

ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE DISSIPADOR DE CALOR COMPACTO BASEADO EM MICROCANAIS PARA O RESFRIAMENTO DE CÉLULAS FOTOVOLTAICAS DE ALTA CONCENTRAÇÃO

Jorge Andrés Arroyave Ortegón – jaaoinc@gmail.com

Reinaldo Rodrigues de Souza – reisartre@gmail.com

João Batista Campos Silva – jbcampos.silva@gmail.com

Elaine Maria Cardoso – elainemaria@dem.feis.unesp.br

UNESP - Universidade Estadual Paulista - Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Brasil, 56, Centro, 15385-000 Ilha Solteira, SP, Brasil

3.1 Coletores concentradores e sistemas de conversão térmica em média temperatura

Resumo. Um dos desafios mais importantes dos últimos anos apontados pela comunidade científica é a procura por fontes de energia renováveis com o intuito de diminuir a emissão dos gases do efeito estufa devido à utilização dos combustíveis fósseis. O aproveitamento da energia solar é uma das alternativas com maior potencial em suas duas formas de exploração, térmica e elétrica. A exploração térmica é desenvolvida com o uso de coletores solares enquanto, a exploração elétrica é desenvolvida por meio da aplicação do princípio de efeito fotovoltaico, no qual uma corrente elétrica é gerada a partir da incidência de uma fonte luminosa sobre um material fotossensível que constitui as células fotovoltaicas. O uso de sistemas de alta concentração permite aumentar a disponibilidade do recurso solar. As células fotovoltaicas de junção múltipla permitem atingir eficiências em torno de 40%, porém deve ser considerado que, uma maior quantidade de energia disponível também significa maior taxa de calor rejeitado aumentando a temperatura da superfície da célula fotovoltaica e, conseqüentemente, afetando sua eficiência. Uma das soluções encontrada para aumentar a eficiência da célula solar de alta concentração é incluir trocadores de calor compactos, especificamente baseados em microcanais, garantindo uma melhor distribuição da temperatura na célula de alta concentração (HCPV) e permitindo a mesma operar em sua faixa de melhor eficiência. O presente trabalho visa à análise teórica e experimental do uso de um dissipador de calor compacto, baseado em microcanais, para o resfriamento de células fotovoltaicas de alta concentração comerciais sob as condições climáticas da região noroeste paulista. Neste trabalho, foi considerado o pior caso (sem geração de eletricidade), o pico máximo de radiação e a média de radiação de acordo com os relatórios meteorológicos obtidos por UNESP - CANAL CLIMA localizado na região noroeste do estado de São Paulo. Verificou-se que o uso de dissipadores de calor de microcanais pode melhorar a eficiência de uma célula HCPV, introduzindo um gerenciamento térmico efetivo. O aumento de temperatura através do microcanal é estimado em 10°C para uma célula HCPV comercial com uma área de 100 mm² e a queda de pressão é estimada em 940 Pa para uma velocidade mássica de 330 kg/m²s.

Palavras-chave: Energia Solar, Sistemas HCPV, Microcanais.

1. INTRODUÇÃO

A otimização dos recursos energéticos vem sendo um dos temas de pesquisa mais debatidos dos últimos anos devido aos problemas ligados à utilização de combustíveis fósseis e aos gases do efeito estufa. Portanto, o desenvolvimento de tecnologias, amigáveis ao meio ambiente, é um dos propósitos no novo milênio.

O sol, como uma destas alternativas, é um recurso quase ilimitado de energia com o seu aporte de luz e calor, fornecendo uma quantidade de energia equivalente a 1,73 x 10⁸ GW (Kopp e Lean, 2011) que se comparada ao consumo energético mundial do ano de 2013, que foi de 1,58 x 10⁸ GW, justifica a procura pelo aproveitamento desse potencial por meio da geração elétrica e térmica.

O potencial térmico pode ser aproveitado através do uso de coletores solares, os quais são painéis com superfícies planas que recebem a radiação solar convertendo-a em calor para depois ser transferida a um fluido de trabalho. Tal energia pode ser usada em aplicações tais como: condicionamento de ambientes, aquecimento de água, processos industriais, entre outros. Porém, os coletores solares possuem limitações relacionadas à capacidade de absorção das superfícies irradiadas (absorvedor) e às baixas condutividades dos fluidos de trabalho.

Paralelamente, o potencial elétrico é aproveitado pelo princípio do efeito fotovoltaico gerando uma corrente elétrica a partir da incidência da radiação solar, num meio que é composto por um material fotossensível, base das células fotovoltaicas. Embora a célula fotovoltaica atue como mecanismo principal na geração elétrica, a disponibilidade do recurso solar é importante para avaliar o potencial de geração, portanto, as condições climáticas (estações, nebulosidade, correntes de ar) do lugar de operação destes sistemas devem ser estudadas considerando as possíveis variações segundo a localização geográfica e a época do ano (Allen *et al.*, 1998). Além disso, a eficiência das células depende do material de fabricação - sendo que as células mais comuns usam o silício como material

fotosensível com valores máximos de conversão de 25% (Slade e Garboushian, 2017) - e da temperatura de operação (Carriere *et al.*, 2015). Assim, melhorias nestes elementos levarão a maiores eficiências.

As células fotovoltaicas vêm sendo otimizadas com a introdução de novos materiais e tipos de células (células junção-múltipla). Em relação às condições de operação, a disponibilidade do recurso solar (a qual depende da posição geográfica) na célula pode ser aumentada adicionando espelhos parabólicos ou lentes de Fresnel, a fim de concentrar a radiação solar em um ponto sobre a superfície das células. Este é o princípio dos sistemas com alta concentração para geração fotovoltaica ou HCPV. A partir da concentração em um único ponto, uma quantidade menor de material fotosensível é necessário somado ao fato de que, usando células de junção-múltipla, a eficiência pode atingir valores acima de 40%. Já, o controle da temperatura da célula deve ser feito com a introdução de um sistema de resfriamento, que pode ser ativo ou passivo dependendo do mecanismo de resfriamento usado.

