



JORGE ANDRES ARROYAVE ORTEGON

**DESENVOLVIMENTO DE UM DISSIPADOR DE CALOR COMPACTO PARA O
RESFRIAMENTO DE CÉLULAS FOTOVOLTAICAS DE ALTA CONCENTRAÇÃO
(HCPV)**

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JORGE ANDRES ARROYAVE ORTEGON

**DESENVOLVIMENTO DE UM DISSIPADOR DE CALOR COMPACTO PARA O
RESFRIAMENTO DE CÉLULAS FOTOVOLTAICAS DE ALTA CONCENTRAÇÃO
(HCPV)**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP - Câmpus de Ilha Solteira, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Conhecimento: Ciências Térmicas.

Prof^a. Dr^a. Elaine Maria Cardoso

Orientadora

Prof. Dr. João Batista Campos Silva

Coorientador

Ilha Solteira

2018

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

A779d Arroyave Ortegon, Jorge Andres.
Desenvolvimento de um dissipador de calor compacto para o resfriamento de células fotovoltaicas de alta concentração (HCPV) / Jorge Andres Arroyave Ortegon. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2018
153 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2018

Orientadora: Elaine Maria Cardoso
Coorientador: João Batista Campos Silva
Inclui bibliografia

1. Energia solar. 2. Sistemas HCPV. 3. Dissipadores baseados em microcanais. 4. Sistemas de resfriamento.


Raiane da Silva Santos

Supervisora Técnica do Serviço
Seção Técnica de Referência, Atendimento ao usuário e Documentação
Divisão Técnica de Biblioteca e Documentação
CTD/S - 9999



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

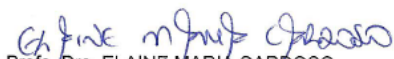
Câmpus de Ilha Solteira

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: DESENVOLVIMENTO DE UM DISSIPADOR DE CALOR COMPACTO PARA O RESFRIAMENTO DE CÉLULAS FOTOVOLTAICAS DE ALTA CONCENTRAÇÃO (HCPV)

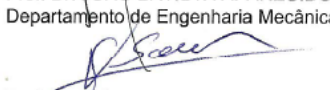
AUTOR: JORGE ANDRES ARROYAVE ORTEGON
ORIENTADORA: ELAINE MARIA CARDOSO
COORDINADOR: JOAO BATISTA CAMPOS SILVA

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em ENGENHARIA MECÂNICA, área: CIÊNCIAS TÉRMICAS pela Comissão Examinadora:


Prof.ª Dra. ELAINE MARIA CARDOSO

Coordenadoria de Curso de Engenharia Aeronáutica / UNESP - Câmpus Experimental de São João da Boa Vista


Prof. Dr. JOAO BATISTA APARECIDO
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru

Ilha Solteira, 27 de abril de 2018

DEDICATÓRIA

Este trabalho é dedicado a três pessoas: minha mãe Luz Mary, meu pai Alvaro e minha irmã Paula. Eles acreditaram em mim desde o começo e provavelmente até o fim. Este trabalho é para eles.

AGRADECIMENTOS

À professora Elaine Maria Cardoso pela oportunidade dada como orientadora, que me levou à uma experiência enriquecedora de aprendizado.

Ao professor João Batista Campos Silva pela orientação na parte de desenvolvimento numérico do problema proposto, bem como no acompanhamento do desenvolvimento do projeto.

Aos professores que participaram das diferentes comissões examinadoras no meu processo de formação (projeto de pesquisa, disciplina de estudos especiais, exame geral de qualificação).

Ao Daniel Coaguila Nunez, quem abriu as portas de sua casa para mim, sendo eu um estranho durante minha chegada à cidade de Ilha Solteira.

Aos colegas e amigos do laboratório: Igor Kiyomura, Leonardo Manetti e Jessica Nunes pelo apoio incondicional.

Aos técnicos da UNESP/FEIS: Edvaldo Silva de Araújo e Gilberto Antônio de Brito por todo o auxílio e orientação no processo de construção da bancada experimental.

A todas as pessoas que participaram direta ou indiretamente no desenvolvimento deste trabalho, família e amigos.

À República Federativa do Brasil, especialmente, à sua gente que a cada dia me fez sentir como em casa compartilhando comigo um sorriso, um cumprimento, sempre dando uma mão no momento difícil, me lembrando de que as fronteiras só existem nos mapas e que como cidadãos do mundo todos somos irmãos.

Às agências Capes e FAPESP pelo apoio financeiro e institucional no projeto de pesquisa desenvolvido.

“...Hay hombres que dan la vida por uno ideal, hay otros que son solo herida por que son su propio puñal...” Elkin Ramirez el hombre que fue una historia (1962-2017).

RESUMO

A energia solar pode ser aproveitada como fonte de energia térmica para aquecimento de água, por exemplo, em coletores solares ou como fonte de energia elétrica usando sistemas de células fotovoltaicas. Entretanto, as células fotovoltaicas, geralmente, de custos relativamente altos, têm algumas restrições relacionadas a altas temperaturas de operação e distribuições de temperatura não homogêneas levando a redução da vida útil e eficiência elétrica de tais sistemas. Essas limitações têm sido o foco de pesquisas, a fim de melhorar as eficiências elétricas, regular as temperaturas de operação e reduzir os materiais necessários para fabricação das células. Assim, este projeto de pesquisa tem como objetivo avaliar o desempenho de um dissipador de calor, baseado em microcanais retangulares paralelos, no resfriamento de uma célula fotovoltaica de alta concentração (*HCPV-High Concentration Photovoltaic Cell*), utilizando-se de análise teórica (modelo térmico), simulação numérica (usando o *software* comercial *CFD ANSYS® Fluent v15*) e de uma bancada experimental. Neste trabalho, foram consideradas as condições de máxima radiação (denominado de pior cenário, quando a célula não gera eletricidade e todo o calor deve ser dissipado) e de radiação média ao longo do período considerado. Os dados climatológicos foram obtidos do site Canal Clima - UNESP, com dados históricos do clima na região noroeste paulista. Foi realizada uma revisão do estado da arte a fim de compreender como os sistemas de geração elétrica fotovoltaica podem ser otimizados pelo uso de concentradores solares e materiais mais eficientes (células de junção-múltipla). A influência da temperatura nestes sistemas e como sistemas de resfriamento podem melhorar seu desempenho também foram analisados. Uma bancada experimental permitiu validar os resultados teóricos e numéricos obtidos. Comprovou-se que o uso de dissipador de calor baseado em microcanais pode permitir um controle efetivo da temperatura da célula HCPV, melhorando sua eficiência de conversão de energia solar em energia elétrica. O dissipador de calor foi avaliado sob condições de fluxo de calor constante, variando-se a velocidade mássica, G , no intervalo de $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ a $1500 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Assim, foi possível manter a superfície da célula a uma temperatura de 40°C , aproximadamente, para uma queda de pressão de, em média, 6 kPa. Os resultados das três análises apresentaram comportamentos similares e a concordância entre eles foi razoável, considerando as limitações de cada abordagem.

Palavras-chaves: Energia solar. Sistemas HCPV. Dissipadores baseados em microcanais. Sistemas de resfriamento.

ABSTRACT

Solar energy can be used as a source of thermal energy in solar collectors, for example, or as a source of electricity using photovoltaic cell systems. However, photovoltaic cells requires high investments having some restrictions related to high operating temperatures and non-homogeneous temperature distributions, leading to a reduction in the useful life and electrical efficiency. These limitations have been the focus of researches in order to improve electrical efficiencies, to regulate operating temperatures, and to reduce required materials in the cells. Thus, this research project aims to evaluate the performance of a heat sink based on parallel rectangular microchannels for cooling of a high concentration photovoltaic cell (HCPV), using theoretical analysis (thermal model), numerical simulation (using commercial software CFD ANSYS® Fluent v15) and an experimental bench. In this work, it was considered the conditions of maximum radiation (named worst scenario, when the cell does not generate electricity and all the heat must be dissipated) and the average radiation over the period considered. These climatological data were obtained from the Canal Clima – UNESP site, in the northwestern region of São Paulo state. A review on the subject was carried out in order to understand how solar photovoltaic systems can be optimized using solar concentrators and more efficient materials (multiple-junction cells). The influence of temperature and cooling systems were analyzed. An experimental bench was built, which allowed the validation of the theoretical and numerical results. The use of microchannel heat sinks can allow an effective temperature control of the HCPV cell, improving its efficiency of converting thermal energy into electrical energy. The heat sink was evaluated for different heat flux values and for mass velocity, G , in a range of 300 kg/m²s to 1500 kg/m²s. It was possible to maintain the high concentration cell at 40 °C with a pressure drop of 6 kPa, for the worst scenario. The three analyzes presented similar behavior and the agreement between them was reasonable, considering the approaches limitations.

Keywords: Solar energy. HCPV systems. Microchannel heat sink. Cooling systems.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Padrão de chegada da radiação solar na estratosfera.	25
Figura 2 - Efeito da latitude e estação climática na intensidade da radiação.	26
Figura 3 - Variação anual das horas de luz segundo a posição geográfica.	27
Figura 4 - Frações de radiação.....	28
Figura 5 - Coletor de placa fina simples.....	29
Figura 6 – Curva característica I-V para uma célula de silício sob condições padrão (AM 1.5, 25°C e 1000W/m ²).	31
Figura 7 – a) Painel convencional de lâmina de silício (Esq.). b) Sistema com concentração parabólica (Dir.).....	32
Figura 8 – a) Montagem de uma célula HCPV (Sup. Esq.). b) Sistema de rastreamento solar (Sup. Dir.).....	35
Figura 9 - Variação na curva I-V pelo efeito da temperatura.	37
Figura 10 – Resposta térmica e elétrica em uma célula HCPV sob ciclos de irradiação.	37
Figura 11 – a) Variação da temperatura com o aumento da vazão (Esq.). b) Variação da potência com o aumento da vazão (Dir.).	38
Figura 12 – Sugestões resfriamento de painéis convencionais.	39
Figura 13 – a) Esquema de arranjo simples (Esq.). b) Célula com concentração usando resfriamento passivo (Dir.).	41
Figura 14 – a) Esquema de arranjo linear (Esq.). b) Sistema de baixa concentração com resfriamento ativo (Dir.).	41
Figura 15 – a) Esquema de arranjo denso (Esq.). b) Módulo HCPV com resfriamento passivo e arranjo denso (Dir.).....	42
Figura 16 - Sistema de resfriamento passivo, arranjo linear.	43
Figura 17 – Exemplo de sistema de resfriamento ativo de macrocanais.....	45
Figura 18 – Sistema de jatos incidentes.	45
Figura 19 - Comparação da resistência térmica para diferentes sistemas de resfriamento*. ...	47
Figura 20 - Gráfico da eficiência <i>versus</i> concentração (o quadrado vermelho define a faixa de trabalho para o projeto de pesquisa).	51
Figura 21- Características geométricas do dissipador.	55
Figura 22 - a) Sistema HCPV com uma lente de Fresnel (Esq.). b) Sistema HCPV com um espelho.....	57

Figura 23 - Esquema dos fluxos energéticos.	57
Figura 24 - Esquema de resistências térmicas para o problema real.	58
Figura 25 - Variações de temperatura nos microcanais.....	59
Figura 26 – Perfil de corte dos microcanais com os fluxos de calor presentes no problema. ...	65
Figura 27 - a) Montagem experimental proposta (Esq.). b) Geometria da análise numérica (Dir.).	69
Figura 28 – a) Malha gerada nas regiões de entrada e saída dos microcanais (Esq.). b) Malha na região dos microcanais (Dir.).	71
Figura 29 - a) Condições de fronteira nas regiões de entrada e saída dos microcanais (Esq.). b) Condições de fronteira nos microcanais (Dir.).	72
Figura 30 - Sequência de evolução das propostas de <i>layout</i> da seção de testes: a) Primeira, seção retangular (Sup. Esq.); b) Segunda, seção circular (Sup. Dir.); c) Proposta final definida (Inf.).	75
Figura 31 - Seção de testes em detalhes.	77
Figura 32 - Bancada experimental construída.	78
Figura 33 - Dissipador de calor baseado em microcanais; base dos microcanais (inferior); anel de vedação (superior).....	79
Figura 34 - Vista em corte do dissipador.	80
Figura 35- Dissipador: a) Montado na seção de testes (Esq.).	80
Figura 36 - Esquema do circuito experimental.....	82
Figura 37 – Esquema de distribuição dos fluxos de calor no dissipador.....	84
Figura 38 – Validação do coeficiente de transferência de calor.....	88
Figura 39 – Validação da queda de pressão com o aumento da velocidade mássica.	91
Figura 40 – Esquema de medição da pressão na seção de testes.....	92
Figura 41 - Comparação do dissipador baseado em microcanais com um dissipador de canal retangular sob as mesmas condições de operação.	98
Figura 42 - Variação na queda de pressão para dois tipos de dissipador (microcanais <i>versus</i> canal retangular).	99
Figura 43 – Campo de temperatura na parede dos microcanais (duto de entrada à direita)... 100	
Figura 44 - Campo de temperatura no fluido de trabalho (duto de entrada à direita).	101
Figura 45 - Campo de velocidade (duto de entrada à direita).	101
Figura 46 - Campo de pressão (duto de entrada à direita).....	102
Figura 47 - Variações longitudinais de temperatura na parede do microcanal e no fluido. ...	103

Figura 48 - Variações na velocidade do fluido na seção média do microcanal.....	104
Figura 49 - Variações da velocidade na entrada dos microcanais.....	104
Figura 50 - Variação longitudinal da pressão nos microcanais.....	105
Figura 51 – Variações médias nas temperaturas sob um fluxo de calor igual a 310 kW/m^2 .	106
Figura 52 – Variação do número de Nusselt experimental sob um fluxo de calor igual a 310 kW/m^2	107
Figura 53 – Variação na queda de pressão experimental sob uma concentração de 310 kW/m^2	108
Figura 54 – Variação da queda de pressão em função do fluxo de calor e valor de G constante.	108
Figura 55 – Comparação de resultados para a temperatura média de parede para as diferentes abordagens, sob uma concentração de 310 kW/m^2	110
Figura 56 – Comparação de resultados para a queda de pressão nos microcanais para as diferentes abordagens, sob concentração de 310 kW/m^2	111
Figura 57 – Potencial do dissipador baseado no modelo teórico.	112
Figura A.1 - Gráfico eficiência <i>versus</i> concentração (o quadrado vermelho define a faixa de trabalho para o projeto de pesquisa).	120
Figura A.2 - Esquema dos fluxos energéticos.	122
Figura B.1 – Domínio para exemplo do uso do método dos volumes finitos.....	139
Figura B.2 – Domínio discretizado com notação.	140
Figura B.3 – Tipos de elementos que podem formar uma malha em um domínio.	143
Figura B.4 – Avaliação das variações nos centroides dos elementos.....	148
Figura C.1 – Esquema do termopar de referência utilizado para a calibração dos termopares	150

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resumo das características principais das células fotovoltaicas HCPV.	50
Tabela 2 - Resumo dos dados obtidos do Canal Clima.	52
Tabela 3 - Condutividade térmica dos diferentes materiais.	53
Tabela 4 - Resumo das dimensões da geometria proposta.	55
Tabela 5 - Resumo condições de fronteira para o problema numérico.	73
Tabela 6 - Resumo dos componentes da bancada experimental.	78
Tabela 7 – Correlações usadas para o cálculo e validação do coeficiente de transferência de calor.	87
Tabela 8 – Correlações usadas para o cálculo e validação da queda de pressão.	90
Tabela 9 – Resumo das principais incertezas experimentais avaliadas.	95
Tabela 10 - Valores de irradiação solar concentrada, potência gerada e perdas por convecção e radiação nos casos (A) e (B).	96
Tabela 11 - Resultados teóricos para o caso B - sem geração.	97
Tabela A.1 - Resumo dos dados obtidos do Canal Clima - UNESP	120
Tabela A.2 – Resultados da primeira parte modelo térmico.	124
Tabela A.3 – Comparação dos resultados segundo a temperatura considerada no fluido de trabalho.	132
Tabela A.4 - Comparação dos resultados obtidos para cada uma das iterações.	134
Tabela C.1 – Resumo dos coeficientes para cada um dos termopares.	151
Tabela D.1 – Resumo das incertezas na instrumentação usada para a análise experimental. .	152
Tabela D.2 – Resultados dos valores de incertezas para os casos experimentais considerados.	152

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino:

Símbolo	Definição	Unidade
A	Área efetiva	[m ²]
C	Fator geométrico de concentração / parâmetro usada na relação das quedas de pressão	[-]
c _p	Calor específico	[J/kg.K]
D _h	Diâmetro hidráulico	[m]
D _{ht}	Diâmetro hidráulico térmico baseado em três lados do microcanal	[m]
E	Espessura	[m]
$\bar{f}$	Fator de atrito médio	[-]
f	Fator de correção para G _{s,o} / Fator de atrito	[-]
f _{app,dh}	Fator de atrito aparente na região em desenvolvimento	[-]
f _{dh}	Fator de atrito na região de desenvolvimento	[-]
f _{sp,fh}	Fator de atrito na região completamente desenvolvida	[-]
G	Velocidade mássica	[kg/m ² .s]
G _{real}	Fluxo de radiação solar direta real	[W/m ²]
G _{direta}	Fluxo de radiação solar direta	[W/m ²]
G _{s,o}	Radiação extraterrestre	[W/m ²]
H	Profundidade	[m]
H _{tam}	Profundidade da tampa	[m]
H	Coefficiente de transferência de calor do fluido de trabalho	[W/m ² .K]
h _f	Coefficiente de transferência de calor ar	[W/m ² .K]
I _{MP}	Corrente no ponto de potência máxima na célula fotovoltaica	[A]
I _{SC}	Corrente de curto circuito na célula fotovoltaica	[A]
i _{solar}	Radiação solar concentrada na superfície da célula	[W]
K	Condutividade térmica	[W/m.K]
K _C	Coefficiente de perda por contração	[-]
K(∞)	Coefficiente de perda na entrada	[-]
L	Comprimento total dissipador	[m]
L*	Comprimento adimensional do dissipador	[-]
L _{sp,dh} ⁺	Comprimento adimensional da região em desenvolvimento do escoamento	[-]

$L_{sp,dh}$	Comprimento de desenvolvimento do escoamento	[m]
$L_{sp,fh}$	Comprimento da região completamente desenvolvida	[m]
M	Parâmetro geométrico	[-]
m	Parâmetro de aleta	[-]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
MAEP	Erro médio absoluto em porcentagem	[-]
N	Número de microcanais /número de dados	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
Nu_3	Número de Nusselt para um escoamento completamente desenvolvido para a transferência de calor em três paredes	[-]
Nu_4	Número de Nusselt para um escoamento completamente desenvolvido para a transferência de calor em quatro paredes	[-]
P	Perímetro seção transversal microcanais	[m]
P_{MP}	Potência máxima na célula fotovoltaica	[W]
P_{res}	Potência dissipada na resistência elétrica	[W]
P_t	Perímetro molhado térmico baseado nos lados onde se têm troca de calor	[m]
Pr	Número de Prandtl	[-]
ΔP	Queda de pressão total nos microcanais	[Pa]
ΔP_a	Queda de pressão por atrito	[Pa]
ΔP_c	Queda de pressão por contração	[Pa]
ΔP_e	Queda de pressão por expansão	[Pa]
$\Delta P_{sp,dh}$	Queda de pressão na região em desenvolvimento	[Pa]
$\Delta P_{sp,fh}$	Queda de pressão na região completamente desenvolvida	[Pa]
q	Taxa de calor transferido	[W]
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
q_p''	Fluxo de calor efetivo nos microcanais	[W/m ²]
q_{cond}	Taxa de calor transferido por condução entre as superfícies da célula e a parede do dissipador	[W]
q_{conv}	Taxa de calor transferida ao fluido de trabalho	[W]
$q_{flu,exp}$	Taxa de calor transferida ao fluido de trabalho experimentalmente	[W]
$q_{p,conv}$	Taxa de perdas por convecção na cobertura da montagem da célula fotovoltaica	[W]

$q_{\text{plen,in}}$	Taxa de calor dissipado no canal de distribuição ou <i>plenum</i> de entrada	[W]
$q_{\text{plen,out}}$	Taxa de calor dissipado no canal de distribuição ou <i>plenum</i> de saída	[W]
$q_{\text{p,rad}}$	Taxa de perdas por radiação na coberta da montagem da célula fotovoltaica	[W]
R	Resistência elétrica	[Ω]
Re	Número de Reynolds	[-]
Re_{in}	Número de Reynolds avaliado na temperatura de entrada do fluido de trabalho	[-]
$R_{\text{equivalente}}$	Resistência térmica equivalente	[K/Wm ²]
Re_{sp}	Número de Reynolds avaliado na temperatura média do fluido de trabalho	[-]
U	Valor de incerteza	[-]
u_a	Velocidade do vento	[m/s]
u_{ag}	Velocidade média do fluido de trabalho	[m/s]
S_c	Constante solar	[W/m ²]
T	Temperatura	[K]
$\tilde{T}$	Temperatura adimensional	[-]
$T_{\text{flu,m}}$	Temperatura média do fluido de trabalho	[K]
$T_{\text{par,m}}$	Temperatura média na parede dos microcanais	[K]
T_{∞}	Temperatura ambiente	[K]
V	Diferença de potencial elétrico ou tensão	[V]
V_{MP}	Tensão no ponto de potência máxima da célula	[V]
V_{OC}	Tensão de curto circuito da célula	[V]
$W_{\text{elétrico}}$	Potência elétrica gerada na célula	[W]

Alfabeto Grego:

Símbolo	Definição	Unidade
A	Absortância	[-]
B	Relação de aspecto microcanais	[-]
δ	Valor de incerteza	[-]

ϵ	Emissividade de superfície	[-]
η	Eficiência elétrica da célula, eficiência aleta	[-]
θ	Ângulo de zênite [°] / derivada parcial de primeira ordem para o cálculo de incertezas.	[°], [-]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	[N.s/m ²]
μ_w	Viscosidade dinâmica do fluido avaliada na temperatura de parede do dissipador	[N.s/m ²]
μ_b	Viscosidade dinâmica do fluido avaliada por meio da temperatura média do fluido de trabalho	[N.s/m ²]
ρ	Refletância, densidade	[kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² .K ⁴]
τ	Transmitância	[-]

Índices Subscritos

<i>Ag</i>	Água
<i>Ale</i>	Aleta
<i>Cél</i>	Célula fotovoltaica
<i>Dis</i>	Dissipador
<i>Exp</i>	Experimental
<i>Flu</i>	Fluido de trabalho
<i>In</i>	Entrada
<i>Isol</i>	Isolante
<i>Mc</i>	Microcanais
<i>Out</i>	Saída
<i>Par</i>	Parede do dissipador
<i>Ple</i>	Plenum
<i>Sol</i>	Solda

