

SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR COMBINADO COMO ALTERNATIVA PARA ESTUFAS DE PINTURA E SECAGEM NA INDÚSTRIA AUTOMOTIVA

Luan Maximiano de Oliveira da Costa – luan.costa@iff.edu.br

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia Fluminense, Departamento de Mecânica
Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Pós-Graduação em Engenharia da Energia

Virgílio Almeida Medeiros – medeiros@fumec.br

Fundação Mineira de Educação e Cultura – FUMEC, Faculdade de Engenharia e Arquitetura – FEA

José Henrique Martins Neto – henrique@des.cefetmg.br

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Pós-Graduação em Engenharia da Energia

Resumo. A energia solar térmica pode atender a uma demanda substancial de calor em processos industriais. Aplicações de aquecimento com concentrador solar podem fornecer ar e água quente necessários até a temperatura de 400 ° C. A cura da pintura automotiva é um processo de produção que precisa de ar quente a uma temperatura de cerca de 200°C. Neste trabalho foi definido e avaliado um sistema de aquecimento de ar solar híbrido. Coletores lineares Fresnel aquecem a água pressurizada até uma temperatura de 230 ° C. O campo solar é complementado por um aquecedor auxiliar a combustível fóssil. Finalmente, o calor é dissipado na estufa de convecção através de um trocador de calor água pressurizada - ar. O modelo foi simulado na plataforma TRNSYS (TRaNsient SYstems Simulation) para a região de Belo Horizonte - MG usando a base de dados do Meteonorm. Os resultados indicam que o campo solar seria autossuficiente durante parte do dia de céu claro e ajudaria a reduzir o consumo de gás natural durante os dias nublados.

Palavras-chave: Energia Solar, Coletores Lineares Fresnel, Secagem de Pintura Automotiva.

1. INTRODUÇÃO

A fabricação de automóveis e seus componentes envolvem muitas etapas, tais como fundição, forja, prensagem de peças, pintura, galvanoplastia e em muitas delas é necessário a utilização de calor. Normalmente todos esses processos acontecem no mesmo local ou apoiado por produtores de autopeças sob o regime *just-in-time*. Alguns desses processos exigem grande quantidade de energia elétrica ou de combustível fóssil. Segundo Iglauer e Zahler (2012), o processo de pintura automotiva é responsável por 73% da energia total consumida na produção das carrocerias dos automóveis. Em média, são consumidos de 700 a 900 kWh por carroceria no processo de pintura, somando eletricidade e gás natural, sendo a secagem o processo que mais consome energia, cerca de 31% do total despendido com pintura (Iglauer e Zahler, 2012). O combustível mais utilizado atualmente na secagem é o gás natural, empregado no aquecimento do ar para as estufas, que varia entre 180 e 210 °C (Yu, 2013).

As técnicas de aplicação da pintura influenciam diretamente na qualidade e no desempenho da tinta. No setor automotivo emprega-se o processo de eletrodeposição (E-Coat), que é um processo de deposição de pigmentos em uma estrutura metálica em decorrência dos fenômenos químicos de eletrólise, eletroforese, eletrocoagulação e eletro-osmose. O banho no tanque E-Coat acontece sob constante agitação, para manter os sólidos, principalmente os pigmentos, em suspensão. As carrocerias passam, então, por um enxágue e são levadas para a estufa de cura em alta temperatura, onde ocorre a homogeneização das peças, resultando numa espessura de tinta seca da ordem de 15 a 20 µm (Teixeira, 2009), conforme ilustrado na Fig. 1.

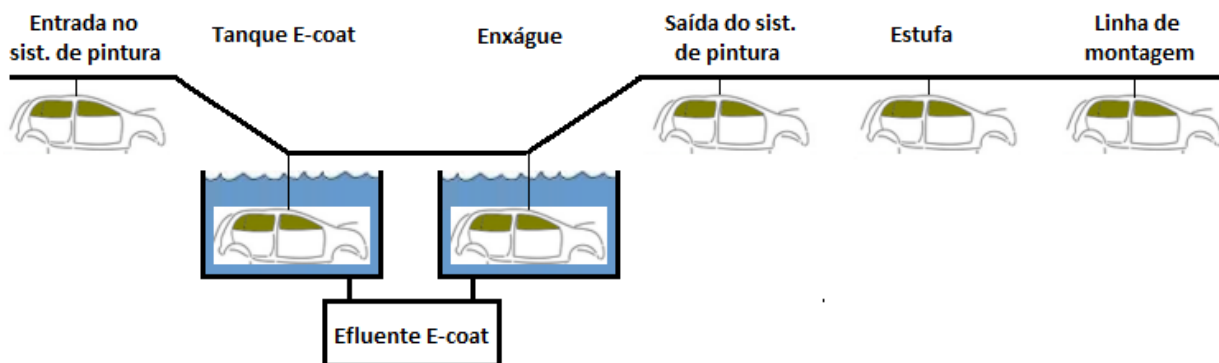


Figura 1- Etapas de pintura E-Coat.

