



OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE CANAIS ARREFECEDORES EM MÓDULOS FOTOVOLTAICOS CONCENTRADOS, UMA APLICAÇÃO DO DESIGN CONSTRUCTAL

Leon F. Miecoanski

leon@ufpr.br

Environmental Engineering Graduate Program (PPGEA), Universidade Federal do Paraná
Curitiba, Paraná, Brazil

Marcelo R. Errera

errera@ufpr.br

Environmental Engineering Department (DEA), Universidade Federal do Paraná
Curitiba, Paraná, Brazil

Abstract. *World energy demand continues to grow while energy and environmental policies point to less dependence on fossil fuels. Thermal solar panels and Photovoltaic (PV) systems have become a viable solution to meet those requirements, but they still face efficiency challenges. The efficiency of those systems is compromised due to concentration of solar irradiation over the PV-cells. . Therefore this work aims to model an active cooling system for HCPV modules and to optimize the design of the micro-channels geometry based on the constructal theory. A multiphysics computational model is developed to solve the equations of continuity (mass, momentum and energy balances) that govern the problem. The amount (volume) of material was held fixed as well as the base area. The aspect ratios of the volume and area were free to vary. The performance criteria were the thermal and electrical efficiency, the maximum temperature observed in the panel, the temperature variation in the coolant fluid and in the PV. Under the same conditions, the design configuration reached by the constructal design method yielded the minimum thermal resistance for the entire system. Furthermore, this assembly provided the best temperature distribution between the cells, preventing premature wearing.*

Keywords: *HCPV system, thermal modeling, constructal design.*

1 INTRODUÇÃO

A crescente demanda por energia aliada a não dependência de combustíveis fósseis e aos problemas que o consumo destes acarretam, impulsionaram a busca e o desenvolvimento de fontes alternativas de energia.

Nesse cenário, a energia fotovoltaica apresenta um grande potencial com alternativas de geração solar térmica, painéis fotovoltaicos ou ainda em sistemas híbridos. Com isso, as células fotovoltaicas de alta concentração (HCPV) se apresentam como uma alternativa eficiente, tanto em relação à área ocupada quanto ao custo de investimento.

Segundo Meral *et al.* (2011) o aumento de temperatura é inerente aos painéis fotovoltaicos, devido à parcela da energia solar que não é convertida em energia elétrica, e, portanto, dissipada na forma de calor. Este aumento de temperatura provoca a redução da tensão, consequentemente a redução da energia gerada e da eficiência do painel. Além disso, pode deteriorar o equipamento reduzindo assim seu ciclo de vida (Helden, 2004).

Dessa forma, torna-se necessário o desenvolvimento de sistemas de refrigeração que proporcionem segurança de operação e aumento de vida útil em módulos com concentração da irradiação solar. Os modelos de arrefecimento de painéis fotovoltaicos mais estudados são os sistemas híbridos (PVT), onde um sistema auxiliar de absorção térmica remove o calor excedente por mecanismos de condução e convecção (Silva, 2015). Entre as técnicas específicas já estudadas pode-se citar: microcanais, múltiplos canais, jatos de impacto, fluxo em duas fases e evaporador (Royne *et al.*, 2005).

Entre as metodologias recentemente empregadas para a otimização de sistemas de refrigeração, tem ganhado destaque o Design Constructal (Bejan 1996; Bello-Ochende *et al.*, 2007; Olakoyejo *et al.*, 2015; Ojeda & Méndez, 2010, Xu *et al.*, 2012). Essa teoria busca a partir de funções de objetivo e restrição, a configuração que minimiza a resistência ao fluxo, proporcionando maior eficiência no sistema com a menor perda de carga.

Portanto, o objetivo deste trabalho foi modelar um sistema de refrigeração ativo de micro canais para os painéis HCPV, otimizando a geometria a partir da teoria do Design Constructal, com o intuito de obter a maior eficiência elétrica com o menor custo operacional.

