

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

CONVECÇÃO NATURAL EM PAINÉIS FOTOVOLTAICOS

Luis Aramis R. Pinheiro, aramisrp@gmail.com

Antonio Pinho Brasil Junior, brasiljr@unb.br

Eugênia Cornils Monteiro da Silva, eugeniicornils@yahoo.com.br

Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia. Laboratório de Energia e Ambiente.
70910-900 Asa Norte. Brasília. DF

Resumo: A eficiência de geração de energia elétrica num sistema fotovoltaico é influenciada pela temperatura no qual o módulo se encontra e portanto vários aspectos são responsáveis pela variação dessa temperatura, como as condições ambientais, propriedades físicas do sistema e a sua capacidade de trocar calor com o meio. Esse trabalho procura estimar através de uma simulação numérica via CFD como a ocorre essa troca de calor nas condições de convecção natural em módulos fotovoltaicos. As respostas obtidas são comparadas com os resultados de equações empíricas tradicionalmente apresentadas na literatura, onde o número de Nusselt é função do Número de Rayleigh. Ocorre um grau de ajuste razoável nos resultados, onde também são observadas as principais características físicas do escoamento em placas inclinadas.

Palavras-chave: Conversão Fotovoltaica. Transferência de calor por convecção natural. Simulação numérica.

1. INTRODUÇÃO

O desempenho de painéis solares fotovoltaicos é fortemente influenciado pela temperatura de funcionamento das células fotovoltaicas que o compõe. Como qualquer material semicondutor, o comportamento de células solares é influenciado pela temperatura, reduzindo a potência de conversão em temperaturas mais altas. Tal fenômeno faz com que o conhecimento do processo de transferência de calor em painéis seja bastante relevante, de forma a prever precisamente a temperatura das células a partir de variáveis climáticas tais como irradiação, temperatura ambiente e velocidade do vento. Em situações críticas tais como em sistemas com rastreamento ou em sistemas com concentração (baixa taxa ~ 10), a utilização de modelos precisos de descrição da transferência de calor em módulos devem ser considerados, e, a acurácia dos resultados de energia convertida deve proporcionar um resultado com estimativas realistas para a eficiência de sistemas solares fotovoltaicos (Brasil Junior, 2016).

O comportamento térmico de sistemas fotovoltaicos vem sendo discutido em diversos estudos, ressaltando a necessidade de descrição correta do balanço térmico em painéis e estimativa realísticas das trocas convectivas e radiativas (e.g. Jones & Underwood, 2001, Lobera & Valkealahti, 2013 or Armstrong & Hurley, 2010). Neste tipo de estudo a temperatura das células é obtida pela solução de um problema não-linear formulado através do balanço térmico no módulo. A definição das parcelas de transferência de calor por convecção e por radiação são classicamente obtidas pela lei de Newton de resfriamento convectivo e de Stefan-Boltzmann para a radiação. Adiciona-se ao modelo, uma descrição da potência gerada pelo módulo como função da temperatura (Brasil Junior, 2016).

Em situações críticas, módulos fotovoltaicos operam em altas temperaturas (50-100°C) em regimes de eficiência baixa. Isso ocorre quando a troca convectiva com o meio é baixa (com baixo vento ambiente) e em situações de alta temperatura ambiente. Estas são exatamente as condições da região semiárida brasileira (região nordeste) onde grande parte do potencial solar nacional será explorado por usinas fotovoltaicas nas próximas décadas.

Em condições de vento nulo, a transferência de calor convectiva na superfície inclinada dos módulos ocorre em regime de convecção livre. Tendo em vista as dimensões típicas de painéis, com arranjos em *string* múltiplas ou em sistemas com rastreamento com conjuntos de módulos integrados, as condições de convecção natural em placa inclinada, para diferenças de temperatura típicas, estabelecem um regime de escoamento próximo à transição laminar-turbulento.

Classicamente, equações empíricas para convecção natural em placas planas inclinadas são propostas na literatura para uma larga faixa de número de Rayleigh. (e.g. Churchill & Chu, 1975). Estas equações são utilizadas comumente em modelos térmicos de painéis solares (Armstrong & Hurley, 2010) tanto em regime de convecção natural como em convecção mista (com considerações ad hoc de *blend* convecção forçada-natural). Estas equações foram obtidas de

estudos experimentais bastante antigos e certamente uma verificação de seus resultados para condições típicas de troca de calor em painéis solares merece ser revisitada.

Tendo em vista tais argumentos, o presente artigo tem como objetivo avaliar a troca convectiva em regime de convecção natural turbulenta em condições típicas de escoamento em painéis solares fotovoltaicos em arranjo típicos de sistemas de rastreadores a dois eixos. Tal estudo tem como base a simulação numérica do escoamento turbulento tridimensional através de ferramentas de CFD (*Computation Fluid Dynamics*), onde a descrição dos campos de velocidade e temperatura são expressos de forma detalhada. Associado aos resultados numéricos, estimativas de coeficientes de troca convectiva podem ser obtidos sobre as superfícies superior e inferior do módulo.