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	18
1.1	Objetivos.....	22
1.2	Estrutura da Dissertação	22
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO DA LITERATURA.....	24
2.1	Energia solar	24
2.1.1	<i>Coletor Solar Térmico</i>	27
2.1.2	<i>Células Fotovoltaicas.....</i>	30
2.2	Sistemas HCPV	34
2.2.1	<i>Influência das altas temperaturas e distribuições irregulares da radiação solar nas células fotovoltaicas</i>	36
2.3	Sistemas de resfriamento	39
2.3.1	<i>Sistemas de resfriamento passivo</i>	42
2.3.2	<i>Sistemas de resfriamento ativo</i>	44
2.3.3	<i>Sistemas baseados em microcanais</i>	45
3	METODOLOGIA.....	49
3.1	Definição dos valores de entrada.....	49
3.1.1	<i>Informações dos fabricantes</i>	49
3.1.2	<i>Informações Canal Clima FEIS-UNESP.....</i>	51
3.1.3	<i>Informações da literatura e dados experimentais</i>	53
3.1.4	<i>Definição da geometria.....</i>	54
3.2	Metodologia para o desenvolvimento do modelo térmico.....	56
3.2.1	<i>Considerações do modelo</i>	60
3.2.2	<i>Definição das variáveis</i>	61
3.2.3	<i>Metodologia de análise</i>	62
3.3	Metodologia para a solução numérica	68
3.3.1	<i>Definições iniciais.....</i>	68
3.3.2	<i>Construção da malha.....</i>	70
3.3.3	<i>Método de solução</i>	71
3.3.4	<i>Metodologia de análise</i>	73
3.4	Bancada experimental e metodologia de análise experimental	74
3.4.1	<i>Aparato experimental</i>	74
3.4.2	<i>Dissipador de calor baseado em microcanais</i>	79
3.4.3	<i>Metodologia de coleta de dados</i>	80

3.4.4	<i>Metodologia de análise experimental</i>	83
3.4.5	<i>Validação da bancada experimental</i>	86
3.4.6	<i>Incertezas e erros</i>	92
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	96
4.1	Resultados do modelo térmico	96
4.2	Resultados da solução numérica	99
4.3	Resultados experimentais	105
4.4	Discussão	109
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	113
5.1	Conclusões	113
5.2	Sugestões para futuros trabalhos	114
	REFERÊNCIAS	115
	APÊNDICE A - CÁLCULO DETALHADO DO MODELO TÉRMICO	120
	APÊNDICE B - DESENVOLVIMENTO MATEMÁTICO DO PROBLEMA NUMÉRICO	135
	APÊNDICE C - PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES	150
	APÊNDICE D - VALORES DE INCERTEZAS	152

1 INTRODUÇÃO

A otimização dos recursos energéticos vem sendo um dos temas de pesquisa mais importantes recentemente devido aos problemas ligados à utilização de combustíveis fósseis com suas emissões de gases do efeito estufa produto da sua combustão e ao serem fontes não renováveis. Portanto, o desenvolvimento de tecnologias, favoráveis ao meio ambiente, é um dos propósitos do 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 $6,24 \times 10^{17}$ kJ por hora (KOPP; LEAN, 2011), a qual comparada com o consumo energético mundial do ano de 2013 de $5,67 \times 10^{17}$ kJ justifica a procura pelo aproveitamento desse potencial; por meio da geração térmica e elétrica (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2015).

O potencial térmico pode ser aproveitado através do uso de coletores solares, os quais são painéis com superfícies planas que recebem a radiação solar para transferi-la a um fluido de trabalho como calor. Tal energia térmica pode ser usada em aplicações como: condicionamento de ambientes, aquecimento de água, processos industriais, geração de eletricidade, entre outros. Porém, os coletores solares têm limitações relacionadas com a capacidade de absorção das superfícies irradiadas (absorvedor) junto com as baixas condutividades dos fluidos de trabalho, sendo estas limitações o foco principal das pesquisas no setor nos últimos anos.

Kasaeian, Eshghi e Sametia (2015) apresentam algumas destas pesquisas propondo o uso de nanofluido (fluido base com a adição de partículas nanométricas de materiais como: alumina, silício, entre outros) que tem melhorado o desempenho dos coletores com adições em volume de até 5% em conteúdo de nanopartículas. Assim, é possível aumentar a eficiência total do coletor (capacidade de ganho de calor no fluido de trabalho em relação à radiação recebida) em torno de 40-50%, porém, é importante considerar outros fatores como o diâmetro das partículas e a estabilidade da mistura, que podem afetar negativamente o desempenho dos coletores.

Paralelamente, o potencial elétrico da energia solar é aproveitado pelo princípio do efeito fotovoltaico que gera uma corrente elétrica a partir da incidência da radiação solar num meio que é composto por um material fotossensível, base das células fotovoltaicas. Esses dispositivos são usados para explorar a radiação solar como fonte de eletricidade.

Estes dispositivos começaram a ser fabricados, industrialmente, nos anos 1950 com a evolução dos materiais semicondutores, sendo os primeiros modelos construídos com lâminas de silício com eficiências que não ultrapassavam valores de 6% (PINHO; GALDINO, 2014). Atualmente, as eficiências para as células construídas com este material podem atingir valores ao redor de 27% (GREEN et al., 2017) o que mostra uma evolução dessa tecnologia, no entanto, as limitações e oportunidades de melhora nestes dispositivos ainda necessitam de mais estudos. A eficiência elétrica nestes dispositivos é definida como a relação entre a potência elétrica gerada e a quantidade de radiação solar disponível na superfície da célula fotovoltaica.

Além das células construídas em silício, o uso de outros tipos de semicondutores, neste caso dos grupos III-V (e.g., GaAs, InSb, InP e outros) da tabela periódica, permitiram aumentar a eficiência até valores próximos de 45% (ver item 3.1.1), introduzindo um novo tipo de células fotovoltaicas conhecidas como células fotovoltaicas de junção-múltipla ou *multijunction*, as quais como o seu nome indica são construídas pela junção de várias camadas destes materiais. O aumento na eficiência é devido à maior capacidade destas células em absorver maiores comprimentos de onda do espectro da radiação solar (PINHO; GALDINO, 2014).

O desempenho das células fotovoltaicas também depende da temperatura de operação; altas temperaturas na sua superfície são traduzidas em menores eficiências. Isto pode ser explicado considerando que a potência produzida na célula depende da tensão entre seus terminais e da corrente elétrica gerada quando está sendo irradiada pelo sol. A quantidade de potência elétrica na célula é o produto entre ambas variáveis, sendo superiores quanto maiores forem a tensão e a corrente. Contudo, para altas temperaturas, a resposta nas células deve ser o de manter o valor da corrente fixo e diminuir o valor da tensão, motivo pelo qual o controle na temperatura deve ser levado em consideração nos projetos (ver item 2.2.1).

Embora a célula fotovoltaica atue como fator principal na geração elétrica, a disponibilidade do recurso solar é chave para avaliar o potencial de geração. Portanto, as condições do clima devem ser estudadas considerando as possíveis variações segundo a localização geográfica e a época do ano (ALLEN et al., 1998).

Assim, a produção elétrica fotovoltaica vai depender das características do material da célula e das condições de operação do sistema de geração (temperatura e disponibilidade do recurso solar), o que permite concluir que melhorias nestes fatores levarão a maiores eficiências. Os elementos relacionados a matéria-prima utilizados para a produção das células vêm sendo otimizados 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 aparelhos ópticos, como 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. Estas melhorias podem levar estes sistemas a aumentar o fluxo de radiação disponível de 700 W/m^2 para 350 kW/m^2 usando um concentrador solar com relação de concentração geométrica de 500x (segundo dados obtidos da região noroeste do Estado de São Paulo).

Ao concentrar a radiação em um ponto, precisa-se de uma quantidade menor de material fotossensível somado ao fato de que, usando células de junção-múltipla, a eficiência de conversão pode atingir valores na faixa de 40-45%¹. Sob estas considerações, as vantagens são melhorias no desempenho e redução no investimento, pois maiores eficiências são conseguidas com uma menor quantidade de material fotossensível requerida. Contrastando com os sistemas de painéis convencionais com lâminas de silício nos quais as eficiências são menores e o material requerido maior.

Como consequência, ao se ter uma maior quantidade de energia disponível e uma restrição na produção elétrica (eficiência da célula fotovoltaica), tem-se uma parcela remanescente que é rejeitada em forma de calor. Assim, se esse calor não for dissipado no sistema, a resposta natural vai ser um aumento de temperatura, essa condição de operação é um fator importante nesse estudo, ou seja, há a necessidade de controlar a temperatura na superfície da célula sem afetar a produção elétrica.

O controle da temperatura da célula deve ser feito com a introdução de um sistema de resfriamento no sistema HCPV. Este sistema pode ser ativo ou passivo dependendo do mecanismo de resfriamento usado. Sistemas passivos estão baseados na troca de calor por convecção livre com as correntes de ar disponíveis, portanto, não precisam de fontes de potência externas, mas precisam de dissipadores com aletas (ou dispositivos semelhantes) para melhorar o processo de transferência de calor. Sistemas ativos usam como princípio a convecção forçada e precisam de um sistema de bombeamento o qual tem consumo energético.

Royne, Dey e Mills (2005) apresentam algumas das características que os sistemas de resfriamento devem possuir, sendo as mais importantes: garantia de um ótimo controle na temperatura, possuir um projeto simples e de baixo consumo. Estas características dependem do que é definido previamente como condições de operação do conjunto. Um sistema baseado em aletas (passivo) garante um consumo nulo de operação, mas seu projeto pode ser complexo.

¹ Segundo as informações fornecidas pelos fabricantes das células HCPV (item 3.1.1).

Outro item que deve ser levado em consideração são as condições climáticas (circulação do ar), caso elas não sejam suficientes o controle de temperatura pode ficar comprometido.

No caso dos sistemas ativos, o controle de temperatura é baseado em parâmetros como a vazão do sistema, a temperatura de entrada do fluido de trabalho e a própria geometria do projeto. Tais sistemas também possuem a capacidade de retirar maiores quantidades de calor se comparados aos sistemas passivos, o que torna uma vantagem a sua utilização em aplicações HCPV. Outra condição importante está relacionada à resistência térmica, na qual considera as diferentes camadas que o sistema irá possuir, desde a superfície da célula até o fluido, onde menores resistências térmicas representam maiores coeficientes de transferência de calor. Segundo Royne, Dey e Mills (2005), os sistemas de resfriamento ativos baseados em microcanais junto com os sistemas de jatos incidentes ou “*jet impingement*” têm os menores valores de resistência.

Nos sistemas de jatos incidentes o fluido de trabalho é pulverizado sobre a superfície a ser resfriada. Embora, seu potencial de dissipação de calor seja alto, apresenta problemas no controle do processo de transferência de calor, pois este é mais efetivo com vários jatos, dificultando o modelamento do processo devido a sua complexidade.

Nos sistemas baseados em microcanais, o fluido de trabalho escoar por microcanais e são chamados assim devido às suas dimensões reduzidas. Do Nascimento (2012) definiu os microcanais como dutos com diâmetros hidráulicos menores do que 3 mm. Tais dutos podem ter diferentes configurações como dutos paralelos ou com ramificações, de seções transversais retangulares, circulares entre outras.

Os microcanais foram introduzidos como soluções de resfriamento em sistemas eletrônicos. Tuckerman e Pease (1981) propuseram o uso de dissipadores de calor compactos com água como fluido de trabalho em circuitos integrados de pequena escala (10 mm x 10 mm), permitindo dissipar altos fluxos de calor em pequenas áreas. Em 1981, eles calcularam fluxos próximos a 13 kW/m^2 como potencial de dissipação, mas na atualidade os fluxos podem atingir valores de 1000 kW/m^2 .

Para aproveitar o potencial destes sistemas em aplicações HCPV é importante, por serem 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 ligado à queda de pressão pelos microcanais motivo pelo qual o projeto proposto deve levar em consideração este objetivo.

O maior desafio para a geração de energia elétrica a partir da irradiação solar é obtenção de um sistema que aproveite os melhores atributos de cada um dos componentes revisados aqui, como a escolha de uma célula fotovoltaica com uma alta eficiência, passando por elementos de concentração os quais garantam um alto fluxo de radiação em uma área pequena e completando o conjunto com um sistema de resfriamento que regule a temperatura da célula mantendo sua eficiência nos valores ótimos (*i.e.*, baixas quedas de pressão); sem deixar de lado a importância das condições climáticas da região considerada para a geração. Assim, o intuito do presente trabalho é estudar um dissipador baseado em microcanais, analisando como é o seu desempenho em aplicações HCPV em escoamento monofásico.

1.1 Objetivos

O projeto proposto tem como objetivo geral a análise teórica, numérica e experimental do uso de um absorvedor/dissipador de calor compacto, baseado em microcanais, que pode ser usado no resfriamento de células fotovoltaicas de alta concentração comerciais sob as condições climáticas da região noroeste paulista.

O estudo consistiu em realizar:

- O dimensionamento, projeto e fabricação de um dissipador de calor compacto composto por microcanais retangulares paralelos.
- A análise da incidência solar, considerando a região de Ilha Solteira/SP, e posterior desenvolvimento de um modelo térmico para a célula solar (comercial) com o dissipador de calor acoplado.
- A análise numérica com o uso de ferramentas computacionais disponíveis para a solução do problema proposto.
- A realização de testes experimentais para a avaliação no desempenho do dissipador compacto focado na queda de pressão e o controle na temperatura sobre a superfície de uma célula HCPV, considerando um escoamento monofásico com água como fluido de trabalho.

1.2 Estrutura da Dissertação

O presente texto encontra-se organizado em capítulos como descrito a seguir. **Capítulo 1**, no qual se apresenta uma introdução sobre as ideias e conceitos básicos relacionados à

geração solar fotovoltaica e aos sistemas de alta concentração; bem como a motivação e justificativa do projeto de pesquisa desenvolvido. **Capítulo 2**, em que se apresenta a fundamentação teórica e revisão bibliográfica acerca do tema, começando pelas definições iniciais sobre energia solar e o aproveitamento desta em aplicações de geração térmica e elétrica, incluindo coletores solares e células fotovoltaicas. Os fatores que afetam a operação das células também são apresentados, bem como, os sistemas com concentração e, por fim, os sistemas de resfriamento baseados em microcanais. No **Capítulo 3** se apresenta a metodologia usada para o desenvolvimento das análises teórica, numérica e experimental, respectivamente. **Capítulo 4**, no qual são apresentados os resultados obtidos a partir das análises teórica, numérica e experimental, incluindo a discussão. **Capítulo 5**, as conclusões obtidas a partir das análises desenvolvidas e sugestões para trabalhos futuros na presente área de pesquisa são apresentadas neste capítulo. No **Apêndice A** apresenta-se um exemplo de cálculo detalhado a partir dos casos apresentados na metodologia para o modelo térmico. O **Apêndice B** contém o desenvolvimento e explicações da matemática envolvida na solução do problema numérico a partir de definições apresentadas pelos fornecedores do *software* de trabalho. No **Apêndice C** é explicado o processo de calibração dos termopares usados na parte experimental e no **Apêndice D**, as incertezas experimentais obtidas para os diferentes testes realizados são apresentadas.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo serão apresentadas as bases teóricas do projeto começando com as definições básicas relacionadas com a energia solar (radiação solar); assim como seus usos e exploração (coletores solares e células fotovoltaicas) para chegar aos sistemas com alta concentração e seus sistemas de resfriamento (sistemas HCPV e dissipadores compactos baseados em microcanais).

2.1 Energia solar

A radiação solar é gerada no sol através de reações nucleares entre seus componentes, sendo o hidrogênio o mais importante. Desde sua superfície aquecida a 5800 K, a energia liberada nestas interações chega ao planeta Terra por radiação. O conceito de radiação considerado aqui é o princípio de troca de calor entre superfícies que não estão em contato direto através de ondas eletromagnéticas, baseando-se na teoria de radiação de corpo negro (INCROPERA; WITT, 1999). Quando esta radiação chega à superfície mais externa do planeta (estratosfera) ela é afetada pela interação com a atmosfera terrestre e a matéria nela presente. Assim, quando atinge a superfície terrestre sua intensidade é menor, porém, tendo ainda uma intensidade suficiente para agir como elemento regulador da vida.

Na estratosfera, a radiação recebe o nome de radiação extraterrestre - $G_{s,o}$, onde os raios solares podem ser considerados paralelos (Figura 1). Utilizando a superfície terrestre como referência, quando estes raios atingem a estratosfera, eles possuem um ângulo de inclinação em relação ao eixo normal à superfície, que é chamado de ângulo de zênite ou θ e varia conforme a latitude e dia do ano.

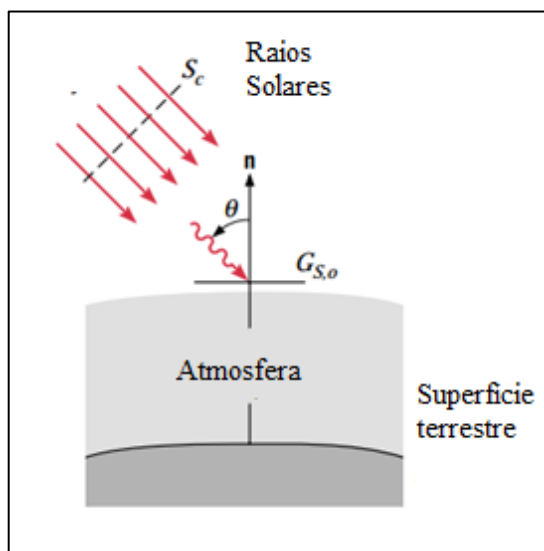
A intensidade da radiação no espaço tem um valor constante conhecido como constante solar, $S_c = 1360,8 \text{ W/m}^2$ (KOPP; LEAN, 2011). Portanto, usando este valor e o ângulo de incidência θ , é possível obter o valor da radiação extraterrestre $G_{s,o}$, expressa por (INCROPERA; WITT, 1999).

$$G_{s,o} = S_c \times f \times \cos \theta \quad (1)$$

na qual f é um fator de correção que considera a excentricidade na órbita da terra o qual varia entre 0,97 e 1,03 aproximadamente.

Esta radiação solar ao passar pela atmosfera é dividida em duas componentes: uma difusa e outra direta. A primeira é devida à absorção e dispersão nos componentes da atmosfera, modificando sua intensidade e direção e, portanto, o ângulo de propagação desta componente é diferente do ângulo de zênite. Pode-se considerar como radiação difusa aquela que vem de todas as direções do espaço (ALLEN et al., 1998).

Figura 1 - Padrão de chegada da radiação solar na estratosfera.



Fonte: Adaptado de Incropera e Witt (1999).

A segunda componente é conhecida como direta ou líquida e corresponde à radiação que não foi absorvida ou dispersada na atmosfera e, portanto, sua direção é mantida e dada pelo ângulo de zênite. Um fato importante é que a quantidade de radiação direta pode variar entre 75% em um dia ensolarado e 25% em um dia nublado, onde o excedente será o valor correspondente à radiação difusa (ALLEN et al., 1998). A soma destas componentes corresponde à radiação global ou total.

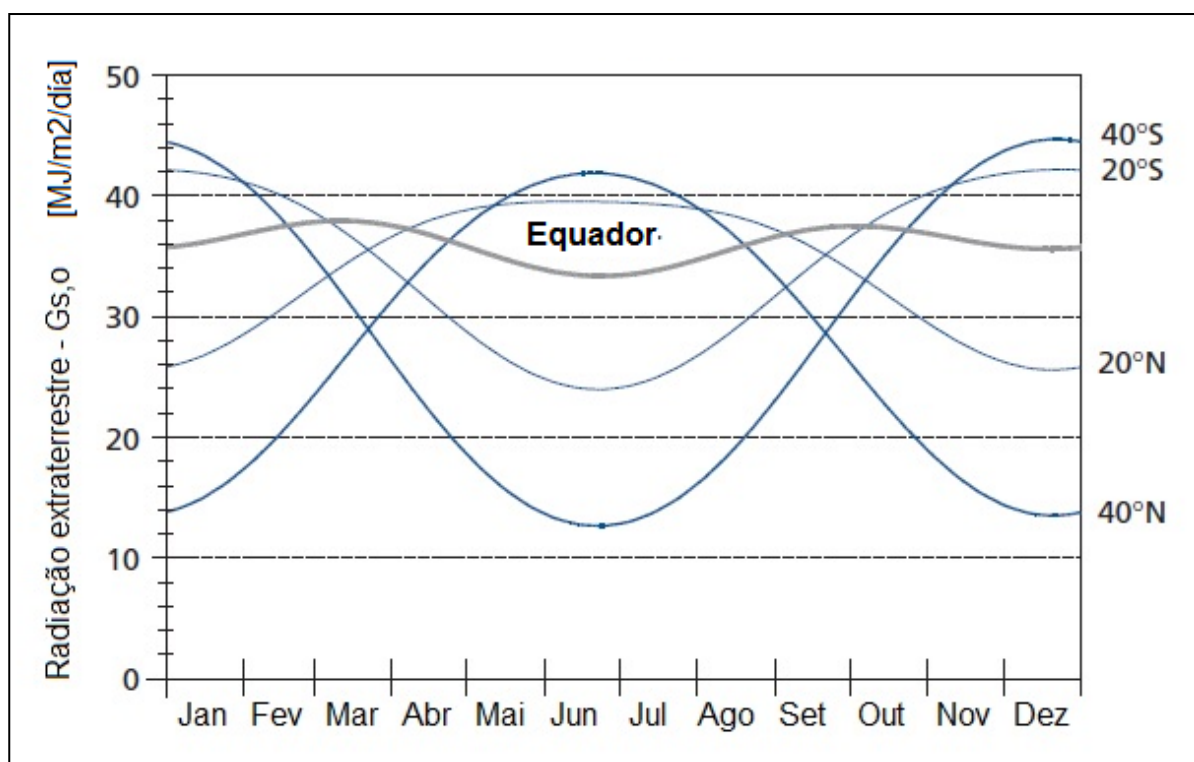
A intensidade da radiação global na superfície terrestre depende da localização geográfica e do período do ano, sendo que, lugares próximos à linha do Equador (latitude 0°) possuem uma variação anual na intensidade da radiação menor em comparação àquelas regiões mais afastadas, as quais são afetadas pelas estações do ano.

