

# **AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UM DISSIPADOR DE CALOR DE ALETAS DE GEOMETRIA NÃO CONVENCIONAL APLICADO A UM SISTEMA FOTOVOLTAICO DE ALTA CONCENTRAÇÃO**

**Frank Wiliam Adolfo Blanco Ojeda** (UFU) - frank\_blanco@ufu.br

**Luz Elena Peñaranda** (UFU) - ing.elenap@gmail.com

**Oscar Saul Hernandez Mendoza** (Instituição - a informar) - oscarshm5@gmail.com

**Marco Tulio Machado Breves** (UFU) - marcotuliobreves@gmail.com

## **Resumo:**

*Este trabalho apresenta um estudo teórico experimental que trata da avaliação térmica de um dissipador de calor de aletas de geometria não convencional, visando a aplicação à sistemas fotovoltaicos de alta concentração. Na análise aplicada é estimado o impacto dos mecanismos de transferência de calor (convecção natural e radiação) no desempenho térmico do dissipador. Também é quantificada a importância da base e das aletas do dissipador na troca de calor para diferentes condições de trabalho. Os valores obtidos teoricamente a partir dos modelos implementados são comparados com os resultados experimentais obtidos e com outros dados da literatura. Para a resistência térmica do dissipador de calor foram calculados desvios em uma faixa menor a 5% em relação aos dados experimentais.*

**Palavras-chave:** *Sistemas HCPV, Dissipador de calor, Convecção Natural,*

**Área temática:** *Conversão Térmica com Concentradores*

**Subárea temática:** *Coletores concentradores e sistemas para conversão térmica em média temperatura*

# AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UM DISSIPADOR DE CALOR DE ALETAS DE GEOMETRIA NÃO CONVENCIONAL APLICADO A UM SISTEMA FOTOVOLTAICO DE ALTA CONCENTRAÇÃO

Luz Elena Peñaranda Chenche – ing\_elenap@gmail.br  
Frank Wiliam Adolfo Blanco Ojeda – frank\_blanco@ufu.br  
Enio Pedone Bandarra Filho – bandarra@ufu.br  
Oscar Saul Hernandez Mendoza – oscarshm5@gmail.com  
Marco Tulio Machado – marcotuliobreves@gmail.com  
Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica.

**Resumo.** Este trabalho apresenta um estudo teórico e experimental que trata da avaliação térmica de um dissipador de calor de aletas de geometria não convencional, visando a aplicação à sistemas fotovoltaicos de alta concentração. Na análise aplicada é estimado o impacto dos mecanismos de transferência de calor (convecção natural e radiação) no desempenho térmico do dissipador. Também é quantificada a importância da base e das aletas do dissipador na troca de calor para diferentes condições de trabalho. Os valores obtidos teoricamente a partir dos modelos implementados são comparados com os resultados experimentais obtidos e com outros dados da literatura. Para a resistência térmica do dissipador de calor foram calculados desvios em uma faixa menor a 5% em relação aos dados experimentais.

**Palavras-chave:** Sistemas HCPV, Dissipador de calor, Convecção Natural.

## 1. INTRODUÇÃO

O constante crescimento na demanda de energia por parte de população mundial e do setor industrial, em conjunto com as mudanças climáticas, poluição do ar e da água, chuva ácida, etc. ressurgindo do interesse da comunidade acadêmica pelas fontes de energias renováveis, sendo a energia solar uma das alternativas energéticas mais promissórias (Kalogirou, 2004). A energia proveniente do sol pode ser aproveitada como calor mediante o uso de coletores solares, ou em forma de energia elétrica com a utilização de células solares, fabricadas a partir de materiais semicondutores que usam o efeito fotovoltaico como princípio de funcionamento. Porém, a baixa eficiência destes dispositivos em comparação com outros métodos de geração de energia elétrica torna seu custo elevado.

Uma maneira pela qual o custo envolvido na energia solar fotovoltaica pode ser reduzido é a traves do uso de concentradores para energia fotovoltaica (CPV) com o intuito de aumentar a intensidade de radiação solar sobre as células solares por reflexão ou refração (Sendhil Kumar *et al.*, 2012). Isto é realizado com espelhos ou lentes que concentram a radiação solar e a redirecionam para a área de cada uma das células que conformam o módulo. Desta forma, a tecnologia de concentração de energia solar tem atraído a atenção da comunidade científica pois tem mostrado um grande potencial na redução de custos da energia fotovoltaica (PV), reduzindo assim o número de células necessários para gerar uma determinada quantidade de energia elétrica.

Para sistemas fotovoltaicos com alta concentração solar é necessário lidar com a não uniformidade e as altas temperaturas, que são atingidas pela distribuição não uniforme da radiação solar e pelos longos períodos de exposição que são submetidos os sistemas fotovoltaicos. As altas temperaturas na célula, por sua vez diminui a eficiência na conversão e pode comprometer com danos permanentes (Royne *et al.* 2005a), além de alterar as propriedades físicas da célula, principalmente da resistência em série.

Uma solução para conseguir temperatura uniforme em todo o modulo voltaico, pode ser conseguida a traves de mecanismos de refrigeração convencionais e não convencionais, com novos designs para obter uma elevada dissipação de calor. Baixas temperaturas e alta uniformidade na radiação incidente e na temperatura nas células solares, são algumas das características mais importantes que incentivam o melhoramento do desempenho global dos sistemas fotovoltaicos. Na literatura existe uma grande quantidade de estudos de natureza analítica, numérica e experimental que propõem diferentes soluções ou métodos para mitigar os efeitos das altas temperaturas em sistemas fotovoltaicos de alta concentração. Estes métodos podem ser geralmente classificados como de refrigeração passiva, como são as superfícies aletadas para convecção natural (Araki *et al.* 2002) (Micheli *et al.* 2016) (Natarajan *et al.* 2011). Este último, são dos dispositivos tradicionalmente usados para rejeitar o calor de dispositivos eletrônicos, como transistores de potência de radiofrequência, unidades centrais de processamento (CPUs) e diodos emissores de luz (LEDs), com o objetivo de reduzir a temperatura operacional para seu funcionamento constante (Huang *et al.* 2014) também é um dos métodos de maior popularidade, visto que possui duas grandes vantagens frente outros: fácil implementação, baixo custo, longo ciclo de operação, impossibilidade de corrosão, não consome energia e é ambientalmente amigável, além de ter sido validada e utilizada em vários campos de estudo (Kuo, Shin, *et al.*, 2009) (Ganesh Prasad e Drakshayani, 2010). Todas