Inicialmente um modelo computacional multifísico é desenvolvido para resolver as equações de continuidade (balanço de massa, momentum e energia) que governam o problema, utilizando o software comercial COMSOL Multiphysics.

Dessa forma, para condições fixas de operação (irradiação solar, temperatura de entrada do fluido arrefecedor, fração do volume refrigerante em relação à placa e fração do volume de sólidos em relação ao fluido no sistema refrigerante) obtiveram-se indicadores que apontam para o design de melhor desempenho em microcanais para arrefecimento de painéis fotovoltaicos.

2 MODELO MATEMÁTICO

2.1 Modelo geométrico

O sistema de arrefecimento é composto por microcanais retangulares paralelos posicionados abaixo da célula fotovoltaica (figura 1). Devido à simetria o modelo é resolvido para apenas um elemento (um canal e volume da célula proporcional), sendo os resultados reproduzidos para todo o domínio. A figura 2 apresenta a geometria dos canais com as respectivas variáveis: H altura do canal, h altura interna, L largura do canal, l largura interna, C comprimento.

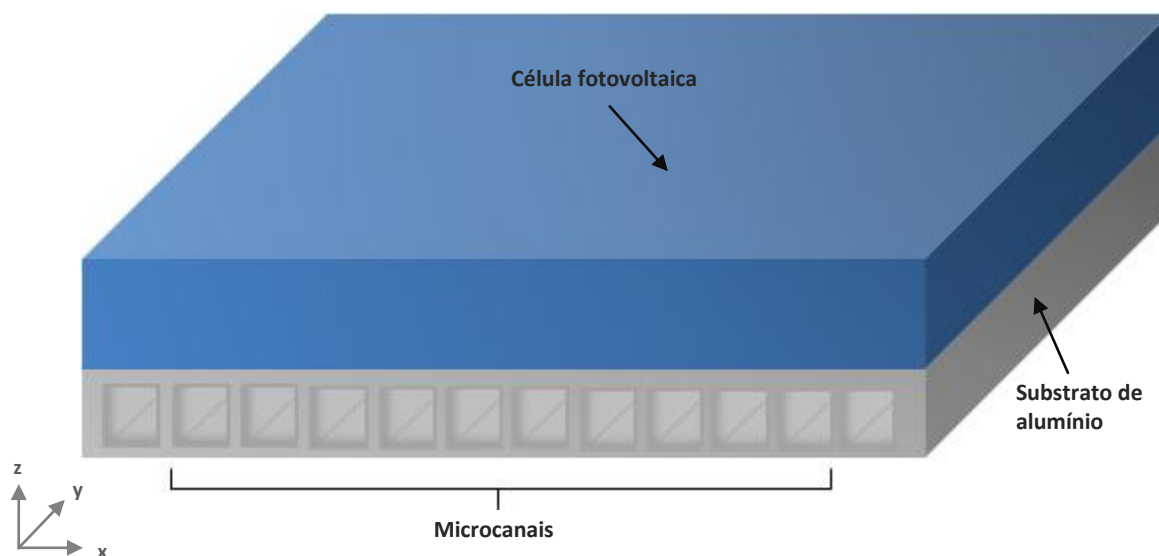


Figura 1: Representação da célula fotovoltaica com os microcanais.

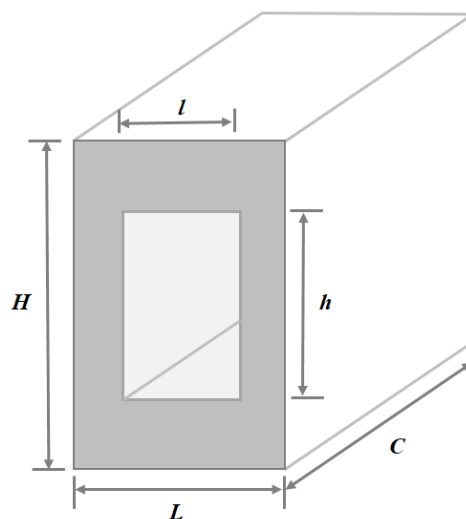


Figura 2: Modelo computacional dos microcanais retangulares.