Na Figura 2 são apresentadas as variações nos valores de radiação extraterrestre - $G_{S,o}$ - para diferentes latitudes. Nesta figura é possível observar que para valores de latitudes 40° norte e sul, têm-se os picos máximos e mínimos, próximos dos valores de 45 e 12 MJ/m²/dia, respectivamente. Contrastando com a linha do Equador (latitude 0°), os mesmos picos variam

entre 38 e 34 MJ/m²/dia, respectivamente. Esses resultados mostram que é possível considerar o valor de sua média como um valor padrão devido à sua pequena variação no Equador.

Outro parâmetro relevante é a duração dos períodos com luz por dia, pois deles depende o tempo disponível para o aproveitamento da radiação solar na produção de eletricidade. Usando a mesma ideia do exemplo anterior, a Figura 3 mostra o conceito de insolação, que representa as horas por dia nas quais a radiação solar mantém-se em um valor padrão. Lugares próximos à linha do Equador têm um valor de insolação próximo a 12 horas por dia e lugares afastados apresentam variações entre 9 e 15 horas por dia.

Figura 2 - Efeito da latitude e estação climática na intensidade da radiação.



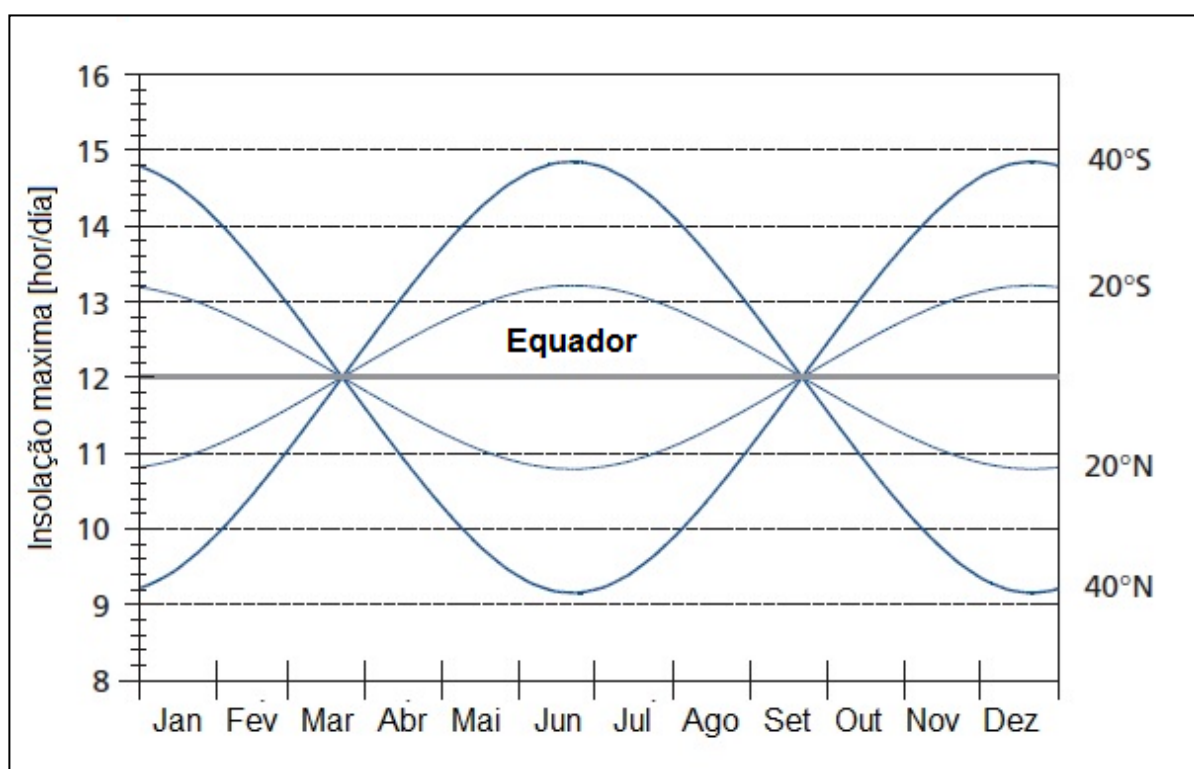
Fonte: Adaptado de Allen et al. (1998).

Nas Figuras 2 e 3 são consideradas também a influência da época do ano e, portanto, das estações nestas variações, sendo que os picos máximos de radiação e insolação estão definidos para o verão (dezembro-março para o hemisfério sul e junho-setembro para o hemisfério norte) enquanto que os picos mínimos estão presentes no inverno (junho-setembro para o hemisfério sul e dezembro-março para o hemisfério norte).

Portanto, observa-se a importância da análise climatológica a fim de avaliar qual é o melhor período do ano e latitude para o aproveitamento máximo (maior intensidade da radiação) desta fonte de energia, o sol.

Esses estudos são, geralmente, apresentados através de atlas de aproveitamento de energia solar ou por meio de análises feitas a partir de imagens de satélites. No caso do Brasil, os estudos, como os desenvolvidos por Viana et al. (2010), avaliam o potencial de geração no país baseado em sistemas com concentração solar, no qual pelo menos 25% do território do país tem valores de radiação atingindo o patamar dos 1800 kW-h/m² por ano.

Figura 3 - Variação anual das horas de luz segundo a posição geográfica.



Fonte: Adaptado de Allen et al. (1998).

2.1.1 Coletor Solar Térmico

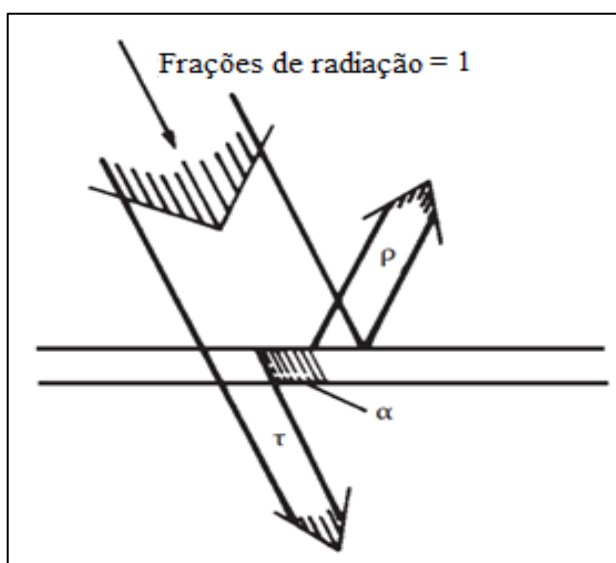
O componente térmico da radiação solar é aproveitado transferindo-se a energia excedente por meio de algum tipo de processo que permita fazer o uso desse recurso em aplicações domésticas como aquecimento de água e condicionamento de ambientes, em indústrias de geração e cogeração elétrica ou a dessalinização da água. Nestes dispositivos o meio irradiado absorve a energia e depois a transfere em forma de calor a um fluido de trabalho

que é armazenado ou transferido a outro fluido que faz parte, por exemplo, de um trocador de calor.

A quantidade de energia térmica útil depende do tipo de coletor, assim como dos materiais que o compõe, ao estar diretamente relacionados à capacidade de absorção (absorvância, α), reflexão (refletância, ρ) e transmissão (transmitância, τ) da radiação solar quando incide numa superfície (Figura 4). A soma destas frações é igual a 1, sendo que para um objeto opaco a transmitância é igual à zero (GOSWAMY, 2015).

A superfície receptora depende do tipo de coletor e, como referência, o tipo mais básico de coletor considerado é o de placa fina (Figura 5). Entretanto, também existem coletores solares com concentradores parabólicos e coletores de receptores centrais que são usados para aplicações de alta temperatura, que apesar de serem diferentes, seu princípio de funcionamento é o mesmo (KASAEIAN; ESHGHI; SAMETIA, 2015).

Figura 4 - Frações de radiação.



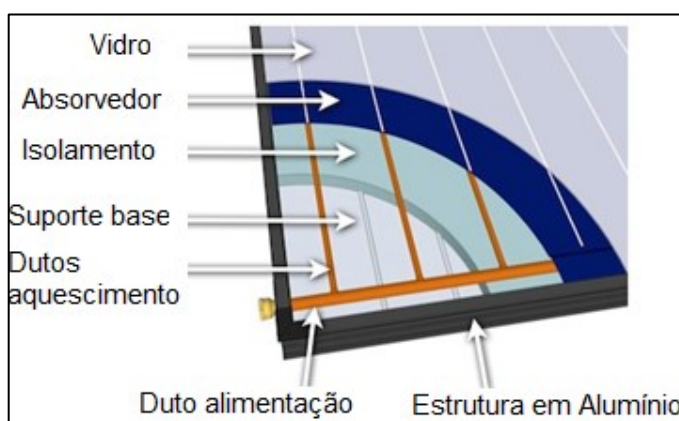
Fonte: Adaptado de Goswamy (2015).

Na Figura 5, tem-se a radiação solar que chega à superfície com cobertura protetora, geralmente de vidro e caso o coletor for com concentração pode ser um espelho ou um elemento óptico. Assim, essa radiação é refletida, absorvida e finalmente transmitida até a superfície do absorvedor o qual deve ser opaco. Este elemento é geralmente composto por um material de condutividade elevada e, idealmente, não deve refletir a radiação incidente (absorvância deve ser próxima à unidade).

O fluido de trabalho deve ter características que permitam a máxima transferência de calor, sendo que além do tipo de coletor e condições de operação, a condutividade térmica do fluido é um fator importante no processo. Assim, para os fluidos comumente usados, como água e ar, a eficiência do coletor fica restrita devido à baixa condutividade desses fluidos.

Finalmente, tem-se o isolante, o qual deve garantir que as perdas para o ambiente sejam mínimas. As perdas mais relevantes podem ser divididas em três tipos: i) perdas por convecção e radiação entre o receptor (cobertura de vidro) e o ambiente, ii) perdas no receptor e o absorvedor e, iii) perdas entre a parte inferior do isolante e o ambiente (JAVADI; SAIDUR; KAMALISARVESTANI, 2013). É importante mencionar que estas perdas estão restritas à direção perpendicular do coletor, pois nas laterais, as perdas podem ser consideradas desprezíveis.

Figura 5 - Coletor de placa fina simples.



Fonte: Adaptado de Apricus (2018)

Da revisão bibliográfica realizada, pode-se elaborar uma breve lista dos componentes de um coletor solar e suas características ideais:

- Receptor: baixa absorvância e refletância, alta transmitância. Garantindo que uma maior fração de radiação seja transmitida até o absorvedor.
- Absorvedor: alta condutividade térmica, baixa refletância, opaco. Assim se garante que esta superfície não reflita a radiação nem troque calor por radiação com o ambiente, além de manter a distribuição térmica homogênea.
- Fluido de trabalho: alta condutividade térmica (maior capacidade de troca de calor com o absorvedor).
- Isolante: baixa condutividade térmica (diminui as perdas térmicas para o ambiente).

As pesquisas que envolvem coletores solares visam o desenvolvimento de projetos mais viáveis economicamente e eficientes. Neste sentido, Yousefi (2012) desenvolveu estudos utilizando nanofluido como fluido de trabalho e encontrou um aumento de até 28% na eficiência de coletores solares com o uso de Al_2O_3 a uma concentração de 0,2 vol.%.

Kasaeian, Eshghi e Sametia (2015) apresentaram outra técnica para o aumento da eficiência de coletores solares, utilizando coletores solares de absorção direta com nanofluidos.

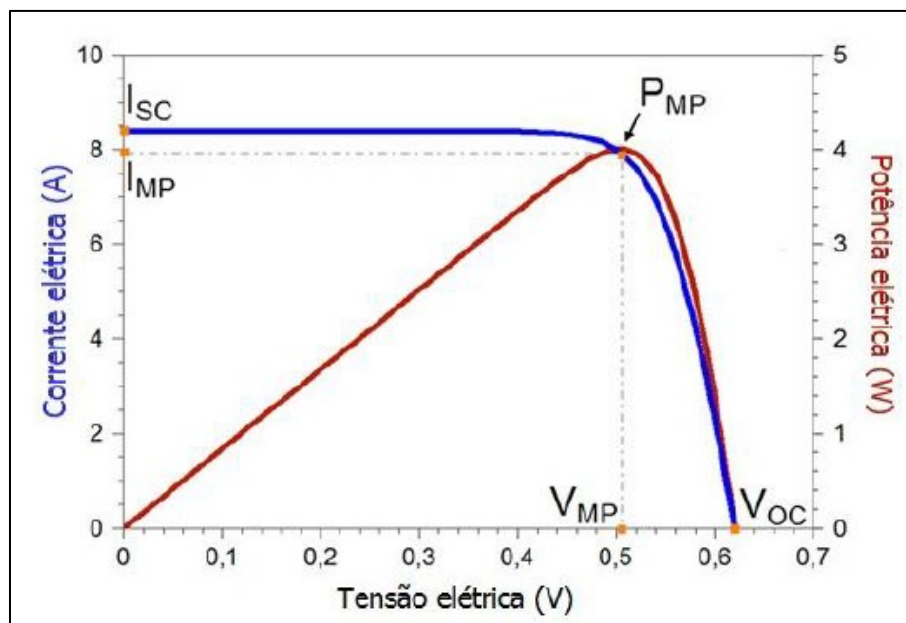
Como já mencionado, os fluidos de trabalho usuais possuem baixos valores de condutividade térmica limitando o aumento da eficiência dos coletores solares. Portanto, o uso de nanofluidos é uma alternativa inovadora com resultados promissores, mas que necessita de maior compreensão, pois, pode ocorrer um aumento na queda de pressão devido à presença das nanopartículas e, até mesmo, sedimentação nas paredes do coletor. O anterior somado à necessidade do uso de sistemas como trocadores de calor no reservatório para manter o nanofluido em circulação no circuito de aquecimento do coletor.

2.1.2 Células Fotovoltaicas

Outra forma de aproveitar a energia solar é por meio do fenômeno conhecido como efeito fotovoltaico, o qual consiste na conversão direta da luz em eletricidade. Edmond Becquerel relatou o fenômeno em 1839, quando nos extremos de uma estrutura de matéria semicondutora ocorreu uma diferença de potencial elétrico, devido à incidência de luz. No processo de conversão da energia radiante em energia elétrica, a célula com o material fotossensível é fundamental, sendo que o primeiro material usado na sua fabricação foi o silício, atingindo na época das primeiras células produzidas industrialmente (década de 1950) uma eficiência de conversão de 6% (PINHO; GALDINO, 2014).

Para caracterizar o comportamento de uma célula fotovoltaica é necessário conhecer a sua curva de tensão em função da corrente denominada de curva I-V. Esta curva apresenta o comportamento da corrente e tensão da célula quando está sendo irradiada. Assim, na Figura 6 é mostrada uma curva deste tipo e os itens importantes que a representam. I_{SC} é a corrente de curto circuito a qual é medida quando o potencial nos terminais é igual à zero. O termo V_{OC} é a tensão de circuito aberto e se define como a tensão quando a célula não tem corrente circulando nela. Estes termos são importantes, pois definem a corrente e tensão máximas na célula (PINHO; GALDINO, 2014).

Figura 6 – Curva característica I-V para uma célula de silício sob condições padrão (AM 1.5, 25°C e 1000W/m²).



Fonte: Obtido de Pinho e Galdino (2014).

Os termos P_{MP} , I_{MP} , V_{MP} são conhecidos como a potência máxima, a corrente e tensão no ponto de potência máxima, respectivamente. Esses parâmetros influenciam na eficiência máxima da célula, sendo que esta mede a capacidade de conversão elétrica da célula em relação ao valor de irradiação. Porém, os valores de eficiência dependem de outros fatores como a irradiação, a temperatura e o próprio material da célula.

Assim, com o desenvolvimento dos semicondutores, diferentes tipos de células foram surgindo conforme o tipo de semicondutor usado. As células podem ser de um tipo de elemento (silício mono ou poli cristalino) ou de vários (CdTe, InGaAsP, GaN, etc.), (PINHO; GALDINO, 2014), podendo atingir eficiências em torno de 40% (GREEN et al., 2017).

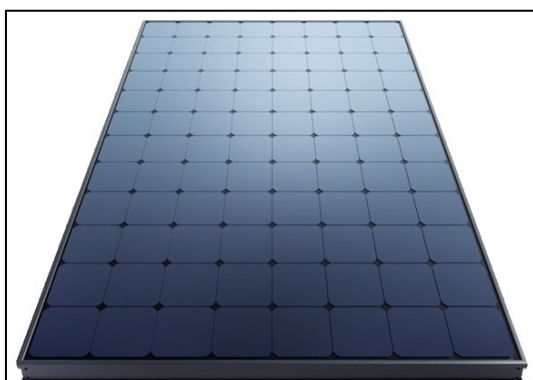
Comercialmente, as células fotovoltaicas são de dois tipos: de lâminas de silício e de junção-múltipla, onde a principal diferença entre elas é que as de junção-múltipla têm a capacidade de interagir com mais comprimentos de onda da radiação solar (distribuição espectral da radiação solar) por possuírem vários elementos que formam suas diferentes camadas. Por este motivo, estas células têm uma eficiência maior, chegando a valores em torno de 40%, (ANWAR; EFSTATHIADIS; QAZI, 2013). Porém, a construção destes tipos de células é mais complexa encarecendo o seu valor comercial, o que limita sua utilização.

Para se gerar energia elétrica por meio de células fotovoltaicas são usados dois tipos de sistemas: o primeiro consiste na utilização de painéis, como o mostrado na Figura 7a, onde na

superfície superior, possuem lâminas de células fotovoltaicas com uma cobertura protetora de vidro e, na superfície inferior das células, existe um isolamento elétrico. Estes módulos convencionais usam, principalmente, células de silício e possui como desvantagem a limpeza de sua cobertura, limitando a radiação que chega à superfície das células. Como a eficiência destas células é baixa, em torno de aproximadamente 27%, (GREEN et al., 2017), os usuários precisam de muitos painéis e, conseqüentemente, grandes áreas para colocá-los. Isso afeta os custos de investimento e reduz a possibilidade de uso em grande escala.

O segundo sistema possui elementos para concentrar a radiação solar em um feixe único (Figura 7b) uma vez que, para uma quantidade maior de energia solar disponível é necessário que se aumente a irradiação que atinge a superfície da célula. Como a energia está sendo concentrada em um único feixe atingindo uma pequena área na superfície da célula, o material fotossensível pode ser menor.

Figura 7 – a) Painel convencional de lâmina de silício (Esq.). b) Sistema com concentração parabólica (Dir.).



Fonte: Sun Power (2018).



Fonte: Solar Tronenergy (2018).

Nos sistemas com concentração se têm uma regra padrão para se medir a concentração, este valor é obtido através de um número adimensional composto pela divisão da irradiação concentrada pelo valor de 1000 W/m^2 o que é conhecido como sol^2 . Mas existe confusão (existem artigos científicos citando um ou outro termo) como, por exemplo, o valor da concentração geométrica, que é basicamente uma relação de áreas entre o concentrador e o receptor, sendo que a concentração geométrica permite obter o valor de irradiação concentrada. Assim a concentração em sol^2 permite comparar os diferentes sistemas sem depender das condições climáticas e o fator de concentração geométrica permite conhecer as características dos concentradores.

² 1 sol = 1000 W/m^2

Os sistemas com concentração aproveitam somente a radiação direta (BUONOMANO et al., 2013), principal diferença em relação aos painéis convencionais que aproveitam tanto a radiação direta como a difusa (ver item 2.1) sendo que, em dias nublados, o ganho elétrico nos sistemas com concentração diminui significativamente em relação aos sistemas com painéis convencionais de lâminas de silício, visto que as condições climáticas são importantes no desempenho destes sistemas.

Embora, os painéis convencionais sejam mais conhecidos comercialmente (com fabricantes como Sunpower ou Solarcity), os resultados favoráveis obtidos de estudos experimentais e teóricos para os sistemas com concentração fazem destes uma tecnologia promissora. Por exemplo, Lung et al. (2009), seguindo diretrizes governamentais de Taiwan, nas quais as energias renováveis são fundamentais para o desenvolvimento do país, testaram módulos com concentração para gerar 100 kW conseguindo eficiências de 26,1%. Os pesquisadores ainda destacam que há possibilidade de melhorar o rendimento, pois as células usadas possuem uma eficiência elétrica com capacidade de geração de 35%. Renno e Petito (2013) desenvolveram um modelo matemático para avaliar um sistema com concentração em uma residência e comprovaram que, embora, o investimento inicial seja elevado, o tempo de retorno é de 7 anos, o que representa um período muito menor, se comparado à vida útil do sistema que é de aproximadamente 20 anos. Assim, os autores apontaram uma vantagem importante mostrando que o capital investido é economicamente viável em médio prazo.

Além dos sistemas utilizados para produção de energia elétrica a partir das células fotovoltaicas, existem equipamentos que podem ser acoplados a estes para aproveitar a energia térmica excedente que é o calor dissipado da superfície das células. Esse acoplamento de tecnologias é conhecido como sistema fotovoltaico híbrido. Assim, Xu et al. (2015) apresentaram um sistema baseado em módulos, cada um com quinze células de junção múltipla e eficiência em torno de 31%. Cada módulo era resfriado com água e a quantidade aquecida era aproveitada em outras atividades atingindo níveis de eficiência elétrica e térmica total de 28 e 54%, respectivamente, chegando, portanto, a uma eficiência total de 82%. Chow (2003) desenvolveu um modelo baseado no método de diferenças finitas para estudar o desenvolvimento de um sistema de produção fotovoltaica e térmica (PV/T). O estudo foi realizado utilizando um coletor solar no qual o material sensível à luz era colado na superfície irradiada produzindo eletricidade e energia térmica através do coletor que atua como um resfriador da célula fotovoltaica, sendo o mais importante o estudo do efeito dinâmico nos

processos de geração fotovoltaica e térmica devido a radiação solar variante no período de produção.

Apesar das vantagens apontadas, o ótimo desempenho dos sistemas de geração solar fotovoltaica depende de parâmetros tais como as condições climáticas (ver numeral 2.1), o material do que são feitas as células (células de silício e junção-múltipla) e da temperatura, sendo este o principal foco dado pelas pesquisas atualmente para melhorar o uso do potencial solar.

2.2 Sistemas HCPV

Seguindo a evolução das tecnologias de aproveitamento da energia solar, se depara com o sistema HCPV, que é basicamente um sistema com concentração solar, porém com diferenças importantes relacionadas ao valor de concentração. Ao revisar classificações como as mencionadas por Royne, Dey e Mills (2005), Micheli et al., (2013) e por Mokri e Emziane (2017), pode-se dizer que existem três tipos de sistemas segundo o valor de concentração:

- LCPV (Low-Concentration Photovoltaic): Sistemas que concentram até 40 sóis.
- MCPV (Mid-Concentration Photovoltaic): Sistemas que concentram entre 40 e 300 sóis.
- HCPV (High-Concentration Photovoltaic) sistemas que concentram entre 300 e 2000 sóis.