estas características fazem interessante o estudo dos dissipadores de calor nas aplicações de transferência de calor, com o intuito de melhorar cada vez a troca de calor nos sistemas de concentração estudando a melhor geometria possível em conjunto com a redução do volume se consiga otimizar o processo de troca de calor. (Micheli e Fernández, 2016) (Do, Kim, *et al.*, 2012)

## 2. METODOLOGIA

A seguir são apresentadas as principais características do sistema de resfriamento passivo, e por último a análise de transferência de calor do sistema de resfriamento passivo.

### 2.1 Descrição do sistema de resfriamento passivo

O sistema de arrefecimento passivo, refere-se ao dissipador de calor modelo KM1222 da empresa TCT Brasil, que é fabricado em alumínio 6063-T5, com uma massa total de aproximadamente 174 g e uma resistência térmica declarada pelo fabricante de 2,47 °C/W. O dissipador possui em total oito aletas em diferentes ângulos arranjadas simetricamente em dois grupos. A área transversal do dissipador é de 584,08 mm<sup>2</sup> e comprimento é de 100 mm. A Fig. 1 mostra os detalhes geométricos e construtivos do dissipador de calor de aletas.

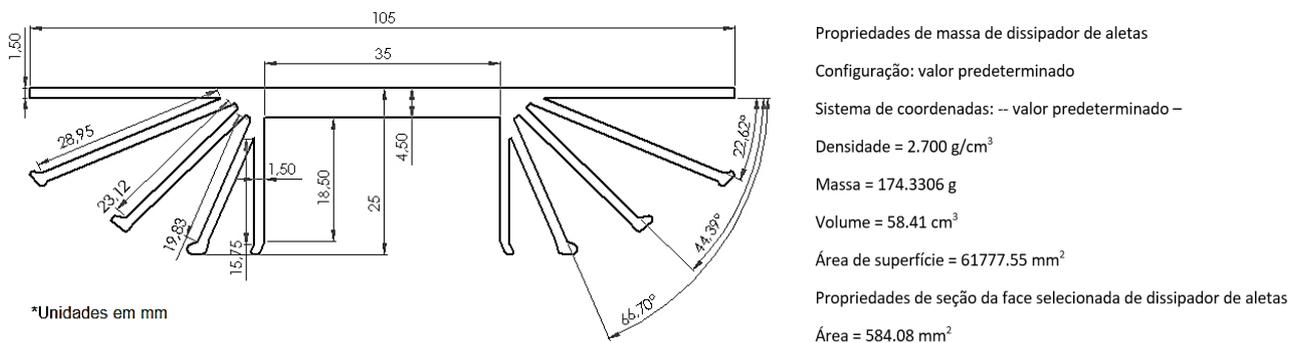


Figura. 1 - Detalhes geométricos e construtivos do dissipador de calor de aletas.

### 2.2 Análise de transferência de calor

Os dissipadores de calor são utilizados em convecção natural em diversas aplicações dissipando a energia térmica através de mecanismos naturais de transferência de calor por convecção e radiação. O dissipador de calor passivo com é amplamente usado em sistemas fotovoltaicos de alta concentração devido à sua estrutura simples e baixo custo.

Entretanto, muitas estruturas de aletas otimizadas foram propostas e estudadas na literatura (Meng *et al.* 2018). Contudo, no trabalho de Chu, *et al.* (2019), é sugerido que para um dissipador de calor que apresenta uma geometria diferente às aletas paralelas verticais é possível aplicar a mesma análise sempre que a geometria do dissipador seja simétrica à fonte de calor. Desta maneira os mecanismos de transferência de calor no dissipador de calor de aletas podem ser encarados de acordo com a Fig. 2.

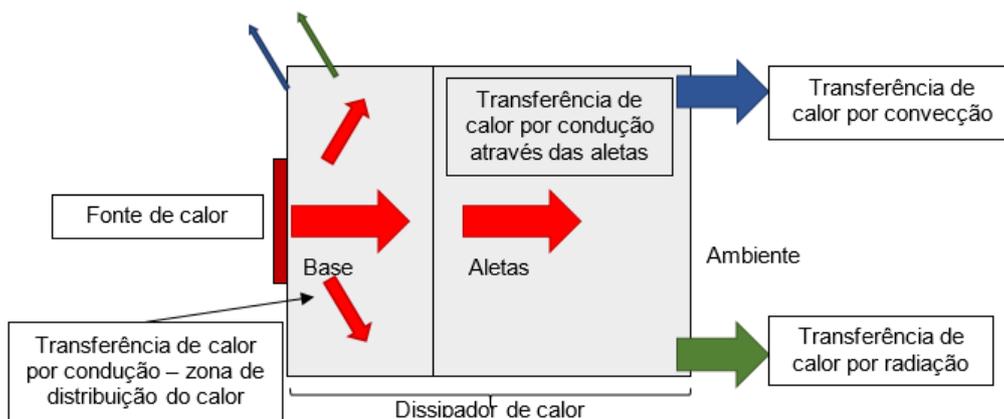


Figura. 2 - Transferência de calor no dissipador de calor de aletas  
 Adaptado de: (Corominas, 2011)