Neste trabalho foi considerado um elemento de célula fotovoltaica com área superficial de 12 mm² e espessura de 0,5 mm. Aplicando a teoria do design constructal para a otimização da geometria do canal, são definidas as restrições de volume para cada elemento, onde:

$$V_{canal} = LHC = constante \quad (1)$$

A fração de volume do sistema arrefecedor em relação ao volume da célula é expresso por σ , sendo fixado neste estudo o valor de 0,75.

$$\sigma = \frac{V_{sistema}}{V_{célula}} \quad (2)$$

Para o sistema de arrefecimento a proporção do volume de sólidos em relação ao volume de escoamento é representado por ϕ , sendo indicados por Bello-Ochende *et al.* (2007) valores ótimos entre 0,5 e 0,4.

$$\phi = \frac{V_{sólidos}}{V_{fluido}} \quad (3)$$

O volume de sólidos no canal pode ser expresso pela equação 4, ou ainda pelas variáveis correspondentes às diferenças de largura e altura (eq. 5).

$$V_{sólidos} = C(HL - hl) \quad (4)$$

$$V_{sólidos} = C(2l_p H + h_s l + h_i l) \quad (5)$$

Onde l_p representa a espessura da parede na vertical, h_s a espessura superior do canal e h_i a espessura inferior.

De maneira análoga, o volume de fluido pode ser expresso pelas equações 6 e 7.

$$V_{fluido} = C(lh) \quad (6)$$

$$V_{fluido} = V_{canal} - V_{sólidos} \quad (7)$$

O número de canais do sistema arrefecedor está relacionado com a largura da célula, conforme a equação 8.

$$N^o \text{ canais} = \frac{L}{L_{célula}} \quad (8)$$

O diâmetro hidráulico de cada design é obtido por:

$$Dh = \frac{4(lh)}{2(l + h)} \quad (9)$$

Dessa forma, buscou-se a geometria que reduz a resistência térmica e a temperatura máxima da célula fotovoltaica, variando os graus de liberdade H/L , ϕ , l_1/h_s , h_s/h_i , obedecendo às restrições definidas anteriormente.

2.2 Modelo térmico

Os canais são projetados de forma que parte do calor absorvido pela célula fotovoltaica seja removido pelo fluxo de fluido no interior do canal. Dessa forma, dois fenômenos de transferência de calor prevalecem neste estudo, sendo estes: condução de calor pelo substrato sólido e transferência de calor por convecção no fluido refrigerante.

As equações que governam o transporte de calor e fluido neste problema estão apresentadas abaixo:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (10)$$

$$\rho(\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (11)$$

$$\rho C_p (\vec{V} \cdot \nabla T) = k \nabla^2 T \quad (12)$$

$$k_s \nabla^2 T = 0 \quad (13)$$

Como condição de contorno para este modelo é considerado que as superfícies externas são isoladas termicamente, sendo a fonte de calor selecionada sobre a superfície superior da célula fotovoltaica, com um valor constante de 100 W/cm².

Inicialmente todo o domínio é considerado com a temperatura de 20°C, sendo esta também a temperatura constante de entrada do fluido refrigerante. Os resultados são mensurados para simulações em regime permanente, de onde são observados os valores de temperatura, velocidade e pressão.

O escoamento é plenamente desenvolvido, sendo este definido em regime laminar. O fluido é considerado incompressível, sem mudança de fase, e com propriedades físicas constantes (densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor específico).

As equações de continuidade, momentum e energia são resolvidas numericamente através do método de elementos finitos, implementado no software COMSOL. No método dos elementos finitos um meio contínuo é discretizado em diversos elementos, os quais são conectados por nós, sendo que o campo de uma variável no elemento (por exemplo: deslocamentos, pressão, velocidade) é descrito por uma função aproximadora. As funções de campo para todo o contínuo são equacionadas para os nós dos elementos, e os valores das variáveis de campo são obtidas para os nós. A partir desses, as funções aproximadoras interpolam os valores da variável de campo para os elementos (Rao, 2004).