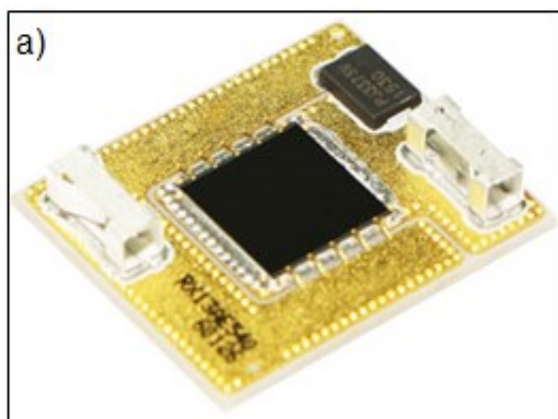
Como os sistemas HCPV estão inseridos na última categoria, o fluxo de energia presente neles é alto e a geração elétrica é limitada à eficiência da célula. A energia em excesso em forma de calor deve ser dissipada para evitar que seu desempenho seja afetado, precisando de soluções de resfriamento apropriadas.

Estes sistemas podem ser divididos em três partes: o receptor, o sistema de rastreamento e os elementos ópticos para concentração (RENNO; PETITO, 2013). No receptor têm-se as células, o circuito eletrônico da célula e o sistema de refrigeração na base dela (Figura 8a). Este é de fundamental importância, pois os sistemas HCPV precisam de refrigeração ativa (KRIBUS et al., 2006).

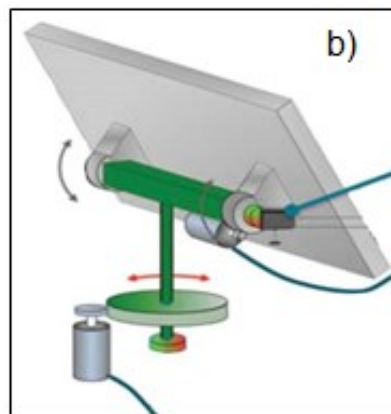
O sistema de rastreamento solar registra a variação do ângulo de zênite para manter a óptica perpendicular dos raios solares e assim, aproveitar o máximo da radiação direta (Figura 8b). Quanto aos elementos ópticos, estes podem ser de dois tipos: espelhos (parabólicos - Figura 7b, esféricos ou cilíndricos) ou lentes de Fresnel (Figura 8c). Para altas concentrações é desejável usar espelhos, mas devido ao elevado custo de fabricação, as lentes de Fresnel são

uma alternativa mais econômica embora tenham a restrição de possuírem aberração cromática (COTAL; SHERIF, 2005).

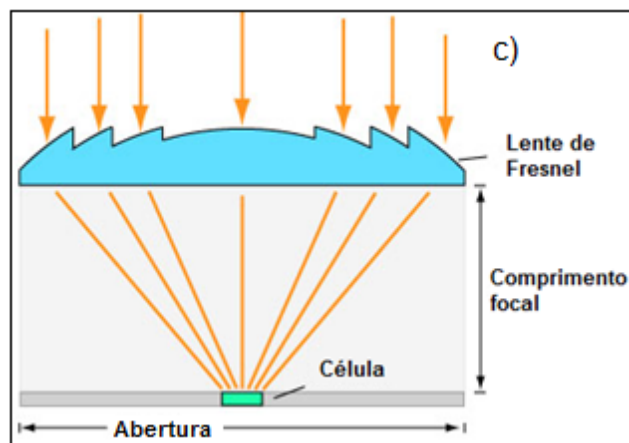
Figura 8 – a) Montagem de uma célula HCPV (Sup. Esq.). b) Sistema de rastreamento solar (Sup. Dir.).
c) Concentrador solar – Lente de Fresnel (Inf.).



Fonte: Suncoreus (2018).



Fonte: Electronics Foru (2018).



Fonte: Adaptado de Green Rhino Energy (2018).

Buonomano et al. (2013) demonstraram vantagens do uso desses sistemas por meio do desenvolvimento de um modelo matemático que permitiu relacionar a temperatura média do fluido de trabalho com eficiências elétricas mais elevadas para um sistema com células de junção-múltipla. Kribus et al. (2006) desenvolveram um modelo matemático para um sistema com concentração de 500x e radiação de 900 W/m^2 (o equivalente a 450 sóis após multiplicar a radiação pelo fator de concentração geométrica e dividir por 1000 W/m^2) no qual, eficiências elétricas de 20% foram alcançadas, além de potências elétricas entre 140 – 180 W por célula.

2.2.1 Influência das altas temperaturas e distribuições irregulares da radiação solar nas células fotovoltaicas

A procura por maiores eficiências, nos sistemas de geração solar fotovoltaica, levou os pesquisadores a estudarem dois aspectos fundamentais que interferem no desempenho destes tipos de sistemas: os componentes (células, concentradores, sistemas de rastreamento, etc.) e suas condições de operação. Na primeira situação, concentradores com eficiências ópticas melhoradas, sistemas de rastreamento com consumos energéticos menores e células de materiais alternativos (junção-múltipla) são obtidos. Porém a eficiência elétrica ainda é limitada, dependendo de outras variáveis como: as condições de operação.

As pesquisas estão focadas em analisar e aumentar a disponibilidade do recurso solar (análises climáticas). Desta forma, tem-se os sistemas com concentração, mais especificamente os sistemas HCPV, os quais permitem ter maiores valores de irradiação produzindo maiores quantidades de eletricidade. Porém, nem toda a radiação é convertida em energia elétrica e o remanescente é convertido em calor aumentando a temperatura superficial da célula.

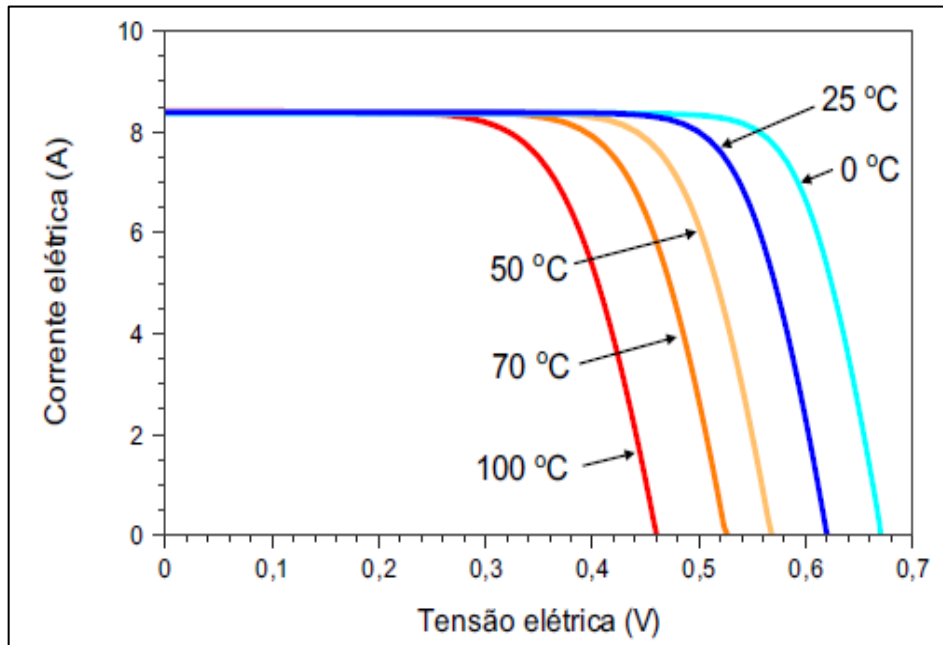
Como foi explicado no item 2.1.2, a caracterização de uma célula é feita através da curva I-V na qual os valores de corrente e tensão são essenciais para compreender seu comportamento. Assim, quando a temperatura aumenta, a corrente mantém valor constante, mas, a tensão diminui. Consequentemente, a potência elétrica gerada cai (potência elétrica é o produto da tensão pela corrente) e, portanto, a eficiência também (Figura 9). Portanto, a temperatura afeta as células fotovoltaicas reduzindo a sua eficiência e vida útil, fazendo importante garantir condições de operação reguladas para reduzir aqueles efeitos.

Tsanakas et al. (2015) apresentaram resultados experimentais de testes em células HCPV, as quais foram submetidas a condições de irradiação intermitente. Na Figura 10 é possível conferir o efeito das altas temperaturas nestes testes com a queda na tensão de curto circuito ou V_{OC} com o aumento de temperatura no intervalo de 0 a 1,2 segundos, caindo a tensão até quase zero após o aumento. É importante observar que a célula está sendo resfriada por um sistema passivo (ver item 2.3.1) o qual começa a responder positivamente, a partir dos 3,6 segundos.

Esta influência também pode ser comprovada a partir de medições indiretas conforme os resultados obtidos por Yang e Zuo (2015) que utilizaram células fotovoltaicas de baixa concentração para mostrar o efeito proporcionado pelo aumento da vazão de água sobre seu

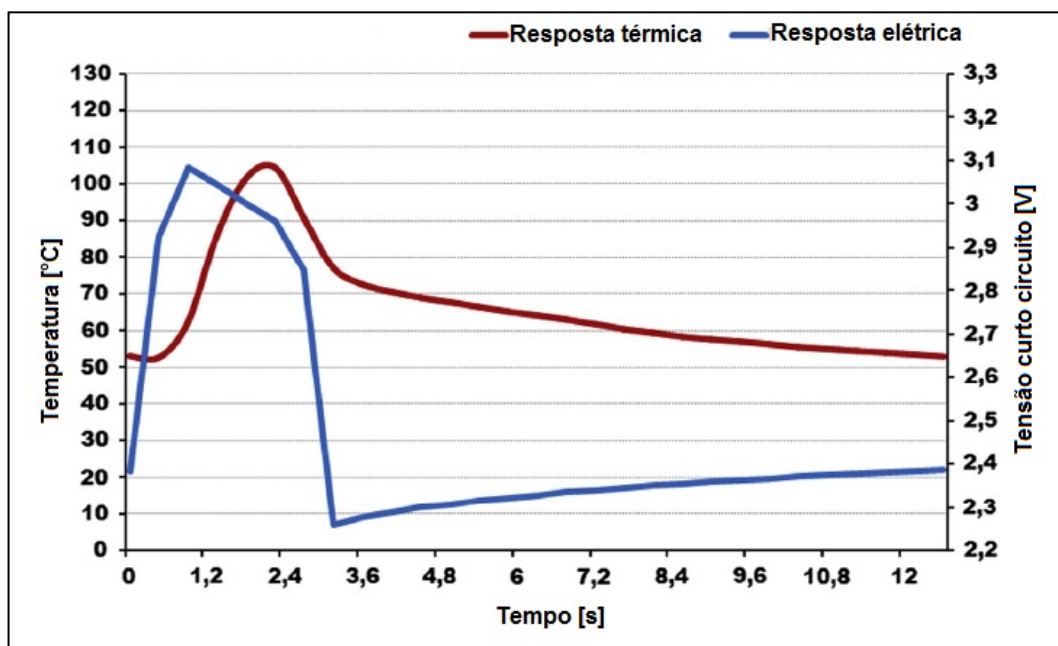
sistema de resfriamento (conjunto de microcanais) o que permitiu diminuir a temperatura (Figura 11a) aumentando a potência gerada (Figura 11b).

Figura 9 - Variação na curva I-V pelo efeito da temperatura.



Fonte: Obtido de Pinho e Galdino (2014).

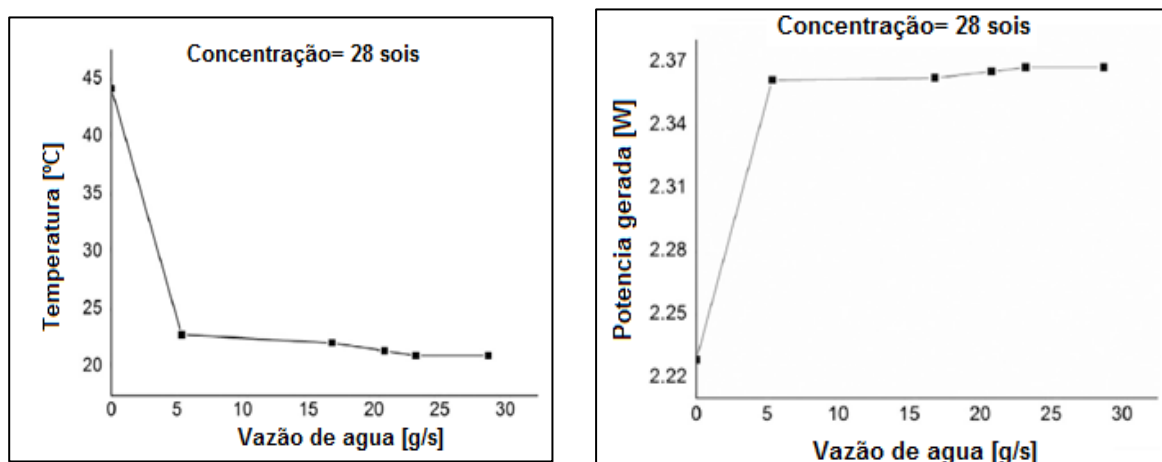
Figura 10 – Resposta térmica e elétrica em uma célula HCPV sob ciclos de irradiação.



Fonte: Adaptado de Tsanakas et al. (2015).

A preocupação com o aumento da temperatura não se restringe apenas a valores elevados; é importante também considerar sua distribuição sobre a superfície da célula. Assim, Segev e Kribus (2013) mostraram o efeito prejudicial da distribuição não homogênea de temperatura para as células fotovoltaicas, onde usando homogeneizadores ópticos (prismas como segundos concentradores ópticos), foi possível garantir temperaturas mais homogêneas.

Figura 11 – a) Variação da temperatura com o aumento da vazão (Esq.). b) Variação da potência com o aumento da vazão (Dir.).



Fonte: Adaptado de Yang e Zuo (2015).

Isto também é importante para evitar falhas mecânicas nas células, as quais podem se traduzir em falhas irreversíveis nos aparelhos como os apresentados por Tsanakas et al. (2015) mostrando que após 1000 ciclos de irradiação as células apresentavam furos em forma de pontos o que proporcionou uma redução na potência máxima gerada de 5%.

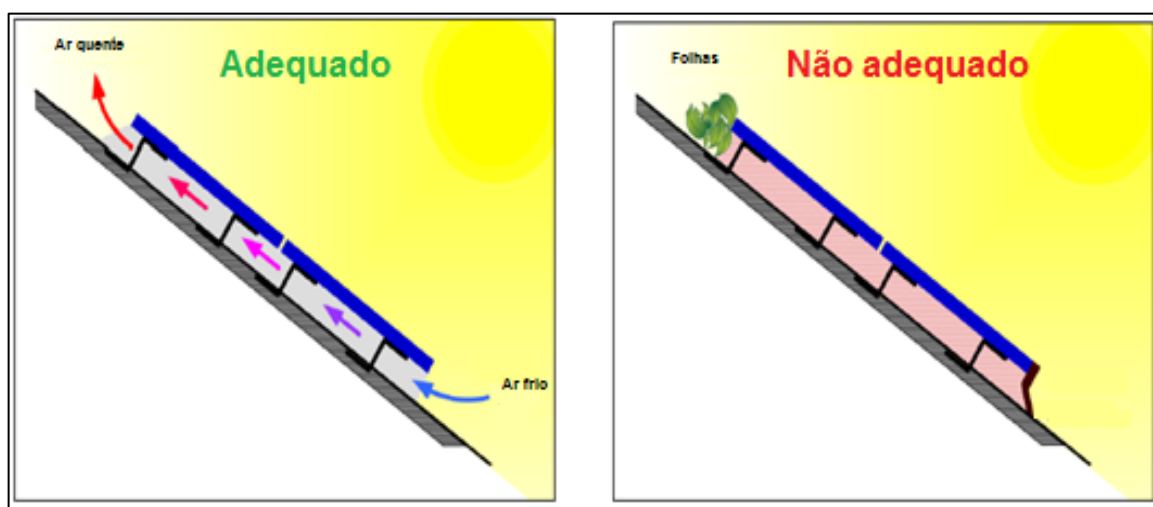
Similarmente, Tsai et al. (2012) mostraram resultados semelhantes ao estudarem um módulo HCPV considerando as condições climáticas. Os pesquisadores avaliaram três correlações com o objetivo de calcular a temperatura das células; eles concluíram que após dois anos de operação, as células passaram a trabalhar com 90% de sua capacidade, justificando assim a necessidade de controle de temperatura na superfície das células.

O efeito da temperatura nas células é tão importante que pesquisas que estudam métodos para o cálculo da temperatura a partir de medições diretas (corrente de circuito aberto ou temperatura no dissipador) ou medições indiretas (condições climáticas) visam garantir um controle apropriado desta variável. Nos casos da medição direta, no método desenvolvido por Fernández et al. (2014a), se calculam as temperaturas e produção fotovoltaica aplicando o

método das resistências térmicas, obtendo-se uma regressão linear com um valor de R^2 de 0,99 ao se usar dados experimentais para comparação.

A temperatura afeta tanto os sistemas com painéis de lâminas de silício como os sistemas com concentração, mas, no caso dos painéis convencionais, a radiação solar é menor, e, portanto, a regulação na temperatura é um processo mais simples, não precisando de um sistema de refrigeração (a circulação de ar já é suficiente para o resfriamento da célula, como é indicado na Figura 12).

Figura 12 – Sugestões resfriamento de painéis convencionais.



Fonte: Adaptado de Regen (2016).

No caso dos sistemas HCPV, as células de junção-múltipla possuem uma tolerância maior às altas temperaturas (SINGH; RAVINDRA, 2012). Entretanto, para manter o bom desempenho dessas células são necessários o controle e a distribuição uniforme da temperatura, devendo para isso ser utilizado um sistema de refrigeração que pode ser passivo ou ativo.

2.3 Sistemas de resfriamento

Com os efeitos da temperatura na perda de eficiência e falhas mecânicas nos sistemas com concentração, a solução foi regular a temperatura nas células fotovoltaicas com o uso de sistemas de resfriamento, nos quais dois tipos se destacam: os passivos e os ativos.

Nos sistemas de resfriamento passivos, o princípio de operação é baseado na troca de calor sem o uso de uma fonte de bombeamento do fluido sendo que o principal fluido de trabalho usado para este tipo de sistema é o ar. Portanto, para se obter uma condição mais

favorável para esse tipo de sistema, há a necessidade de que a troca de calor seja feita com grandes áreas, utilizando dissipadores do tipo aletas, além de que seja explorado também as propriedades de materiais com altas condutividades. Royne, Dey e Mills (2005) mostraram que é possível usar sistemas de resfriamento passivos até concentrações de 500 sóis para um arranjo de uma célula, mas é importante ressaltar que devido à dependência destes sistemas às condições ambientes, como temperatura, velocidade do ar, umidade e outros, o controle da temperatura é limitado, principalmente quando os arranjos são maiores e assim, os sistemas passivos podem não ser a melhor opção.

Nos sistemas ativos, o mecanismo aproveitado é a convecção forçada, no qual se deve bombear um fluido de trabalho, motivo que leva tais dispositivos a dependerem de uma fonte externa de potência, significando um consumo de energia que deve ser inserido nos balanços do sistema. Nestes sistemas, a maior vantagem é o controle das condições operacionais o que permite um maior controle sobre a temperatura. Devido à maior capacidade de dissipação é a melhor alternativa para sistemas de alta concentração (acima de 500 sóis).

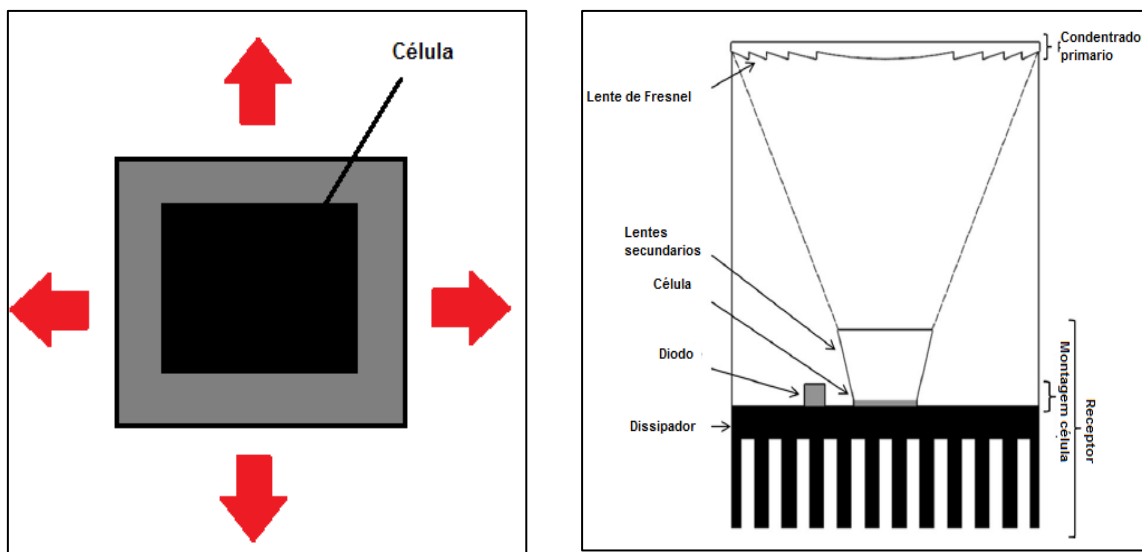
Royne, Dey e Mills (2005) definiram algumas características que os sistemas de refrigeração acoplados aos sistemas com concentração devem possuir. São elas:

- Uma distribuição de temperatura homogênea na superfície da célula.
- Idealmente, o sistema deve ser projetado para ter fácil manutenção e garantir seu funcionamento nas piores condições (falha elétrica na conversão ou 100% irradiação = 100 % calor dissipado).
- Fluido de trabalho com alto desempenho.
- Potência de bombeamento baixa: menor potência consumida possível a fim de diminuir as perdas.
- Eficiência dos materiais: econômicos, leves, propriedades térmicas adequadas.

Além destas características, faz-se necessário definir as configurações do sistema de refrigeração levando em consideração as características dos arranjos geométricos das células. Estes podem ser de três tipos (MICHELI; SENTHILARASU; REDDY, 2015):

1. Arranjo simples: a célula tem disponível as superfícies laterais junto com a inferior para dissipar calor, como apresentado no esquema na Figura 13a. Na Figura 13b tem-se uma célula com concentração com esse tipo de arranjo no qual se tem um sistema passivo baseado em um dissipador de aletas.

Figura 13 – a) Esquema de arranjo simples (Esq.). b) Célula com concentração usando resfriamento passivo (Dir.).