Segundo Dey *et al.* (2005), para sistemas com alta concentração os sistemas ativos são a melhor alternativa garantindo maiores fluxos de calor dissipados e um melhor controle da temperatura superficial. Os microcanais surgiram a partir da necessidade de resfriamento em circuitos eletrônicos compactos com altos fluxos de calor a serem dissipados (Pease e Tuckerman, 1981). Em 1981, falava-se de fluxos próximos a 13 kW/m^2 como potencial de dissipação, mas atualmente os fluxos podem atingir valores de 500 kW/m^2 . Para aproveitar o potencial destes sistemas em aplicações HCPV é importante, por serem estes dispositivos compactos e com alta capacidade de dissipação, que seu custo energético seja mínimo e, assim, a energia gerada ultrapasse a energia consumida no resfriamento da célula HCPV. Este custo energético está relacionado à queda de pressão gerada pelos microcanais, motivo pelo qual o presente estudo leva em consideração este efeito em sua análise.

As vantagens descritas anteriormente somadas ao potencial de geração fotovoltaica em um país como o Brasil, o qual possui regiões com valores de irradiação em torno de $1800 \text{ kWh/m}^2/\text{ano}$ (Martins *et al.* 2011), ressaltam a importância de estudos relacionados a geração fotovoltaica com concentração. Portanto, este trabalho apresenta uma análise teórica e experimental do resfriamento de células fotovoltaicas de alta concentração utilizando dissipadores baseados em microcanais operando sob as condições climáticas da região noroeste paulista. A motivação encontra-se na possibilidade da aplicação dos dados e procedimentos, validados no presente estudo, na elaboração de novas alternativas de produção e otimização do uso da energia solar, visto que, a obtenção de energia elétrica e térmica em painéis solares vem despertando a busca por formas de aprimoramento do processo e, recentes estudos mostram que a aplicação de microcanais gera ganhos significativos na eficiência desses sistemas.

2. METODOLOGIA

2.1 Dados de entrada

Cada uma das partes deste trabalho compartilha um conjunto de valores conhecidos como valores ou dados de entrada, os quais podem ser definidos como parâmetros chave para se conhecer as condições de operação padrão do sistema de geração fotovoltaica do presente estudo. Estes valores são obtidos a partir de três fontes: dos fabricantes das células fotovoltaicas, do site CANAL-CLIMA da UNESP e, por fim, das fontes bibliográficas a partir de trabalhos relacionados à área.

Usando as informações fornecidas pelos fabricantes é possível conhecer as características básicas das células fotovoltaicas, comercialmente disponíveis, para sistemas com concentração como: dimensões, eficiência, temperatura máxima de operação e a variação na eficiência conforme sua temperatura aumenta. Com as informações dos fabricantes selecionou-se uma célula como referência - célula do fabricante Azurspace modelo 3C42A, com uma eficiência máxima de 41%. O desempenho do módulo é geralmente avaliado em condições de teste padrão: irradiação de 1000 W/m^2 , massa de ar de 1,5, temperatura de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e uma área efetiva de 100 mm^2 .

No segundo grupo de informações têm-se as variações climáticas da região de estudo (noroeste paulista). Destas, as mais importantes estão relacionadas à radiação direta, à temperatura média, à velocidade do vento que define as perdas por convecção e, por fim, à insolação.

A Tabela 1 apresenta duas condições relevantes de operação para um sistema HCPV: a primeira é a condição de operação média onde, considerando o efeito das variações climáticas devidas às diferentes estações do ano, será avaliado o desempenho médio do sistema. A outra condição está ligada aos picos de radiação máxima (geralmente no verão), permitindo avaliar o sistema no ponto máximo de operação e, portanto, nas condições limite para o desempenho tanto da célula fotovoltaica quanto do dissipador.

Tabela 1. Valores médios e máximos das condições climáticas na região de estudo.

	PERÍODO	MÉDIA DIÁRIA DE RADIÇÃO DIRETA [MJ/m ² dia]	TEMPERATURA MÉDIA [°C]	VELOCIDADE DO VENTO [m/s]	INSOLAÇÃO [h/dia]
Valores médios	Janeiro - Dezembro 2016	9,85	24,6	1,6	6,45
Valores máximos	Janeiro 2016	18,8	35,7	2,7	7,5

O último grupo de dados de entrada é obtido da literatura, como as correlações para calcular as propriedades do fluido de trabalho (água a 25°C) juntamente com tabelas para obter as propriedades dos outros materiais considerados.

Com os valores de entrada definidos, é importante introduzir a geometria sob a qual os cálculos e testes serão baseados. Neste estudo, a célula selecionada apresenta uma área efetiva quadrada com dimensões de 10 mm x 10 mm. Assim, o projeto do dissipador de calor compacto baseado em microcanais possui a mesma área efetiva, contendo 33 microcanais, de 10 mm de comprimento (L), 0,2 mm de altura (H) e 0,5 mm de largura (W), sendo construído em cobre e micro usinado com fresas de 0,2 mm (Fig. 1).

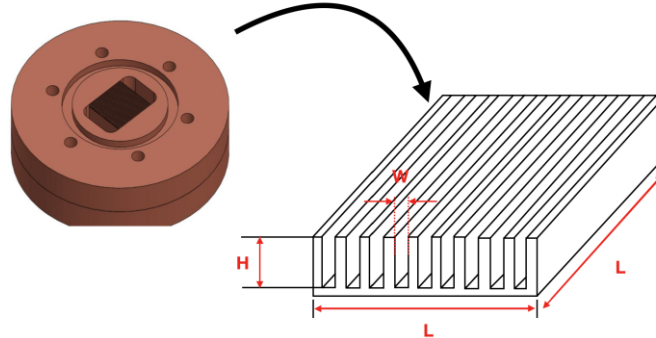


Figura 1 – Representação esquemática dos microcanais.