O principal parâmetro usado para descrever o desempenho térmico de um dissipador de calor é a resistência térmica. A resistência térmica é definida como a razão da diferença de temperatura entre dois pontos de um sistema de

transferência de calor, em que pode existir ou não uma mudança de médio e a taxa de fluxo de calor. Desta maneira a resistência térmica total ou equivalente em um sistema de transferência de calor pode ser calculada mediante a Eq. (1).

$$R_t = \frac{(T_b - T_{amb})}{Q} \quad (1)$$

Onde  $Q$  é o calor dissipado,  $T_b$  é a temperatura na base do dissipador e  $T_{amb}$  é a temperatura do ambiente. Contudo, a Eq. (1) não distingue entre os diferentes fenômenos que influenciam o processo de transferência de calor Fig. 6. Assim, admitindo que a transferência de calor ao ambiente por convecção e radiação nas superfícies superior e laterais da base do dissipador de calor é muito menor que à transferência por convecção e radiação na superfície posterior do dissipador (aletas), estes parâmetros podem ser desconsiderados da análise. Em consequência, a resistência térmica total ou equivalente do sistema sob análise, está conformada por três resistências como segue a Eq. (2).

$$R_t = R_{ba} + R_{sp} + R_{d\infty} \quad (2)$$

Onde  $R_{ba}$  é a resistência por condução entre a base do dissipador e as aletas. Que pode ser calculada mediante a Eq. (3).

$$R_{ba} = \frac{t_b}{k_b A_{db}} \quad (3)$$

onde  $t_b$ ,  $k_b$  e  $A_{db}$  são a espessura, a condutividade térmica e a área transversal da base do dissipador de calor.

$R_{sp}$  é a resistência de distribuição de calor na base do dissipador de calor. De acordo com o mostrado na Fig. 3, esta resistência aparece quando o calor é transferido de uma fonte de calor de área  $A_1$  para uma área de dissipação  $A_2$  e  $A_2 > A_1$ , então o fluxo de calor não é completamente perpendicular.

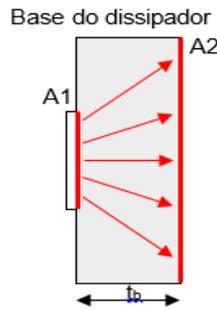


Figura. 3 - Distribuição de calor na base do dissipador de calor

Segundo Yovanovich, *et al.* (1999) a resistência  $R_{sp}$  pode ser calculada mediante a Eq. (4), onde  $C$  é a razão entre  $A_1$  e  $A_2$ .

$$R_{sp} = \frac{1 - 1,410 \cdot C + 0,344 \cdot C^3 + 0,043 \cdot C^5 + 0,034 \cdot C^7}{4 \cdot k_b \cdot \sqrt{A_1}} \quad (4)$$

Por último,  $R_{d\infty}$  é a resistência térmica entre o dissipador e o ambiente incluindo também os efeitos condutivos nas aletas como resultado de sua condutividade térmica finita. O calor é cedido ao ambiente por convecção e radiação. Assim, partindo da lei de resfriamento de Newton, o calor transferido ao ambiente por convecção pode ser escrito na Eq. (5).

$$Q_{conv} = h \cdot A (T_s - T_{amb}) \quad (5)$$

Onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $A$  é a área de troca do corpo e  $T_s$  é a temperatura de superfície. No entanto como a Eq. 5 não diferencia entre as geometrias das aletas e da chapa e dos efeitos viscosos que em elas acontecem. Assim, de acordo com o trabalho de Do, *et al.* (2016) se for considerado que existe apenas convecção natural no dissipador, sendo reescrita na Eq. (6).

$$Q_{conv} = (\eta_a \cdot h_a \cdot A_a + h_b \cdot A_b) (T_b - T_{amb}) \quad (6)$$

Onde,  $\eta_a$  é a eficiência da aleta Eq. (7),  $h_a$  é o coeficiente de transferência de calor convectivo da aleta Eq. (8),  $A_a$  é a área de troca das aletas Eq. (9),  $h_b$  é o coeficiente de transferência de calor convectivo da base Eq. (10) e  $A_b$  é a área de troca da base Eq. (11).

$$\eta_a = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{k_a \cdot t_a}} \cdot H_a\right)}{\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{k_a \cdot t_a}} \cdot H_a\right)} \quad (7)$$

$$h_a = \frac{Nu_a \cdot k_f}{s} \quad (8)$$

$$A_a = N_a (2 \cdot L_d \cdot H_a + 2 \cdot t_a \cdot H_a + L_d \cdot t_a) \quad (9)$$

$$h_b = \frac{Nu_b \cdot k_f}{L_d} \quad (10)$$

$$A_b = (N_a - 1) L_d \cdot s \quad (11)$$

Onde  $H_a$ ,  $t_a$ ,  $N_a$ ,  $L_d$  e  $s$  são parâmetros geométricos do dissipador de calor e representam a altura da aleta, a espessura da aleta, o número de aletas, o comprimento do dissipador e o espaço entre aletas, respectivamente. A condutividade térmica da aleta e do fluido circundante ao dissipador de calor são representadas por  $k_a$  e  $k_f$ , respectivamente. Os valores de  $Nu_a$  e  $Nu_b$  são obtidos de acordo com as correlações propostas nos trabalhos de Bar-Cohen e Rohsenow (1984) e Kim et al. (2013) nas Eq. (12) e Eq. (13).

$$Nu_b = 0,59 \cdot Ra_L^{1/4} \quad (12)$$

$$Nu_a = \left[ \left( 0,09112 \cdot El^{0,6822} \right)^{-3,5} + \left( 0,5170 \cdot El^{0,2813} \right)^{-3,5} \right]^{-1/3,5} \quad (13)$$

Onde  $Ra_L$  e  $El$  são os números de Rayleigh e de Elenbaas, que podem ser calculados mediante as Eq. (14) e Eq. (15), respectivamente. Para o cálculo dos números de Rayleigh e de Elenbaas,  $g$  é a aceleração gravitacional,  $\beta$  é o coeficiente de expansão térmica,  $\nu$  é a viscosidade dinâmica e  $Pr$  é o número de Prandtl dado pela Eq. (16).