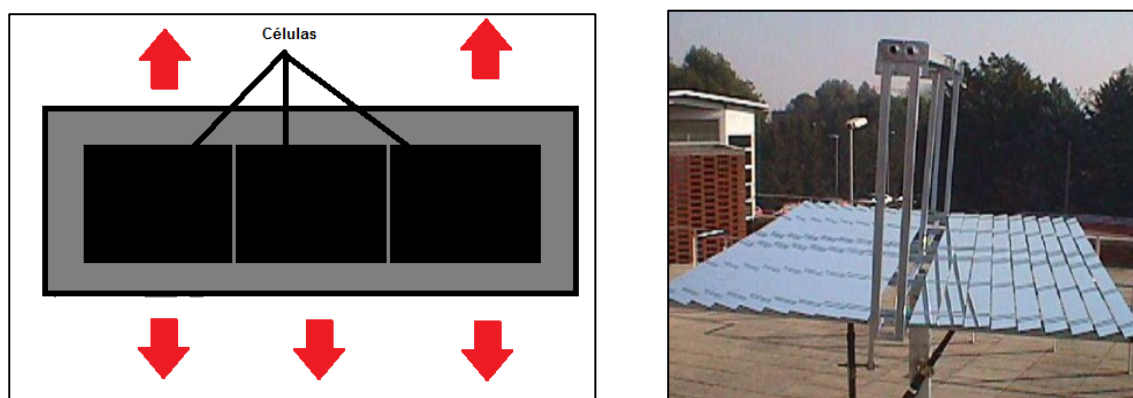


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Fonte: Adaptado de Micheli, Senthilarasu e Reddy (2015).

2. Arranjo linear: o conjunto possui duas células em duas laterais opostas e, portanto, só pode dissipar calor pelas superfícies laterais restantes ou através da superfície inferior como é mostrado na Figura 14a. Igualmente, na Figura 14b mostra um exemplo de sistema de baixa concentração com células em silício e resfriamento ativo usando água.

Figura 14 – a) Esquema de arranjo linear (Esq.). b) Sistema de baixa concentração com resfriamento ativo (Dir.).



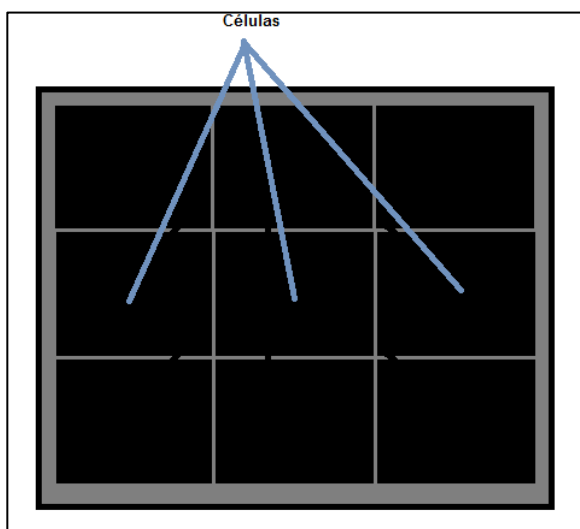
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Fonte: Rosell et al. (2005).

3. Arranjo denso: o conjunto possui células em suas laterais e só pode dissipar calor pela superfície inferior, cujo arranjo é mostrado no esquema na Figura 15a e exemplificado

na Figura 15b na qual se usa um sistema de resfriamento ativo em um sistema com concentração com lentes de Fresnel.

Figura 15 – a) Esquema de arranjo denso (Esq.). b) Módulo HCPV com resfriamento passivo e arranjo denso (Dir.).



Fonte: Elaboração do próprio autor.



Fonte: Xu et al. (2015).

Conforme as definições anteriores, os projetos dos sistemas de refrigeração para aplicações de geração fotovoltaica envolvem muitas variáveis. Além de serem aplicações com altas necessidades de dissipação de calor, as alternativas que surgem parecem limitadas. Porém, as pesquisas relacionadas a estes sistemas vêm apresentando resultados importantes quando é direcionada sob três aspectos: o primeiro deles envolve os projetos de dissipadores menores que são capazes de manter o consumo energético mínimo; o segundo mecanismo volta o foco para os fluidos de trabalho utilizados onde, os nanofluidos têm apresentado resultados satisfatórios e por fim, o processo que considera a troca de calor com o aproveitamento dos escoamentos bifásicos levando em conta suas características de altos coeficientes de transferência de calor.

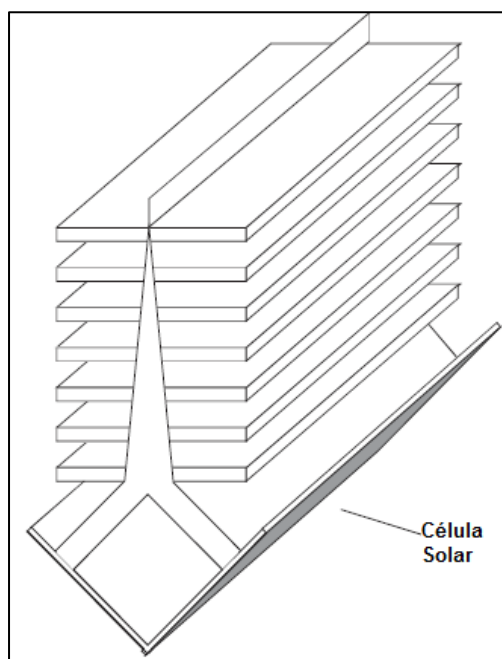
2.3.1 *Sistemas de resfriamento passivo*

Estes sistemas são conhecidos pela ausência de um sistema de bombeamento no seu funcionamento e, portanto, possui consumo nulo de potência, deixando disponível a totalidade

da energia gerada nas células. Apesar de ser uma alternativa atraente, possuem limitações quando os arranjos são altamente densos.

A Figura 16 apresenta um sistema deste tipo para um arranjo de células lineares no qual ressalta-se o dissipador de aletas fabricado em materiais de alta condutividade térmica e com geometrias complexas.

Figura 16 - Sistema de resfriamento passivo, arranjo linear.



Fonte: Adaptado de Royne, Dey e Mills (2005).

Micheli, Senthilarasu e Reddy (2015), usando um dissipador baseado em micro aletas de diferentes materiais e arranjo simples, conseguiram dissipar o equivalente a uma concentração de 500 sóis. Os autores obtiveram os melhores resultados para um dissipador construído em silício, devido, principalmente, a seu alto coeficiente de condutividade térmica.

Um exemplo da importância das condições climáticas, *i.e.*, a radiação direta e a velocidade do vento foram examinadas por Wang et al. (2013) com o estudo de desempenho para um módulo resfriado por ar variando o ângulo de inclinação deste, a radiação direta e a velocidade do vento, a partir de uma simulação numérica. Os pesquisadores concluíram a dependência direta da temperatura máxima nas células fotovoltaicas com essas variáveis, onde variações na velocidade do vento em ordens de grandeza menores do que 1 m/s são consideradas críticas para se reduzir a temperatura.

Além dos sistemas de resfriamento passivo baseados em aletas, existem outros tipos de dissipadores como: os espalhadores de calor baseados em materiais com alta condutividade térmica colados nas células fotovoltaicas, convecção livre em microcanais, nanotubos de carbono depositados na superfície de dissipação de calor. Também são usados sistemas envolvendo fluidos convencionais e aqueles baseados no uso de nanofluidos em convecção livre, tubos de calor e termossifões (MICHELI, et al., 2013).

2.3.2 *Sistemas de resfriamento ativo*

Nos sistemas ativos, a ação de resfriamento é dada pelo bombeamento de um fluido de trabalho através de um dissipador, portanto precisa-se de uma fonte de potência externa. A potência consumida no bombeamento deste fluido está relacionada com a queda de pressão no sistema que, por sua vez, está relacionada com a vazão, o tipo de fluido e, finalmente, com a geometria do dissipador.

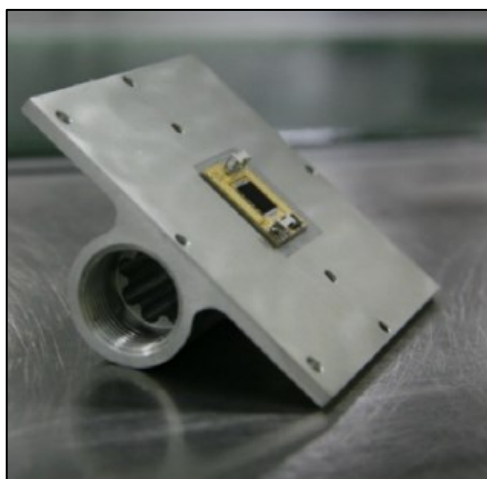
Fluidos com maiores viscosidades assim como vazões elevadas aumentam a queda de pressão no sistema. Um exemplo disso são os nanofluidos os quais, dependendo da concentração volumétrica de nanopartículas dispersas no fluido base, aumentam consideravelmente a queda de pressão (XU; KLEINSTREUER, 2014a). Maior queda de pressão significa maior potência de bombeamento, portanto, é importante manter um equilíbrio entre a temperatura da superfície a se resfriar, a queda de pressão e a vazão.

Os sistemas de resfriamento ativos mais conhecidos são:

- Macrocanais: são sistemas baseados em tubulações com diâmetros hidráulicos maiores do que 3 mm, que podem ser fabricados com diferentes geometrias como é possível ver na Figura 17, este possui 26 mm de diâmetro.
- Jatos incidentes (*jet impingement*): Este tipo de sistema consiste em pulverizar um fluido de trabalho sobre a superfície a ser resfriada, como é indicado na Figura 18. Estes sistemas oferecem resistências térmicas baixas, porém apresentam problemas ao se ter baixos coeficientes de transferência de calor quando o fluido fica afastado do jato.
- Microcanais: ver item 2.3.3

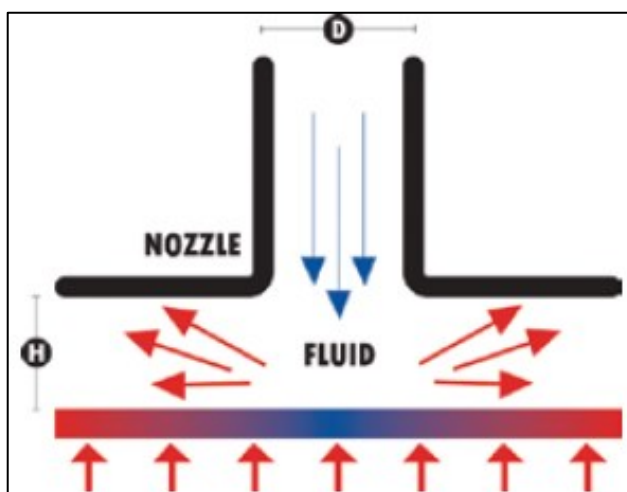
Royne, Dey e Mills (2005) afirmam que os jatos incidentes e microcanais são os mais promissores entre os sistemas de resfriamento ativos, pois apresentaram as menores resistências térmicas, permitindo transferir maiores quantidades de calor.

Figura 17 – Exemplo de sistema de resfriamento ativo de macrocanais.



Fonte: XU et al., (2015).

Figura 18 – Sistema de jatos incidentes.



Fonte: Qats (2018).

2.3.3 Sistemas baseados em microcanais

A origem destes sistemas surge dos estudos sobre dissipação de calor em aparelhos eletrônicos, onde sua miniaturização foi traduzida em arranjos compactos que precisavam ser eficientemente resfriados devido às limitações dos sistemas com ar. Os primeiros estudos destes sistemas foram feitos por Tuckerman e Pease (1981), introduzindo a partir do conceito de *very large scale integrate circuits* ou VLSI as bases para os sistemas de resfriamento em arranjos densamente acoplados, sendo fundamental o conceito de resistência térmica, onde os pesquisadores fazem uma analogia com um circuito eletrônico, sendo a tensão análoga às

diferenças de temperatura, os fluxos de calor à corrente e finalmente a resistência elétrica é equivalente à resistência térmica (INCROPERA; WITT, 1999).

Assim, Tuckerman e Pease (1981) usaram esses conceitos para compreender o processo de dissipação térmica como uma troca de calor: i) entre a superfície da célula e a parede do dissipador, ii) entre a parede do dissipador e o fluido e iii) entre o fluido e um trocador de calor. Este último é o que será responsável em retirar a energia térmica do fluido de trabalho para fechar o ciclo voltando ao primeiro passo.

Daquelas interações têm-se três resistências nas quais a mais importante é a resistência térmica convectiva (item ii, no paragrafo anterior) que depende diretamente das características do dissipador e do escoamento. Assim, os autores concluíram que para aumentar a troca de calor é necessário reduzir o diâmetro hidráulico no dissipador conseguindo potencial de dissipação de até 13 kW/m².

Na Figura 19 Royne, Dey e Mills (2005) apresentam uma comparação de diferentes pesquisas segundo o tipo de sistema de resfriamento considerado (cada letra no gráfico representa um sistema), assim no eixo Y temos a resistência termica em ordem de grandeza e no eixo X é possível enxergar as reduções neste valor para cada um dos dissipadores do mesmo tipo.

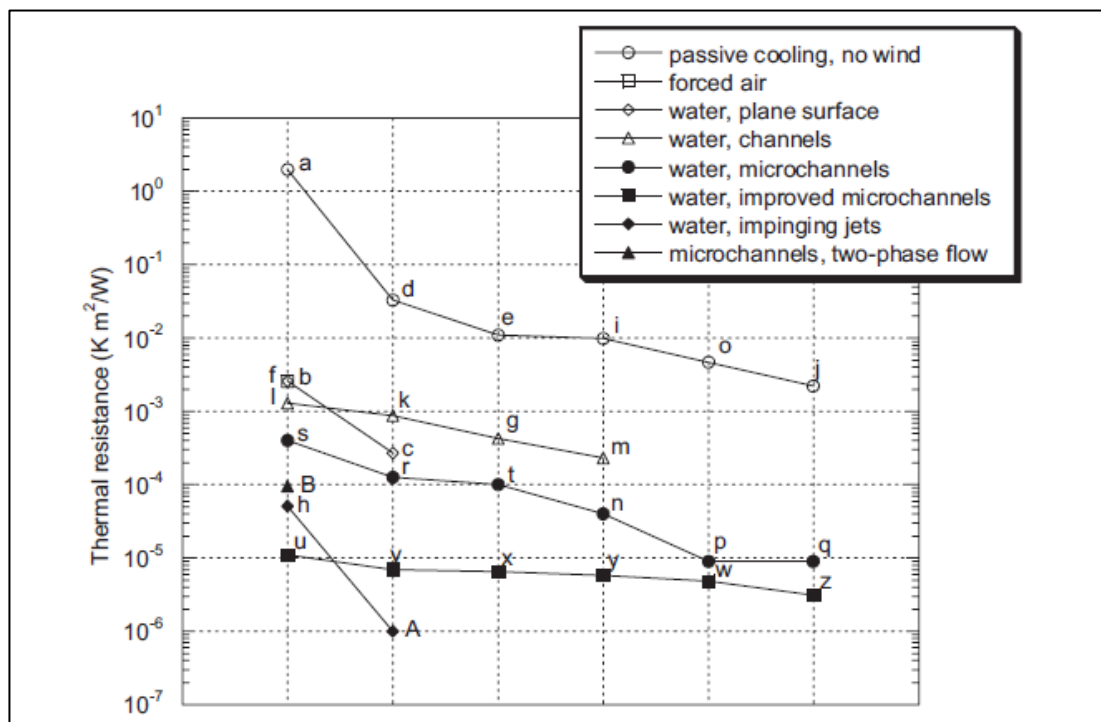
É importante ressaltar que Royne, Dey e Mills (2005) encontraram melhor desempenho na utilização de microcanais em relação aos outros sistemas de resfriamento baseados no conceito de resistências térmicas como é possível conferir na Figura 19, sendo que para sistemas com concentrações maiores do que 150 sóis ou com arranjos densos, o ideal é usar sistemas de resfriamento que garantam resistências térmicas menores do que 10⁻⁴ m² K/W.

A partir desses resultados, os estudos têm considerado tais dispositivos como a solução para o resfriamento em sistemas HCPV. Porém apesar das pesquisas desenvolvidas até o momento, a comunidade científica ainda não chegou a um consenso no que se refere as dimensões mínimas para se considerar uso de microcanais. Por essa razão, a escolha neste trabalho é usar a definição proposta por Do Nascimento (2012) na qual os microcanais são definidos como canais que possuem diâmetro hidráulico inferior a 3 mm. Também os microcanais podem ter diferentes tipos de seções transversais como: seções retangulares, trapezoidais, circulares, triangulares, sendo a mais comum a seção retangular.

Todas as melhorias obtidas a partir da redução do diâmetro hidráulico esbarram num limite físico. Assim, é importante que se mantenha uma relação de aspecto alta com espessuras

pequenas e profundidades grandes para se manter diferenças de temperatura na parede entre a entrada e saída em valores mínimos, como os resultados mostrados por Reddy et al. (2014).

Figura 19 - Comparação da resistência térmica para diferentes sistemas de resfriamento*.



Nota: * As letras correspondem aos autores citados na Tabela 2 do trabalho de Royne, Dey e Mills (2005).

Fonte: Royne, Dey e Mills (2005).

Resultados semelhantes haviam sido mostrados por Lee e Qu (2007). Os pesquisadores propuseram uma metodologia para o projeto de dissipadores baseados em microcanais para escoamentos monofásicos e bifásicos, cuja metodologia usa conceitos básicos da transferência de calor por convecção como a aproximação de aletas para os microcanais ou a troca de calor em dutos com fluxos de calor constantes.

A metodologia proposta usa ferramentas para macrocanais com resultados aceitáveis para os casos com escoamento monofásico em microcanais, porém, no caso de escoamento bifásico é necessário usar correlações empíricas e semi-empíricas, pois o fenômeno de ebulição ainda é motivo de estudo neste tipo de dispositivo.

Um dos fatores limitantes na escolha dos microcanais é a queda de pressão. Por este motivo as pesquisas têm procurado analisar diferentes padrões de escoamento nestes dispositivos a fim de evitar esse problema como pode ser visto no trabalho de Escher et al. (2010), no qual os microcanais têm um canal de entrada no meio e duas saídas nos extremos

reduzindo o caminho do fluido e, portanto, diminuindo a queda de pressão. Isto também foi proposto por Yang e Zuo (2015), com um projeto de microcanais com múltiplas entradas e saídas conectadas a dois dutos principais.

Rahimi et al. (2015) propuseram também alterações nos padrões de escoamento comparando experimentalmente um dissipador com um só *plenum* e outro com três *plenums* no qual o fluido é dividido em três seções cada uma com microcanais independentes. Os autores mostraram que a proposta de múltiplos *plenums* permitiu aumentar a potência elétrica obtida em 28%, reduzindo também a temperatura da célula e a queda de pressão, devido ao fato do fluido ter percorrido um caminho mais curto.

Outro foco dado pelas pesquisas são as simulações numéricas, no qual o uso das ferramentas computacionais permite compreender os fenômenos envolvidos com a facilidade de se testar diferentes configurações. Cozzini (2012) apresentou um dissipador baseado em microcanais no qual foi considerado o problema de condução através das diferentes camadas que conformam a montagem e o problema de convecção na interface com o fluido de trabalho. Assim, se ressaltou a importância da condutividade térmica das diferentes camadas com uma diferença de temperatura entre a célula e a temperatura de entrada do fluido de 10 K para um sistema com uma concentração de 160 sóis.

Assim, as pesquisas nos últimos anos vêm ressaltando a importância da definição da geometria ideal para o dissipador, na qual a troca de calor seja elevada mantendo mínima a queda de pressão. Já em pesquisas relacionadas a escoamentos bifásicos o foco é dado aos fluidos como a água ou o refrigerante R134a, como proposto por Do Nascimento (2012) que encontrou diferenças importantes no comportamento experimental da queda de pressão comparado com resultados de correlações usadas para sua predição, ou como Halemic (2011) que mencionou que menores títulos de vapor garantem melhores condições no processo de ebulição o que leva a se ter maiores coeficientes de transferência de calor.

3 METODOLOGIA

O desenvolvimento do projeto de pesquisa consistiu de três etapas importantes: o desenvolvimento de um modelo térmico a fim de identificar e quantificar as variáveis do problema; o desenvolvimento de uma simulação numérica para o problema em questão e, finalmente, a construção e validação de um aparato experimental. A seguir será descrito a metodologia abordada em cada uma destas etapas.

3.1 Definição dos valores de entrada

Cada uma das partes que formam este projeto compartilham informações que foram definidas como valores de entrada que são a base do problema e, portanto, dos cálculos que serão mostrados, conforme os princípios de operação dos sistemas HCPV. Este conjunto de valores foram classificados segundo as seguintes fontes: a primeira correspondendo aos fabricantes das células HCPV (tem influência sobre a definição da temperatura de operação e eficiência do sistema); a segunda corresponde aos dados obtidos do site Canal Clima da FEIS-UNESP com registros históricos do clima na região desde o ano 1990 (importante para se obter as condições de operação do sistema); e, a terceira corresponde às correlações usadas para o cálculo das propriedades dos materiais deste trabalho (*i.e.*, propriedades do fluido de trabalho, materiais do dissipador, etc.).

3.1.1 Informações dos fabricantes

Embora as tecnologias de aproveitamento da energia solar não sejam uma novidade, existem poucos fabricantes de células fotovoltaicas de alta concentração (células junção-múltipla) e, portanto, as informações disponíveis acabam se restringindo a duas companhias, a Spectrolab® e a Azurspace®.

Inclusas nas informações fornecidas pelos fabricantes tem-se: as dimensões, eficiência elétrica (dependendo da temperatura e concentração solar), o coeficiente de variação da eficiência com a temperatura, os valores de tensões e correntes de curto circuito (ver item 2.1.2) e a temperatura máxima de operação. Na Tabela 1 é apresentado um resumo das principais características, em que é importante observar, como as temperaturas máximas de operação variam em torno de 100 °C e os valores das eficiências típicas variam em torno de 40% baseados

nos testes padrão definidos pelas normas IEC 60904-3 e ASTM G-173-03 (AM 1.5, 500 sóis e 25 °C)³.

Na Tabela 1 a área efetiva é equivalente à área útil sobre a qual a radiação solar é distribuída e na última coluna no item observações, a montagem corresponde à célula junto com a placa, o circuito elétrico e um isolante.

Tabela 1 - Resumo das características principais das células fotovoltaicas HCPV.