O presente trabalho é organizado na seguinte sequência: Na parte 2, avalia-se o modelo globalizado de troca térmica, avaliando a magnitude de termos do balanço térmico e discutindo a necessidade de acurácia nos valores de coeficientes de transferência de calor convectivos. Apresenta-se ainda a metodologia de modelagem do escoamento. Por fim, os resultados da simulação são apresentados e discutidos.

2. MODELO MATEMÁTICO

2.1. Transferência de calor – balanço integral

A transferência de calor em um módulo fotovoltaico é formulada pelo balanço térmico dado por:

$$C \frac{dT}{dt} = Q_{r,sw} - Q_{r,lw} - Q_c - P_e \quad (1)$$

Nesta equação o termo do lado esquerdo representa a inércia térmica do módulo. Os Termos $Q_{r,sw}$ e $Q_{r,jw}$ denotam as trocas por radiação absorvida (*short wave*) e emitida (*long wave*). A troca de calor convectiva é quantificada por Q_c e a potência elétrica gerada pelo módulo e dada por P_e . Esta equação define um sistema dinâmico de primeira ordem, não-linear, que tem como solução a variação da temperatura do módulo ao longo do tempo, $T(t)$.

O termo de inércia envolve a estimativa da capacitância térmica do módulo, que é calculado pela massa e pelo calor específico de cada componente do painel (placa polimérica, células e vidro). Isto é definido por (Jones & Underwood, 2001):

$$C = \sum_i m_i c_i \quad (2)$$

O termo de radiação incidente é calculado a partir das parcelas difusa, direta e refletida pelo solo, quantificadas por:

$$Q_{r,sw} = (\tau\alpha)_{eff} A \left[\left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) I_d + \left(\frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \right) I_b + \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \rho (I_d + I_b) \right] = (\tau\alpha)_{eff} AG \quad (3)$$

Nesta equação θ representa o ângulo entre a normal da placa fotovoltaica com a radiação incidente, θ_z é o ângulo Zenith. A é a área do módulo e β seu ângulo de inclinação em relação ao solo. ρ é a refletividade do solo e $(\tau\alpha)_{eff}$ é o produto transmissividade-absortividade efetiva do módulo (próximo à 0.9).

Os termos de radiação solar incidente I_d e I_b representam a parcela difusa e direta, medidos no plano horizontal. Para sistemas de rastreamento em dois eixos, G quantifica a radiação normal direta (DNI).

A parcela de radiação emitida pelo módulo em alto comprimento de onda é quantificada por:

$$Q_{r,lw} = \sigma \varepsilon A \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) (T^4 - T_{sky}^4) + \sigma \varepsilon A \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) (T^4 - T_\infty^4) + \sigma \varepsilon A \left(\frac{1 + \cos(\pi - \beta)}{2} \right) (T^4 - T_{sky}^4) + \sigma \varepsilon A \left(\frac{1 - \cos(\pi - \beta)}{2} \right) (T^4 - T_\infty^4) \quad (4)$$

Na equação (4) ε e σ são respectivamente a emissividade do (próximo a 1.0) e a constante de Stefan-Boltzmann ($5.6704 \times 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^4$). As temperaturas T_∞ and T_{sky} denotam a temperatura ambiente (ar=solo) e a temperatura termodinâmica do céu, formulada por Swinbank (1963) como:

$$T_{sky} = 0.0552 T_\infty^{1.5} \quad (5)$$

A troca de calor convectiva (pelas superfícies superior e inferior do módulo) é quantificada por:

$$Q_c = 2\bar{h}A(T - T_\infty) \quad (6)$$

Onde $\bar{h}$ é o coeficiente troca convectiva (médio entre as superfícies inferior e superior da placa), dado por equações empíricas na forma:

$$Nu = Nu(Re, Ra, Pr) = \frac{hL}{k} \quad (7)$$

Que envolve em regimes de convecção natural os números de Rayleigh e Prandtl, expressos por:

$$Ra = \frac{g\beta_T(T - T_\infty)L^3}{\nu^2} \cdot Pr; Pr \equiv \frac{\mu C_p}{k} \quad (8)$$

Na equação (7) as propriedades termofísicas do ar $\{\rho, \nu, \mu, C_p, k, \beta_T\}$ (massa específica, viscosidade, calor específico, condutividade térmica e coeficiente de expansão térmica) são avaliados na temperatura de filme. L é o comprimento do painel.