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_{amb}) Pr \cdot L_d^3}{\nu^2} \quad (14)$$

$$El = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_{amb}) Pr \cdot s^4}{L_d \cdot \nu^2} \quad (15)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k_f} \quad (16)$$

Finalmente, na Eq. (16) tem-se que  $c_p$  é o calor específico e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica. Por outro lado, o calor por radiação, pode ser descrito inicialmente de acordo com a Eq. (17):

$$Q_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (17)$$

Onde  $\sigma$  é a constante de Stefan Boltzmann ( $5,6704 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ),  $\varepsilon$  é a emissividade da superfície estudada dada pelo tipo de material e  $A$  é a área de troca do corpo. Para o dissipador é preciso ter em conta a radiação emitida ao ambiente pelas aletas. Assim é necessário incluir no modelo de radiação o chamado fator de vista  $F$ . O fator de vista é proporcional ao calor por radiação que é transferido de uma superfície  $a$  para uma superfície  $b$ . Desta maneira, de acordo com o proposto no trabalho de Khor et al. (2010), considerando um dissipador de calor de aletas paralelas verticais a transferência de calor por radiação num dissipador de calor com aletas é descrita mediante a Eq. (18)

$$Q_{rad} = \left\{ F(N_a - 1)(s + 2 \cdot H_a)L_d + \varepsilon \left[ N_a \cdot t_a(L_d + 2 \cdot H_a) + 2 \cdot H_a \cdot L_d \right] \right\} \sigma \cdot (T_b^4 - T_{amb}^4) \quad (18)$$

Onde o fator de vista  $F$  é descrito mediante a Eq. (19)

$$F = \frac{1}{\frac{(1 + \varepsilon)}{\varepsilon} + \frac{1}{1 - \frac{2 \cdot (H/s) \left[ (1 + (L/s)^2)^{0.5} - 1 \right]}{2 \cdot (H/s)(L/s) + (1 + (L/s)^2)^{0.5} - 1}}} \quad (19)$$

Segundo Corominas, 2011 a partir deste ponto, é possível calcular um coeficiente de calor convectivo equivalente à radiação  $h_{cr}$ , definido mediante a Eq. (20).

$$h_{cr} = \frac{Q_{rad}}{A_t(T_b - T_{amb})} \quad (20)$$

$A_t$  é a área total de troca térmica do dissipador. Desta maneira a resistência  $R_{da}$  pode ser calculada mediante a Eq. 3.22.

$$R_{da} = \frac{(T_b - T_{amb})}{Q_a} \quad (21)$$

Onde  $Q_a$  é o calor transferido ao ambiente calculado pela Eq. 3.23, como segue:

$$Q_a = \left[ h_{cr}(A_b + \eta_a \cdot A_a) + h_a \cdot \eta_a \cdot A_a + h_b \cdot A_b \right] (T_b - T_{amb}) \quad (22)$$

### 2.3 Procedimento experimental

Com o intuito de manter as condições de teste controladas, é utilizada uma fonte de calor que emula o aquecimento em uma célula fotovoltaica multijunção da Azur Space 3C42 com concentração solar de 740X. A célula possui uma área ativa de 5,5x5,5 mm<sup>2</sup> e está colocada sobre um substrato cerâmico de 35x21 mm<sup>2</sup>. Assim, fonte de calor é conformada por uma resistência tipo cartucho de 40 W e 12 V com diâmetro de 5,8 mm e 2 cm de altura. Como mostrado na Fig. 4, a resistência é colocada dentro de uma base de cobre que é formada por um tubo de cobre de ¼” de 15 mm de comprimento soldado a uma chapa plana de 35x21 cm<sup>2</sup> emulando a área de contacto da célula multijunção.

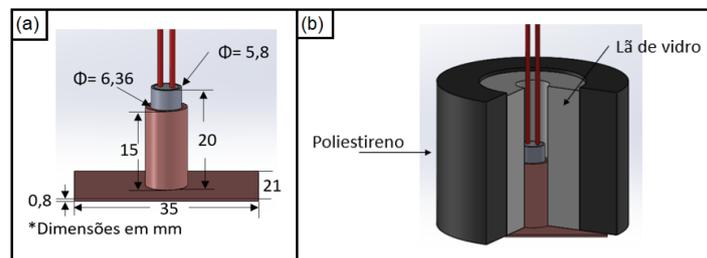


Figura. 4 - Fonte de calor: (a) Detalhe geométrico (b) Isolamento

A potência elétrica na resistência é controlada de forma manual mediante a fonte D.C. modelo MPC-3006D da empresa Minipa com capacidade de 0-30V e 0-3A. Para a medição desta grandeza foram utilizados dois multímetros Agilent 34411A conectados ao sistema de aquisição de dados mediante protocolo GPIB IEEE488. Estes equipamentos são apresentados na Fig. 5.



Figura. 5 - Controle da potência fornecida pela fonte de calor

Para a avaliação do desempenho térmico do dissipador de calor de aletas, de acordo com a Eq. (1) além do calor aplicado é necessário conhecer a temperatura na interface entre a fonte de calor e a base do dissipador e a temperatura do ambiente. Desta maneira foi realizada uma pequena ranhura de 1 mm de profundidade e 10,5 mm de comprimento na superfície da base do dissipador que fica em contacto com a fonte de calor e foi inserido nela um termopar tipo T de 0,8 mm de diâmetro de referência TT-T36SLE da empresa OMEGA Engineering Inc. Foram também realizadas medidas de temperatura no centro e no extremo da superfície posterior do dissipador de calor, como mostrado na Fig. 6.