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

De forma a avaliar a dependência das soluções em relação à malha empregada no método de elementos finitos, quatro níveis de refinamento foram propostos, sendo comparado o número de elementos (nós) com a variação da resistência térmica. Conforme os resultados

apresentados na tabela 1 observa-se que a partir do terceiro nível de refinamento a variação da resistência térmica ($\varepsilon = |R^{i+1} - R^i| \div R^i$) é inferior a 1%. Com isso, considerando a acurácia dos resultados e o custo computacional, a terceira malha foi utilizada neste trabalho.

Tabela 1: Variação da resistência térmica em relação à malha.

	MALHA 1	MALHA 2	MALHA 3	MALHA 4
Número de elementos	8.848	23.054	129.526	194.963
Resistência térmica (K/W)	0,1098	0,1070	0,1060	0,1062
ε	-	2,62%	0,93%	0,21%

De modo a validar o modelo proposto, foram reproduzidas as condições do experimento de Tuckerman e Pease (1981), onde mediram a resistência térmica para variações de geometria do canal e taxa de calor incidente. Diferentemente dos autores, neste modelo é considerado que a taxa de calor (irradiação) se dá sobre a superfície de uma célula fotovoltaica, sob a qual está acoplado o sistema de refrigeração conforme a figura 1, e não diretamente sobre os microcanais. Avaliando os resultados presentes na tabela 2, observa-se que o modelo atingiu resultados condizentes com os encontrados no experimento de Tuckerman.

Tabela 2: Comparação da resistência térmica.

	CASO 1	CASO 2	CASO 3
q'' (W/cm ²)	181	277	790
P (Psi)	15	17	31
Resistência térmica Tuckerman	0,110	0,113	0,090
Resistência térmica modelo	0,106	0,104	0,082
ε	3,67%	8,31%	9,37%

Dessa forma, considerando a irradiação constante de 100 W/cm² sobre a área de uma célula fotovoltaica de 12x12 mm e espessura de 0,5 mm, foram avaliadas inúmeras

configurações para o sistema arrefecedor com o intuito de minimizar a temperatura sobre a célula e maximizar a eficiência elétrica e térmica.

A fração de volume do sistema refrigerante em relação à célula (σ) foi definido em 0,7, com isso, sendo o comprimento dos canais constante (12 mm) a altura do sistema é fixada em 0,35 mm. Portanto, a otimização geométrica buscou pela variação dos quatro graus de liberdade H/L , ϕ , h_s/h_i e l_p/h_s a configuração que reduzisse a resistência térmica do sistema. Nos cálculos iniciais o valor de ϕ foi considerado 0,45.

Para o escoamento a diferença de pressão foi determinada como 20 kPa para todas as configurações, com condição de não deslizamento na superfície interna dos microcanais e temperatura de entrada igual a 20°C.

Dadas as condições anteriores, foi avaliada o comportamento da resistência térmica em função da variação do parâmetro l_p/h_s . Conforme observado na figura (3), para razões crescentes de aspecto a resistência tende a diminuir até um valor mínimo próximo a 0,24. Sendo este valor utilizado nas demais simulações.

Da mesma maneira foram simuladas as variações entre os aspectos de construção do canal, l_p/h_s e observado a variação de temperatura na placa. Conforme a figura (4), pode-se observar que este valor diminui com a elevação da relação l_p/h_s , e que a solução apresenta um mínimo de H/L entre 1 e 2 para ambos os casos.

