial. Conforme Schuster *et al.* (2009), turbinas de ciclos de Rankine orgânicos em condições de carga parcial apresentam um comportamento notável em termos de eficiência isentrópica.

**Aderência.** Comparam-se os resultados do modelo teórico elaborado com os dados de desempenho do equipamento real para que se avalie o erro associado às diversas hipóteses adotadas neste estudo. As curvas de desempenho dadas pelo fabricante fornecem o seguinte tipo de informação para a operação do equipamento fora da condição nominal: para um determinado nível de temperatura disponível para o fluido térmico, especificam-se os valores de vazão necessários para que se alcance diferentes níveis de potência elétrica. Avalia-se a aderência do modelo com base nesses valores requeridos para a vazão do fluido térmico. Na Tab. 3, apresentam-se as vazões calculadas a partir do modelo termodinâmico e o erro associado em comparação com os dados do fabricante.

Percebe-se que os erros tendem a diminuir para vazões mais baixas e para temperaturas mais próximas do valor da condição nominal. Embora o erro supere 20% em três dos pontos avaliados, julga-se satisfatória a aderência geral do modelo, principalmente quando se considera o conhecimento restrito sobre as características do equipamento e a consequente grande quantidade de hipóteses adotadas. Além disso, embora exista um deslocamento evidente das curvas de desempenho do fabricante em comparação com curvas semelhantes geradas a partir do modelo termodinâmico, observam-se as mesmas tendências de comportamento entre ambas.

Tabela 3. Resultados do modelo termodinâmico para a vazão de fluido térmico referente à temperatura disponível e à potência elétrica desejada (vazões em m<sup>3</sup>/h e erros percentuais entre parênteses).

TEMPERATURA DISPONÍVEL	POTÊNCIA ELÉTRICA DESEJADA			
	50 kW	65 kW	90 kW	120 kW
290°C	-	-	7,08 (8,8)	8,99 (7,4)
280°C	-	6,09 (4,5)	7,66 (1,5)	9,78 (0,4)
270°C	5,00 (2,3)	6,64 (3,6)	8,40 (6,9)	10,83 (10,6)
260°C	5,45 (9,3)	7,34 (9,7)	9,40 (16,6)	12,34 (21,7)
250°C	6,05 (13,3)	8,29 (16,3)	10,85 (25,9)	14,72 (34,1)

### 2.3 Configurações

Quatro configurações para a planta em estudo são consideradas e descritas nas próximas seções (Fig. 3). Não se inclui armazenamento térmico e aquecimento auxiliar em uma mesma configuração. Pressupõe-se que o alto custo de sistemas de armazenamento de calor apenas se justifica quando o aprimoramento da capacidade de despacho pela planta não pode ser realizado por uma fonte convencional de energia com baixo custo.

**Configuração A: aquecedor auxiliar.** O fluido térmico na entrada do gerador de vapor do ciclo de Rankine é aquecido por uma fonte complementar de energia até um nível especificado de temperatura. Quando a radiação solar está disponível, o fluido térmico é bombeado através do campo de coletores, economizando toda ou parte da energia consumida pelo aquecedor auxiliar. Não há armazenamento de calor. Apenas se inclui um vaso de expansão, que é indispensável para a acomodação do fluido térmico com a dilatação causada pelo aumento de temperatura. Para o fluido térmico, adota-se uma vazão constante e de mesmo valor no campo de coletores e no gerador de vapor do ciclo de Rankine.

**Configuração B: dois reservatórios.** Não há fonte complementar de energia. Armazenamento de calor é realizado por dois reservatórios, nos quais o volume de fluido térmico varia durante a operação da planta. Um reservatório na entrada do gerador de vapor do ciclo de Rankine acumula o fluido quente quando o calor disponível pelos coletores é maior que a carga térmica do ciclo de potência. Analogamente, um reservatório na entrada do campo de coletores acumula o fluido frio quando o calor disponível pelos coletores é menor que a carga térmica. Varia-se continuamente a vazão através do campo para que se alcance um nível especificado de temperatura para o fluido térmico. Adota-se uma vazão constante para o fluido térmico através do gerador de vapor do ciclo de Rankine. Obviamente, o campo de coletores e o ciclo de Rankine são desativados sempre que se esvaziam completamente os respectivos reservatórios, independentemente de qualquer outra condição. Ambos são reativados somente quando se atinge um volume de fluido

nos reservatórios que corresponda a uma hora de vazão através do gerador de vapor do ciclo de Rankine. Adota-se também a configuração B quando se deseja analisar a planta sem fonte complementar de energia e com um armazenamento térmico mínimo. Ambos os reservatórios são então reduzidos a volumes pequenos, servindo apenas para a suavização dos efeitos transientes oriundos da radiação intermitente durante a passagem de nuvens.