Segundo Yu (2013), a secagem é um processo simples, caracteriza-se pela evaporação do solvente, constituindo basicamente na manutenção da temperatura e período de tempo requerido para a cura. Porém, na prática, qualquer parte não tendo o acabamento adequado, afeta negativamente a qualidade e aparência do produto final. Por isso, constitui um processo fundamental para a indústria. As carrocerias demoram aproximadamente 30 minutos na pintura e secagem à quente e 14 minutos no resfriamento. A secagem é, na maioria das vezes, um processo de polimerização, e esses polímeros são adicionados às tintas automotivas, que deverão sofrer o processo de polimerização térmica, havendo necessidade de energia térmica de ativação das resinas que, na temperatura ambiente, não se polimerizam.

Na formulação de tintas utiliza-se uma mistura de solventes, normalmente orgânicos e tóxicos, visando conseguir uma boa solvência, tempo de secagem apropriado, perfeita formação da película e redução de custos. São consumidos, em média, 9 kg de tinta sólida por automóvel (Poth, 2008). Devido às políticas ambientais, as montadoras visam eliminar totalmente as emissões de solventes na atmosfera. Os gases produzidos no processo de pintura e secagem são coletados, filtrados e purificados por equipamentos de última geração, eliminando as substâncias poluentes (FIAT, 2015). De forma a dar continuidade às políticas ambientais, é uma grande oportunidade a utilização da energia solar para reduzir os custos operacionais e as emissões de CO₂ no processo de pintura, conforme considera Mekhilef *et al.* (2011). Estudos visando o aquecimento de estufas utilizando concentração solar para indústrias automotivas são encontrados nos trabalhos de Hafner *et al.* (2014) e Schenk *et al.* (2015).

Este trabalho tem por objetivo apresentar e simular um sistema híbrido de aquecimento de ar para alimentação de estufas de pintura e secagem utilizando refletores lineares Fresnel (RLF) na região de Belo Horizonte. O sistema permite economizar gás natural, que passa a ser o apoio térmico quando os coletores solares não fornecem a temperatura adequada para o processo, e assim reduzir as emissões de CO₂ da planta industrial.

2. O SISTEMA CONVENCIONAL

O sistema convencional, geralmente utilizado para aquecimento do ar para o processo secagem de pintura automotiva, consiste em obter ar quente e seco da troca de calor com o vapor saturado proveniente de uma caldeira aquotubular. O vapor sai da caldeira com temperatura de aproximadamente 230 °C. O ar quente entra nas estufas a uma temperatura de cerca de 200 °C. Parte da vazão de ar que sai das estufas, após passar pelo processo de purificação, é reaproveitada, assim, a temperatura média do ar na entrada do trocador é superior à ambiente, contribuindo para a diminuição da vazão de vapor saturado e, conseqüentemente, da carga térmica.

A partir dos dados de produção obtidos, fez-se uma estimativa da potência requerida nas estufas de secagem de uma indústria automotiva, através da Eq. (1).

$$\dot{W}_{req} = \frac{N^{\circ}_{carrocerias} \cdot W_{carroceria}}{\Delta t} \quad (1)$$

Onde:

\dot{W}_{req}	é a potência requerida estimada no processo atual (kW);
$N^{\circ}_{carrocerias}$	é o número de carrocerias (-);
$W_{carroceria}$	é a energia gasta nas estufas por carroceria (kWh/carroceria);
Δt	é o tempo da produção (h).

Segundo os dados de uma grande montadora automotiva da região de Belo Horizonte, 180 carrocerias passam pelo processo de pintura em 1 hora. A energia despendida por carroceria nas estufas ($W_{carroceria}$) é de aproximadamente 250 kWh conforme considera Bhaskar (2009) e Iglauer e Zahler (2012). A potência requerida total calculada (\dot{W}_{req}) é de 45.000 kW (45 MW) para o processo convencional.

A partir da potência requerida, o consumo do combustível utilizado na caldeira, no caso gás natural (GN), foi calculado pela Eq. (2):

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{W}_{req}}{PCI} \quad (2)$$

Onde:

\dot{m}_{GN}	é a vazão mássica de gás natural no processo atual (kg/s);
\dot{W}_{req}	é a potência requerida estimada no processo atual (kW);
PCI	é o poder calorífico inferior do gás natural (kJ/kg).

A vazão mássica de vapor d'água na saída da caldeira, ou entrada do trocador de calor, foi calculada pela Eq. (3), conforme Klein e Nellis (2012).

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_{GN} \cdot PCI \cdot \eta}{h^v - h^0} \quad (3)$$

Onde:

\dot{m}_v	é a vazão mássica de vapor d'água gerado no processo atual (kg/s);
\dot{m}_{GN}	é a vazão mássica de gás natural no processo atual (kg/s);
PCI	é o poder calorífico inferior do gás natural (kJ/kg);
η	é a eficiência da caldeira (-);
h^v	é a entalpia do vapor d'água na saída da caldeira (kJ/kg);
h^0	é a entalpia da água na entrada da caldeira (kJ/kg).