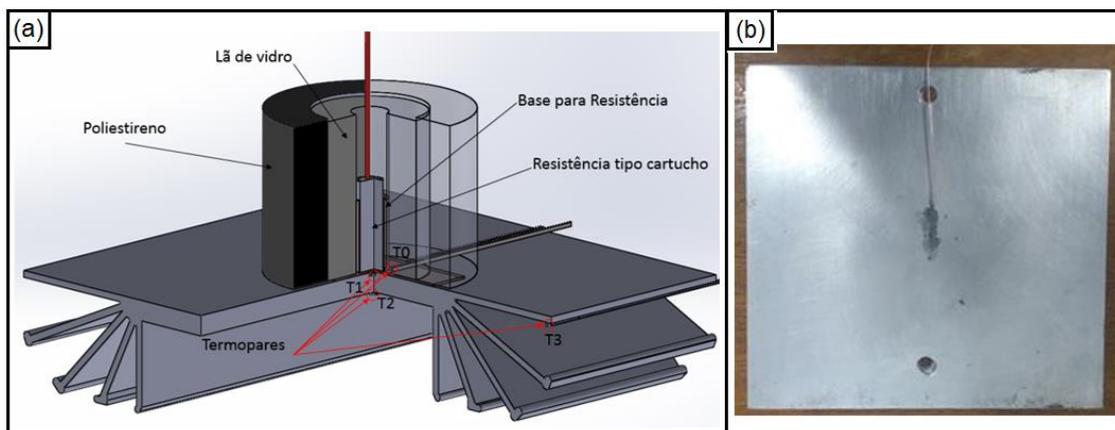


Figura. 6 - Medição de temperaturas no dissipador de aletas: (a) Esquemático (b) Detalhe da colocação do termopar da temperatura de base

Para o dissipador de calor de aletas foram realizados testes em laboratório que permitissem verificar o valor de resistência térmica declarada pelo fabricante. Assim, todos os testes foram realizados mantendo a temperatura do ambiente em 25 °C, e variando a condição de fluxo de calor em: ~450 W/m<sup>2</sup>, ~670 W/m<sup>2</sup>, ~910 W/m<sup>2</sup>, e ~1150 W/m<sup>2</sup>. Para o cálculo do fluxo de calor no dissipador de calor de aletas foi tomada como referência a área de contato superior do dissipador.

### 3 ANÁLISE DE RESULTADOS

Como mostrado na Fig. 7, inicialmente os testes em cada condição de fluxo de calor foram realizados em períodos de tempo diferentes com o objetivo de determinar o tempo de estabilização dos perfis de temperaturas.

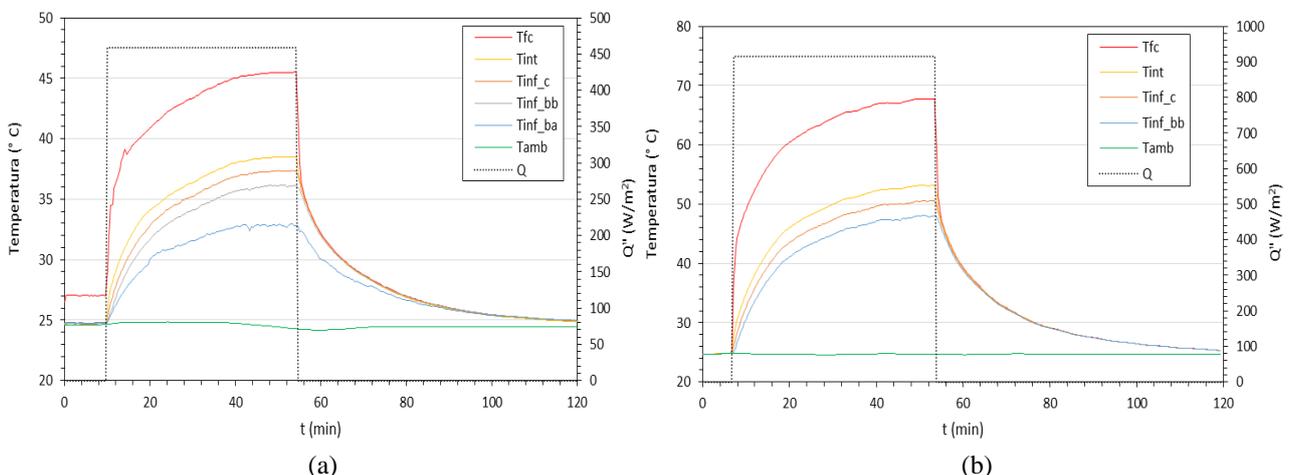


Figura. 7- Tempo de estabilização das temperaturas para fluxo de calor: (a) 450 W/m<sup>2</sup> (b) 910 W/m<sup>2</sup>

Onde  $T_{fc}$  é a Temperatura na fonte de calor,  $T_{int}$  é a Temperatura na interface entre a fonte de calor e o dissipador,  $T_{inf\_c}$  é a Temperatura na face inferior do dissipador localizada no centro geométrico do mesmo,  $T_{inf\_bb}$  é a Temperatura na face inferior do dissipador deslocada do centro na direção da base,  $T_{inf\_ba}$  é a Temperatura na face inferior do dissipador deslocada do centro na direção das aletas,  $T_{amb}$  é a Temperatura ambiente e o  $Q''$  é o fluxo de calor.

Após de conhecer o tempo que o sistema precisa para entrar em estabilidade, foram realizados testes de maneira sequencial para cada condição de fluxo de calor, com uma duração média de 45 min por teste. Por tanto a Fig. 8a mostra a diferença de temperatura ( $\Delta T$ ), entre a temperatura da base do dissipador de calor ( $T_{int}$ ) e a temperatura do ambiente ( $T_{amb}$ ) para os diferentes valores de fluxo de calor testados, onde pode ser observado que a diferença de temperatura apresenta uma variação lineal com o fluxo de calor. A representação matemática da resistência térmica total do dissipador de calor pode ser considerada então como a inclinação da reta apresentada na Fig. 8b.