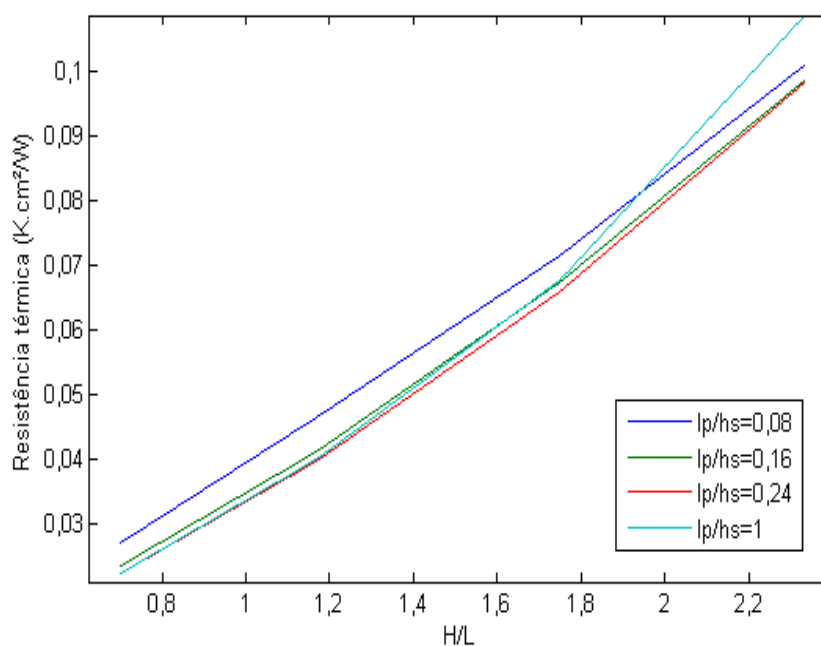


Figura 3: Variação da resistência térmica pela relação l_p/h_s .

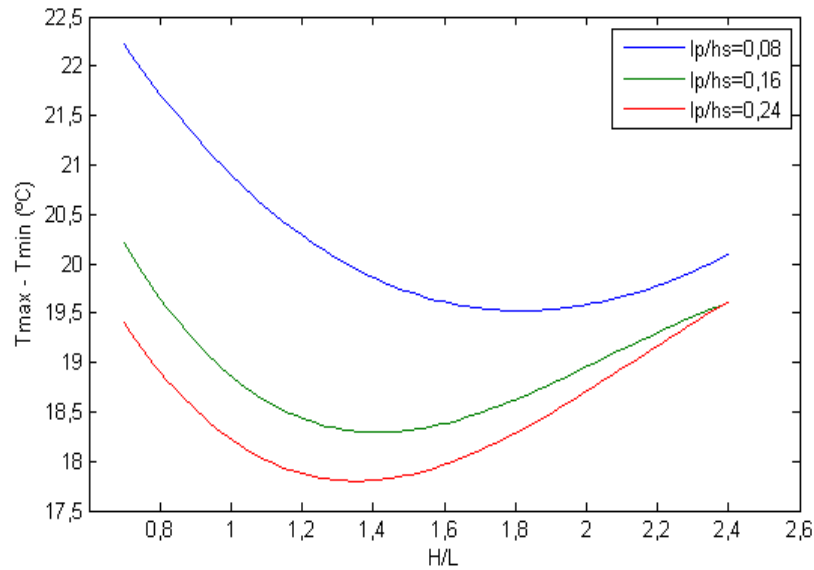


Figura 4: Variação de temperatura na célula conforme a relação l_p/h_s .

Na figura (5) estão apresentados os resultados de diferença de temperatura na célula em relação à variação da altura superior sobre a inferior (h_s/h_i) da parede do canal. É possível inferir que o distanciamento do canal em relação à superfície da placa ($h_s > h_i$) reduz a resistência térmica do sistema. O que implica no aumento da temperatura do fluido arrefecedor e diminuição da temperatura máxima sobre a célula fotovoltaica, como comparado na figura (6), para os valores de $h_s/h_i = 0,2$ e $1,5$.