O vapor d'água é condensado ao passar pelo trocador de calor e retorna para a caldeira. A vazão mássica de ar quente insuflado nas estufas foi calculada através do balanço de energia na troca de calor entre o vapor d'água saturado e o ar das estufas, pela e Eq. (4).

$$\dot{m}_{ar} \cdot c_{par} (T_{ar\,sai} - T_{ar\,ent}) = \dot{m}_v (h^v - h^0) \quad (4)$$

Onde:

\dot{m}_{ar}	é a vazão mássica de ar de insuflamento nas estufas no processo atual (kg/s);
\dot{m}_v	é a vazão mássica de vapor d'água gerado no processo atual (kg/s);
c_{par}	é o calor específico do ar (kJ/kg.°C);
$T_{ar\,ent}$	é temperatura do ar na entrada do trocador de calor (°C);
$T_{ar\,sai}$	é temperatura do ar na saída do trocador de calor ou entrada da estufa (°C);
h^v	é entalpia do vapor d'água saturado na entrada do trocador de calor ou saída da caldeira (kJ/kg);
h^0	é entalpia da água saturada na saída do trocador de calor ou entrada da caldeira (kJ/kg).

As entalpias foram obtidas através das tabelas de propriedades termodinâmicas contidas em Moran *et al.* (2013), considerando a temperatura do vapor d'água na saída da caldeira ou entrada do trocador de calor (T_v) e a temperatura da água saturada na saída do trocador de calor ou entrada da caldeira (T_0). Os cálculos permitiram obter a vazão mássica de ar de insuflamento nas estufas (\dot{m}_{ar}), a qual foi considerada como parâmetro de partida para o cálculo da carga térmica do sistema híbrido de aquecimento de ar para alimentação de estufas de secagem de pintura automotiva proposto no presente trabalho. Os parâmetros e variáveis obtidos para o sistema convencional são apresentados na Tab. 1.

Tabela 1 – Parâmetros e variáveis do cálculo para o processo de secagem convencional.

Parâmetros	Valor
\dot{m}_{GN}	1,163 kg/s
PCI	38.690 kJ/kg
η	0,9 (-)
c_{par}	1,02 kJ/kg.K
T_v	230 °C
T_0	120 °C
$T_{ar\,ent}$	100 °C
$T_{ar\,sai}$	200 °C
\dot{m}_v	17,6 kg/s (63,4 t/h)
\dot{m}_{ar}	361,1 kg/s (1300 t/h)

3. O SISTEMA COMBINADO

O sistema estudado foi adaptado de um modelo proposto por Iglauer e Zahler (2012). Consiste no aquecimento de água pressurizada, utilizada como fluido térmico, através de refletores lineares Fresnel até a temperatura de 230°C. Uma caldeira utilizando gás natural complementa o sistema solar para atender à demanda térmica das estufas de pintura e secagem. Durante a noite, quando não há radiação solar incidindo nos coletores, a água passa direto no aquecedor auxiliar, desviando do campo solar. O calor da água quente pressurizada é fornecido para a estufa através da troca de calor com o ar que circula nas estufas, conforme mostrado na Fig. 2.

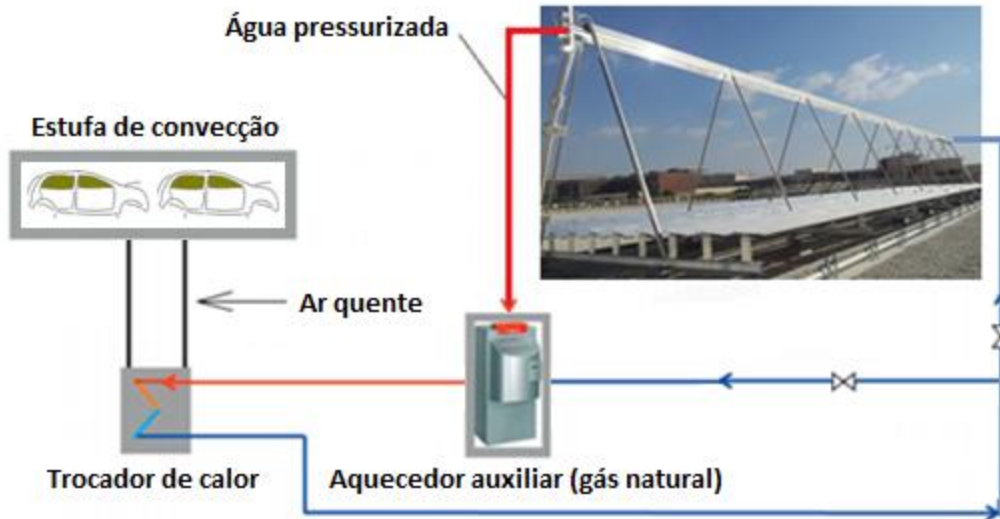


Figura 2 - Sistema de aquecimento híbrido (solar-gás natural) para estufas de secagem de pintura automotiva.