2.2 Metodologia - modelo térmico

O modelo térmico envolve um sistema de equações baseado em um balanço de energia cuja solução nos fornece valores para obter: o calor a ser dissipado, perdas por radiação, perdas por convecção e a temperatura superficial da célula em função das condições do escoamento. O foco do modelo é a análise térmica, de modo que as análises ópticas (eficiência óptica em concentradores) e elétricas (eficiência de inversores e bombas) são definidas como um caso ideal com 100% de eficiência (sem perdas).

Para efetuar o balanço de energia do modelo, o volume de controle utilizado corresponde ao conjunto, célula fotovoltaica e dissipador de calor compacto - definido desde a superfície da célula até a interface entre o dissipador e o fluido de trabalho, considerando regime permanente - e é apresentado através da Eq. (1):

$$0 = \dot{I}_{solar} + \dot{W}_{elétrico} + \dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{cond} \quad (1)$$

\dot{I}_{solar} : Taxa de irradiação que atinge a superfície da célula.

$\dot{W}_{elétrico}$: Potência elétrica gerada na célula.

\dot{Q}_{conv} : Perdas por convecção natural com o ambiente na superfície da célula.

\dot{Q}_{rad} : Perdas por radiação com o ambiente na superfície da célula.

\dot{Q}_{cond} : Taxa de calor a ser dissipada pelo trocador de calor baseado em microcanais.

A radiação solar que atinge a superfície da célula (\dot{I}_{solar}) é dada pelo produto entre o valor da radiação direta que atinge a superfície da célula (Tab.1) e a razão geométrica óptica (500x). A potência elétrica é função da eficiência da célula e \dot{I}_{solar} . O calor cedido para o ambiente por convecção e radiação pode ser calculado considerando a Lei de resfriamento de Newton e a Lei de Stefan-Boltzmann, respectivamente. Com isso, por meio dos cálculos isolados de cada parcela e substituindo na Eq. (1), temos o valor aproximado da taxa de calor a ser dissipada pela célula e que corresponde ao calor que será entregue ao dissipador de calor baseado em microcanais.

A análise térmica do dissipador de calor compacto inclui parâmetros importantes como o de operação e parâmetros térmicos/fluido. Os parâmetros de operação representam as condições no qual o dissipador de calor deve operar e incluem: material do substrato da base do dissipador de calor (cobre); tipo de fluido de trabalho (água); temperatura de entrada do fluido de trabalho, T_{in} ; pressão de saída, P_{out} ; vazão do fluido de trabalho total, Q_t ; e, fluxo de calor a ser dissipado, q''_{eff} , definido com base na área do dissipador de calor, relacionado diretamente ao calor de condução obtido através da Eq. (2).

$$q''_{eff} = \frac{P_w}{W \cdot L} \quad (2)$$

no qual, $P_w = \dot{Q}_{cond}$ é a taxa total de calor fornecida ao dissipador, ligada diretamente a irradiação. Os valores dos parâmetros de operação são especificados, com exceção da pressão de saída.

Os parâmetros térmicos/fluido incluem: maior temperatura de trabalho do dissipador de calor, $T_{máx}$ (encontrada na parede inferior na saída do microcanal do dissipador, *i.e.*, $T_{máx} = f(T_{w,out})$); e, queda de pressão, ΔP . Tais parâmetros indicam o desempenho do dissipador de calor, bem como o fluxo mínimo para manter o escoamento monofásico

$Q_{t,spmin}$, os quais estabelecem limites para Q_t , assegurando que o dissipador de calor funcione nos regimes de escoamento designados para um dado q''_{eff} .

A temperatura $T_{w,out}$ está relacionada a temperatura do fluido na saída, $T_{c,out}$, e aplicando-se o método de análise de aleta,

$$T_{w,out} = T_{c,out} + \frac{q''_{eff} \cdot (W_{ch} + W_w)}{h_{sp} \cdot (W_{ch} + 2 \cdot \eta \cdot H_{ch})} \quad (3)$$

onde h_{sp} e η são o coeficiente de transferência de calor monofásico e a eficiência da aleta, respectivamente.

Com isso, $T_{c,out}$ é dado por:

$$T_{c,out} = T_{in} + \frac{q''_{eff} \cdot W \cdot L}{\rho \cdot Q_t \cdot c_{p,f}} \quad (4)$$

onde $c_{p,f}$ é o calor específico do fluido de trabalho. Uma vez que o coeficiente de transferência de calor monofásico, h_{sp} , é conhecido, $T_{w,out}$ é calculado através das Eqs. (3) - (4). As correlações de Shah e London (1978) foram utilizadas para o cálculo de h_{sp} .

A queda de pressão, ΔP , corresponde a soma das quedas de pressão através das regiões hidrodinamicamente desenvolvidas ($L_{sp,dh}$) e completamente desenvolvida ($L_{sp,fh}$), assim como as perdas de pressão associadas com a contração e expansão, na entrada e saída do canal. A queda de pressão total pode ser expressa como:

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_{sp,dh} + \Delta P_{sp,fh} + \Delta P_e \quad (5)$$

As correlações utilizadas para avaliar as componentes da queda de pressão na Eq. (5) são aquelas desenvolvidas por Shah e London (1978) e Blevins (1984).

Outro parâmetro importante analisado é a vazão mínima monofásica, $Q_{t,spmin}$, a qual corresponde a menor vazão que sustenta o escoamento monofásico nos microcanais para um dado q''_{eff} . Isso representa a vazão do fluido de trabalho que causa iminência da formação de bolhas de vapor na saída do canal, sendo que abaixo dessa vazão qualquer valor Q_t levaria à ebulição sub-resfriada nos microcanais.