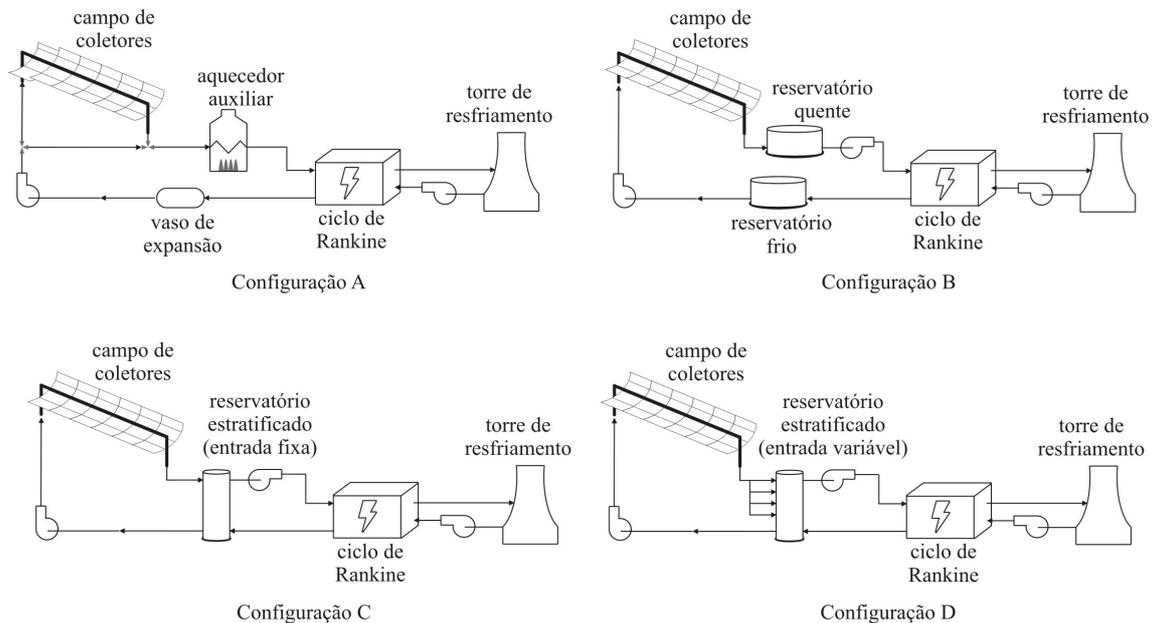


Figura 3. Configurações consideradas para a planta em estudo.

**Configuração C: um reservatório estratificado com entrada fixa.** Não há fonte complementar de energia. Armazenamento de calor é realizado por meio de um único reservatório com estratificação térmica, a qual se estabelece naturalmente pela diferença de densidade entre as camadas quentes, que tendem a permanecer no topo, e as camadas frias, que tendem a permanecer na base. Dessa forma, o fluido frio na entrada do campo de coletores deve ser extraído da base do reservatório e o fluido aquecido deve retornar para o seu topo. Analogamente, o fluido quente na entrada do gerador de vapor do ciclo de Rankine deve ser extraído do topo do reservatório e deve retornar para a sua base. Na configuração C, a entrada do fluido oriundo do campo de coletores ocorre sempre pelo topo do reservatório (entrada fixa). Consequentemente, para que não se misture o fluido e assim se maximize o grau de estratificação, o fluido oriundo do campo de coletores entra no reservatório sempre com um nível de temperatura especificado, o que se consegue com uma vazão variável para o fluido térmico através do campo de coletores. Adota-se uma vazão constante para o fluido térmico através do gerador de vapor do ciclo de Rankine.

**Configuração D: um reservatório estratificado com entrada variável.** Não há fonte complementar de energia. Assim como na configuração C, armazenamento de calor é realizado por meio de um único reservatório com estratificação térmica, a qual se estabelece naturalmente pela diferença de densidade entre o fluido quente e o fluido frio. Para o ciclo de Rankine, o fluido térmico é extraído do topo do reservatório e reintroduzido na sua base. Para o campo de coletores, o fluido é extraído da base. No entanto, para que não se misture o fluido e assim se maximize o grau de estratificação, considera-se na configuração D a existência de um dispositivo que assegure a entrada do fluido aquecido pelo campo de coletores em um nível do reservatório que se encontre mais próximo de sua temperatura (entrada variável). Por simplicidade, uma vez que não existe a necessidade de que o fluido oriundo do campo de coletores entre no reservatório sempre com a mesma temperatura, adota-se uma vazão constante para o fluido térmico através do campo de coletores. Adota-se também uma vazão constante para o fluido térmico através do gerador de vapor do ciclo de Rankine.