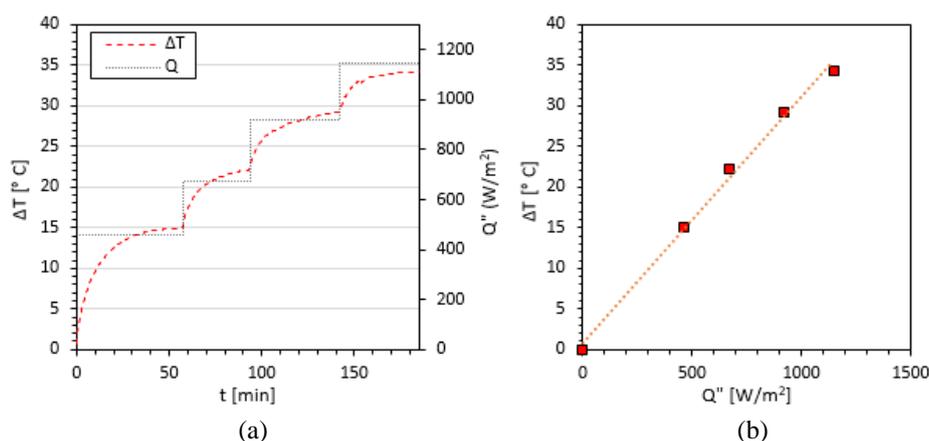


Figura. 8 - Variação da diferença de temperatura em função do: (a) tempo de teste. (b) Fluxo de calor

Para o cálculo da resistência térmica do dissipador de calor de aletas mediante a metodologia descrita anteriormente, foi necessário inserir uma modificação que considerara a angulação apresentada por algumas das aletas do dissipador de calor. Segundo Do, *et al.* (2012), isto pode ser realizado substituindo o termo que representa a ação da gravidade  $g$  por  $g \cdot \cos(\theta)$  na Eq. (15) utilizada para o cálculo do número de Elenbaas, onde  $\theta$  é o ângulo formado entre a aleta e a vertical. O calor cedido ao ambiente por radiação foi calculado considerando uma emissividade  $\varepsilon$  de 0,9; entretanto de acordo com (CONTEMP) para o alumínio, dependendo do processo de fabricação e outros fatores a emissividade por estar na faixa de 0,02-0,97. Entretanto, neste estudo foi utilizado 0,9 que é o valor de referência para alumínio anodizado. Desta maneira a Fig. 9a apresenta o valor da resistência térmica determinada experimentalmente e a resistência térmica total de acordo com a Fig. 9b a maioria dos desvios entre os valores experimentais e os obtidos a partir do modelo matemático ficaram numa faixa menor ao 5%, em que a média foi de 1,14% e o máximo de 5,25%

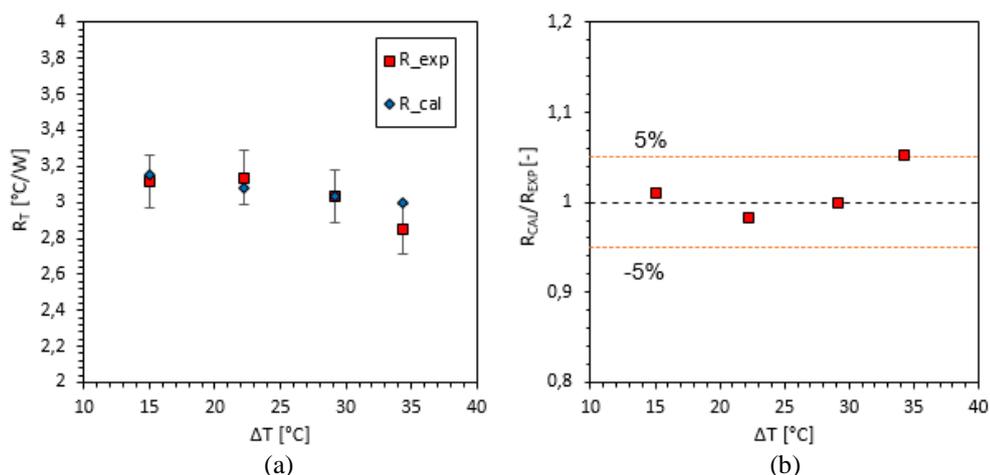


Figura. 9 - (a) Resistência térmica do dissipador de calor de aletas (b) Comparação entre os valores calculados e os obtidos experimentalmente.

Tanto os valores calculados a partir do modelo matemático quanto os obtidos experimentalmente apresentaram um desvio maior ao 20% quando comparado com o valor de resistência térmica declarado pelo fabricante do dissipador de calor de aletas (2,47 °C/W). Contudo, os resultados desta análise foram obtidos considerando só o cenário de convecção natural.

As componentes da resistência térmica total ( $R_T$ ) calculada mediante o modelo implementado em função do  $\Delta T$  são mostradas na Tab. 1, lembrando que  $R_{ba}$  é a resistência de condução de calor entre a base do dissipador e as aletas,  $R_{sp}$  é a resistência de dissipação de calor na base do dissipador devido a diferença entre as áreas de contato da fonte de calor e o dissipador de calor e  $R_{d\infty}$  é a resistência entre o dissipador de calor e ambiente devido ao calor cedido por convecção e radiação.