No presente estudo, admitiu-se $Q_{t,spmin}$ como o valor da vazão quando a temperatura da parede na saída do microcanal, $T_{w,out}$, é igual a temperatura de saturação do fluido de trabalho, T_{sat} , correspondente a pressão de saída, P_{out} .

$$T_{w,out}(Q_{t,spmin}) = T_{sat} \quad (6)$$

A Eq. (6) junto com as Eqs. (3) - (4) são utilizadas para determinar $Q_{t,spmin}$. Para considerar um dissipador de calor com escoamento monofásico essa condição tem que ser satisfeita.

A abordagem teórica tem algumas considerações como, regime permanente, problema unidimensional, fluido incompressível, fluxo de calor constante através da superfície do dissipador de calor e número de Reynolds até 2300 (de acordo com a metodologia revisada). Esta abordagem permite-nos verificar a resposta do dissipador de calor na condição do pior caso, ou seja, 100% de dissipação de calor e 0% de geração elétrica.

2.3 Metodologia experimental

Aparato experimental. O aparato experimental foi construído a partir da geometria definida previamente com o objetivo de validar a análise teórica (modelo térmico) e também numérica (Ortegón *et al.*, 2017). Na Fig. 2 tem-se o uma imagem do circuito experimental, bem como, uma vista explodida dos principais componentes, incluindo a seção de testes. Primeiramente, um banho ultratermostático (Fig. 2.a) controla a temperatura do fluido de entrada a 25°C. O fluido escoo pela válvula de entrada (Fig. 2.b), a qual regula a descarga da bomba centrífuga do banho antes do rotâmetro (Fig. 2.f). Este faz o controle da vazão do fluido de trabalho a montante da seção testes (Fig. 2.h) e possui internamente um filtro para evitar a passagem de partículas que possam afetar os dispositivos, principalmente, a seção de testes. Na sequência da seção de testes, o fluido escoo para a válvula de saída, Fig. 2.g, retornando para o banho ultratermostático, completando o ciclo. O circuito apresenta um *by-pass* que pode ser acionado quando há a necessidade de efetuar a limpeza da seção de testes.

Ressalta-se que, para a análise experimental, uma resistência elétrica tipo cartucho com capacidade máxima de 50W foi utilizada para simular o fluxo de calor incidente na região noroeste paulista. O controle da potência elétrica da seção de testes é dado por um regulador de potência, Fig. 2.c, o qual ajusta o valor da tensão fornecida a resistência elétrica, localizada no ponto 9 da Fig. 2. A aquisição dos valores de temperatura e pressão foi realizada por um sistema de aquisição de dados Agilent modelo 34970A, Fig. 2.d. Uma fonte de potência, Fig. 2.e, alimenta os dois transdutores de pressão, localizados nos pontos de entrada (Fig. 2.h - item 4) e de saída (Fig. 2.h - item 5) do aparato experimental.

As principais medidas utilizadas para o tratamento dos resultados experimentais são as temperaturas de entrada e saída (TS01 e TS05) do líquido nos canais de distribuição, juntamente com as temperaturas da parede dos microcanais. Os termopares estão posicionados de acordo com as especificações TS02, TS03 e TS04 vistos na fig. 2.f. Para a determinação da temperatura do dissipador foram utilizados 3 termopares tipo K fixados no interior de orifícios com 1 mm de diâmetro localizados na base do dissipador de calor, a fim de determinar o fluxo de calor e a temperatura superficial. Os orifícios foram preenchidos com pó de cobre para evitar a presença de ar.

A queda de pressão é medida a partir da diferença de pressão entre a entrada e saída (Pontos 4 e 5) da seção de testes.

A seção de testes, Fig. 2.h, contém ainda: uma base inferior de cobre (item 1) onde se localizam os microcanais, anéis de vedação (itens 2 e 7), base superior de cobre (item 3), tampa de acrílico (item 6) a fim de permitir a visualização do escoamento, parafusos de fixação (item 8) e uma base de teflon (item 10) para isolamento térmico.

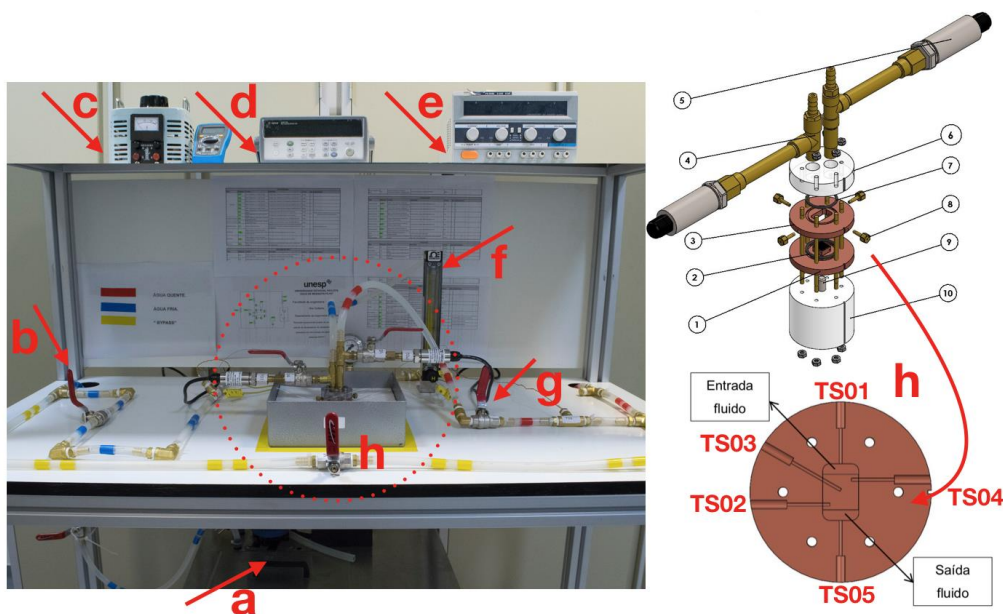


Figura 2- Esquema do circuito experimental.