Célula	Fabricante	Tipo	Área efetiva [mm ²]	Eficiência elétrica [%]	T _{máx-op.} [°C]	Observações
3C44A	Azurspace®	Junção-múltipla (GaInP/GaInAs/Ge)	100 (10 mm x 10 mm)	42,1	110	Montagem / Eficiência com concentração de 500 sóis.
CCA 100 C1MJ	Spectrolab®	Junção-múltipla	97,42 (9,85 mm x 9,89 mm)	37	100	Protótipo – montagem
C4MJ	Spectrolab®	Junção-múltipla (GaInP/GaInAs/Ge)	86,47 (9,3 mm x 9,3 mm)	40	110	Eficiência com concentração de 500 sóis.
C3P5	Spectrolab®	Junção-múltipla (GaInP/GaInAs/Ge)	30,71 (5,54 mm x 5,54 mm)	39,5	110	Eficiência com concentração de 500 sóis.
3C42A	Azurspace®	Junção-múltipla (GaInP/GaInAs/Ge)	100 (10 mm x 10 mm)	41,2	110	Montagem / Eficiência com concentração 1000 sóis.

Fonte: Elaboração do próprio autor.

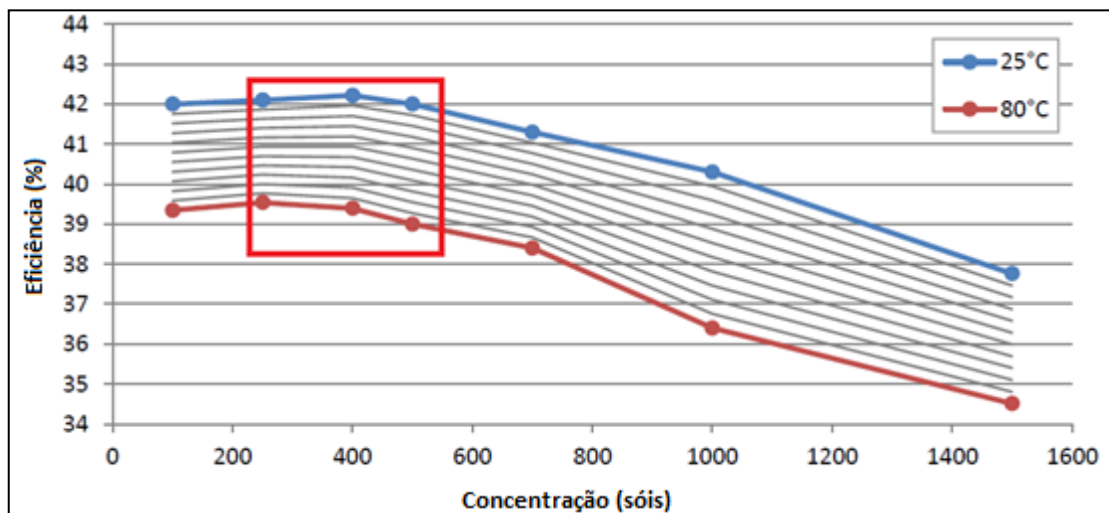
As informações da Tabela 1 permitem selecionar um modelo de célula que tenha alta eficiência junto com características similares aos outros modelos, a fim de que os resultados obtidos sejam aplicáveis de forma geral.

Desta forma, optou-se pela célula de junção-múltipla modelo 3C44A da Azurspace®, na qual foi definida uma faixa de trabalho que continha as maiores eficiências possíveis para os meios e condições disponíveis - neste trabalho utilizou-se água a 25 °C como fluido de trabalho. Logo não era possível escolher uma célula que operasse abaixo desta temperatura sem ter um gasto maior ao próprio ganho gerado por ela.

³ Parâmetros para o desenvolvimento de testes de desempenho para células fotovoltaicas baseado no coeficiente de massa de ar na atmosfera ou “AM” junto com uma concentração e temperatura de operação definidas.

A faixa de trabalho pode ser observada na Figura 20, na qual as maiores eficiências são atingidas para as concentrações de 300 a 500 sóis. Igualmente, é importante ressaltar que as temperaturas de trabalho apropriadas podem variar entre 40 e 80 °C sendo que as eficiências de conversão elétrica ficam entre 39% e 41%.

Figura 20 - Gráfico da eficiência *versus* concentração (o quadrado vermelho define a faixa de trabalho para o projeto de pesquisa).



Fonte: Azurspace® (montagem célula 3C44A).

Como optou-se por utilizar a água à temperatura ambiente (25°C), o sistema de resfriamento foi projetado considerando uma temperatura de operação da célula de 40°C. Assim, a eficiência da célula deve ser próxima aos 40% em condições ideais, conforme as características fornecidas pelo fabricante.

3.1.2 Informações Canal Clima FEIS-UNESP

Como o desempenho dos sistemas HCPV está diretamente relacionado às condições climáticas e à disponibilidade do recurso solar na região de operação destes sistemas (ver item 2.1). Faz-se necessário a revisão e análise de dados climáticos como:

- Fluxo de radiação global: este valor inclui a componente difusa e direta da radiação que chega até a superfície da terra;
- Fluxo de radiação direta (G_{direta}): esta é a componente que permite ao sistema HCPV gerar eletricidade e calor, portanto é de interesse para os cálculos propostos;

- Temperatura ambiente média (T_{∞}): para os cálculos das perdas para o ambiente por radiação;
- Velocidade do ar (u_a): dado importante para o cálculo da componente das perdas relacionadas à convecção gerada pela ação do ar circulando sobre a superfície da célula;
- Insolação no dia: com o registro das horas nas quais a radiação tem níveis mínimos é possível calcular o fluxo real no dia.

As informações disponíveis no Canal Clima possuem registros históricos, desde o ano 1990. Assim, é importante definir qual intervalo será usado para a análise. O intervalo de registros escolhidos foram os últimos cinco anos, compreendendo o período de 2012 até 2016.

Após comparar as variações nesses períodos o comportamento similar nos levou a utilizar os valores apresentados na Tabela 2, onde são apresentadas duas condições relevantes de operação para um sistema HCPV: a primeira é a condição de operação média considerando o efeito das variações climáticas devidas às diferentes estações do ano, para avaliar o desempenho médio do sistema. A outra condição está relacionada aos picos de radiação máxima, que ocorrem geralmente no verão, o que permite avaliar o sistema no ponto máximo de operação.

Tabela 2 - Resumo dos dados obtidos do Canal Clima.

	Período	Radiação direta - G_{direta} - [MJ/m ²]	Temperatura média - T_{∞} - [°C]	Velocidade do vento - u_a - [m/s]	Insolação [h/dia]
Valores médios	Jan-Dez 2016	9,85	24,6	1,6	6,45
Valores máximos	Jan-2016	18,8	35,7	2,7	7,5

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Da Tabela 2 é importante ressaltar que o valor da radiação direta para o problema aqui proposto deve ser obtido de forma diferente, pois aquele valor corresponde à radiação medida em um período de 24 horas, sendo assim é preciso descontar o período noturno, onde a radiação direta é nula e o sistema HCPV não tem geração.

Para fazer o cálculo do fluxo de energia disponível, usa-se o valor da insolação, pois, é o valor que permite conhecer o intervalo de tempo no qual a radiação mantém um valor mínimo conforme os padrões de medição. Usando a expressão a seguir é possível obter o valor da radiação em W/m²:

$$G_{real} = \frac{G_{direta}}{Insolação} = \frac{18,8 \times 10^6 J/m^2}{7,5 h * 3600 seg/h} \cong 696,3 \frac{J}{s} * \frac{1}{m^2} = 696,3 \frac{W}{m^2} \quad (2)$$

Na Equação (2), G_{real} é o fluxo de radiação direta que chegaria à superfície da célula supondo o valor da insolação como o intervalo de melhor desempenho da célula. Os valores de G_{direta} e $Insolação$ são valores fornecidos na Tabela 2. Por meio de um cálculo similar é possível obter o valor de radiação média, $407 W/m^2$. Estes valores somados as outras variáveis mostradas na Tabela 2 permitem a abordagem teórica, experimental e numérica do problema.

3.1.3 Informações da literatura e dados experimentais

Neste grupo de parâmetros estão os valores obtidos da literatura como, as propriedades dos diferentes materiais que compõem o dissipador de calor proposto, *i.e.*, as diferentes camadas desde a superfície da célula, passando pela junta desta ao isolamento elétrico até chegar ao dissipador de calor. A propriedade mais importante é a condutividade térmica, a qual pode ser encontrada na Tabela 3.

Tabela 3 - Condutividade térmica dos diferentes materiais.

Material	k [W/m.K]
Célula ($k_{cél}$)	145
Solda (k_{sol})	50
Isolante elétrico (k_{isol})	37,5
Parede do dissipador (k_{dis})	385

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Outro grupo de parâmetros relevantes é o que define as propriedades do fluido de trabalho, água à temperatura de entrada de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, cujos parâmetros estão definidos pelas correlações usadas por Xu e Kleinstreuer (2014a), em função da temperatura. Assim tem-se:

$$\rho_{ag}(T) = 1000 * \left(1 - \frac{(\tilde{T} + 15,7914)}{508929,2 * (\tilde{T} - 205,0204)} * (\tilde{T} - 277,1363)^2 \right) * \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (3)$$

$$c_{p,ag}(T) = 9616,873445 - 48,7364833\tilde{T} + 0,1444662\tilde{T}^2 - 0,000141414\tilde{T}^3 * \left[\frac{J}{m^3K} \right] \quad (4)$$

$$k_{ag}(T) = -1,1245 + 0,009734\tilde{T} - 0,00001315\tilde{T}^2 * \left[\frac{W}{m K} \right] \quad (5)$$

$$\mu_{ag}(T) = A_1 * 10^{\frac{A_2}{(T-A_3)}} * \left[\frac{kg}{m s} \right] \quad (6)$$

na qual:

$\tilde{T} = \frac{T}{1[K]}$ é uma temperatura adimensional.

$A_1 = 2,414 \times 10^{-5}$; $A_2 = 247,8$; $A_3 = 140$; são constantes.

3.1.4 Definição da geometria

Com os valores de entrada definidos é importante introduzir a geometria na qual os cálculos e testes estarão baseados. Assim, foi feita uma revisão de trabalhos relacionados à área de transferência de calor envolvendo dissipadores de calor compactos, incluindo diferentes tipos de geometrias, microcanais com mais de uma entrada, com ramificações, seções transversais circulares, triangulares, entre outras. As limitações geradas pela dificuldade de fabricação (usinagem com micro ferramentas sujeitas a alto desgaste) levaram-nos a usar uma geometria baseada em microcanais retangulares paralelos de seção transversal constante.

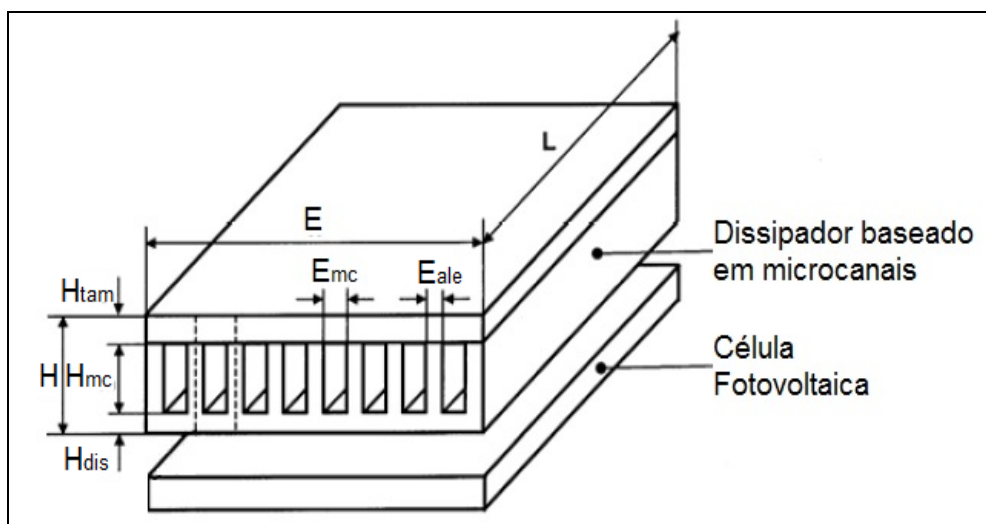
A geometria escolhida tem relação com o tipo de célula a ser estudada, *i.e.*, depende de sua forma e dimensões. No presente estudo, a célula selecionada apresenta uma área efetiva quadrada com dimensões de 10 mm x 10 mm. Assim, o padrão considerado em relação à área efetiva do dissipador é de 100 mm². O material utilizado para a fabricação do dissipador foi cobre, devido à sua alta condutividade térmica.

Para a definição das dimensões definitivas do dissipador ou da área efetiva, o processo de fabricação escolhido foi muito importante. Devido às dimensões da ordem de grandeza de microns, as ferramentas utilizadas eram restritas. Durante a usinagem dos microcanais, as altas velocidades de corte e altas taxas de desgaste contribuíram para a adequação das dimensões finais dos microcanais. Assim, a espessura ficou igual a 0,2 mm (2 microns) e a profundidade igual a 0,5 mm (5 microns), totalizando uma quantidade de 33 microcanais. As características geométricas do dissipador podem ser conferidas na Figura 21.

Para definir a profundidade dos microcanais foi considerada a influência desta no desempenho do dissipador. Qu e Mudawar (2005), Lee e Qu (2007) mostraram que maiores

valores neste parâmetro resultam num melhor desempenho no dissipador, fato esse que só é afetado por fatores como estabilidade estrutural ou processo de fabricação do mesmo.

Figura 21- Características geométricas do dissipador.



Fonte: Adaptado de LEE e QU (2007).

Na Tabela 4 é mostrado um resumo das dimensões mais relevantes da geometria definida previamente e das diferentes espessuras das camadas que constituem a interface célula – dissipador.

É importante ressaltar que os valores mostrados na Tabela 4 para as profundidades das diferentes camadas: da célula, da solda e do isolante, foram baseados nas informações fornecidas por Xu e Kleinstreuer (2014b) e a profundidade do dissipador foi baseada na geometria e montagem deste.

Tabela 4 - Resumo das dimensões da geometria proposta.

	Valor
Comprimento total (L)	10 [mm]
Espessura total (E)	10 [mm]
Área efetiva da célula ($A_{cél}$)	100 [mm ²]
Diâmetro hidráulico (D_h)	0,286 [mm]
Número de microcanais (N)	33
Espessura dos microcanais (E_{mc})	0,2 [mm]
Profundidade dos microcanais (H_{mc})	0,5 [mm]
Espessura de aleta (E_{ale})	0,1 [mm]
Profundidade do dissipador (H_{dis})	3,0 [mm]

Profundidade da célula ($H_{cél}$)	0,2 [mm]
Profundidade da solda (H_{sold})	0,1 [mm]
Profundidade do isolante (H_{isol})	0,5 [mm]

Fonte: Elaboração do próprio autor.

3.2 Metodologia para o desenvolvimento do modelo térmico

Para compreender a metodologia proposta, faremos uma aproximação ao problema a ser solucionado sob condições reais e assim chegar às considerações e simplificações apropriadas para nosso modelo teórico.

O sistema proposto é formado por um concentrador (lente de Fresnel ou espelho parabólico), um receptor no qual a célula está localizada junto com o sistema de resfriamento, um rastreador solar (mantém o sistema perpendicular aos raios do sol) e um inversor (o qual converte a corrente contínua em alternada).

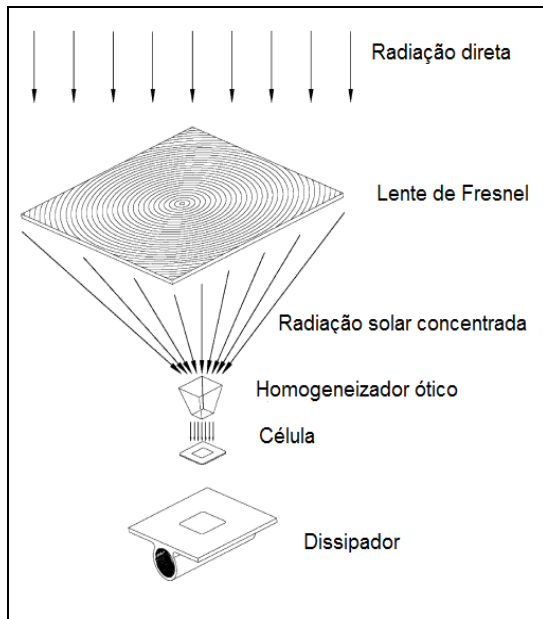
Cada um destes componentes possui limitações definidas pelos valores de suas eficiências, assim como o desempenho global do sistema de geração solar HCPV. No entanto, nesse caso em específico o foco será dado à análise da célula HCPV e seu sistema de resfriamento. Assim, será considerada apenas a eficiência da célula fotovoltaica, supondo uma eficiência no concentrador, inversores e demais componentes como sendo 100%.

Nas Figuras 22a e 22b são mostrados dois sistemas com concentração, nos quais a principal diferença é o tipo de concentrador. Na primeira imagem existe uma lente de Fresnel e na segunda um espelho parabólico. Neste ponto é importante identificar os diferentes componentes que constituem o sistema de geração para compreender quais são os fluxos de energia envolvidos no problema.

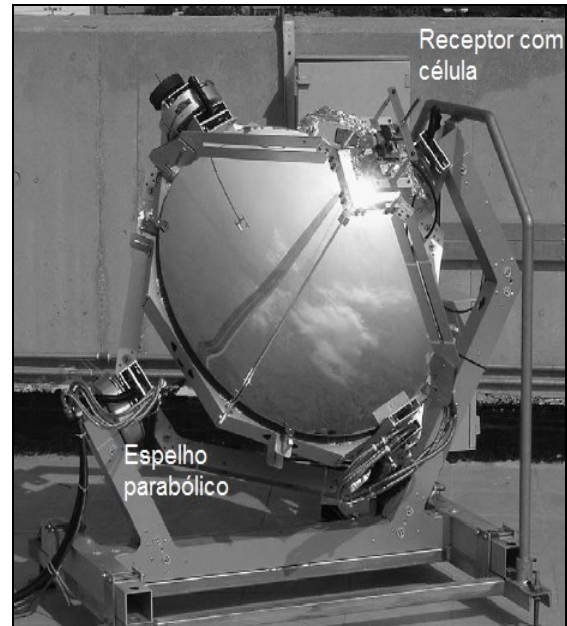
A Figura 23 apresenta um corte transversal sobre a montagem considerada contendo uma cobertura e na sequência as diferentes camadas de materiais: a célula junto com o seu isolante elétrico; em seguida, uma junção com pasta térmica fazendo contato com o dissipador até chegar à interface dos microcanais.

Os fluxos de energia presentes neste problema podem ser divididos através das perdas, da potência elétrica gerada e do calor transferido pelos diferentes mecanismos, os quais são apresentados na Figura 23. As perdas são dadas pela troca por radiação e convecção com o ambiente tanto na cobertura como na base do dispositivo.

Figura 22 - a) Sistema HCPV com uma lente de Fresnel (Esq.). b) Sistema HCPV com um espelho parabólico (Dir.).

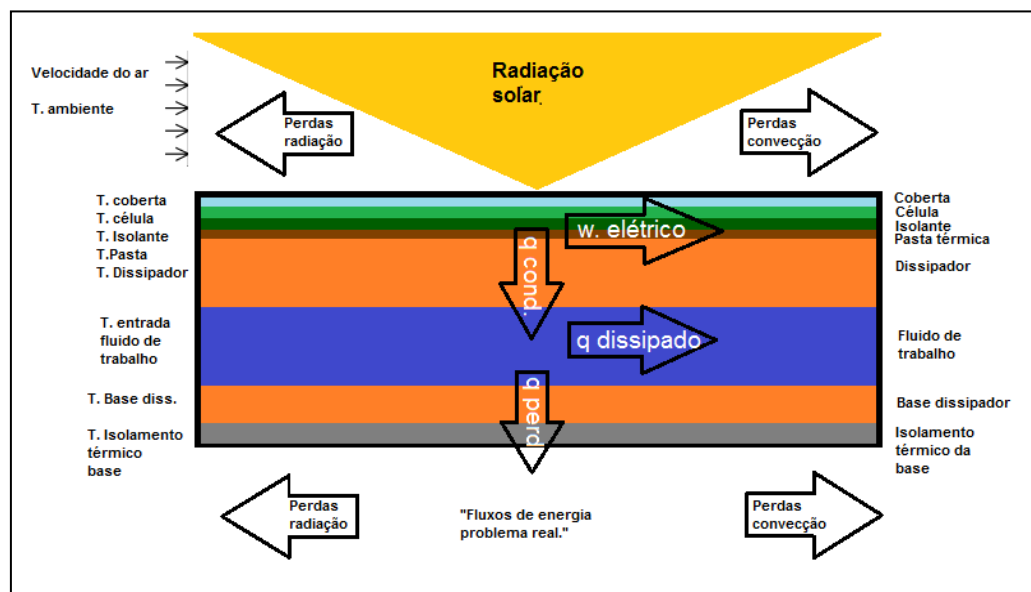


Fonte: Adaptado de Xu et al. (2015).



Fonte: Kribus et al. (2006).

Figura 23 - Esquema dos fluxos energéticos.



Fonte: Elaboração do próprio autor (2018).

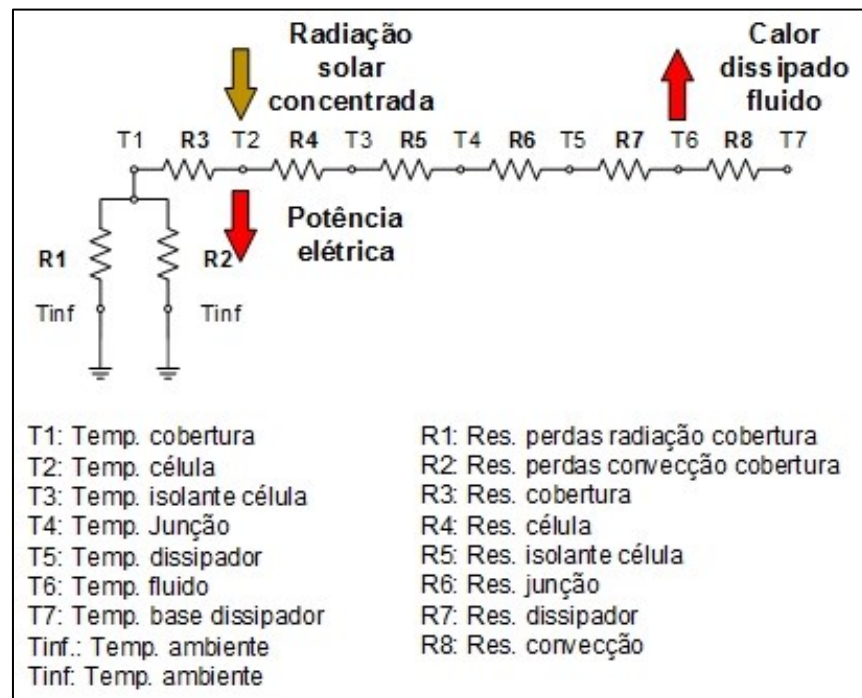
Os fluxos de calor são definidos considerando que a energia total disponível é a energia dada pela radiação concentrada que atinge a cobertura da célula dividindo-se em três parcelas: i) a potência elétrica produzida; ii) as perdas por convecção e radiação; e, iii) o calor rejeitado. Esta última parcela passa pelas diferentes camadas já descritas, onde o calor é transferido por

condução até o fluido. No fluido, o mecanismo de troca térmica é a convecção que também transfere calor na base do dissipador.