## 2.4 Características da planta

**Armazenamento térmico.** Entre as diversas opções de armazenamento térmico disponíveis, este estudo adota o armazenamento em óleo mineral (ganho de calor sensível) com sistemas de dois reservatórios e também com sistemas de um único reservatório estratificado. Embora o armazenamento em óleo mineral não se adeque aos requisitos de alta temperatura de grandes usinas, a temperatura máxima de operação do coletor solar compacto IST-PT, adotado neste estudo, já se encontra abaixo do limite típico de um óleo mineral. De fato, para usinas com ciclos de Rankine orgânicos, devido às temperaturas mais baixas de operação, Price e Hassani (2002) sugerem o armazenamento em um fluido térmico barato como o Caloria HT 43 com um sistema simples de dois reservatórios, semelhante ao sistema de armazenamento térmico inicialmente implantado na usina SEGS I. Neste estudo, utilizam-se volumes de fluido térmico entre 10 e 90 m<sup>3</sup> (aproximadamente 1 a 9 horas de capacidade) para o armazenamento de calor. Nos sistemas com dois

reservatórios, utiliza-se para a modelagem de cada reservatório o módulo TYPE 39. Nos sistemas com um reservatório estratificado, utiliza-se o módulo TYPE 4. Ambos se encontram disponíveis pela biblioteca padrão do TRNSYS.

**Fluido térmico.** Como fluido térmico para o circuito dos coletores da planta, adota-se o óleo mineral Xceltherm 600 do fabricante Radco Industries Inc. O principal motivo para a adoção do Xceltherm 600 está na sua pressão de vapor (aproximadamente 0,2 bar a 300°C), a qual se mostra relativamente baixa em comparação com fluidos sintéticos, não havendo necessidade de um reservatório pressurizado para o armazenamento térmico da planta. Os fluidos sintéticos compostos por uma mistura de bifenilo e óxido de difenilo, como os fluidos Dowtherm A e Therminol VP-1, possuem uma alta pressão de vapor, exigindo reservatórios pressurizados, os quais são muito caros e não podem ser fabricados com as grandes dimensões necessárias em usinas de calhas parabólicas. Pressões de vapor inferiores à pressão atmosférica permitem o uso de reservatórios verticais de aço carbono, similares a tanques comerciais para armazenamento de óleo (Herrmann *et al.*, 2004). Uma das desvantagens do Xceltherm 600 está na sua temperatura máxima de operação (316°C). No entanto, para este estudo, a temperatura de operação do circuito do fluido térmico já se encontra limitada a 300°C pelo coletor solar IST-PT.

**Campo de coletores.** A área total do campo de coletores assume valores distintos, dependendo da existência de armazenamento térmico. Para as configurações sem armazenamento, pretende-se maximizar a participação da energia solar sem que haja excedente pelo campo de coletores, o qual não poderia ser aproveitado devido à ausência de armazenamento. Portanto, dimensiona-se o campo para que a energia solar possa satisfazer completamente a carga térmica do ciclo de Rankine em condições de pico. Considera-se uma área maior para o campo de coletores em todas as configurações com armazenamento térmico para que se gere um excedente de calor e assim se avalie o aumento do período de despacho com maiores capacidades de armazenamento. Dessa forma, adota-se uma área de 1426 m<sup>2</sup> para as configurações sem armazenamento e de 2851 m<sup>2</sup> para as configurações com armazenamento. Emprega-se um eixo de rastreamento posicionado horizontalmente e na direção norte-sul.

**Aquecedor auxiliar.** Considera-se uma potência suficientemente alta para o aquecedor auxiliar com o intuito de que a carga térmica do ciclo de Rankine seja sempre satisfeita, mesmo quando não se dispõe de radiação solar. Destaca-se que o valor calculado refere-se ao calor entregue ao fluido, não incluindo ineficiências ou perdas para o ambiente. Para que se avalie a energia realmente gasta, como na queima de um combustível, a eficiência do processo em particular deve ser levada em conta quando se analisam os resultados apresentados neste estudo.

**Torre de resfriamento.** Para todas as configurações da planta neste estudo, utiliza-se uma torre de resfriamento evaporativa para a rejeição de calor para a atmosfera. Embora tecnicamente viáveis em ciclos de Rankine orgânicos (Price e Hassani, 2002), condensadores resfriados a ar são descartados pela disponibilidade de água nas margens do Rio São Francisco, onde se situam as localidades mais promissoras para a instalação de centrais heliotérmicas no Brasil (Cordeiro, 1998). Adota-se para a modelagem da torre o módulo TYPE 51, o qual se encontra disponível pela biblioteca padrão do TRNSYS. A formulação do TYPE 51 fundamenta-se em um modelo de efetividade para torres de resfriamento (Braun *et al.*, 1989), no qual se utiliza um conceito de efetividade análogo ao conceito aplicado tradicionalmente a trocadores de calor.

**Consumo parasita.** Estima-se o consumo parasita para os seguintes equipamentos: bomba do campo de coletores; motores do sistema de rastreamento dos coletores; ventilador da torre de resfriamento; e bombas de circulação dos fluidos nos trocadores de calor do ciclo de Rankine. Despreza-se o consumo pelos controladores e por qualquer outro equipamento da planta. Relatos detalhados ou modelos específicos sobre o consumo parasita em centrais heliotérmicas não foram encontrados na literatura. Além disso, não se dispunha de um dimensionamento para os equipamentos da planta, como tubulações e trocadores de calor. Uma vez que diversos relatos a respeito da operação de centrais heliotérmicas indicam um consumo parasita significativo, opta-se por estimativas baseadas em conceitos fundamentais de Mecânica dos Fluidos e em valores de referência para vazão, perda de carga e potência elétrica.