A Tabela 2 apresenta os componentes principais usados na bancada experimental. A incerteza experimental na temperatura foi de $\pm 0,6^\circ \text{C}$, dada pelo desvio padrão entre o valor medido e o valor ajustado pela função linear proveniente da calibração dos termopares. A vazão mássica do fluido de trabalho é medida utilizando-se um rotâmetro da marca Ômega com incerteza de $\pm 5\%$ de fundo de escala, segundo o fabricante. O transdutor de pressão apresenta incerteza de $\pm 0,25\%$ do fundo de escala.

A incerteza experimental para o fluxo de calor e para o coeficiente de transferência de calor foi de aproximadamente 15%, sendo o cálculo da incerteza de medição combinada baseada no guia para expressão da incerteza de medição GUM (Bureau, 2008).

Tabela 2 - Resumo das partes principais que compõem a bancada experimental.

DESCRIÇÃO	MARCA
Termopar tipo K, diâmetro 0,5mm blindado, KMQSS-020U-12	Ômega
Resistência elétrica de cartucho com uma potência de dissipação de 50 W com 6,35 mm de diâmetro e 37 mm de comprimento.	Itaquá
Rotâmetro de leitura direta para vazões entre 0 e 500 ml/min, FLDW3413ST	Ômega
Transdutor de pressão absoluto 0 - 2bar, PXM309-002A10V	Ômega
Fonte Icel Manaus, PS-5000	Icel Manaus
Sistema de aquisição de dados, 34970A	Agilent
Banho ultratermostático com vazão de 6l/min e faixa de trabalho entre $- 20^\circ\text{C}$ e 120°C , Q214M2	Quimis

Análise experimental. Para um valor de fluxo de calor constante variou-se a vazão de água. Dados de temperatura de entrada, saída e pontos intermediários do microtrocador, assim como, a pressão na entrada e na saída da seção de testes foram analisados.

Para uma potência de aproximadamente 45 W, a potência efetiva, ou seja, descontando-se as perdas para o ambiente e as perdas no *plenum* de entrada e saída, é de aproximadamente 31 W, sendo assim, o fluxo de calor a ser dissipado efetivo, ou seja, considerando a área efetiva dos microcanais é cerca de 80 kW/m² que equivale a um fluxo de calor na célula de 309,5 kW/m² próximo ao fluxo do caso crítico. Assim, a análise baseia-se em um fluxo de calor de 90% ao da situação crítica em virtude da limitação da resistência elétrica atual e, nessa condição de operação, variou-se a vazão de 60 ml/min a 300 ml/min, equivalente a uma velocidade média que varia entre 0,3 m/s a 1,5 m/s; aguardando-se o tempo necessário para o escoamento entrar em regime.

O fluxo de calor dissipado ao fluido na região de cada microcanal leva em consideração o número de canais e a área efetiva de troca de cada microcanal. O coeficiente de transferência de calor é obtido com a Eq. (7) a qual considera as temperaturas médias na base ou parede dos microcanais, T_p , juntamente com a temperatura média do fluido, T_{fluido} . T_p é definida como a média das temperaturas medidas pelos termopares TS02, TS03 e TS04 enquanto que, T_{fluido} é a média das temperaturas TS01 e TS05.

$$h_{exp} = \frac{q''_{eff}}{T_p - T_{fluido}} \quad (7)$$

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com o modelo térmico foram definidas as condições de trabalho. Assim, na Tab. 3 tem-se os resultados da primeira parte de análise, *i.e.*, na qual é possível observar que as perdas por radiação e convecção podem ser desprezadas visto que suas ordens de grandeza são menores do que as do calor dissipado ou da potência elétrica.

Do presente resultado, ressalta-se a importância da análise focando o cenário de radiação máxima - pior cenário - que basicamente é quando a célula não está produzindo eletricidade e, portanto, 100% da irradiação deve ser dissipada para garantir uma temperatura que não danifique a célula fotovoltaica.

Tabela 3. Resumo dos valores de fluxo obtidos a partir do modelo teórico.

FLUXOS	VALORES MÉDIOS	VALORES MÁXIMOS
Irradiação solar 500x [kW/m ²]	212,10	348,15
Potência elétrica [kW/m ²]	82,10	134,77
Perdas por convecção [kW/m ²]	0,12	0,05
Perdas por radiação [kW/m ²]	0,08	0,25
Calor por condução [kW/m ²]	129,79	213,08

A Tabela 4 mostra os resultados para o pior cenário, *i.e.*, assumindo nenhuma geração de eletricidade. A temperatura da superfície da célula mantém-se em 45 °C, levando a uma eficiência elétrica em torno de 39%. Além disso, a diferença de temperatura de entrada e saída para o fluido de trabalho e a parede é inferior a 10 °C, o que leva a variações de temperatura homogêneas na superfície da célula. O baixo valor da queda de pressão permite garantir um baixo consumo energético.

Tabela 4. Resumo dos principais resultados obtidos a partir do modelo teórico para o caso crítico.