No presente trabalho a equação empírica para condições de vento nulo (convecção natural) para placas inclinadas, proposta por Churchill & Chu (1975), é considerada:

$$Nu_{free} = \left[0.825 + \frac{0.387(Ra \sin \beta)^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16} \right]^{3/27}} \right]^2 \quad (9)$$

Esta equação será utilizada como base comparativa para os valores obtidos na simulação numérica por CFD. Por fim, a potência elétrica do módulo é formulada por:

$$P_e = \eta GA \quad (10)$$

Onde η é a eficiência de conversão fotovoltaica do módulo, que tem dependência da temperatura expressa por:

$$\eta = \eta_{ref} (1 + \alpha_4 (T - T_{ref})) \quad (11)$$

Com

$$\eta_{ref} = a_1 + a_2 G + a_3 \log(G) \quad (12)$$

As constantes a_1, a_2 and a_3 são obtidas pelo comportamento elétrico do painel nas condições de referência ($T_{ref} = 25^\circ\text{C}$, $G_{ref} = 1000 \text{ W/m}^2$).

Algumas observações são pertinentes neste momento:

Obs. 1: O modelo dinâmico dado na equação (1) é complementado pelos modelos de seus termos Eq. (2)-(11), expressa a evolução transitório da temperatura do módulo para condições impostas de radiação incidente $G(t)$ e temperatura ambiente $T_\infty(t)$. Um algoritmo incremental simples tipo Euler pode ser utilizado, com passos de tempo da ordem de 0,5 segundos, proporcionando um modelo robusto para estimativa de temperatura e potência elétrica convertida.

Obs.2: Um modelo de equilíbrio bode ser considerado, utilizando em (1) fazendo $C=0$. Para esta condição, um método de solução de equações não lineares é ser utilizado (e.g. Matlab **fsolve**).

Obs.3: Classicamente, na literatura de painéis solares fotovoltaicos, a temperatura do módulo é determinada pelo modelo NOCT (Duffie & Backman, 1991). Este modelo simplificado expressa a temperatura do módulo por:

$$T = T_\infty - (T_{NOCT} - 20) \frac{G}{G_{NOCT}} \quad (13)$$

Nesta equação T_{NOCT} é a temperatura nominal de operação da célula, que é dada nos catálogos dos painéis comerciais. Esta expressão é calibrada nas condições de baixa velocidade do vento (inferior a 1 m/s) e $G_{NOCT} = 800 \text{ W/m}^2$. Evidentemente este é um modelo muito simples que não representa fisicamente os fenômenos complexos de transferência de calor. Nota-se no entanto que a relação (12) é extensivamente utilizada no projeto de sistemas fotovoltaicos assim como nas normas de referência IEC 61215 e IEC 61646.

2.2 Modelo diferencial de descrição do escoamento

No sentido de avaliar os coeficiente de transferência de calor convectivo, em regime de convecção natural, um estudo de simulação numérica é conduzido para o escoamento turbulento 3D sobre uma geometria de conjunto de painéis fotovoltaicos à temperatura constante. Seja portanto o escoamento de ar como um fluido newtoniano incompressível, onde é considerado o termo de força de flutuação de Boussinesq. É utilizando ainda, no contexto de modelagem da turbulência, a descrição do escoamento médio formulado pelas equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (14)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_T) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - g\beta_T (T - T_\infty) \delta_{i3} \quad (15)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\alpha + \sigma_T v_T) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (16)$$

Nestas equações os campos de velocidade, pressão e temperatura $\{u_i, p, T\}$ são definidos no senso da média de Reynolds. ν e α denotam a viscosidade e difusividade térmica moleculares do ar e g é a aceleração da gravidade (alinhada em x_3). No contexto do fechamento em primeira ordem do modelo de turbulência, introduz-se a viscosidade de turbulência ν_T expressa pela hipótese de Boussinesq modificada, que no quadro da equação do modelo SST- $k\omega$ é calculada por:

$$\nu_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, F_2 S)} \quad (17)$$

Nesta equação k é a energia cinética de turbulência e ω a frequência associada à taxa de dissipação formuladas por equações de transporte adicionais dadas por:

$$\left(\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(v + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P - \beta^* \omega k \quad (18)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{\omega 1} \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha S^2 - \beta_1 \nu \omega^2 + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (19)$$

O termo de produção P nestas equações é quantificado por:

$$P = \nu_T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \rightarrow P = \max(P, 10\beta^* k \omega) \quad (20)$$

Onde F_1 é definido por:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (21)$$

com

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (22)$$

As outras constantes são todas oriundas dos modelos de $k-\varepsilon$ e de $k-\omega$, com alguns ajustes, com valores: $\beta^*=0,09$, $\alpha_1=0,44$, $\beta_1=3/40$, $\sigma_{k1}=0,85$, $\sigma_{\omega 1}=0,5$; $\alpha_2=5/9$, $\beta_2=0,0828$; $\sigma_{k2}=1$ e $\sigma_{\omega 2}=0,856$ (Menter, 1994, Menter et al., 2003).