### 3. SIMULAÇÕES, OTIMIZAÇÕES E RESULTADOS

Neste estudo, otimizações são realizadas com o intuito de buscar o melhor ponto de operação em termos apenas do desempenho térmico da planta. Questões de natureza econômica são desconsideradas. Para todas as otimizações, utiliza-se o algoritmo estocástico Particle Swarm Optimization (PSO) proposto por Kennedy e Eberhart (1995). O algoritmo está disponível pelo *software* Generic Optimization Program (GenOpt) (Wetter, 2008), desenvolvido pela Universidade da Califórnia em Berkeley.

Nas configurações com armazenamento, a planta opera sempre que existe calor disponível no reservatório para que se minimize as perdas térmicas. Por outro lado, nas configurações sem armazenamento e com aquecimento auxiliar, opta-se por operar a planta apenas durante metade do dia, no período entre as 7 e as 19 horas, para que se reduza o consumo de energia complementar. Adota-se o mesmo intervalo para o ano inteiro.

Para as simulações, são usados dados gerados com base no conceito de ano meteorológico típico (TMY). Dados meteorológicos no formato de TMY são fornecidos pelo National Renewable Energy Laboratory (NREL) para vinte

localidades brasileiras através do programa Solar and Wind Energy Resource Assessment (SWERA). Para a base de dados adotada neste estudo, estimou-se a radiação solar com base em um modelo no qual a cobertura de nuvem representa o principal dado de entrada. Selecionam-se para este estudo os municípios de Fortaleza (Ceará), Petrolina (Pernambuco) e Bom Jesus da Lapa (Bahia). O motivo para a seleção de Petrolina e Bom Jesus da Lapa reside no fato de que se encontram ao longo da bacia do Rio São Francisco, região mais promissora no Brasil (Cordeiro, 1998). Os dados de Bom Jesus da Lapa são usados sempre que não se faz menção à localidade considerada.

Com base na configuração A, realiza-se uma comparação do desempenho da planta entre as três localidades consideradas. Para cada localidade, minimiza-se o consumo de energia complementar com a condição de que o fator de capacidade anual do ciclo de Rankine ( $\overline{FC}_{Rankine}$ ) não seja inferior a 99% (para a configuração A, o fator de capacidade leva em conta apenas o período estabelecido para a operação da planta, das 7 às 19 horas). Nota-se que a fração solar mostra boa correspondência com a média diária da radiação direta incidente sobre o plano de abertura dos coletores ao longo do ano simulado, ambas exibidas na Fig. 4a. Portanto, constata-se que o pior desempenho da planta para Petrolina e Fortaleza deve-se principalmente aos menores níveis de radiação direta em comparação com Bom Jesus da Lapa.

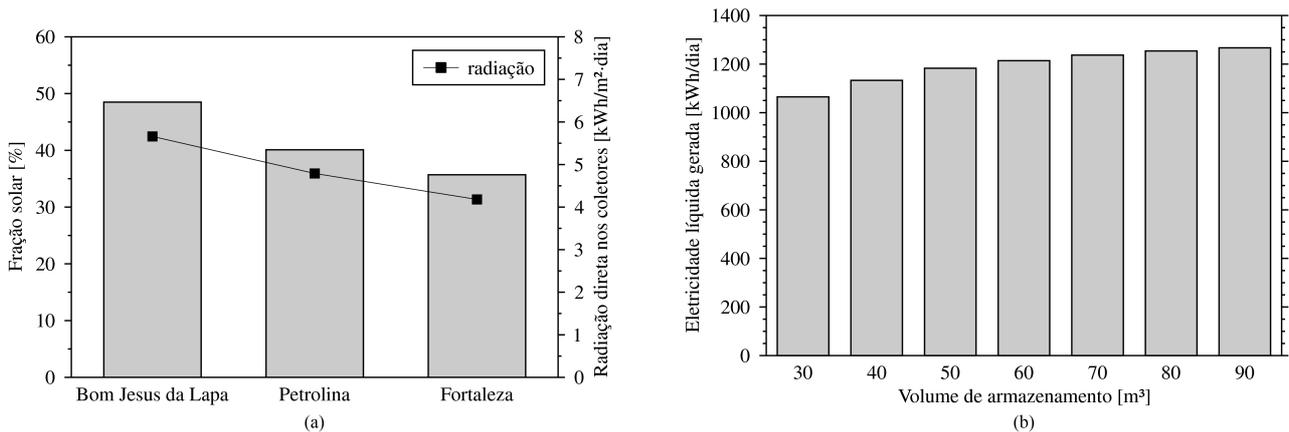


Figura 4. Resultados da simulação: fração solar e radiação direta incidente sobre o plano de abertura dos coletores para as três localidades consideradas (a); influência da capacidade de armazenamento sobre a geração de energia elétrica (b).