PIOR CENÁRIO (100% DISSIPACÃO)	
Fluxo de calor [kW/m ²]	348
Velocidade mássica G [kg/m ² s]	330
Temp. entrada [°C]	25,0
Temp. saída [°C]	33,9
Temp. entrada da base [°C]	33,9
Temp. saída da base [°C]	42,7
Temperatura média da célula [°C]	45,9
Queda de pressão [Pa]	1116,40

Para os resultados experimentais foi considerado um fluxo de calor fixo de 309,5 kW/m² e velocidades mássicas na faixa de 300 kg/m²s a 1500 kg/m²s. Na Fig. 3 é mostrada a variação da temperatura média na superfície dos microcanais, calculada como a média dos sensores TS02, TS03 e TS04 localizados sobre a diagonal da área da base dos

microcanais. Apesar dos resultados experimentais apresentados na Fig. 3 não corresponderem ao mesmo fluxo de calor do modelo teórico, devido à limitação técnica do sistema de aquecimento, é possível observar uma tendência similar nas curvas indicando que um aumento no valor da velocidade mássica reduz a temperatura média da célula aumentando sua eficiência.

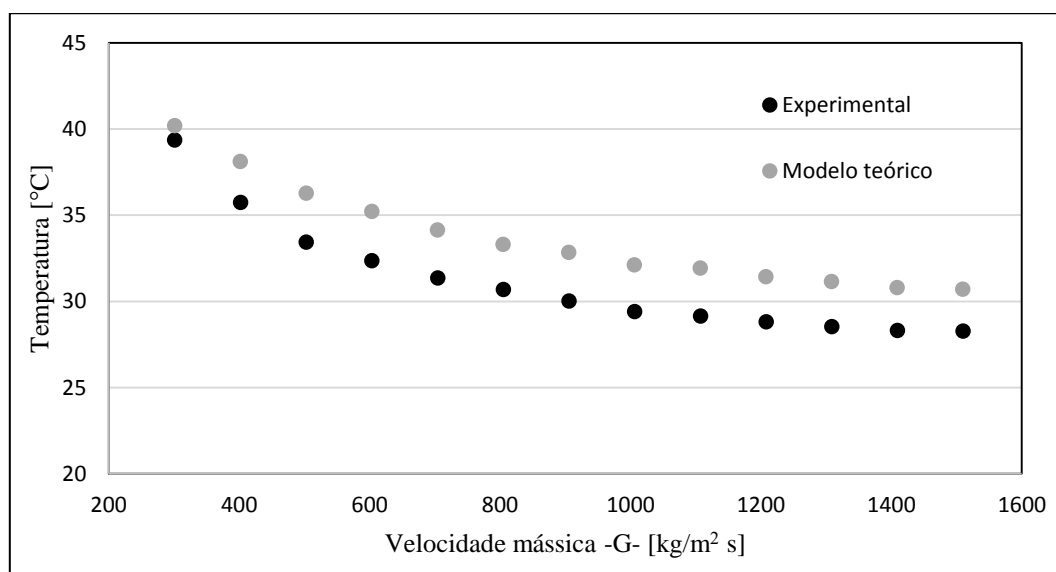


Figura 3 - Temperatura média na parede dos microcanais em função da velocidade mássica.

A variação do coeficiente de transferência de calor, h (Fig. 4), foi analisada para as mesmas condições. As principais influências sobre o h são as propriedades do fluido de trabalho e a geometria do dissipador, sendo esta última a mais relevante, pois as propriedades não mudam ao se considerar um fluido incompressível e monofásico. Comparando as aproximações teóricas e experimentais ambas apresentam comportamento similar. Outro fato que merece destaque é que as correlações usadas para cálculo do coeficiente de transferência, h , foram desenvolvidas para escoamentos em canais normais (macrocanais) não microcanais. Isto pode ser uma possível causa de discrepância entre os resultados teóricos e experimentais.

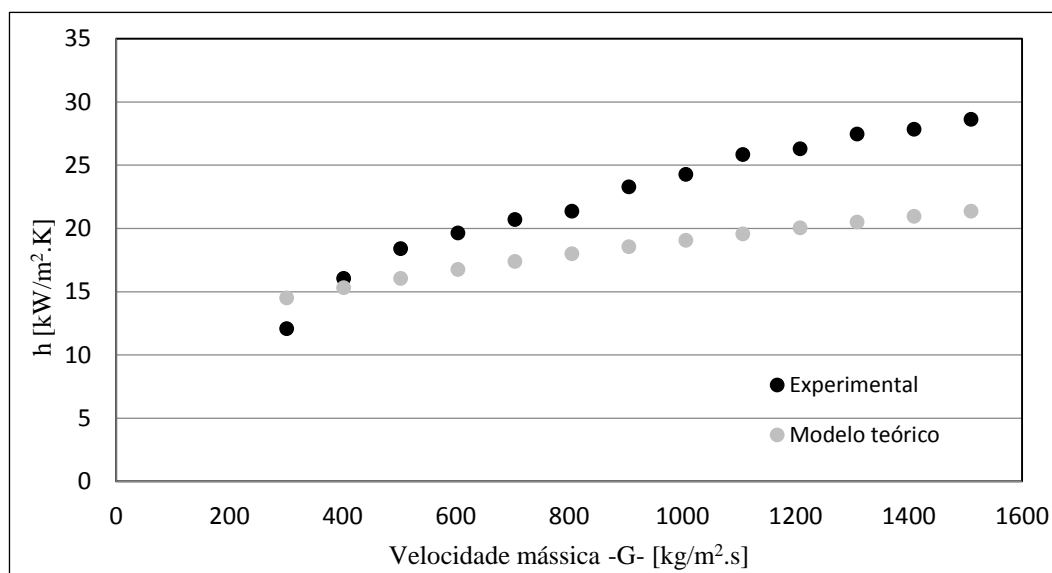


Figura 4 - Variação no coeficiente de transferência em função da velocidade mássica.

Outra variável importante que define o consumo energético do sistema de resfriamento é a queda de pressão nos microcanais. Na Fig. 5 é mostrado o comportamento desta variável. No modelo teórico a queda de pressão é calculada entre a entrada e saída dos microcanais. Já, no experimento, os medidores de pressão estão posicionados em locais que não coincidem exatamente com a entrada e saída dos microcanais (existem conexões para acoplamento dos medidores de pressão), fato que pode explicar a diferença entre os valores de queda de pressão encontrados. O desvio entre os resultados, para as maiores vazões (acima de 1200 kg/m².s), está em torno de 30%.