Lembra-se ainda que é utilizado o invariante do tensor taxa de deformação $S=(S_{ij}.S_{ij})^{1/2}$ onde:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (23)$$

e ainda a função de adequação da hipótese de Boussinesq F_2 , dada por:

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right)^2 \right] \right\} \quad (24)$$

O modelo de escoamento turbulento apresentado pelas equações (13)-(23) pode ser resolvido pelas técnicas numéricas atuais da CFD, aplicadas ao conjunto de equações diferenciais parciais apresentadas. No presente trabalho, a implementação do modelo inserida na ferramenta comercial SST- $k\omega$ ANSYS-CFX 14 é utilizada. Desta maneira, os resultados da simulação numérica envolvem a obtenção dos campos de temperatura no escoamento, permitindo calcular as trocas de calor nas superfícies inferior e superior do módulo.

Para a simulação numérica do problema, considera-se um domínio composto por uma placa inclinada, com dimensões típicas de módulos em arranjo de sistemas de rastreamento. As dimensões características do domínio geométrico do problema são apresentadas na Fig. 1. Como o que está sendo estudado é a troca de calor desse módulo por convecção com o meio as características físicas do módulo poderiam ser as mais diversas já que na simulação o valor da temperatura do espaço representado pelo módulo foi constante.

Nesta geometria, uma malha tetraédrica é construída, contendo 1.641.849 nós e 5.097.537 elementos, com refinamento prismático adequado próximo à parede no sentido de manter baixos valores de y^+ . Estes refinamentos são compatíveis com qualidade de malhas que permitem a descrição precisa dos campos em regiões de forte gradiente de velocidade e temperatura na proximidade da superfície do módulo. Detalhes da discretização espacial do problema são ilustrados na Fig. 2.

As condições de contorno aplicadas ao domínio tem as seguintes características:

- Parede isotérmica para as superfícies do módulo, com temperatura especificada (entre 40-70°C) e condições hidrodinâmicas de parede (velocidade nula e campo $k-\omega$ compatíveis com o modelo SST em condições de baixo Reynolds);
- Superfícies de afluxo lateral, com temperatura ambiente especificada;
- Fundo com parede com deslizamento livre e fluxo normal nulo; e
- Plano superior com e fluxo livre.

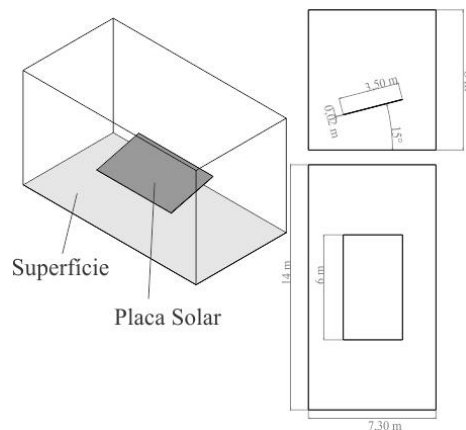


Figura 1. Domínio de cálculo – medidas em metros

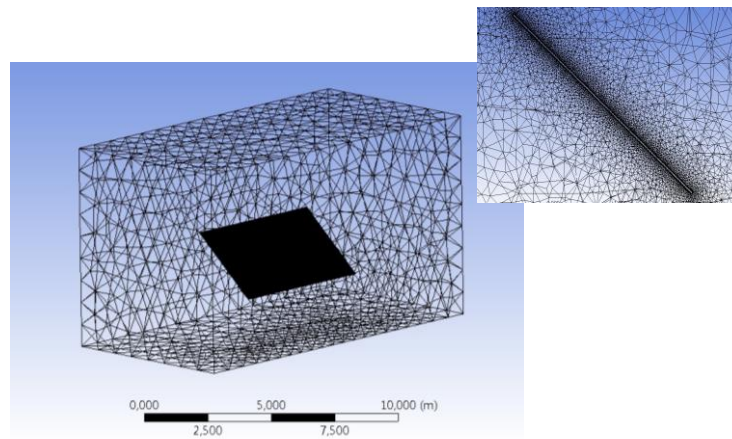


Figura 2. Detalhes da Malha (1641849 nós e 5097537 elementos)

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Resultados do modelo integral – análise de sensibilidade

Nesta seção os resultados obtidos pelo modelo integral de balanço térmico são discutidos. O objetivo principal é desenvolver uma análise de sensibilidade nos valores de temperatura do módulo e da potência elétrica, em face às incertezas associadas à estimativa do coeficiente de transferência de calor, calculado pela Equação (8). Observar-se-á também a diferença de valores da temperatura do módulo utilizando o modelo simplificado expresso pela Equação (12). Para estes resultados, são utilizadas as características de conversão elétrica do painel solar fotovoltaico de células de silício policristalino KYOCERA 200GT (potência nominal de 200 W com $a_1=0.0571$, $a_2=0.0$, $a_3=0.0141$ e $a_4=-0.0049$). Nestas simulações considera-se ainda uma condição de regime permanente e ângulo de inclinação do módulo de 15° .