Os coletores lineares Fresnel possuem espelhos seguidores do sol de eixo simples que concentram radiação solar em um tubo contendo um fluido de trabalho que pode chegar a uma temperatura de 400°C, podendo ser utilizado para diversos processos térmicos nas instalações industriais. Apresentam menor rendimento quando comparados com os coletores de calha parabólica, porém possuem menor custo de instalação por área, de aproximadamente 55% (Häberle *et al.*, 2014). Possuem ainda outras características adequadas para a aplicação, como possibilidade de serem instalados nos telhados das instalações, desde que suportem seu peso, variada faixa potência e baixas perdas de pressão a elevada taxa de fluxo (Iglauer e Zahler, 2012 e Hofer *et al.*, 2015).

A adição de espelho concentrador superior ao tubo receptor para unidades compactas de RLF, conforme modelagem realizada (Rungasamy *et al.*, 2015 e Moghimi *et al.*, 2015), pode melhorar a performance das unidades concentradoras. Outra variável a ser observada é a influência do vento no equipamento conforme recomendação de Lancereau *et al.* (2015), que poderá diminuir o peso da estrutura do coletor como um todo, sendo mais relevante ainda para instalação sobre telhados.

O trocador de calor utilizado foi de fluxo cruzado com mistura do fluido frio, no caso o ar quente. O escoamento com mistura do ar quente produz maior uniformidade na temperatura de saída ao longo da seção transversal quando comparado com o trocador sem mistura no lado do fluido frio. A temperatura do ar na entrada ($T_{ar_{ent}}$) e saída do trocador de calor ($T_{ar_{sai}}$) foi a mesma considerada para o modelo convencional, 100 °C e 200 °C respectivamente, conforme apresentado na Tab. 1. A vazão mássica de ar no trocador de calor (\dot{m}_{ar}) é aquela obtida para o sistema convencional, de 361,1 kg/s (1300 t/h). A água entra no trocador de calor a uma temperatura ($T_{\acute{a}gua_{ent}}$) de 230 °C com vazão mássica ($\dot{m}_{\acute{a}gua}$) de 123,5 kg/s (444,6 t/h). O calor específico da água pressurizada a elevada temperatura ($c_{p_{\acute{a}gua}}$) e do ar quente ($c_{p_{ar}}$) foram considerados 4,5 kJ/kg.°C e 1,02 kJ/kg.°C, respectivamente. Assim, a taxa de capacidade térmica mínima ($C_{mín}$) e a taxa de capacidade térmica máxima ($C_{máx}$) são dadas, respectivamente, por 368,33 kW/°C e 555,75 kW/°C. O equipamento foi dimensionado através do método da efetividade – NTU , onde o produto UA (coeficiente global de transferência de calor pela área do trocador) igual a 1976,9 kW/°C, foi obtido através do conjunto de equações composto por Eq. (5), Eq. (6), Eq. (7), Eq. (8), Eq. (9) e Eq. (10), conforme Incropera *et al.* (2007).

$$C_r = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \quad (5)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{p_{ar}} (T_{ar_{sai}} - T_{ar_{ent}}) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{máx} = C_{mín} (T_{\acute{a}gua_{ent}} - T_{ar_{ent}}) \quad (7)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{máx}} \quad (8)$$

$$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln [C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1] \quad (9)$$

$$UA = NTU \cdot C_{mín} \quad (10)$$

Onde:

C_r	é a razão entre as taxas de capacidade de calor (-);
$C_{mín}$	é taxa de capacidade térmica mínima (kW/°C);
$C_{máx}$	é taxa de capacidade térmica máxima (kW/°C);
\dot{Q}	é a taxa de transferência de calor real (kW);
$\dot{Q}_{máx}$	é a taxa de transferência de calor máxima possível (kW);
\dot{m}_{ar}	é a vazão mássica de ar de insuflamento nas estufas ou saída do trocador (kg/s);
c_{par}	é o calor específico do ar (kJ/kg.°C);
$T_{ar\ sai}$	é temperatura do ar na saída do trocador de calor ou entrada da estufa (°C);
$T_{ar\ ent}$	é temperatura do ar na entrada do trocador de calor (°C);
$T_{água\ ent}$	é temperatura da água na entrada do trocador de calor (°C);
ε	é a efetividade da transferência de calor (-);
NTU	é o número de unidades de transferência (-);
UA	é o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área do trocador (kW/°C).

A área total de abertura dos coletores lineares Fresnel foi estimada através da Eq. (11).

$$A_{col} = \frac{1000 \cdot \dot{Q}}{\eta_{col} \cdot \eta_{troc} \cdot \bar{G}} \quad (11)$$

Onde:

A_{col}	é a área total de abertura dos coletores (m ²);
\dot{Q}	é a taxa de transferência de calor real ou potência térmica útil (kW);
η_{col}	é a eficiência estimada dos coletores (-);
η_{troc}	é a eficiência estimada do trocador e demais componentes que possam perder calor (-);
\bar{G}	é a radiação direta instantânea no plano do coletor (W/m ²).