Tabela 1- Componentes da resistência térmica total calculada

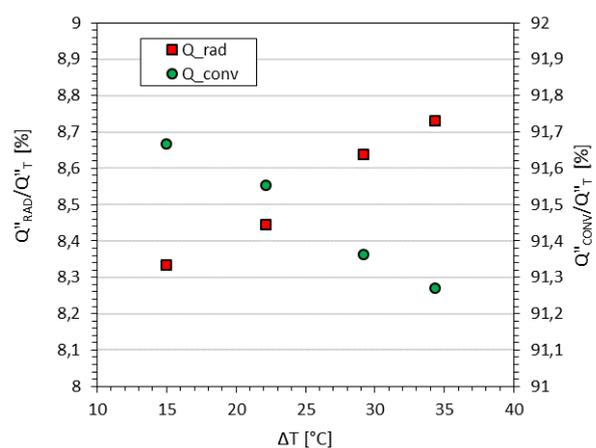
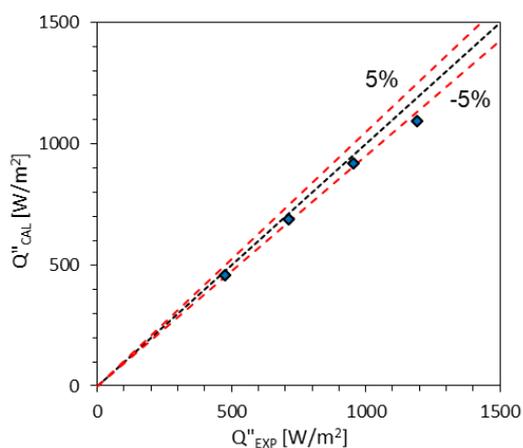
$\Delta T$ [°C]	$R_{ba}$ [°C/W]	$R_{sp}$ [°C/W]	$R_{d\infty}$ [°C/W]	$R_T$ [°C/W]
15,00	0,000604	0,029939	3,1196	3,1502
22,16	0,000602		3,0529	3,0834
29,16	0,000601		2,9995	3,0301
34,31	0,000600		2,9684	2,9989

Para cálculo da resistência  $R_{d\infty}$ , a média da eficiência das aletas foi estimada em 56,23% e os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação para a base ( $h_b$ ) e as aletas ( $h_a$ ) do dissipador de calor são mostrados na Tab. 2. É possível observar que todos os coeficientes de transferência de calor calculados são diretamente proporcionais às mudanças no  $\Delta T$ . Entretanto, pode ser destacado o baixo valor obtido para o coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação para as aletas, onde o fator de vista  $F$  foi estimado em 0,017 isso é devido principalmente à proximidade entre aletas. Por outro lado, é possível verificar que o coeficiente global de transferência de calor por convecção ( $h_G$ ) estimado, está em concordância com outros trabalhos da literatura. Por exemplo, nos trabalhos de Silva (2015) e Ahmed e Khalifa, (2014), foram obtidos experimentalmente valores similares no coeficiente de transferência de calor por convecção para a mesma faixa de  $\Delta T$ , para um dissipador de calor de aletas retas paralelas e um dissipador de calor com aletas forma de pinos “*pin fin*”, respectivamente.

Tabela 2- Coeficientes de transferência de calor calculados para o dissipador de calor de aletas

Transferência de calor	$\Delta T$ [°C]	$h_G$ [W/m <sup>2</sup> °C]	$h_b$ [W/m <sup>2</sup> °C]	$h_a$ [W/m <sup>2</sup> °C]
Convecção	15,00	5,7057	4,9794	7,2736
	22,16	5,8170	6,0075	7,6876
	29,16	5,9028	6,0434	8,0732
	34,31	5,9550	6,0576	8,3502
Radiação	15,00	0,5187	5,8140	0,1387
	22,16	0,5366	6,0145	0,1506
	29,16	0,5581	6,2556	0,1620
	34,31	0,5696	6,3843	0,1694

Finalmente, na Fig. 10a é mostrada a comparação entre o fluxo de calor calculado mediante o modelo matemático e os dados experimentais, onde pode ser notado que a maioria dos pontos avaliados apresentaram um desvio menor ao 5%. O desvio médio e máximo entre o fluxo de calor calculado e o experimental foi de 4,87%, e 8,17%, respectivamente. Os aportes da convecção e radiação ao fluxo de calor total calculado em função do  $\Delta T$  são mostrados na Fig. 10b, onde é possível observar que com o incremento do  $\Delta T$ , a taxa de fluxo de calor por radiação aumenta enquanto a taxa de fluxo de calor por convecção diminui. Contudo o fluxo de calor por radiação não supera o 9% do fluxo de calor total. As contribuições na transferência de calor por convecção da base e das aletas do dissipador de calor para cada  $\Delta T$  obtido são apresentadas na Tab. 3.



(a) (b)  
 Figura. 10 - (a) Resistência térmica do dissipador de calor de aletas (b) Comparação entre os valores calculados e os obtidos experimentalmente.

Tabela 3 - Aportes da base e aletas do dissipador de calor à convecção

$\Delta T$ [°C]	Calor na Base do dissipador (%)	Calor nas Aletas (%)
15,00	13,25	86,75
22,16	14,40	85,60
29,16	14,34	85,66
34,31	14,29	85,71

No caso da transferência de calor por radiação, os aportes da base e das aletas do dissipador de calor foram de 80,33 % e 19,67%, respectivamente para todos os testes, uma vez que a transferência de calor por radiação depende somente da emissividade e dos parâmetros geométricos do corpo.

#### 4 CONCLUSÕES

Os valores da resistência térmica experimental e teórica foram de 2,99 °C/W e 3,06 °C/W, respectivamente. a maioria dos desvios entre os valores experimentais e os obtidos a partir do modelo matemático ficaram numa faixa menor ao 5%, em que a média foi de 1,14% e o máximo de 5,25%.

Tanto os valores calculados a partir do modelo matemático quanto os obtidos experimentalmente apresentaram um desvio maior ao 20% quando comparado com o valor de resistência térmica declarado pelo fabricante do dissipador de calor de aletas (2,47 °C/W).

O coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h_G$ ) estimado, está em concordância com o trabalho de Ahmed e Khalifa, (2014), foram obtidos experimentalmente valores similares no coeficiente de transferência de calor por convecção para a mesma faixa de  $\Delta T$ , para um dissipador de calor de aletas retas paralelas e um dissipador de calor com aletas forma de pinos “*pin fin*”, respectivamente.