A primeira parte do modelo proposto usa a aproximação das resistências térmicas como base para calcular o calor a ser dissipado e a temperatura na superfície da célula. Por esse motivo é importante conhecer as temperaturas nas diferentes camadas. A Figura 24 apresenta o esquema para as resistências considerando o problema simplificado (segundo as considerações do modelo no item 3.2.1). No esquema do método das resistências é possível se ter uma ideia da importância das altas condutividades térmicas de cada um dos materiais e da espessura destas camadas, a fim de obter valores de resistência térmica mínimos.

Neste ponto, obtidos os valores de entrada e conhecendo os fluxos de energia, é possível fazer um balanço para obter a quantidade de calor a ser dissipada e, usando o método das resistências térmicas, calcular a temperatura da célula. A principal incógnita neste problema está relacionada às condições de vazão e queda de pressão no sistema de resfriamento para se chegar à temperatura desejada na célula (baseada na eficiência proposta no item 3.1.1). Assim, para conhecer tais valores é necessário usar as relações para a análise térmica no fluido de trabalho, segunda parte deste modelo.

Figura 24 - Esquema de resistências térmicas para o problema real.

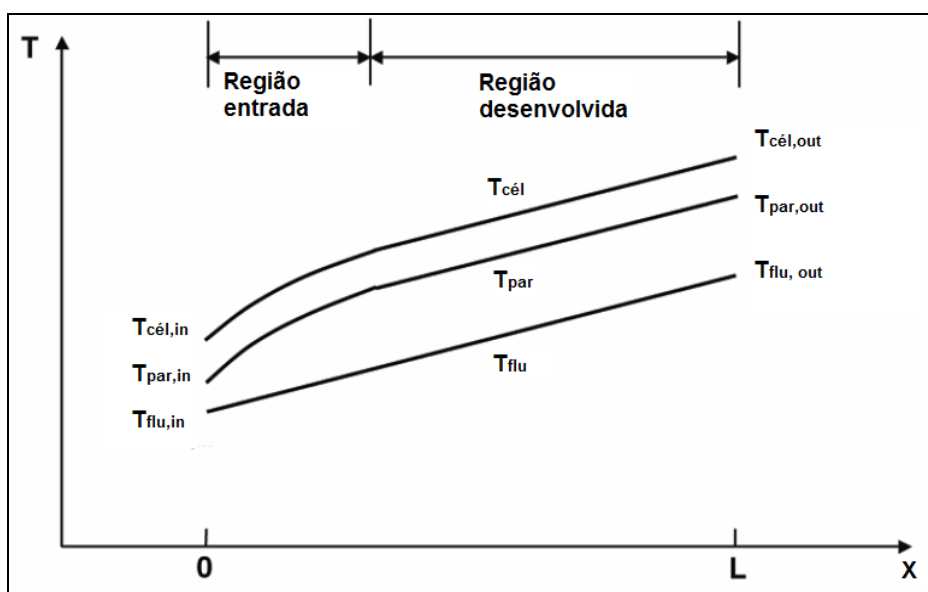


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para alcançar esse objetivo, é usada a metodologia proposta por Lee e Qu (2007), para o projeto de dissipadores baseados em microcanais que definiu três tipos de parâmetros: geométricos, de operação e térmicos/fluido (informações similares à definição de valores de entrada no item 3.1). Acrescenta-se a essa metodologia a teoria de aletas aplicada aos microcanais e princípios básicos dos problemas de convecção em dutos, como temperatura de parede com um fluxo de calor constante que permite obter todos os valores necessários para avaliar o desempenho do dissipador.

A metodologia apresenta também um comportamento padrão para as variações na temperatura de parede e do fluido o qual será importante para as outras etapas do projeto proposto, análise numérica e experimental. Este padrão é mostrado na Figura 25 que representa as linhas de temperatura para o fluido, a parede e a célula. O aumento deve ser o mínimo possível para se conseguir uma distribuição homogênea na temperatura da célula.

Figura 25 - Variações de temperatura nos microcanais.



Fonte: Adaptado de Lee e Qu (2007).

Faz-se necessário um processo iterativo para solucionar o problema, pois, o cálculo da temperatura da célula depende da temperatura de parede e esta, por sua vez, depende das condições do fluido como a vazão. Este valor é um dos parâmetros de entrada na metodologia de Lee e Qu (2007), sendo necessário estimar uma vazão e fazer os cálculos para se chegar à temperatura da célula desejada.

Usando as expressões descritas no item 3.2.3 é possível obter as diferentes temperaturas que definem o desempenho do dissipador. Também é possível obter os valores para a queda de pressão do sistema, o que definirá a potência de bombeamento do fluido.

Assim se chega à última etapa do modelo. Para verificação, é preciso voltar ao método das resistências térmicas para conferir se a temperatura desejada, obtida a partir da eficiência em função da temperatura (Figura 20), é a ótima. Como o processo é iterativo, o parâmetro usado para o fechamento do problema é a própria temperatura da célula: caso a primeira iteração com vazão estimada não alcance a temperatura considerada como ideal, os cálculos são refeitos com um novo valor de vazão. Ainda, se depois de várias iterações, o resultado não convergir é preciso mudar as condições iniciais, ou seja, alterar a temperatura de entrada do fluido de trabalho, mudar o valor da concentração ou ainda verificar se a temperatura encontrada permite que a célula se mantenha sob uma eficiência de conversão apropriada.

Em síntese, a primeira parte desse modelo envolve um sistema de equações cujas soluções correspondem ao valor do calor a ser dissipado na superfície dos microcanais e as perdas por radiação e convecção com o ambiente. A segunda etapa consiste em analisar o desempenho do dissipador com uma vazão estimada e, finalmente, chegar à temperatura desejada na célula.

3.2.1 Considerações do modelo

Após a descrição do problema real, algumas considerações devem ser feitas para a modelagem e simplificação do mesmo:

- Modelo em regime permanente: embora a operação destes sistemas envolva variações geradas pela intensidade da radiação e as mudanças no clima, Rosell et al. (2005) mostraram que o modelo em regime transiente possui resultados similares aos modelos em regime permanente;
- Modelo unidimensional: Rosell et al. (2005) mostraram também que embora outros estudos tenham considerado modelos em 2D e 3D, as aproximações com modelos unidimensionais fornecem resultados com precisão adequada;
- Escoamento monofásico e laminar (fluido de trabalho é água em fase líquida);
- Distribuição de calor na superfície da célula e no dissipador é considerada homogênea: embora o feixe esteja concentrado em um ponto fixo na célula, como a área desta é pequena (10 mm x 10 mm), a distribuição de calor pode ser considerada homogênea;

- Base do dissipador de calor isolada sem perdas;
- Laterais isoladas: devido ao ângulo de incidência da radiação solar ser considerada idealmente perpendicular à superfície da célula e, a profundidade da célula ser menor que a sua superfície longitudinal, o fluxo de calor também estará preferencialmente nesta direção, consequência da consideração de transferência de calor unidimensional;
- Temperatura da célula e da cobertura iguais: considerando a espessura da cobertura, por simplicidade, assumem-se os mesmos valores de temperatura. Portanto, não há transferência de calor entre elas.

3.2.2 Definição das variáveis

Ao inserir os valores de entrada estamos definindo parâmetros importantes para a avaliação do desempenho do dissipador no sistema HCPV; porém, tais parâmetros podem ser considerados como constantes em cada caso em específico.

Por esta razão é importante indicar quais são as variáveis de estudo neste problema. A seguir identificamos as variáveis e sua importância para o problema:

- Radiação concentrada (i_{solar}): variável importante pois dela depende os valores de potência gerada, assim como o calor que deve ser dissipado - depende do fator de concentração;
- Velocidade mássica (G): variável essencial para o desempenho do sistema de resfriamento; dependendo de seu valor tem-se a temperatura desejada na célula e a queda de pressão no sistema. A velocidade mássica se define como a vazão mássica dividida pela área transversal do duto através do qual o fluido está escoando;
- Temperatura na célula fotovoltaica ($T_{cél}$): a eficiência da célula depende deste valor e como sendo o modelo proposto um processo iterativo, no começo do processo deve ser assumido um valor para fazer os cálculos;
- Temperatura do fluido de trabalho ($T_{flu,in}$): é considerada constante, mas depende das condições de disponibilidade no local de operação e assim, não se pode esperar uma temperatura menor do que este valor na célula.

É importante lembrar que embora tenhamos outras variáveis no problema, tais variáveis não são mencionadas, pois dependem direta ou indiretamente das variáveis descritas previamente.

3.2.3 Metodologia de análise

Com os valores de entrada e as variáveis a serem analisadas definidos, a etapa seguinte é apresentar as expressões matemáticas que constituem o modelo. Além das considerações já descritas, os cálculos a serem desenvolvidos estão relacionados a uma condição de operação específica, *i.e.*, relacionados a uma determinada eficiência elétrica (40%), em função do fator de concentração geométrica (500x) e temperatura na superfície da célula de 40 °C.

As equações usadas são descritas a seguir:

- *Balanço geral*:

$$0 = i_{solar} - w_{elétrico} - q_{p,conv} - q_{p,rad} - q_{cond} \quad (7)$$

na qual,

i_{solar} : radiação concentrada na superfície da célula.

$w_{elétrico}$: potência elétrica gerada na célula.

$q_{p,conv}$: taxa de perdas por convecção livre com o ambiente na superfície superior.

$q_{p,rad}$: taxa de perdas por radiação com o ambiente na superfície superior.

q_{cond} : taxa de calor transferido por condução entre a superfície da célula e a interface do dissipador.

A Equação (7) surge de um balanço de energia para o sistema definido desde a superfície da célula até a interface entre o dissipador e o fluido de trabalho (ver Figura 23). O lado esquerdo da equação é igual a zero devido à consideração de regime permanente. Assim, tem-se para cada um dos termos da Equação (7):

- *Radiação solar que atinge a superfície da célula*:

$$i_{solar} = G_{real} * A_{cél} * C \quad (8)$$

na qual:

G_{real} : valor real da radiação direta que atinge a superfície da célula.

$A_{cél}$: área efetiva da célula.

C : fator geométrico de concentração.

Os valores são conhecidos, pois são grandezas de entrada. Nesta expressão poderia ser inserido o termo de eficiência ótica relacionada com a efetividade do elemento ótico (lente de Fresnel ou espelho parabólico), porém devido ao alcance do modelo isto não é considerado.

- *Potência elétrica:*

$$w_{elétrico} = \eta [T_{cél}] \times i_{solar} \quad (9)$$

A potência está relacionada com o valor de irradiação na célula. Nesta expressão a potência é conhecida, pois os valores de eficiência elétrica e irradiação são dados de entrada.

- *Perdas por radiação e convecção:*

$$q_{p,rad} = \varepsilon_{sup} * \sigma * A_{cél} * (T_{cél}^4 - T_{\infty}^4) \quad (10)$$

$$q_{p,conv} = h_f * A_{cél} * (T_{cél} - T_{\infty}) \quad (11)$$

nas quais:

ε_{sup} : fator de emissividade.

σ : constante de Stefan – Boltzmann.

$$h_f = (3u_a + 2.8) * \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (12)$$

h_f : correlação empírica para calcular o coeficiente de transferência de calor baseado na corrente de ar sobre a superfície da célula, (PROCTOR; WATMUFF e CHARTERS, 1977). Esta equação é válida para valores de velocidade menores a 5 m/s, como é uma expressão empírica a velocidade é tomada como um valor adimensional na expressão.

u_a : velocidade do ar.

Da Equação (7) temos todos os valores definidos a partir das Equações (8), (9), (10) e (11) menos o valor de q_{cond} , o qual é nossa primeira incógnita. Após o cálculo desta incógnita, usando o método das resistências é possível calcular também as temperaturas da célula e da parede (ou temperatura na base dos microcanais), com isto tem-se:

$$R_{equivalente} = \frac{T_{cél} - T_{par}}{q_{cond} * A} \quad (13)$$

$$R_{equivalente} = \frac{H_{cél}}{k_{cél} \cdot A_{cél}} + \frac{H_{sold}}{k_{sold} \cdot A_{sold}} + \frac{H_{isol}}{k_{isol} \cdot A_{isol}} + \frac{H_{dis.}}{k_{dis.} \cdot A_{dis}} \quad (14)$$

Na Equação (14), A é igual à área efetiva de transferência de calor (ver item 3.1.4), k representa as condutividades térmicas para cada material e H , a profundidade de cada camada. Nesta equação todos os valores são conhecidos, o que permite calcular a resistência equivalente.

Os valores calculados até a Equação (14) utilizam a temperatura ideal da célula, considerando a eficiência igual a 40%. Contudo, tal temperatura depende das condições de operação. O objetivo é que a $T_{cél}$ calculada seja aproximadamente igual àquela assumida como ideal; se isto não ocorrer é preciso ajustar novamente os valores de vazão, já que este é um componente iterativo do modelo.

Portanto, a Equação (13) deve conter duas novas incógnitas: a temperatura da célula, a qual depende do valor da temperatura na parede dos microcanais, que por sua vez, depende das condições do escoamento, sendo esta última a segunda incógnita. Aqui vamos usar a metodologia de projeto proposta por Lee e Qu (2007), que se baseia na lei de resfriamento de Newton juntamente com a troca de calor por convecção em um duto sob fluxo de calor constante. Além disso, considera-se a aproximação de aletas nos microcanais.

As equações usadas na metodologia de Lee e Qu (2007) precisam de parâmetros de entrada; a maior parte deles foi definida previamente com os valores de entrada, assumindo-se um valor para a vazão e também $q_{cond} = q_{conv}$, sendo que q_{cond} é igual ao calor a ser dissipado nas paredes dos microcanais pelo fluido de trabalho ou q_{conv} .

Depois de calcular as propriedades do fluido de trabalho a $T_{flu,in}$ (água à temperatura de entrada de 25 °C), tem-se:

$$T_{flu}(x) = T_{flu,in} + \frac{q_p'' P_t}{\dot{m}_{mc} c_p} x \quad (15)$$

A equação anterior é utilizada para calcular a temperatura através do comprimento total, L , dos microcanais, na qual as variáveis representam:

P_t : perímetro molhado térmico com aquecimento em três faces do microcanal.

$\dot{m}_{mc}$: vazão mássica do fluido de trabalho em um microcanal.

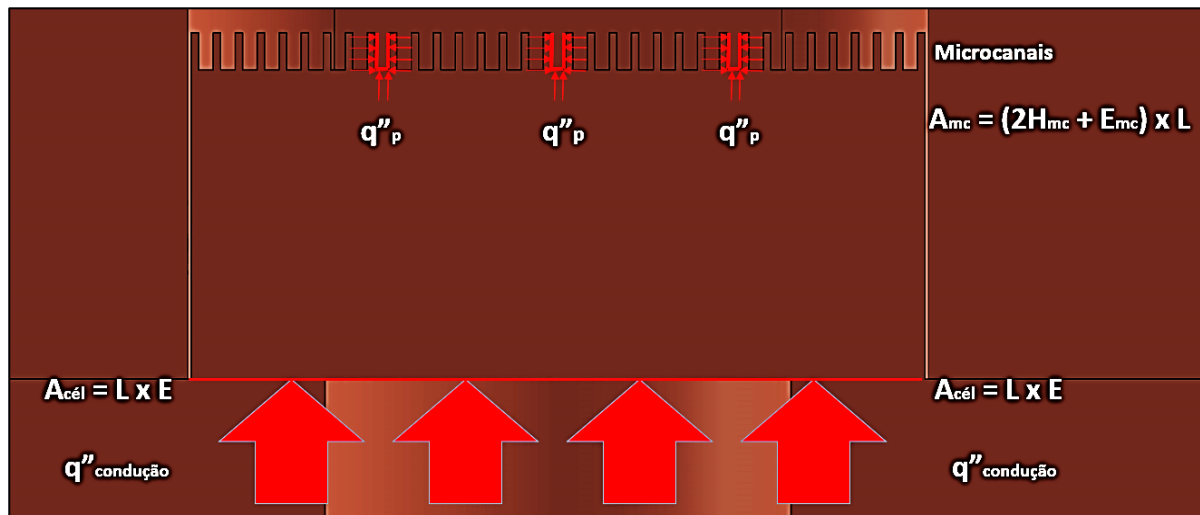
c_p : calor específico do fluido de trabalho.

$$q_p'' = \frac{q_{conv}'' * A_{cél}}{N * ((2 * (L * H_{mc})) + (E_{mc} * L))} \quad (16)$$

Na Figura 26, q_p'' é o fluxo de calor a ser dissipado através dos microcanais, sendo diferente de q_{conv}'' pois representam áreas efetivas diferentes, uma da célula e a outra dos microcanais, como pode ser verificado na Figura 26. É importante dizer que q_{conv}'' é igual a q_{cond}'' , conforme definido previamente, e seu valor corresponde ao fluxo a partir da área efetiva da célula de 10 mm^2 , enquanto q_p'' corresponde ao fluxo da interface dissipador/fluido de trabalho, *i.e.*, a área total dos microcanais definida pela soma das áreas correspondentes às três faces de aquecimento indicadas na Figura 26 (para cada um dos microcanais).

Assim, embora a taxa de calor possua um valor constante (revisar Equação (7)), os valores de q_{conv}'' e q_p'' são diferentes pois dependem da área considerada. Neste caso, a área dos microcanais é maior que a área da célula na qual a radiação está chegando e por tanto o fluxo nos microcanais é menor que o fluxo na superfície da célula.

Figura 26 – Perfil de corte dos microcanais com os fluxos de calor presentes no problema.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Com a definição anterior a expressão para a temperatura do fluido é obtida, e, portanto, a temperatura de parede na entrada e saída dos microcanais pode ser calculada:

$$T_p(x) = T_{flu}(x) + \frac{q_{conv}''(E_{mc} + E_{ale})}{h(E_{mc} + 2\eta H_{mc})} \quad (17)$$

$$\eta = \frac{\tanh(mH_{ch})}{mH_{ch}} \quad (18)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_{dis}E_p}} \quad (19)$$

onde η , m e h são respectivamente, a eficiência da aleta, o parâmetro da aleta e h é o coeficiente de transferência de calor utilizado nas Equações (20 - 24), a seguir:

$$L^* = \frac{L}{Re_{sp}D_{ht}Pr} \quad (20)$$

$$\beta = \frac{E_{mc}}{H_{mc}} \quad (21)$$

$$Nu_3 = 8.235 * (1 - 1.883\beta + 3.767\beta^2 - 5.814\beta^3 + 5.361\beta^4 - 2.0\beta^5) \quad (22)$$

$$Nu_4 = 8.235 * (1 - 2.042\beta + 3.085\beta^2 - 2.477\beta^3 + 1.058\beta^4 - 0.186\beta^5) \quad (23)$$

$$h = \{Nu_4 + 8.68(10^3 L^*)^{-0.506} * e^{[(9.9776 \ln(\beta)) - 26.379]L^*}\} \left(\frac{Nu_3}{Nu_4}\right) \left(\frac{k_{flu}}{D_{ht}}\right) \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{-0.14} \quad (24)$$

nas quais:

L^* : comprimento adimensional do dissipador.

Re_{sp} : número de Reynolds baseado nas propriedades à temperatura média do fluido.

Pr : número de Prandtl.

β : relação de aspecto do microcanal.

k_{flu} : condutividade térmica do fluido.

μ_w : viscosidade à temperatura da parede.

μ_b : viscosidade à temperatura média do fluido.

Nu_3 = Nusselt para escoamento completamente desenvolvido em três paredes.

Nu_4 = Nusselt para escoamento completamente desenvolvido em quatro paredes.

A queda de pressão é dividida em quatro parcelas as quais são: a queda de pressão na região de desenvolvimento do escoamento, a queda de pressão na região completamente desenvolvida e as quedas de pressão geradas na entrada e saída dos microcanais. Assim o conjunto de Equações (25 – 37) são usadas para calcular cada uma destas perdas de pressão como é indicado a seguir:

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_e + \Delta P_{sp,dh} + \Delta P_{sp,fh} \quad (25)$$

onde:

ΔP_c : perda de pressão por contração.

ΔP_e : recuperação de pressão pela expansão.

$\Delta P_{sp,dh}$: queda de pressão na região de desenvolvimento.

$\Delta P_{sp,fh}$: queda de pressão na região completamente desenvolvida.

$$\Delta P_c = \frac{1}{2\rho_{flu}} (1 + K_c) G^2 \quad (26)$$

$$K_c = 0.6740 + 1.2501\beta + 0.3417\beta^2 - 0.8358\beta^3 \quad (27)$$

$$\Delta P_e = 0 \quad (28)$$

$$\Delta P_{sp,dh} = \frac{2f_{app,dh} G^2 L_{sp,dh}}{D_h \rho_{flu}} \quad (29)$$

$$L_{sp,dh} = (0.06 + 0.07\beta - 0.04\beta^2) Re_{in} D_h \quad (30)$$

Re_{in} : número de Reynolds sob condições de entrada do fluido.

$$f_{app,dh} = \frac{1}{Re_{sp}} \left[3.44 (L_{sp,dh}^+)^{-0.5} + \frac{K(\infty)/(4L_{sp,dh}^+) + f_{sp,fh} Re_{sp} - 3.44 (L_{sp,dh}^+)^{-0.5}}{1 + C(L_{sp,dh}^+)^{-2}} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.58} \quad (31)$$

$$f_{sp,fh} Re_{sp} = 24(1 - 1.355\beta + 1.947\beta^2 - 1.701\beta^3 + 0.956\beta^4 - 0.254\beta^5) \quad (32)$$

$$L_{sp,dh}^+ = \frac{L_{sp,dh}}{Re_{sp} D_h} \quad (33)$$

$$K(\infty) = 0.6740 + 1.2501\beta + 0.3417\beta^2 - 0.8358\beta^3 \quad (34)$$

$$C = (0.1811 + 4.3488\beta - 1.6027\beta^2) \times 10^{-4} \quad (35)$$

$$\Delta P_{sp,fh} = \frac{2[f_{sp,fh} (\mu_w/\mu_b)^{0.58}] G^2 L_{sp,fh}}{D_h \rho_{flu}} \quad (36)$$

$$L_{sp,fh} = L - L_{sp,dh} \quad (37)$$

Até aqui se tem as expressões para o cálculo das temperaturas na parede, no fluido, na célula e a queda de pressão. Além disso, as Equações (15) e (17) deverão ser integradas e divididas sobre o comprimento total dos microcanais (L) para chegar às temperaturas médias e

assim poder calcular a temperatura média da célula na Equação (13). É importante lembrar que as equações usadas para o cálculo das temperaturas (Equações 15 - 24) e da queda de pressão (Equações 25 – 37) foram propostas por Lee e Qu (2007) conforme a metodologia para o desenvolvimento de dissipadores baseados em microcanais destes autores.