Nas Tabelas 1-3 apresenta-se um resumo dos resultados de temperatura, potência do módulo e eficiência para radiações incidentes variando na faixa de 200-1000 W/m², considerando temperaturas ambiente variando de 25-40°C. São utilizados neste cálculo tanto o modelo completo (Equação (1)) quanto o modelo simplificado NOCT (Equação (12)).

Tabela 1. Modelo integral para comportamento do painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $T_\infty=25^\circ\text{C}$

Temperatura Ambiente 25°C					
Modelo Completo	Irradiação (W/m ²)	200	500	800	1000
	Temperatura (°C)	29.4	40.7	50.7	57.0
	Potência elétrica (W)	35.6	89.9	139.2	169.0
	Eficiência (%)	12.7	12.8	12.4	12.0
Modelo NOCT	Irradiação (W/m ²)	200	500	800	1000
	Temperatura (°C)	31.7	41.8	52.6	58.7
	Potência elétrica (W)	35.2	89.4	138.2	167.3
	Eficiência (%)	12.5	12.7	12.2	11.9

Tabela 2. Modelo integral para comportamento do painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $T_\infty=30^\circ\text{C}$

Temperatura Ambiente 30°C					
Modelo Completo	Irradiação (W/m ²)	200	500	800	1000
	Temperatura (°C)	34.7	45.7	55.5	61.6
	Potência elétrica (W)	34.6	87.4	135.4	164.5
	Eficiência (%)	12.3	12.4	12.0	11.6
Modelo NOCT	Irradiação (W/m ²)	200	500	800	1000
	Temperatura (°C)	36.7	46.9	57.0	63.8
	Potência elétrica (W)	34.2	89.9	134.3	162.4
	Eficiência (%)	12.1	12.3	11.9	11.5

Tabela 3. Modelo integral para comportamento do painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $T_{\infty}=40^{\circ}\text{C}$

		Temperatura Ambiente 40°C			
Modelo Completo	Irradiação (W/m^2)	200	500	800	1000
	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	45.6	56	65.3	71.2
	Potência elétrica (W)	32.4	82.4	127.8	155.2
	Eficiência (%)	11.6	11.8	11.3	11.0
Modelo NOCT	Irradiação (W/m^2)	200	500	800	1000
	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	46.8	56.9	67.0	73.8
	Potência elétrica (W)	32.2	81.9	126.5	152.8
	Eficiência (%)	11.4	11.6	11.2	10.8

Estas simulações demonstram que a diferença média em termos de eficiência do módulo para uso da equação simplificada NOCT é pequena ($\sim 1\%$). No entanto, para condições mais extremas, onde a temperatura ambiente é alta, observa-se uma maior diferença ($\sim 2\%$). A linearização embutida no modelo simplificado NOCT é calibrada por ensaios em condições controladas em laboratório e em ensaios de campo com velocidades baixas de vento. Para tais condições, temos duas premissas básicas que validam esta equação simples que também são observadas no presente estudo: i) Trocas convectivas predominante por convecção natural com coeficiente de transferência de calor praticamente constante; ii) Faixa de diferença de temperatura ($T_w - T_{\infty}$) onde a troca de calor por radiação pode ser linearizada. Tendo em vista tais argumentos, os resultados apresentados nas Tabelas 1-3 demonstram que o modelo NOCT pode ser aplicável para a estimativa de temperatura do módulo, desde que as condições (i) e (ii) sejam verificadas, sempre em regime permanente.

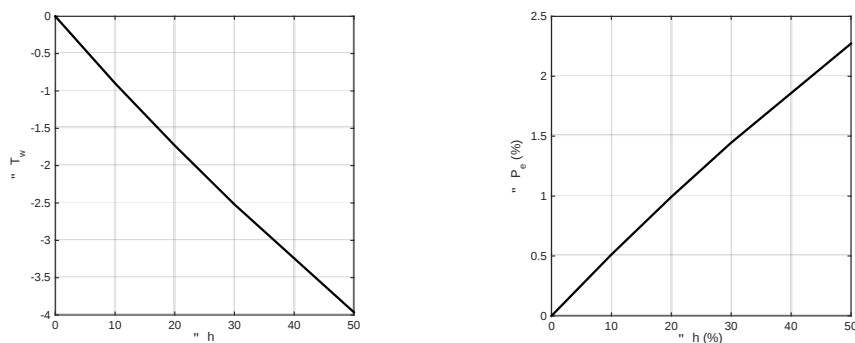
Resultados recentes (e.g. Brasil Junior, 2016) demonstram que esta diferença é bem mais acentuada quando considera-se o efeito dinâmico ($C \neq 0$), onde a temperatura do módulo pode apresentar diferenças entre $5\text{--}10^{\circ}\text{C}$, em intervalos de tempo de 60 minutos com variações rápidas da rampa de irradiação.