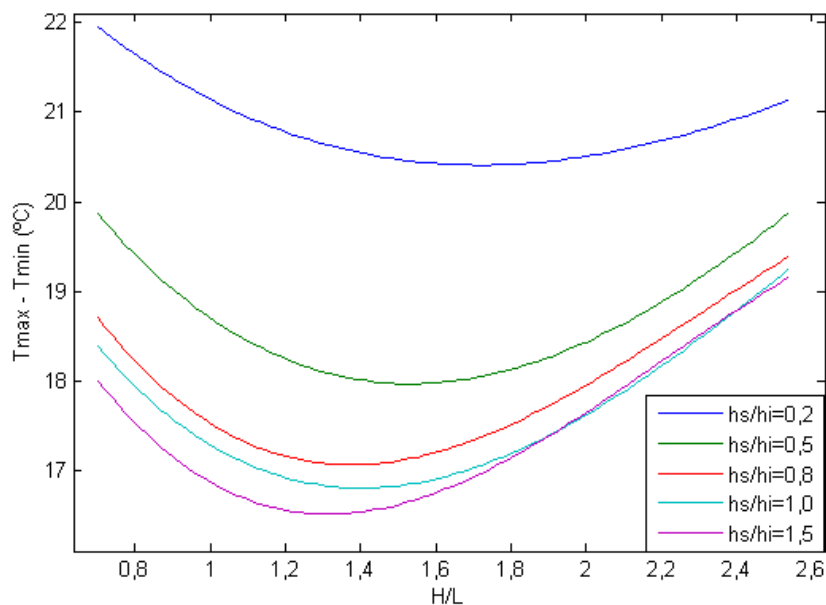


Figura 5: Variação da temperatura pela relação h_s/h_i .

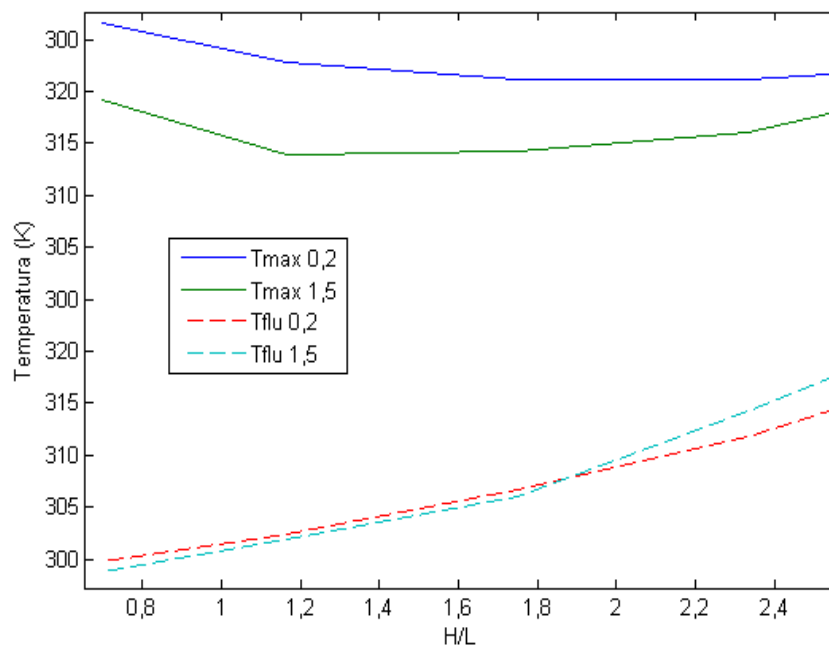


Figura 6: Temperatura máxima na célula e temperatura final do fluido arrefecedor para valores de h_s/h_i . Tmax: Temperatura máxima na célula; Tflu: Temperatura de saída do fluido; 0,2 e 1,5 respectivos aos valores de h_s/h_i .

O gráfico a seguir (figura 7) representa a homogeneização da temperatura sobre a placa, em função da variação do volume de sólidos no sistema de arrefecimento. Pela figura observa-se que a temperatura diminui monotonicamente com ϕ . Pode-se concluir também que o valor de H/L que otimiza a geometria encontra-se entre 1,5 e 2 para qualquer valor de ϕ .