A eficiência dos coletores Fresnel estimada foi de 60%, conforme indicado por Häberle *et al.* (2014), para temperatura de aquecimento do fluido térmico até 250 °C. A eficiência estimada para considerar possíveis perdas térmicas no trocador de calor e nas tubulações e demais componentes externos ao campo solar foi de 90%. A radiação direta incidente no plano do coletor para a região de Belo Horizonte foi considerada como 700 W/m², valor seguramente atingível em dias de céu limpo para a região, verificado durante execução do modelo para diferentes dias. Assim, a através da taxa de transferência de calor real no trocador de calor de 36.832,2 kW, obteve-se 97.440 m² de área de abertura total dos coletores. Foi verificado que indústrias do setor automotivo possuem áreas de telhado compatíveis com o necessário, podendo superar 200.000 m².

4. O MODELO DE SIMULAÇÃO

O modelo foi simulado na plataforma *TRNSYS (TRaNsient SYstems Simulation)*, que consiste numa plataforma para análise de sistemas transientes, especialmente para energia solar e outras fontes renováveis. O sistema foi modelado através de componentes predefinidos presentes na ferramenta. Os dados de radiação foram obtidos através do banco de dados do *Meteonorm*, incluído na plataforma TRNSYS, para a cidade de Belo Horizonte/MG. Foram escolhidos um dia limpo e outro parcialmente nublado, de modo a verificar o modelo em diferentes condições de radiação. O modelo na plataforma TRNSYS está representado na Fig. 3.

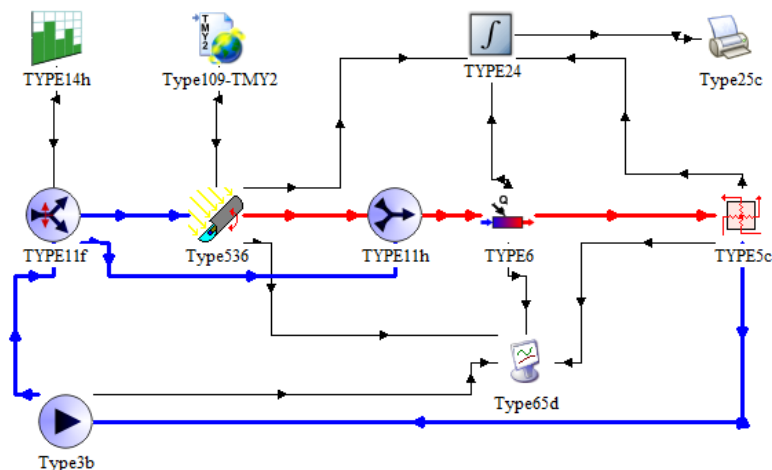


Figura 3 – Modelo estudado na plataforma TRNSYS.

O componente *Type109* foi utilizado para fazer a leitura de dados climatológicos de radiação e temperatura ambiente do *Meteonorm*. O componente *Type536* representa os refletores. Na falta de um modelo próprio para Fresnel, foi utilizado o modelo de calha parabólica e configurado sua eficiência na ordem de 60%, conforme indicado por Häberle *et al.* (2014). Sua área total de abertura foi configurada para 97.440 m². O componente *TYPE6* representa o aquecedor auxiliar, que aciona quando a água pressurizada passa abaixo de 230 °C. O *TYPE5c* é um modelo de trocador de calor de fluxo cruzado que permite a mistura do fluido frio, no caso, o ar das estufas. A água pressurizada a alta temperatura é o fluido quente, a qual passa em tubos na transversal sem que ocorra mistura. O componente *Type3b* representa a bomba. Na saída da bomba a água pressurizada passa por uma bifurcação, representada pelo *TYPE11f*. De 6h às 18h a água é direcionada para os coletores, caso contrário, a água vai direto para o aquecedor auxiliar, evitando a perda de calor, do fluido com temperatura superior à ambiente, no campo solar. O componente *TYPE14h* é responsável por este controle. O ideal seria ainda implementar um controlador para a válvula de três vias, representada pelo *TYPE11f*, de modo que o fluido seja direcionado diretamente para o aquecedor auxiliar em caso de radiação insuficiente, onde a perda térmica não justificaria a utilização do campo solar. O *TYPE11h* funciona como uma conexão “T” e serve para conduzir o fluido térmico, independente da origem, para o aquecedor auxiliar. O *TYPE24* é utilizado para a integração das entradas. Os demais componentes, *Type25c* e *Type65d*, são responsáveis pela obtenção e plotagem dos resultados.