O comportamento da planta na configuração A pode ser observado para um dia claro em Bom Jesus da Lapa através das curvas da Fig. 5. A geração bruta de energia elétrica permanece estável em torno de 120 kW para todo o período de despacho. O consumo do aquecedor exibe um pico no início, diminui progressivamente pela manhã e torna-se nulo quando o calor entregue pelos coletores é suficiente para a sustentação da planta. No fim da tarde, a bomba do campo de coletores é desativada e o calor necessário para a operação do ciclo de Rankine é obtido exclusivamente a partir da fonte complementar. Durante grande parte do dia, a temperatura de saída do campo de coletores supera ligeiramente a temperatura de ajuste no aquecedor auxiliar.

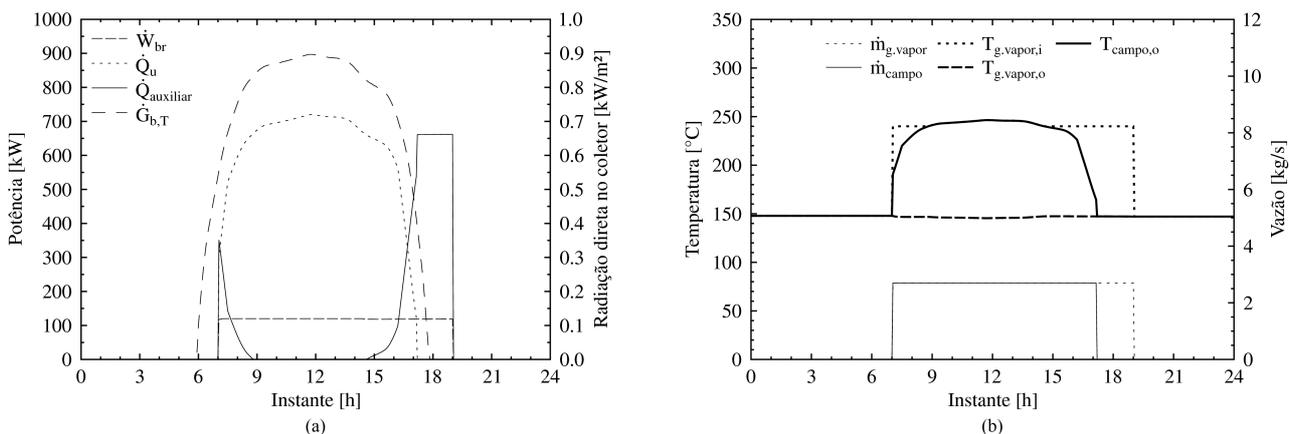


Figura 5. Curvas para configuração A (Bom Jesus da Lapa) em dia claro (12/set): potência (a); vazão e temperatura (b).

A influência da capacidade de armazenamento térmico sobre o desempenho da planta é analisada com base na configuração B (sistema com dois reservatórios). Varia-se o volume total de fluido térmico para armazenamento entre 30 e 90 m³. Para cada volume, maximiza-se a geração líquida de energia elétrica pela planta. O ganho de geração de energia elétrica com maiores volumes de armazenamento pode ser constatado pela Fig. 4b. Destaca-se que as estimativas de Price e Hassani (2002) revelam uma tendência semelhante, na qual a eficiência e o fator de capacidade sofrem incrementos pequenos e progressivamente menores com o aumento da capacidade de armazenamento.

O comportamento da planta na configuração B pode ser observado para um dia claro através das curvas da Fig. 6. O despacho inicia após o fluido térmico no reservatório quente ter atingido um nível correspondente a aproximadamente uma hora de operação para o ciclo de Rankine e termina quase no fim do dia. Para esse período, a geração bruta de energia elétrica permanece estável em torno de 120 kW. A vazão através do campo de coletores varia de acordo com a intensidade da radiação solar e supera a vazão através do gerador de vapor do ciclo de Rankine durante grande parte do dia, indicando que o reservatório quente está acumulando fluido térmico. A operação do campo de coletores sofre duas interrupções quando o nível do reservatório quente atinge seu limite máximo. Nota-se que a temperatura do reservatório quente experimenta uma queda acentuada no período da noite pela pequena quantidade de fluido em seu interior.