Tabela 3. Balanço de energia no painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $G=1000\text{ W/m}^2$

	Temp. Ambiente ($^{\circ}\text{C}$)	25	30	40
Coeficiente Transferência de calor convectivo ($\text{W/m}^2\text{-K}$)		2.91	2.88	2.83
Convecção (W)		288.7	282.5	272.5
Radiação (W)		670.9	681.6	700.9
Potência Elétrica (W)		169.0	164.5	155.0

A Tabela 3 apresenta valores dos fluxos de calor para $G=1000\text{ W/m}^2$ e diferentes temperaturas ambientes. Observa-se que as parcelas convectivas variam sutilmente com a diferença de temperatura entre o módulo e o ambiente. Conforme a temperatura ambiente é mais alta, o fluxo convectivo é menor resfriando menos o módulo através deste modo. Nota-se que a convecção natural como mecanismo de troca representa somente a metade da troca por radiação térmica. Observa-se também que uma mudança muito sutil do coeficiente de transferência de calor é observada.

Os Resultados da análise de sensibilidade são apresentados na Figura 3. Nesta figura a influência de uma variação percentual no coeficiente de troca de calor na temperatura do módulo e na potência elétrica são apresentados. Esta variação demonstra que o sistema reponde de forma muito pouco sensível. Para a temperatura, erros da ordem de 20 até 50% no valor de h , induzem somente estimativas da temperatura do módulo majoradas em 4°C . Para a potência elétrica esta mesma incerteza reflete-se em uma variação de somente 2.3%. Tais resultados demonstram pouca dependência dos resultados para potência elétrica em relação ao valor do coeficiente de troca convectiva em torno dos valores previstos pela equação empírica (8), ou seja, nestas condições operacionais o erro na determinação de h induz de forma prática, pouca diferença na estimativa de potência elétrica convertida pelas células.

**Figura 3. Análise de sensibilidade – Temperatura do módulo e Potência Elétrica ($T_{\infty}=25^{\circ}\text{C}$, $G=1000\text{ W/m}^2$)**

3.2 Simulação CFD – Características do escoamento

O escoamento em regime de convecção natural sobre uma placa inclinada é um clássico problema descrito na literatura. Neste tipo de escoamento uma pluma ascendente se forma como consequência do aquecimento do fluido junto às superfícies superior e inferior da placa. A camada limite é formada nas duas superfícies aquecidas e seu comportamento instável caracteriza a transição laminar-turbulento. Os efeitos hidrodinâmicos observados são fortemente influenciado pelo número de Rayleigh (Lloyd et al, 1972).

Para condições de número de Rayleigh altos, associado a diferenças de temperatura altas, a formação de plumas de temperatura verticais no meio da placa são observadas. Tal fenômeno é reportado em algumas visualizações experimentais disponíveis na literatura.(Fujji & Imura, 1972, Vliet, 1969) e são consequência da formação de instabilidades hidrodinâmicas e térmicas na camada limite. Tal comportamento é observado na visualização numérica do campo de temperatura no plano da secção média da placa, baseada nos resultados obtidos no presente trabalho, apresentados na Fig. 4.

Na Fig. 4 são apresentados a visualização das linhas de corrente, na mesma vista lateral da placa. Demonstram-se os diferentes efeitos da hidrodinâmica do escoamento para um número de Rayleigh típico.

No presente caso, o comprimento finito da placa na dimensão de sua largura, estabelece um comportamento tridimensional do escoamento, ilustrado pelas linhas de corrente 3D da Fig. 5. Este comportamento apresenta uma topologia de afluxo de ar oriunda de diferentes direções do domínio, quebrando a condição 2D do escoamento classicamente descrito na literatura.

Isto também é observado na visualização do fluxo de calor distribuído na superfície superior da placa mostradas na Fig. 6. Observa-se uma distribuição do fluxo de calor não uniforme, gerando estrias de iso-valores, características de topologias complexas 3D. Este comportamento é mais acentuado junto ao bordo de ataque da placa e nas bordas laterais da mesma. Estas estruturas proporcionam comportamento hidrodinâmicos que dinamizam as instabilidades e formação de plumas intermediárias.