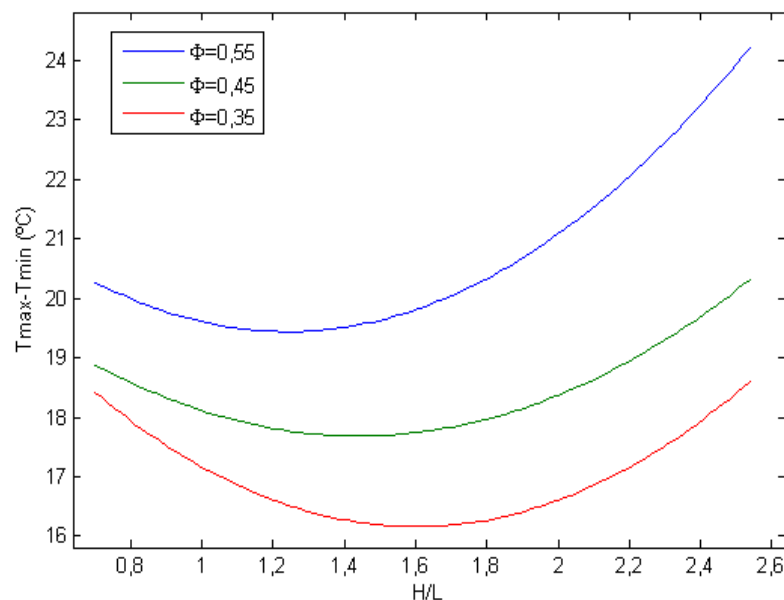


Figura 7: Variação da temperatura em função de ϕ e H/L .

Para a melhor configuração encontrada dentre as simulações, onde $\phi=0,35$, $h_s/h_i=1,5$, $l_p/h_s=0,24$ foi avaliado a temperatura média da célula fotovoltaica, assim como a temperatura de saída do fluido arrefecedor. Pela figura (8) é possível visualizar uma região em que há um máximo de eficiência em relação a geometria (H/L), através de uma relação de compromisso entre minimizar a temperatura da célula fotovoltaica e maximizar a temperatura do fluido arrefecedor.

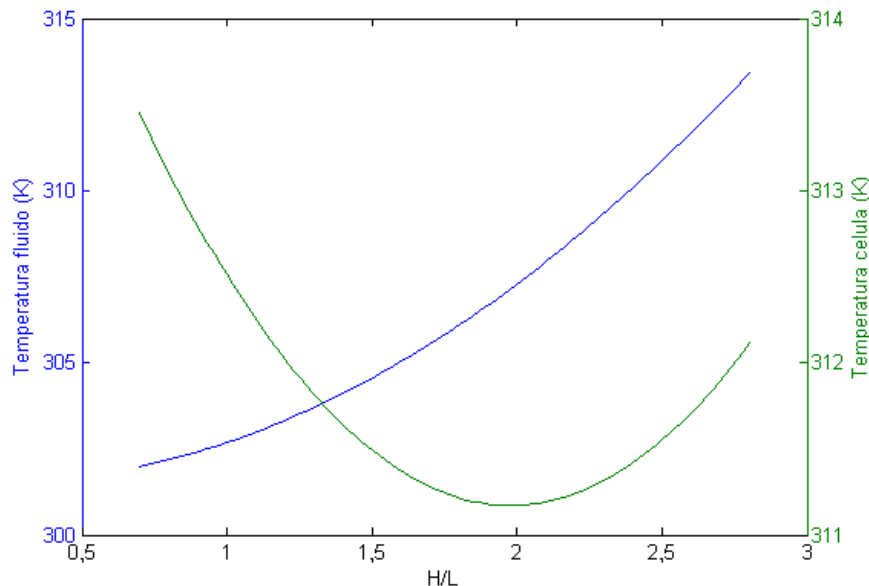


Figura 8: Relação de temperatura para a geometria otimizada.