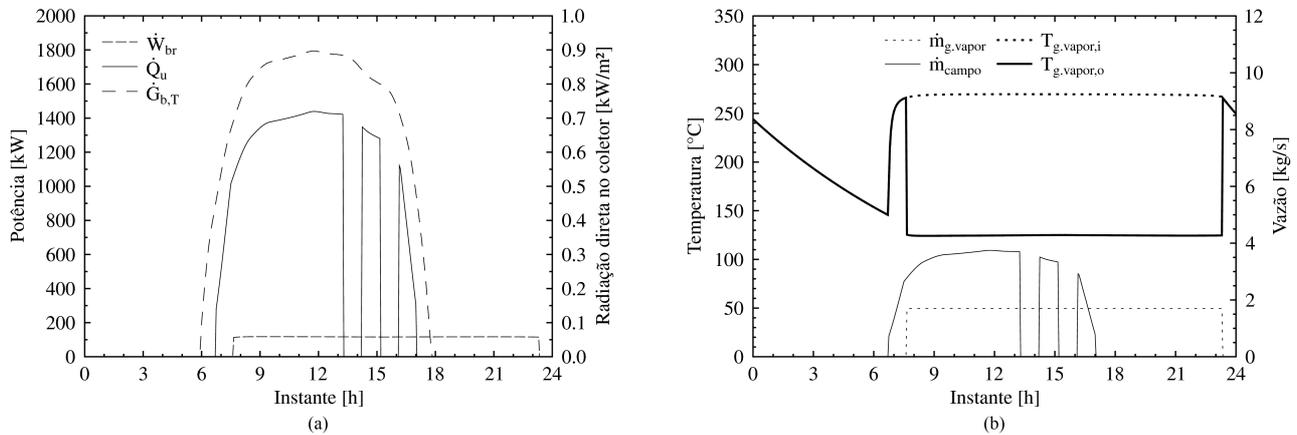


Figura 6. Curvas para configuração B em dia claro (12/set): potência (a); vazão e temperatura (b).

Uma comparação entre diferentes tipos de armazenamento é realizada com base nas configurações B, C e D. Dessa forma, compara-se o desempenho da planta com os seguintes sistemas: com armazenamento mínimo, com dois reservatórios, com um reservatório estratificado de entradas fixas e com um reservatório estratificado de entradas variáveis. Para o caso com armazenamento mínimo (e sem fonte complementar de energia), adota-se a configuração B com um volume de reservatório de 10 m³ apenas para a suavização dos efeitos transientes. Para os demais casos, adota-se um volume de 60 m³ (aproximadamente seis horas de capacidade). Além disso, a área total de coletores solares para o caso com armazenamento mínimo equivale à metade da área para os demais casos. Para cada caso, maximiza-se a geração líquida de energia elétrica pela planta.

Apesar de os resultados apresentados na Tab. 4 sugerirem que o sistema de armazenamento com dois reservatórios seja apenas ligeiramente superior aos demais pela diferença pequena de geração líquida de energia elétrica, a simulação transiente também indica que ambos os sistemas com reservatório estratificado são instáveis (em termos de operação contínua) para a maneira como a planta é concebida neste estudo. Destaca-se que a eficiência anual do campo ( $\bar{\eta}_{campo}$ ) na Tab. 4 é baseada na radiação direta medida no plano do coletor e leva em conta interrupções na operação do campo. Para a eficiência anual líquida da planta ( $\bar{\eta}_{liq}$ ), as perdas térmicas pelos reservatórios e o consumo parasita de eletricidade também são considerados.

Tabela 4. Desempenho da planta para diferentes tipos de armazenamento térmico.

TIPO DE ARMAZENAMENTO / ÁREA DE COLETORES	$\overline{FC}_{Rankine}$ [%]	$\bar{\eta}_{campo}$ [%]	$\bar{\eta}_{Rankine}$ [%]	$\bar{\eta}_{liq}$ [%]	$W_{liq}$ [kWh/dia]
Armazenamento mínimo / 1426 m²	22,9	46	18,0	7,8	633
Entrada fixa / 2851 m²	42,8	44	17,6	7,3	1180
Entrada variável / 2851 m²	43,5	44	17,6	7,4	1195
Dois reservatórios / 2851 m²	43,8	44	18,0	7,5	1214

$\overline{FC}$ : fator de capacidade anual;  $\bar{\eta}$ : eficiência anual;  $W$ : eletricidade gerada; *Rankine*: ciclo de Rankine; *campo*: campo de coletores; *liq*: líquido

Pelos resultados obtidos neste estudo, nota-se que a inclusão de um armazenamento térmico com capacidade aproximada de seis horas aumenta o fator de capacidade anual do ciclo de Rankine de 23 para 43% e reduz levemente a eficiência média líquida da planta de 7,8 para 7,4% (Tab. 4). De acordo com Canada *et al.* (2005), a inclusão de um sistema com um único reservatório térmico estratificado com seis horas de capacidade para a planta solar de Saguaro deve aumentar o fator de capacidade anual de 23 para 40% e a eficiência anual de 7,5 para 7,9%. Uma avaliação independente apresentada por Kolb e Hassani (2006) indica que a inclusão do mesmo sistema de armazenamento para a planta de Saguaro deve aumentar o fator de capacidade anual de 23 para 42% e a eficiência anual de 7,8 para 7,9%. Destaca-se que os valores de Kolb e Hassani (2006) desconsideram o consumo parasita e a indisponibilidade dos equipamentos. Conforme as estimativas de Price e Hassani (2002) em um estudo teórico sobre pequenas centrais

heliotérmicas, uma planta com apenas uma hora de armazenamento térmico e com um múltiplo solar<sup>1</sup> igual a 1,0 deve apresentar um fator de capacidade anual de 19% e uma eficiência anual de 8,1%, enquanto que uma planta com seis horas de armazenamento e com um múltiplo solar igual a 2,0 deve apresentar um fator de capacidade anual de 39% e uma eficiência anual de 8,2%. Destaca-se que o estudo de Price e Hassani (2002) também considera um armazenamento térmico em óleo mineral com um sistema de dois reservatórios.