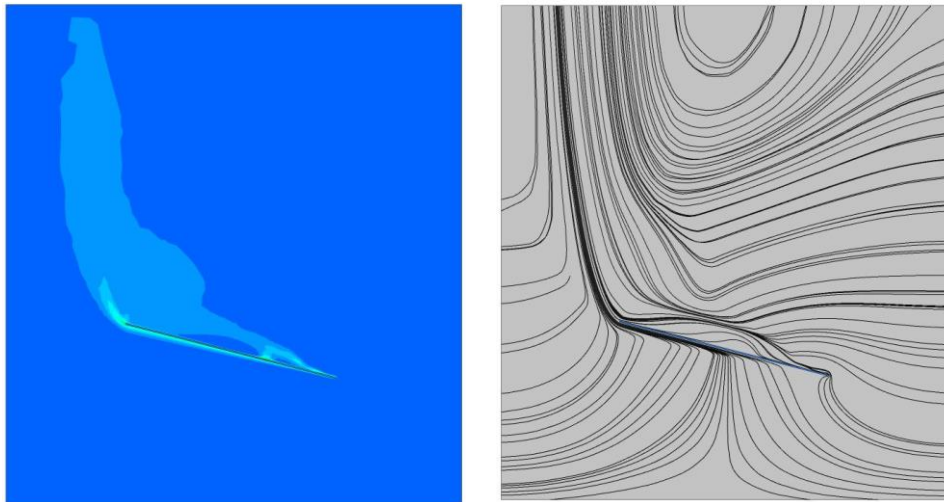


Figura 4. Visualização de níveis de temperatura e linhas de corrente no plano médio da placa ($Ra=4.5 \times 10^{10}$)

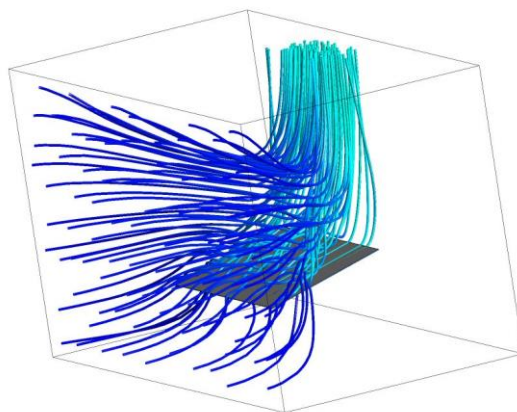


Figura 5. Linhas de corrente 3D sobre a placa

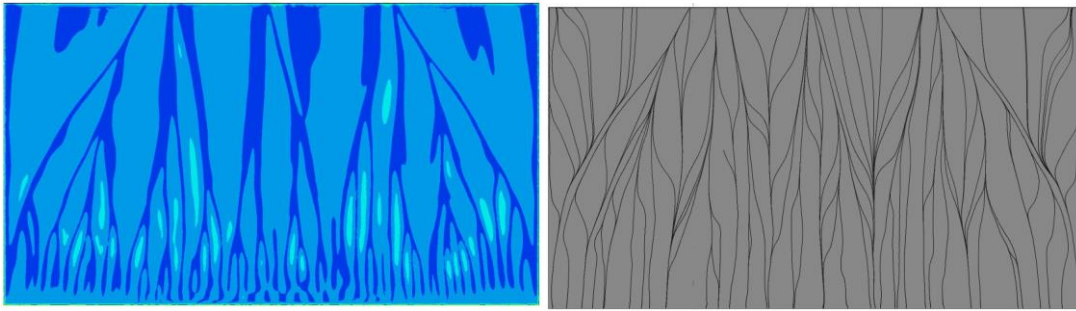


Figura 6. Fluxo de calor e linhas de corrente sobre a superfície superior da placa ($Ra=4.5 \times 10^{10}$)

3.2 Simulação CFD – Coeficientes de troca de calor convectiva

A Figura 7 apresenta o gráficos de coeficiente de troca convectiva obtidos para diferentes números de Rayleigh, para as superfícies superior e inferior da placa. Observa-se que para a superfície superior o Número de Nusselt é mais alto que na superfície inferior. Isto ocorre devido aos fenômenos hidrodinâmicos reportados na secção anterior que proporciona uma maior mistura das regiões mais aquecidas junto às superfícies isotérmicas, com regiões externas da camada limite térmica. Na parte superior, esta mistura é aumentada com a emissão de plumas verticais ao longo da placa, enquanto na parte inferior, o fenômeno de difusão clássica de camada limite é o único mecanismo de transporte de energia na direção normal da superfície da placa.

Os dados de Nusselt da simulação CFD são comparados com as estimativas dadas pela equação empírica de Churchill & Chu (1975) – Eq. (8). Uma boa aderência de resultados é observada para os valores da superfície superior e inferior, como também pelo valor médio aplicado no modelo simplificado. Com base na avaliação de sensibilidade apresentada nos gráficos da Fig. 3, uma curva de confiabilidade da equação empírica é sobreposta aos resultados (incerteza de $\pm 15\%$). Observa-se que equação empírica é capaz de prever de forma confiável o coeficiente médio da placa, de forma a garantir previsões de temperatura do módulo e de potência de forma realista e coerente, principalmente o coeficiente médio, para toda a faixa de Rayleigh