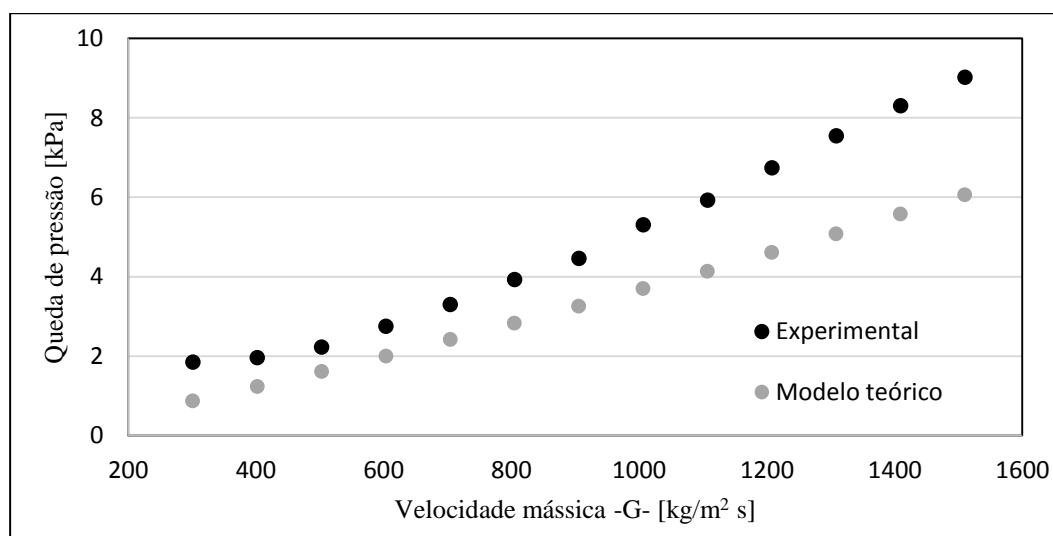


Figura 5 - Queda de pressão nos microcanais em função da velocidade mássica.

Na Fig. 6 foi fixado o valor da velocidade mássica em $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e variou-se o fluxo de calor. Os resultados comprovam o papel pouco significativo - variação praticamente nula - do fluxo de calor sobre a queda de pressão. Por ser um escoamento monofásico de um fluido incompressível a pressão pouco depende do fluxo de calor.

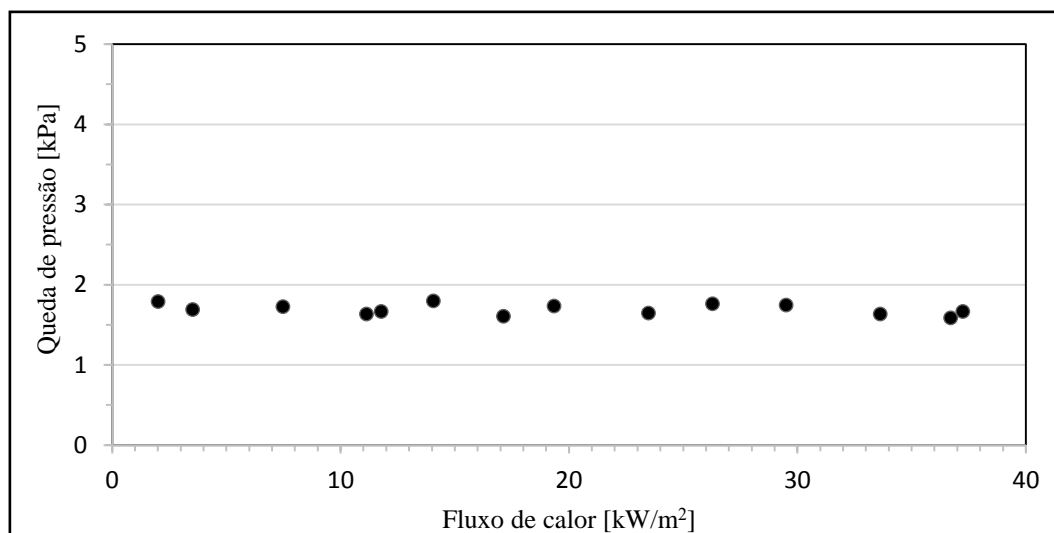


Figura 6 - Queda de pressão nos microcanais para um valor de G [kg/m²s] fixo.

Na análise experimental, os resultados abordaram a avaliação da bancada experimental considerando o caso crítico de operação do sistema fotovoltaico acoplado a um sistema de resfriamento ativo. Para tal situação o fluxo de calor limite seria de 348 kW/m^2 , porém devido às limitações técnicas da bancada experimental já mencionadas, não foi possível até o presente momento comparar o caso teórico e experimental para este valor de fluxo de calor. Atualmente, o fluxo de calor máximo usado no experimento é da ordem de 90% do fluxo de calor limite, para evitar danos ao aparato experimental.

Finalmente, a bancada experimental proposta juntamente com a análise do desempenho do dissipador de calor foram validados pela tendência dos resultados experimentais comparados aos teóricos, considerando que a diferença entre os mesmos é menor que 15% tanto para os dados de temperatura quanto de queda de pressão.

4. CONCLUSÕES

Os resultados teóricos e experimentais comprovam o potencial dos dissipadores de calor baseados em microcanais através do projeto proposto, ao ter a capacidade de dissipar um fluxo de calor de 348 kW/m^2 em uma área de $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$, mantendo a superfície do dissipador de calor a uma temperatura média de 45°C com uma baixa queda de pressão de 940 Pa . O resultado obtido experimentalmente apresentou uma queda de pressão também baixa, na ordem de $0,9 \text{ kPa}$, similar ao modelo teórico desenvolvido.