#### 4. CONCLUSÕES

A metodologia proposta neste estudo, baseada em equações de desempenho para o ciclo de potência, permite que a simulação anual da planta seja realizada sem problemas de convergência e com pouco esforço computacional (tempo de simulação menor que um minuto utilizando um processador de dois núcleos e 2,13 GHz). Por outro lado, o estudo da influência de modificações no ciclo sobre o desempenho da planta torna-se difícil com essa metodologia, uma vez que novos polinômios devem ser gerados sempre que se modifica alguma característica de projeto do ciclo. Adicionalmente, o uso de polinômios de desempenho apenas se torna possível devido ao pequeno número de parâmetros de operação para o ciclo adotado neste estudo. Um modelo baseado em polinômios ajustados pode oferecer resultados pouco confiáveis para ciclos térmicos mais complexos. Apesar disso, a possibilidade de modificação do ciclo, mesmo sendo difícil, revela-se uma vantagem dos modelos teóricos. A modelagem empírica do campo de coletores, por exemplo, proporciona menor flexibilidade. Coletores solares de diferentes modelos não podem ser considerados a menos que se disponha de suas curvas de eficiência. Além disso, não é possível avaliar a influência dos diversos parâmetros do coletor sobre o desempenho da planta, como no caso das propriedades ópticas dos materiais empregados.

A modelagem baseada em TRNSYS apresenta vantagens e desvantagens. A estrutura modular do TRNSYS possibilita o teste de diversas configurações para toda a planta, uma vez que modelos matemáticos de outros componentes considerados para a planta podem ser adicionados facilmente. Novos modelos podem ser desenvolvidos, porém a própria biblioteca padrão do TRNSYS possui módulos disponíveis para a modelagem de reservatórios, trocadores de calor, controladores e outros equipamentos comuns em sistemas térmicos, sendo que alguns desses modelos estão validados. Por outro lado, a estrutura modular dificulta a solução global do conjunto de equações e problemas de convergência podem impossibilitar a simulação, principalmente quando o sistema é não-linear.

Em relação aos valores anuais de eficiência e de fator de capacidade, os resultados obtidos neste estudo revelam-se razoáveis em comparação com dados da literatura. O impacto do armazenamento térmico sobre o desempenho da planta também apresenta tendências semelhantes. Finalmente, destaca-se que este estudo, embora restrito a questões técnicas a respeito de pequenas centrais heliotérmicas, pode servir também como base para a avaliação de viabilidade de plantas semelhantes em diferentes cenários econômicos. Conforme Mills (2004), plantas com ciclos de Rankine orgânicos operando a partir de calhas parabólicas podem demonstrar a sua viabilidade futuramente como uma alternativa para sistemas fotovoltaicos, especialmente em regiões isoladas e com grandes capacidades de armazenamento.

#### *Agradecimentos*

Agradecemos especialmente à PETROBRAS pelo suporte técnico e financeiro viabilizado por meio do Projeto Cogersol, o qual tornou este estudo uma realidade.

#### REFERÊNCIAS

- Braun, J. E., Klein, S. A., Mitchell, J. W., 1989. Effectiveness models for cooling towers and cooling coils, ASHRAE Transactions, vol. 95, n. 2, pp. 164-174.
- Canada, S., Cohen, G., Cable, R., Brosseau, D., Price, H., 2005. Parabolic trough organic Rankine cycle solar power plant, National Renewable Energy Laboratory, artigo NREL/CP-550-37077.
- Cordeiro, P., 1998. START mission to Brazil, Sandia National Laboratories.
- Dudley, V. E., Evans, L. R., Matthews, C. W., 1995. Test results: Industrial Solar Technology Parabolic Trough Solar Collector, Sandia National Laboratories, relatório SAND94-1117.
- Duffie, J. A., Beckman, W. A., 2006. Solar engineering of thermal processes, 3. ed., John Wiley & Sons.
- Fenton, D. L., Abernathy, G. H., Krivokapich, G. A., Otts, J. V., 1984. Operation and evaluation of the Willard solar thermal power irrigation system, Solar Energy, vol. 32, n. 6, pp. 735-751.
- Gurgenci, H., 1986. Performance of power plants with organic Rankine cycles under part-load and off-design conditions, Solar Energy, vol. 36, n. 1, pp. 45-51.
- Herrmann, U., Kelly, B., Price, H., 2004. Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants, Energy, vol. 29, n. 5-6, pp. 883-893.
- Hung, T. C., Shai, T. Y., Wang, S. K., 1997. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade

<sup>1</sup> Na definição de Price e Hassani (2002), um múltiplo solar igual a 1,0 significa que o campo de coletores é projetado para entregar a quantidade exata de calor para a operação da planta na condição nominal quando se dispõe de uma radiação de pico (1000 W/m<sup>2</sup>, incidência normal ao coletor). Por essa definição, uma planta com um múltiplo solar de 2,0 possui uma área de coletores duas vezes maior que uma planta semelhante com um múltiplo solar de 1,0.