Nos testes experimentais se observo que com o incremento do  $\Delta T$ , a taxa de fluxo de calor por radiação aumenta enquanto a taxa de fluxo de calor por convecção diminui. Contudo o fluxo de calor por radiação não supera o 9% do fluxo de calor total.

A transferência de calor por radiação, os aportes da base e das aletas do dissipador de calor foram de 80,33 % e 19,67%, respectivamente para todos os testes, uma vez que a transferência de calor por radiação depende somente da emissividade e dos parâmetros geométricos do corpo.

#### REFERÊNCIAS

- Ahmed, H. E. et al., 2016. Experimental Investigation for Sequential Triangular Double-Layered Microchannel Heat Sink with Nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v. 77, p. 104-115.
- Ahmed, M.; Khalifa, A. J. Natural Convection Heat Transfer from a Heat Sink with Fins of Different Configurations. *International Journal of Innovation and Applied Studies*, v. 9, p. 1043-1047, 2014.
- Araki, K., Uozumi, H., Yamaguchi, M., 2002. A Simple Passive Cooling Structure and Its Heat Analysis For 500/Spl Times/ Concentrator PV Module. Conference Record of the Twenty-Ninth IEEE Photovoltaic Specialists Conference. New Orleans: [s.n.]. p. 1568-1571.
- Bar-Cohen, A., Rohsenow, W. M., 1984. Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates. *Journal of Heat Transfer*, v. 106, n. 1, p. 116.
- Chu, W.-X. et al., 2019. Experimental and Numerical Study on The Performance of Passive Heat Sink Having Alternating Layout. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 135, p. 822–836.
- Corominas, J. G., 2011. Heat Sink Analytical Modeling. *École Supérieure d'Électricité - Supélec*. [S.l.].
- Do, K. H. et al., 2016. A Numerical Study on the Effects of the Heat Spreader Thickness and the Heat Sink Size on the Thermal Performance of a Cooling Device for A Cpv Module. Conference: First Thermal and Fluids Engineering Summer Conference. [S.l.]: [s.n.] p. 12714.
- Do, K. H. et al., 2012. General Correlation of a Natural Convective Heat Sink with Plate-Fins for High Concentrating Photovoltaic Module Cooling. *Solar Energy*, v. 86, n. 9, p. 2725-2734.
- Ganesha Prasad, M.S.; Drakshayani, D.N. Studies on passive cooling techniques in dry machining. *Mater. Manuf. Process*. 2010, 25, 360–369
- Huang, G.-J.; Wong, S.-C.; Lin, C.-P. 2014. Enhancement of Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Rectangular Fin Arrays with Perforations in Fin Base. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 84, p.164-174.

- Kalogirou, S. A., 2004. Solar Thermal Collectors and Applications. Progress in Energy and Combustion Science, v. 30, p. 231–295.
- Khor, Y. K., Hung, Y. M., Lim, B. K., 2010. On the Role of Radiation View Factor in Thermal Performance of Straight-fin Heat Sinks. International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 37, n. 8, p. 1087-1095.
- Kim, T. H., Kim, D.-K., Do, K. H., 2013. Correlation for the Fin Nusselt Number of Natural Convective Heat Sinks with Vertically Oriented Plate-Fins. Heat Mass Transfer, v. 49, n. 3, p. 413-425.
- Kuo, C. T. et al., 2009. Development of the high concentration III-V photovoltaic system at INER, Taiwan. Renewable Energy, v. 34, n. 8, p. 1931–1933. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2008.12.014>>
- Meng, X. R. et al., 2018. Natural Convection Heat Transfer of a Straight-Fin Heat Sink. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 123, p. 561-568.
- Micheli, L. et al., 2015. Optimization of the Least-Material Approach for Passive Ultra-High CPV Cooling. IEEE 42<sup>nd</sup> Photovoltaic Specialist Conference (PVSC). New Orleans: [s.n.]. p. 1-6.
- Micheli, L. et al., 2016. Performance, limits and economic perspectives for passive cooling of High Concentrator Photovoltaics. Solar Energy Materials and Solar Cells, v. 153, p. 164-178.
- Natarajan, S. K. et al., 2011. Numerical Investigations of Solar Cell Temperature for Photovoltaic Concentrator System with and Without Passive Cooling Arrangements. International Journal of Thermal Sciences, v. 50, n. 12, p. 2514-2521.
- Royne, A., Dey, C. J., Mills, D. R., 2005. Cooling of Photovoltaic Cells Under Concentrated Illumination: a Critical Review. Solar Energy Materials and Solar Cells, v. 86, p. 451–483.
- Sendhil K. N. et al., 2012. Experimental Validation of a Heat Transfer Model for Concentrating Photovoltaic System Applied Thermal Engineering, v. 33–34, n. 1, p. 175–182. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.031>>.
- Silva, V. A. D. Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de Dissipadores na Convecção Natural. Universidade Federal de Itajubá. 2015
- Yovanovich, M. M., Muzychka, Y. S., AND Culham, J. R., 1999. Spreading Resistance of Isoflux Rectangles and Strips on Compound Flux Channels. Journal Of Thermophysics And Heat Transfer, v. 500, n. 13, p. 495.

#### **THERMAL EVALUATION OF A NON-CONVENTIONAL GEOMETRY FLASH HEAT SINK APPLIED TO A HIGH CONCENTRATION PHOTOVOLTAIC SYSTEM**

**Abstract.** *This paper presents an experimental theoretical study that deals with the thermal evaluation of an unconventional geometry fin heatsink, aiming the application to high concentration photovoltaic systems. The applied analysis estimates the impact of heat transfer mechanisms (natural convection and radiation) on the thermal performance of the heatsink. The importance of the heat sink base and fins in heat exchange for different working conditions is also quantified. The values obtained theoretically from the implemented models are compared with the experimental results obtained and with other literature data. For the heat resistance of the heatsink, deviations within a range of less than 5% from the experimental data were calculated.*

**Key words:** HCPV Systems, Heatsink, Natural Convection.