Um tanque de expansão deve ser previsto para o controle da pressão, mas não foi adicionado ao modelo por não fazer efeito substancial na simulação. A pressão considerada para a operação foi de 50 bar, substancialmente superior à pressão de saturação da água a 230 °C, porém necessária para assegurar que não haja vaporização na máxima temperatura verificada durante as simulações para diferentes dias, de cerca de 255 °C.

5. RESULTADOS

O modelo foi simulado para um período de 24h com intervalos de 1h. Tomou-se dois dias como base, um dia limpo, com boa radiação direta, e outro parcialmente nublado com oscilações horárias da radiação normal direta (DNI). Os gráficos da radiação normal direta incidente no plano do coletor são apresentados na Fig. 4, para os dois dias.

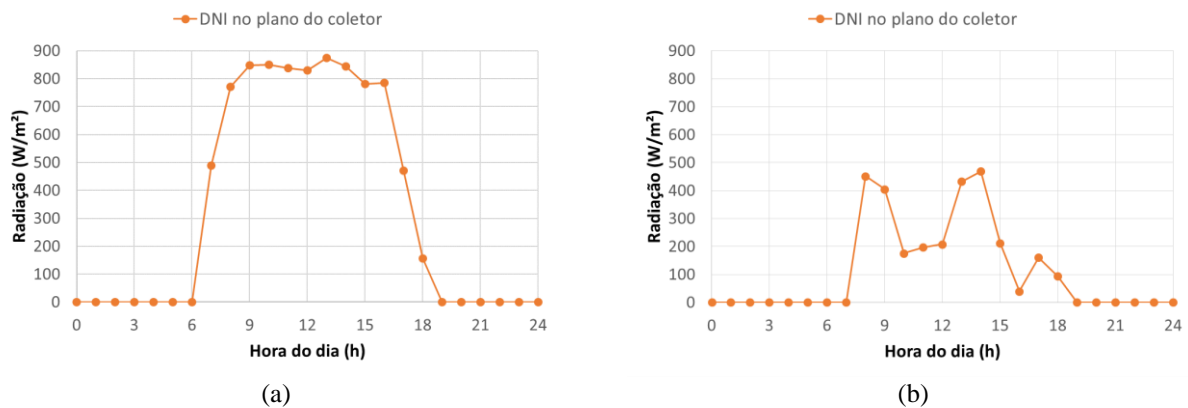


Figura 4 – Radiação normal direta no plano do coletor: (a) Dia limpo (b) Dia nublado.

Os resultados da simulação para as temperaturas da água durante o ciclo e do ar na saída do trocador de calor estão apresentados na Fig. 5.

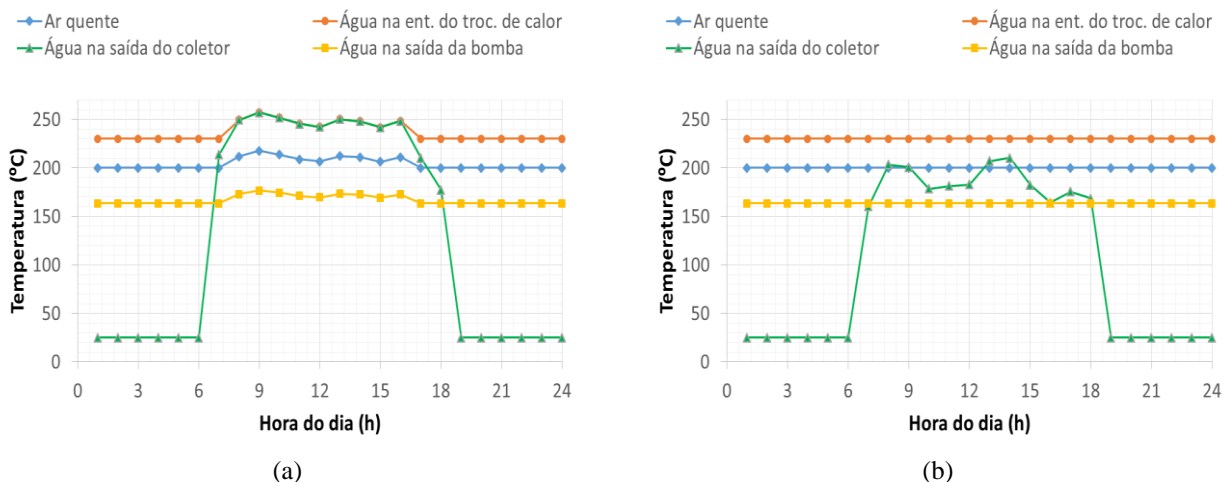


Figura 5 – Temperatura da água pressurizada e do ar quente de insuflamento nas estufas: (a) Dia limpo (b) Dia nublado.