A queda de pressão é crucial para fazer a validação da bancada experimental, mostrando a independência desta variável com respeito ao fluxo de calor para as condições de trabalho estudadas. Além disso, a queda de pressão obtida

experimentalmente possui comportamento similar àquelas obtidas por meio de correlações da literatura.

Velocidades mássicas maiores resultaram em maiores quedas de pressão sem reduzir significativamente a temperatura superficial. Assim, velocidades mássicas maiores do que $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ aumentam o consumo de potência no sistema de resfriamento sem um efeito significativo na redução da temperatura, o que indica um limite ótimo de projeto.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem pelo apoio financeiro fornecido pelo PPGEM – UNESP/FEIS, Conselho Nacional de Tecnologia e Desenvolvimento Científico do Brasil (Concessão CNPq número 458702/2014-5), FAPESP (Concessão número 2013/15431-7) e CAPES (bolsa de pós-doutorado PNPd/CAPES de Souza R.R.).

6. REFERÊNCIAS

- Allen, R.G., Pereira, L.S., Raes, D., Smith, M., 1998. Crop evapotranspiration - Guidelines for computing crop water requirements. Roma: FAO Irrigation and Drainage, Paper 56.
- Bureau International des Poids et Mesures: organisation internationale de normalisation. Guide to the expression of uncertainty in measurement., 2008, International Organization for Standardization.
- Blevins, R.D., 1984. Applied Fluid Dynamics Handbook, Van Nostrand Reinhold Company, New York.
- Carriere, C., Dollet, A., Elouamari, R., Levrier, B., Salins, J.E. de, Sicre, M., Tsanakas, J.A., Vossier, A., 2015. A novel approach of accelerated ageing tests for high concentration III–V multijunction solar cells through rapid irradiation/thermal cycles, *Solar Energy*, vol. 116, pp. 205–214.
- Dey, C.J., Mills, D.R., Royne, A., 2005. Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination: a critical review, *Solar Energy Materials & Solar Cells*, vol. 86, pp. 451–483.
- Eshghi, A.T., Kasaeian, A., Sameti, M., 2014. A review on the applications of nanofluids in solar energy systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, pp. 584-598.
- Kleinstreuer, C., Xu, Z., 2014. Concentration photovoltaic–thermal energy co-generation system using nanofluids for cooling and heating, *Energy conversion and management*, vol. 87, pp.504-512.
- Kopp, G., and J. L. Lean (2011), A new, lower value of total solar irradiance: Evidence and climate significance, *Geophys. Res. Lett.*, 38, L01706.
- Lee, S., Qu, W., 2007. Thermal design methodology for low flow rate single-phase and two-phase micro-channel heat sinks, *IEEE transactions on components and packaging technologies*, vol. 30, no. 4.
- Martins, F.R., Pereira, E.B., Rütter, R., Viana, T.S., 2011. Assessing the potential of concentrating solar photovoltaic generation in Brazil with satellite-derived direct normal irradiation, *Solar Energy* vol. 85, pp. 486–495.
- Ortegón, J. A. A., Cassiano, J. P., Cardoso, E. M., Silva, J. B. C., 2017, CFD analysis of microchannel heat sink cooling system for high concentration photovoltaic systems, *Cilamce*, Florianópolis, SC, Brazil, November 5-8.
- Pease, R.F.W., Tuckerman, B.D, 1981. High-Performance heat sinking for VLSI, *IEEE electron device letters*, vol 2.
- Petito, F., Renno, C., 2013. Design and modeling of a concentrating photovoltaic thermal (CPV/T) system for a domestic application, *Energy and buildings*. vol. 62, pp. 392-402.
- Shah R.K., London A.L., 1978. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts: a Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*, Supl. 1, Academic press, New York.
- Slade, A., Garboushian, V., 2017. 27.6% Efficient silicon concentrator solar cells for mass production. Disponível em: <https://www.researchgate.net/profile/Alexander_Slade/publication/267779112_276_Efficient_Silicon_Concentrator_Solar_Cells_for_Mass_Production/links/559bbe108ae7f3eb4cecef5.pdf> Acesso em: 24 set. 2017.

THEORETICAL-EXPERIMENTAL ANALYSIS OF MICROCHANNEL COOLING SYSTEM FOR HIGH CONCENTRATION PHOTOVOLTAIC CELLS (HCPV)

Abstract. *Solar energy could be used as a thermal energy source using solar collectors or as an electric energy source using photovoltaic cell systems. However, photovoltaic cells have some limitations regard higher temperatures and non-homogeneous temperature distributions carrying these systems to shortening its useful life and also decreasing its electrical efficiency, all this added to the costs of the photovoltaic cell materials. These limitations have been the focus of researchers in this field trying to improve the electrical efficiencies, operation temperatures and reducing the materials needed. Thus, this work aims to analyze the performance of a heat sink based on parallel microchannels for cooling a HCPV (high concentration photovoltaic) cell through a theoretical and experimental analysis. In this work, it was considered the worst case scenario (no electricity generation), the maximum radiation peak and the average radiation according to the weather reports obtained by the UNESP - CANAL CLIMA located at São Paulo State northwest region. The focus of the model is thermal analysis, so optical efficiency on concentrators and electrical analyses are defined as input data. It is found that the use of microchannel heat sinks can improve the efficiency of a HCPV cell by introducing an effective thermal management. The temperature rise across the microchannel is estimated as 10K for a commercial HCPV cell with an area of 100 mm^2 , and the pressure drop is estimated as 940 Pa for a mass flux of $330 \text{ kg/m}^2\text{s}$.*

Keywords: *Solar Energy, HCPV systems, Microchannel heat sink.*