4 CONCLUSÃO

O presente estudo investigou a otimização geométrica de microcanais arrefecedores em sistemas híbridos fotovoltaicos. Fixando restrições de volume para o sistema (σ e ϕ), foram resolvidas numericamente através do software COMSOL, as equações em três dimensões que governam a física do modelo. Sendo definidas as condições de contorno, propriedades físicas do fluido e regime de escoamento, o modelo foi validado pela comparação de resultados provenientes da literatura.

Os resultados indicam que a melhor configuração do modelo é uma função do volume de sólidos no sistema refrigerante, assim como, do design dos canais internos. Para uma diferença de pressão constante (20 kPa), foram encontradas regiões em que os aspectos geométricos minimizam a resistência térmica do conjunto, homogeneizando a distribuição de temperatura e reduzindo a temperatura máxima sobre a célula.

Pelo desenvolvimento do trabalho pode-se concluir que o design constructal é uma ferramenta eficaz na otimização de geometrias em problemas físicos que envolvem fluxos térmicos e de fluidos.

Em trabalhos futuros demais aspectos dos microcanais podem ser otimizados, como níveis de ramificação, geometria da seção transversal, inclinação dos canais, variação de materiais além de comparações dos resultados para diferentes condições de operação.

AGRADECIMENTOS

O autor agradece o auxílio financeiro cedido pela Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) para a elaboração desta pesquisa.

REFERENCES

- Bejan, A. **Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume**. International Journal Heat and Mass Transfer, v. 40, n. 4, p. 799-816, mai 1996.
- Bello-Ochende, T.; Liebenberg, L.; Meyer, J. P. **Constructal design: geometric optimization of micro-channel heat sinks**. South African Journal of Science, v. 103, dez 2007.
- Helden V. W.; Zolingen R. J., Zondag, H. A. **PV thermal systems: PV panels supplying renewable eletricity and heat**. Progress in photovoltaics: research and applications, v.12, p.415-426. 2004
- Meral, M. E., Dinçer, F. **A review of the factors affecting operation and efficiency of photovoltaic based eletricity generation systems**. Yuzuncu Yil University. Turquia, 2011.
- Ojeda, J.; Méndez, F. **Application of Bejan's Constructal theory to a solar collector system. Part I: the fundamentals to define the first construction**. International Journal of Thermodynamics, v. 13, n. 4, p. 135-141, dez 2010.
- Olakoyejo, O. T.; Obayopo, S. O.; Ajayi, A. B.; Martins, L.; Meyer, J. P. **Numerical optmization of conjugate hexagonal cooling channels with internal heat generation using Al_2O_3 -water nanofluid**. 11 TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON HEAT TRANSFER, FLUID MECHANICS AND THERMODYNAMICS, 2015, Kruger Park, África do Sul, 20-23 jul, 2015.
- RAO, S. **The Finite Element Method in Engineering**. Ed. Elsevier Science & Technology books, dez 2004.
- Royne, A.; Dey, C. J.; Mills, D. R. **Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination: a critical review**. Solar energy materials & solar cells, v. 86, n. 4, p. 451-483, abr 2005.
- Silva, V. O. **Estudo e modelagem da arquitetura modular de uma usina solar fotovoltaica arrefecida com protótipo de verificação**. 2015. 167 f. Dissertação de mestrado – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Tuckerman, D. B.; Pease, R. F. W. **High-performance heat sinking for VLSI**. Electron device letters, v. 2, n. 5, p. 126-129, mai 1981

Xu, X.; Meyers, M. M.; Sammakia, B. G.; Murray, B. T. **Thermal modeling of hybrid concentrating PV/T collectors with tree-shaped channel networks cooling system.** In: 13TH INTERSOCIETY CONFERENCE ON THERMAL AND THERMOMECHANICAL PHENOMENA IN ELECTRONIC SYSTEMS (ITHERM), 2012, San Diego – CA, Estados Unidos da América, mai./jun. 2012.