O sistema foi simulado com vazão constante, tanto para a água pressurizada (444,6 t/h) quanto para o ar de entrada no trocador de calor (1300 t/h). Assim, como no dia limpo simulado a radiação direta está acima da média, a temperatura do ar pode superar os 200 °C necessários na entrada da estufa, já que a água entra no trocador de calor a uma temperatura superior a 230 °C. Para o caso do dia nublado, a radiação não é suficiente para elevar a temperatura da água até 230 °C, então, o sistema é complementado pela fonte térmica. Por isso, se verifica, para o dia nublado, uma diferença entre a temperatura do fluido na saída do coletor e na entrada do trocador de calor. As temperaturas são mantidas constantes quando o sistema funciona com apoio do aquecimento auxiliar a gás natural.

A Fig 6 apresenta os resultados obtidos para potência térmica fornecida pelo campo solar, a despendida pela fonte fóssil e a potência térmica útil do trocador de calor para os dois dias estudados.

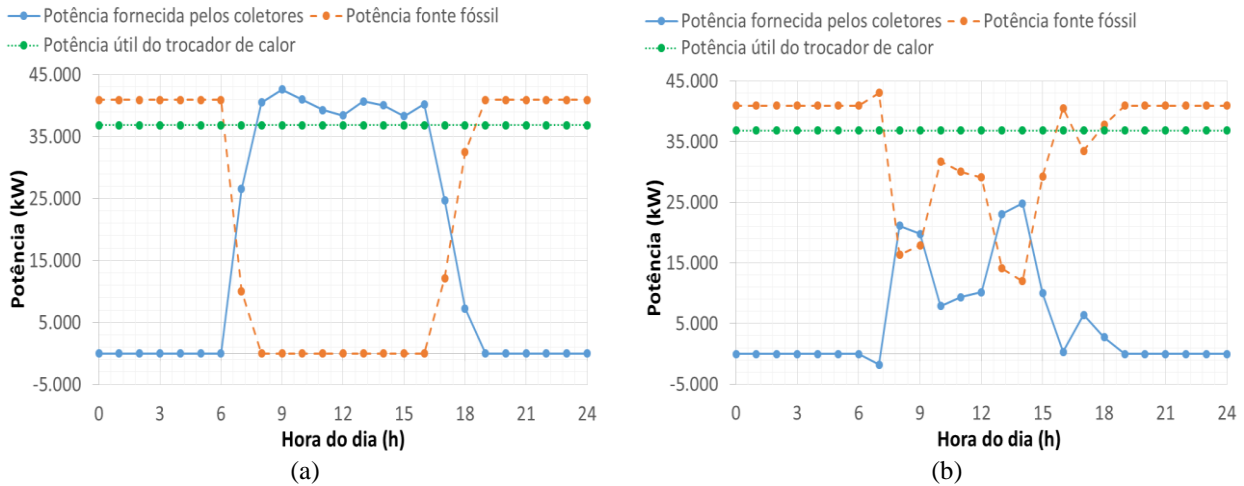


Figura 6 – Potência térmica fornecida pelos coletores, despendida na fonte fóssil e potência térmica útil do trocador de calor : (a) Dia limpo (b) Dia nublado.

Pode ser verificado que o sistema solar supre a demanda instantânea no dia limpo, atendendo a demanda de 36.832 kW, tornando dispensável a utilização da fonte fóssil durante grande parte do dia. A eficiência da fonte térmica considerada foi de 90%, por isso se verifica que mesmo quando o campo solar não é utilizado, há uma diferença entre a potência útil do trocador de calor e a despendida com gás natural, de 40.925 kW.

A simulação para o dia nublado permite verificar a importância do sistema combinado, já que o uso de gás é necessário para dar continuidade à produção. É importante observar ainda, na Fig. 6, o efeito da perda térmica no campo solar para o dia nublado. Como não há controle no modelo para caso de radiação insuficiente, por volta das 7 h a potência fornecida pelos coletores é negativa, ou seja, a água pressurizada entra no campo solar a alta temperatura e, devido às perdas térmicas, sai a uma temperatura inferior àquela de entrada.

6. CONCLUSÕES

A energia solar pode contribuir fortemente para a obtenção de calor para processos industriais nos próximos anos e, com isso, substituir parte dos combustíveis fósseis utilizados no setor industrial. Não só diretamente, mas também indiretamente reduzindo o consumo de energia elétrica, que pode ser gerada por fontes fósseis. Dentre os processos que demandam muita energia na indústria automotiva, destaca-se a secagem da pintura, que possui grande taxa de queima de gás natural, o qual é responsável por emissão de gás de efeito estufa.

O presente trabalho apresentou uma alternativa para aquecimento de ar para estufas de secagem de pintura automotiva utilizando coletores solares lineares Fresnel combinados com um aquecedor a gás natural. De fato, o vapor leva vantagem em relação a água pressurizada, necessitando de uma vazão mássica de 17,6 kg/s (63,4 t/h), enquanto são necessários 361,1 kg/s (1300 t/h) de água pressurizada para manter a mesma vazão de ar quente para as estufas. Apresenta, também, a vantagem de operar com temperatura constante durante a troca térmica, o que faz aumentar a efetividade do trocador de calor. O motivo de não se utilizar o vapor saturado nos coletores de Fresnel e sim a água pressurizada é justificada pela necessidade de maior diâmetro do tubo absorvedor para evitar perdas de carga excessivas e dificuldades do controle interno da mudança de fase. Entretanto, o refletor linear Fresnel apresenta potencial para geração direta de vapor, ao contrário da calha parabólica, que necessita juntas rotativas especiais com possibilidade de vazamentos a pressão elevada.