- waste heat, *Energy*, vol. 22, n. 7, pp. 661-667.
- Jones, S. A., Pitz-Paal, R., Schwarzbözl, P., Blair, N., Cable, R., 2001. TRNSYS modeling of the SEGS VI parabolic trough solar electric generating system, ASME International Solar Energy Conference, Washington, District of Columbia.
- Kennedy, J., Eberhart, R., 1995. Particle swarm optimization, IEEE International Conference on Neural Networks, Perth, Australia.
- Klein, S. A. *et al.*, 2007. TRNSYS: a transient system simulation program, Solar Energy Laboratory, Madison, Wisconsin.
- Klein, S. A., 2009. EES: engineering equation solver, Solar Energy Laboratory, Madison, Wisconsin.
- Klein, S. A., Cooper, P. I., Freeman, T. L., Beekman, D. M., Beckman, W. A., Duffie, J. A., 1975. A method of simulation of solar processes and its application, *Solar Energy*, vol. 17, n. 1, pp. 29-37.
- Kolb, G. J., Hassani, V., 2006. Performance analysis of thermocline energy storage proposed for the 1 MW Saguaro solar trough plant, ASME International Solar Energy Conference, Denver, Colorado.
- Larson, D. L., 1987. Operational evaluation of the grid-connected Coolidge solar thermal electric power plant, *Solar Energy*, vol. 38, n. 1, pp. 11-24.
- Lippke, F., 1995. Simulation of the part-load behavior of a 30 MWe SEGS plant, Sandia National Laboratories, relatório SAND95-1293.
- McMahan, A. C., 2006. Design and optimization of organic Rankine cycle solar-thermal powerplants, Dissertação de Mestrado, University of Wisconsin-Madison, Madison, Wisconsin.
- Mills, D., 2004. Advances in solar thermal electricity technology, *Solar Energy*, vol. 76, n. 1-3, pp. 19-31.
- Patnode, A. M., 2006. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants, Dissertação de Mestrado, University of Wisconsin-Madison, Madison, Wisconsin.
- Price, H., Hassani, V., 2002. Modular trough power plant cycle and systems analysis, National Renewable Energy Laboratory, relatório NREL/TP-550-31240.
- Price, H., Lüpfert, E., Kearney, D., Zarza, E., Cohen, G., Gee, R., Mahoney, R., 2002. Advances in parabolic trough solar power technology, *Solar Energy Engineering*, vol. 124, n. 2, pp. 109-125.
- Richter, C., Teske, S., Short, R., 2009. Concentrating solar power: global outlook 09, Greenpeace International.
- Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., Fischer, J., 2007. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, *Energy*, vol. 32, n. 7, pp. 1210-1221.
- Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E., Spliethoff, H., 2009. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications, *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n. 8-9, pp. 1809-1817.
- Schwarzbözl, P., 2006. STEC: a TRNSYS model library for solar thermal electric components, Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt.
- Stuetzle, T. A., 2002. Automatic control of the 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant, Dissertação de Mestrado, University of Wisconsin-Madison, Madison, Wisconsin.
- Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., 2009. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n. 11-12, pp. 2468-2476.
- Wetter, M., 2008. GenOpt: generic optimization program, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, California.

## TRANSIENT SIMULATION METHODOLOGY FOR A SMALL SOLAR-THERMAL POWER PLANT

**Abstract.** *The present study aims to develop a methodology for the transient simulation of a micro-scale solar-thermal power plant (120 kWe) which should be appropriate in terms of accuracy and computational effort. Solar radiation is collected by parabolic troughs and electricity is generated by an organic Rankine cycle (ORC). The simulation methodology proposed in this study is implemented in TRNSYS. New components (TYPEs) are developed in TRNSYS for the solar field and the power cycle. The parabolic trough field component is based on an experimental efficiency curve of the solar collector. In the case of the Rankine cycle, the component is based on performance polynomials generated with EES from detailed thermodynamic models, which are calibrated with performance data from the manufacturer. Distinct plant configurations are considered. An optimization algorithm is used for searching the best operating point in each case. Results are presented for the following Brazilian sites: Fortaleza, Petrolina and Bom Jesus da Lapa. The latter offers the highest global plant performance. An analysis about the influence of the thermal storage on the annual efficiency and capacity factor shows some trends that are similar to results found in literature. The simulation of the facility proves to be numerically stable and appropriate for analyzing the dynamic behavior and the long-term performance of a micro-scale solar-thermal power plant.*

**Keywords:** *Concentrated Solar Power, Parabolic Trough, Organic Rankine Cycle, TRNSYS.*