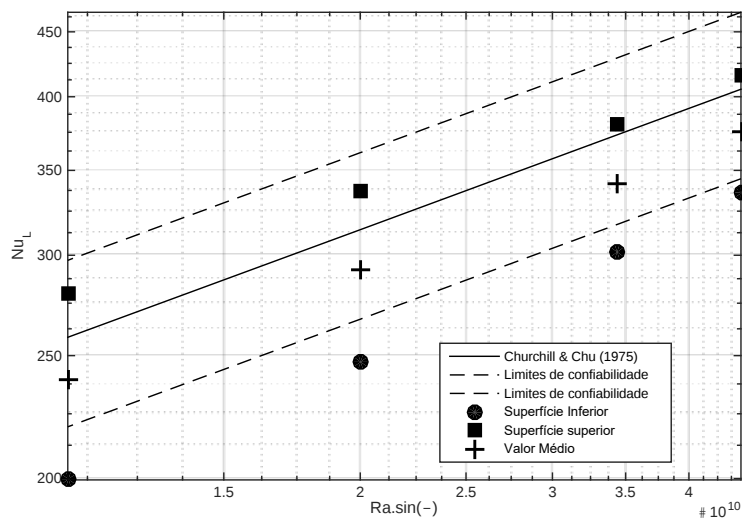


Figura 6. Número de Nusselt – comparação CFD x Modelo empírico

4. CONCLUSÃO

O modelo de troca térmica fornece uma avaliação adequada para previsão da magnitude dos termos do balanço térmico para casos em que o tipo de troca de calor que está sendo avaliada é a convecção.

O estudo de simulação numérica conduzido para o escoamento turbulento 3D sobre um conjunto de células solares de um painel fotovoltaico à temperatura constante utilizando o termo de força de flutuação de Boussinesq forneceu resultados físicos compatíveis com a física do problema. É foi utilizando ainda, no contexto de modelagem da turbulência, a descrição do escoamento médio formulado pelas equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia.

Nessa simulação foram obtidos campos de temperatura no escoamento, permitindo calcular as trocas de calor nas superfícies inferior e superior do módulo. E os resultados obtidos pela simulação CFD corroboram as diferentes observações do fenômeno publicadas na literatura

5. AGRADECIMENTOS

Os autores deste trabalho agradecem ao financiamento parcial proporcionado pelo Consórcio JAIBA SOLAR, no contexto do projeto P&D estratégico da Chamada 13/2011 da ANEEL, e em particular das empresas ELETROBRAS-FURNAS e CERAN.

6. REFERÊNCIAS

- Armstrong, S., Hurley, W.G., 2010, "A thermal model for photovoltaic panels under varying atmospheric conditions", Applied Thermal Engineering, v. 30, pp.1488-1495.
- Brasil Junior, A.C.P., 2016, "Dynamical modeling and simulation of PV-solar panels". In VI CBENS - Congresso Brasileiro de Energia Solar, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.
- Churchill, S. W., Chu, H. S. S., 1975. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, Int. J. Heat and Mass Transfer, v 18, pp. 1323-1329.
- Duffie, J. A., Beckman, W. A., 1991. Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons.
- Jones A. D., Underwood, C. P., 2001. "A thermal model for photovoltaic systems", Solar Energy, pp. 349-359.
- Fujii, T., Imura, H., 1972. "Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, pp. 755-767
- Lobera, D.T., Valkealahti, S., 2013. : Dynamic thermal model of solar PV systems under varying climatic conditions", Solar Energy, 93, pp. 183-194.
- Lloyd, J.R., Sparrow, E.M., Eckert, R.G., 1972. "Laminar, transition and turbulent natural convection adjacent to inclined and vertical surfaces", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 15, pp. 457-473.
- Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA Journal, 32, pp. 1598-1605.
- Menter, F. R.; Kuntz, M.; and Langtry, R. 2003. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. Turbulence, Heat and Mass Transfer 4.
- Swinbank, W. C., 1963. Long-wave radiation from clear skies, Q. J. of the Royal Meteorological Society, v 89, pp. 339-348.
- Vliet, G.C., 1969, "Natural convection local heat transfer on constant-heat-flux inclined surface", J. of Heat Transfer, Vol. 91, pp. 511-516.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

NATURAL CONVECTION IN PHOTOVOLTAICS PANELS

Luis Aramis R. Pinheiro, aramisrp@gmail.com

Antonio Pinho Brasil Junior, brasiljr@unb.br

Eugênia Cornils Monteiro da Silva, eugeniicornils@yahoo.com.br

Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia. Laboratório de Energia e Ambiente.
70910-900 Asa Norte. Brasília. DF

Abstract. *The efficiency of electric power generation in a photovoltaic system is influenced by the temperature the module and therefore several aspects are responsible for the variation of that temperature, as the environmental conditions, physical properties of the system and its capacity to change heat with the environmental. That work search to esteem through a numeric simulation using CFD as it happens that change of heat in the conditions of natural convection in photovoltaics modules. The obtained answers are compared with the results of empiric equations traditionally presented in the literature, where the number of Nusselt is function of the Number of Rayleigh. It happens a reasonable adjustment in the results, where also the main physical characteristics of the drainage are observed in sloping plates.*

Keywords: *photovoltaic conversion, heat transfer by natural convection, numerical simulation*