Os dois sistemas calculados apresentam a mesma ordem de grandeza em termos de potência térmica requerida utilizando gás natural quando não há presença da fonte solar, apesar do sistema proposto, com 40.925 kW de potência requerida, levar vantagem sobre o sistema convencional, com 45.000 kW. Verificou-se que para dias limpos o campo solar é capaz de suprir toda a demanda instantânea durante grande parte do dia. O sistema contribui ainda para a redução da queima de gás natural durante dias nublados. Foi verificado que indústrias do setor possuem áreas de telhado superiores

à área de abertura total necessária de refletores, permitindo, assim, a instalação do sistema, com seu devido espaçamento para que não haja sombreamento.

REFERÊNCIAS

- Bhaskar, M., 2009. Energy Management in Automotive Plants and Process, Energy Management Group (EMG).
FIAT – Processo Produtivo, 2015. Disponível em: <http://www.fiat.com.br/institucional/processo-produtivo.html>.
Acessado em: 07/09/2015.
- Häberle A., Scherer S., Berger M., Farian J., 2014. Fresnel CSP Technology – State of the Art and Market Overview, Projeto Energia Heliotérmica.
- Hafner, B., Stoppok, O., Zahler, C., Berger, M., Henneke, K., Krüger, D., 2014. Development of an Integrated Solar-fossil Powered Steam Generation System for Industrial Applications. Energy Procedia, vol. 48, pp. 1164-1172.
- Hofer A., Cuevas F., Heimsath A., Nitz P., Platzer W.J., Scholl S., 2015. Extended heat loss and temperature analysis of three linear Fresnel receiver designs, Energy Procedia, vol. 69, pp. 424 – 433.
- Iglauer, O., Zahler, C., 2012. Solar process heat for sustainable automobile manufacturing, Energy Procedia, vol. 30, pp. 775 – 782.
- Incropera, F. P. et al., 2007. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons.
- Klein, S., Nellis, G., 2012, Thermodynamics, Cambridge University Press.
- Lancereau Q., Rabut, Q., Itskhokine, D., Benmarraze M., 2015. Wind loads on Linear Fresnel Reflectors' technology: a numerical study, Energy Procedia, vol. 69, pp. 116 – 125.
- Mekhilef S., Saidur R., Safari A., 2011. A review on solar energy use in industries – Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 15, pp. 1777-1790.
- Moghimi M.A., Craig K.J., Meyer J.P., 2015. Optimization of a trapezoidal cavity absorber for the Linear Fresnel Reflector, Solar Energy, Vol. 119, pp. 343–361.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., Bailey, M. B., 2013. Princípios de Termodinâmica para Engenharia, LTC.
- Poth, Ulrich, 2008. Automotive Coatings Formulation Chemistry, Physics und Practices – Hannover, Vincentz Network.
- Rungasamy A.E., Craig K.J., Meyer J.P., 2015. 3-D CFD Modeling of a Slanted Receiver an a Compact Linear Fresnel Plant with Etendue-Matched Mirror Field, Energy Procedia, vol. 69, pp. 188 – 197.
- Schenk, H., Dieckmann, S., Berger, M., Zahler, C., Stoppok, O., Schulz, D., Krüger, D., 2015. Innovative integration concepts for solar-fossil hybrid process steam generation, Energy Procedia.
- Teixeira, R. C., 2009. Pintura por eletrodeposição – Pintura anticorrosiva de materiais, FEQUI, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- Yu, Guang, 2013. Simulations of Automotive Paint Curing Process in an Oven, Metal Finishing Magazine, March/April Edition.

SOLAR-HYBRID AIR HEAT SYSTEM AS AN ALTERNATIVE FOR CURING AUTOMOTIVE PAINT

Abstract. *Solar thermal can fulfill a substantial amount of heat demand in industrial processes. Concentrated solar process heat applications can provide hot air and hot water needed in a temperature range of up to 400°C. Curing car paint is a production process that needs hot air in a temperature range of 200°C. In this paper, a solar-hybrid air heat system was defined and evaluated. Linear Fresnel collectors heat the pressurized water to an outlet temperature of 230 °C. The solar field is complemented by an auxiliary fossil-fuel boiler. Finally, the heat is dissipated in a convection oven via a pressurized water – air heat exchanger. The model was simulated in the software TRNSYS (TRaNsient SYstems Simulation) for the region of Belo Horizonte - MG using the Meteorom database. The results indicate that the solar field would be self-sufficient during part of the day for clear sky and would help reduce the natural gas consumption during cloudy days.*

Key words: *Solar Energy, Linear Fresnel Collector, Automotive Paint Cure.*