Para uma maior precisão nos resultados faz-se necessário que os cálculos com as propriedades avaliadas na temperatura média do fluido sejam refeitos e assim, se ter todos os valores que são necessários. Finalmente, compara-se as temperaturas ideal e calculada para a célula e, caso a diferença seja menor do que 1%, a solução está concluída. Caso contrário, o processo deve ser refeito mudando o valor da vazão mássica até chegar a um valor de convergência; se a diferença persistir será necessário mudar as condições de operação definidas para se chegar a uma temperatura apropriada. A metodologia proposta é desenvolvida em detalhe no apêndice A, onde o processo é mostrado para um dos casos considerados.

3.3 Metodologia para a solução numérica

A análise numérica está baseada no uso do software CFD ANSYS® Fluent v15. A análise dos resultados parte de definições importantes como, as equações governantes do problema, a geometria ou domínio do problema e a geração da malha.

3.3.1 Definições iniciais

A análise numérica se diferencia da análise teórica (modelo térmico desenvolvido no item 3.2) devido à complexidade das equações a serem resolvidas. Agora a geometria é tridimensional e não mais unidimensional. A análise também considera um domínio maior com a influência dos dutos de entrada e saída dos microcanais junto com os canais de distribuição (plenums).

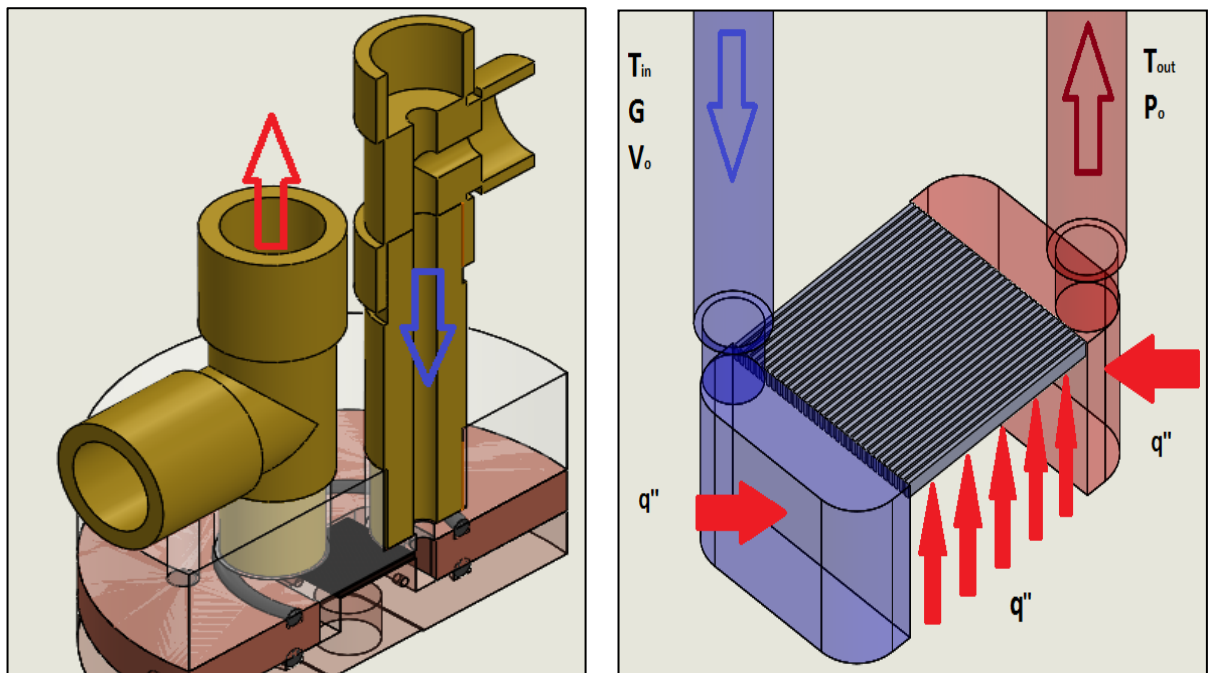
Inicialmente, é importante definir a geometria ou domínio a ser discretizado no *software* tratando o processo como um problema acoplado. Na Figura 27a é apresentada a montagem experimental (ver item 3.4.2) contendo o dissipador de calor de cobre e a tampa em policarbonato; desta montagem experimental é obtida a geometria do problema como é apresentado na Figura 27b.

Ocorre troca de calor por condução através do dissipador (conjunto de duas peças circulares de cobre) desde a fonte de calor até às paredes em contato com o fluido (microcanais e plenums) e troca de calor por convecção entre o dissipador e o fluido de trabalho.

Assim, as condições de contorno para o problema de convecção dependerão da solução do problema de condução no dissipador pelo que as temperaturas na parede do dissipador (paredes em contato com o fluido de trabalho) não podem ser assumidas como conhecidas e, portanto, são consideradas incógnitas.

Portanto, a solução completa do problema acoplado (condução e convecção) precisa de uma metodologia mais complexa usando ao mesmo tempo vários módulos no *ANSYS*[®]. Tal solução está fora do alcance da proposta deste projeto restringindo a sua solução ao problema de convecção assumindo condições de contorno definidas a partir dos valores de entrada, os resultados da análise teórica, e por fim, considerando o aquecimento apenas sobre a área dos microcanais como um fluxo de calor constante.

Figura 27 - a) Montagem experimental proposta (Esq.). b) Geometria da análise numérica (Dir.).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 27b apresenta a geometria ou domínio do problema numérico, nesta figura é possível visualizar, esquematicamente, algumas das variáveis que definem as condições de

contorno no problema. O fluxo de calor é constante nos microcanais, enquanto que as demais superfícies em contato com o fluido são consideradas como isoladas.

As equações governantes são as equações de Navier-Stokes junto com a equação de energia, considerando algumas simplificações como, propriedades constantes, escoamento laminar e incompressível.

3.3.2 Construção da malha

Para construir a malha, a geometria do problema (Figura 27b) foi dividida em três partes: i) a região correspondente aos 33 microcanais formada por geometrias mais simples (paralelepípedos paralelos), e as partes ii) e iii) com as regiões de entrada e saída formadas pelos dutos circulares e plenums.

O anterior permite ter uma malha mais regular e fina nos microcanais usando um só tipo de elemento, mesmo como um nível de refinamento adequado conseguindo resultados de melhor qualidade. Já no caso das regiões ii) e iii) com geometrias mais complexas e variáveis, as malhas podem ser mais flexíveis com uma menor quantidade de elementos e diferentes tipos destes. Todo isto ajuda na solução do problema com uma malha simples que permita poupar recursos computacionais e tempo.

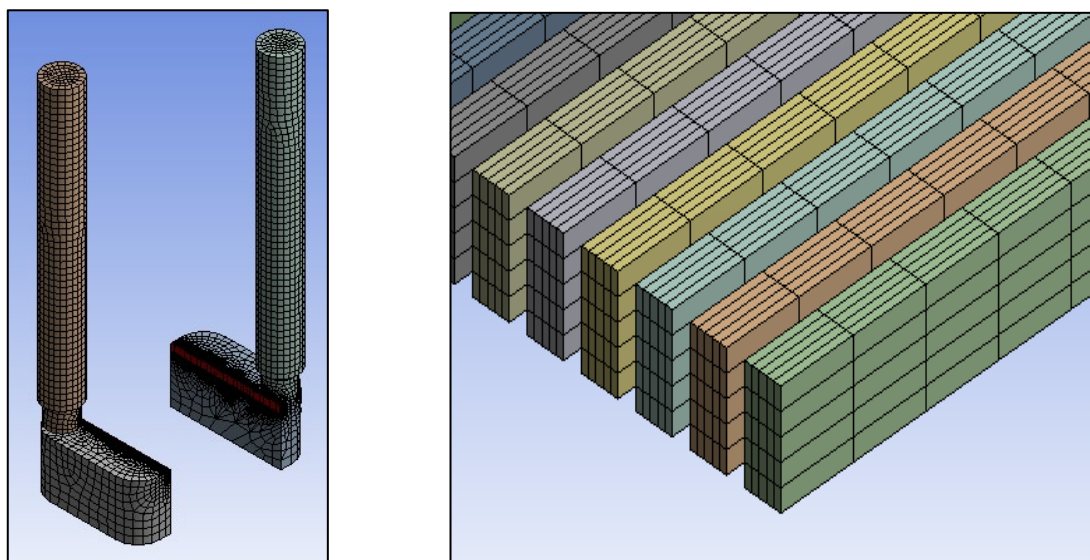
O tipo de elemento que divide a geometria ou domínio pode afetar o processo de interpolação no pós-processamento, pois, os resultados do problema são obtidos a partir dos dados no ponto médio de cada elemento. Assim, a solução no domínio completo é um processo de interpolação em ditos pontos.

A Figura 28a mostra as regiões ii) e iii), correspondentes aos dutos de entrada e saída junto com os plenums. Para a região em questão, foi utilizado o método com hexaedros dominantes (*Hexahedral dominant*), buscando uma malha global homogênea, evitando usar mais elementos do que o necessário junto com um acoplamento suave com a outra parte da malha (região microcanais).

Uma questão importante nas regiões ii) e iii) é conferir o comportamento do escoamento, pois nesses locais há mudanças abruptas nas dimensões dos dutos: a primeira consiste em uma redução no diâmetro dos dutos circulares devido às conexões na montagem experimental e o espaço disponível nos canais de distribuição e, a segunda, consiste em uma redução na entrada e saída dos microcanais, como pode ser visualizado na Figura 27b.

A Figura 28b apresenta a região i) ou região dos microcanais que utilizou 100% de elementos hexaédricos (*sweep method*) aproveitando ao máximo as características dos microcanais (considerando seção transversal retangular e paralela). A quantidade de divisões nos microcanais procurou respeitar a proporcionalidade na seção transversal considerando a diferença entre a espessura e a profundidade.

Figura 28 – a) Malha gerada nas regiões de entrada e saída dos microcanais (Esq.). b) Malha na região dos microcanais (Dir.).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

3.3.3 Método de solução

Por ser um problema que envolve um escoamento incompressível e laminar, o método de solução baseado na pressão (*pressure based solver*) foi utilizado. Ao se comparar os diferentes esquemas de acoplamento para a pressão-velocidade, o esquema *SIMPLE* foi a melhor alternativa encontrada devido ao seu baixo custo computacional. Além disso, após comparar este com o esquema acoplado verificou-se que a precisão do primeiro é aceitável para o propósito do projeto ao não apresentar diferenças importantes nos resultados obtidos com ditos esquemas.

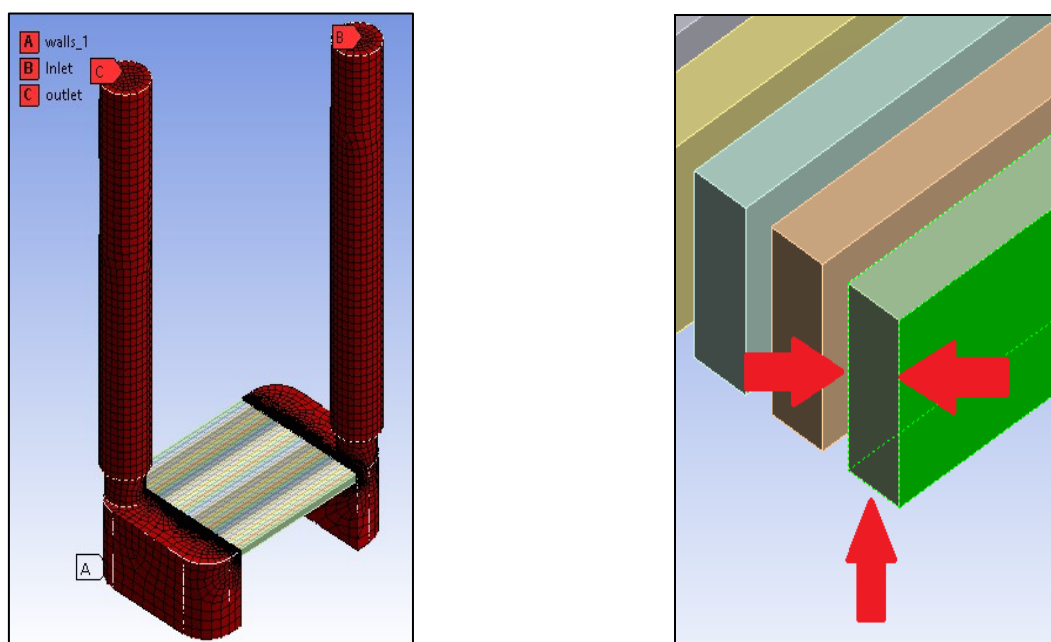
A discretização espacial foi definida com esquemas de segunda ordem (*second order upwind schemes*) para a pressão, momentum e energia, mesmo assim a discretização nos gradientes usou o método dos mínimos quadrados baseado nos elementos (*Least square cell based method*) devido ao tempo computacional requerido em comparação com as alternativas.

(O apêndice B apresenta a explicação em detalhes das definições dos diferentes métodos usados baseado no manual do software eos princípios de solução de problemas pelo metodo do CFD).

A partir destas definições, é importante revisar as condições de contorno tanto para as equações do escoamento como para a equação da energia. Para o cálculo da velocidade de entrada foi necessário fazer um balanço de massa entre o ponto de entrada dos microcanais e o ponto de entrada do fluido na geometria ou ponto B na Figura 29a. Neste cálculo foram usados os valores de velocidade mássica, G , obtidos da análise teórica.

A pressão de referência foi definida como a pressão atmosférica e, portanto, a pressão de saída foi escolhida como sendo igual a zero devido às características do problema (baixa pressão no sistema); a condição de não escorregamento foi considerada nas superfícies da geometria em contato com o fluido.

Figura 29 - a) Condições de fronteira nas regiões de entrada e saída dos microcanais (Esq.). b) Condições de fronteira nos microcanais (Dir.).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para as condições de contorno na equação de energia a Figura 29b apresenta as superfícies pelas quais se considera um fluxo de calor constante nos microcanais, na base e nas laterais, e a parte superior é considerada como isolada (tampa em policarbonato) junto com as demais superfícies. A temperatura de entrada depende das condições do fluido de trabalho, neste caso, água a 25 °C. A Tabela 5 apresenta um resumo das condições de contorno usadas no problema.

Os critérios para a convergência foram o monitoramento dos resíduos nas equações governantes. No caso da equação da continuidade, a convergência é considerada com resíduos abaixo de 10^{-4} e para as equações de momentum e energia abaixo de 10^{-6} .

Tabela 5 - Resumo condições de fronteira para o problema numérico.

Velocidade de entrada fluido	$V_{in} = u$	É obtida apartir dos resultados teoricos fazendo um balanço entre os microcanais e o ponto B na Figura 29a.
Condição de não escorregamento	$u = 0$	Em todas as superfícies em contato com o fluido de trabalho
Pressão de saída	$P_{out} = 0$	No ponto C na Figura 29a.
Temperatura de entrada fluido	$T_{flu,in} = 25^{\circ}\text{C}$	No ponto B na Figura 29a.
Fluxo de calor constante nos microcanais	$q'' = q_p''$	Este fluxo é definido com a Equação (16) considerando a partir da Figura 29b que este fluxo é para três paredes em cada um dos microcanais.
Superfícies isoladas	$q'' = 0$	Nas superfícies definidas pelos dutos e plenums de entrada e saída ou superfícies marcadas em vermelho na Figura 29a.

Fonte: Elaboração do próprio autor.

3.3.4 Metodologia de análise

O próximo passo é fazer a verificação e validação dos resultados obtidos e na sequência descrever como serão analisados tais resultados visando avaliar o desempenho do dissipador nas condições de operação dadas. A parte de verificação é baseada nos resultados teóricos e nos seguintes parâmetros, próprios da solução no software:

- Convergência atingida.
- Contornos de temperatura, velocidade e pressão em pontos definidos.
- Variações de temperatura nos microcanais.
- Variações de velocidade nos microcanais.
- Queda de pressão nos microcanais.

Como os valores de entrada são os mesmos da análise teórica (ver itens 3.1 e 3.2) espera-se que a resposta referente ao comportamento da análise numérica seja consistente, qualitativa e quantitativamente, e próxima nos seus resultados (divergindo apenas nas possíveis diferenças

relacionadas ao alcance de cada uma das soluções). A verificação compara os resultados de ambas as aproximações nas variáveis principais, *i.e.*, temperatura, velocidade e pressão.

Assim, qualitativamente, por exemplo, as variações de temperatura devem ter um comportamento similar ao dado na Figura 25. Outro item importante é a baixa vazão, que leva a um escoamento laminar completamente desenvolvido, sendo que o perfil de velocidade esperado da solução numérica deve refletir este comportamento.

A validação é feita a partir dos resultados experimentais e é um processo similar ao descrito no processo de verificação (será apresentada no Capítulo de discussão, juntamente com os resultados das três análises desenvolvidas).

Na aproximação quantitativa, os valores são retirados em pontos específicos da geometria como, uma linha que passa pelo comprimento dos microcanais, no ponto médio da seção transversal, ou um plano na profundidade média dos microcanais.

3.4 Bancada experimental e metodologia de análise experimental

A terceira etapa do projeto de pesquisa consiste na construção e validação de uma bancada experimental. Nesta seção será mostrada a etapa de construção da bancada, partindo das primeiras propostas que consideraram a inclusão de uma célula fotovoltaica com concentração até a proposta final desenvolvida, onde se optou pela escolha de uma resistência elétrica a fim de simular o calor rejeitado na interação com a célula fotovoltaica quando é irradiada pelo sol.

3.4.1 *Aparato experimental*

No início do projeto a ideia original era construir a seção de testes baseada em microcanais acoplada a uma célula HCPV e, assim, avaliá-la sob condições reais de operação, *i.e.*, testes no exterior com radiação solar. No entanto, devido às dificuldades relacionadas à obtenção da célula, dos sistemas de rastreamento e concentradores ópticos, foi necessário repensar o projeto inicial e restringir o escopo para uma bancada em laboratório capaz de simular as condições de operação reais.

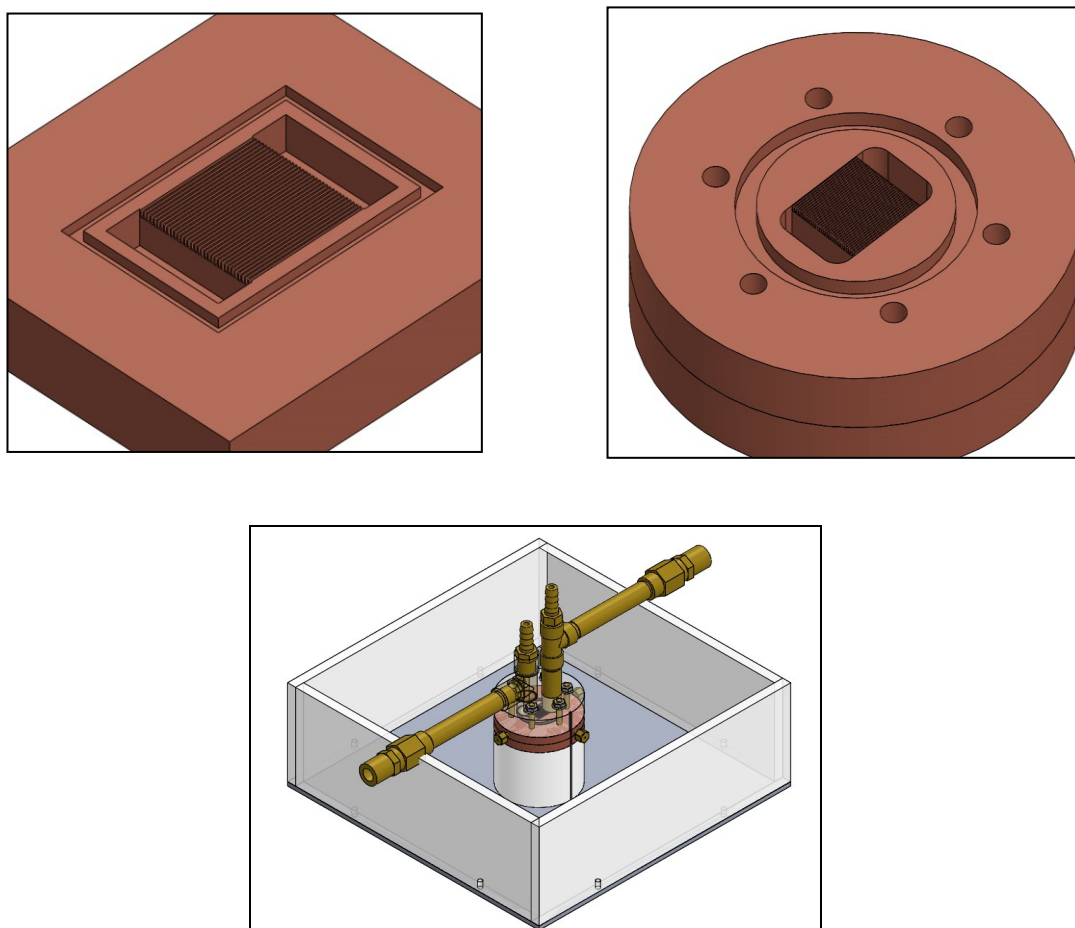
Assim, a construção da bancada ficou dividida em duas partes: a primeira e mais relevante consistiu na construção da seção de testes, e a segunda parte foi o processo de fabricação da estrutura com sua instrumentação e sistema de aquisição de dados, a fim de

garantir a operação e coleta das informações provenientes da seção de testes e demais equipamentos presentes na bancada experimental.

A primeira parte envolve a seção de testes contendo o dissipador de calor baseado em microcanais, a instrumentação e a resistência elétrica, a qual simula o calor dissipado na célula fotovoltaica sob as condições de radiação solar e eficiência elétrica considerada (ver item 3.4.4).

A evolução da seção de testes é apresentada na sequência da Figura 30. Na primeira imagem (Figura 30a) há o primeiro protótipo da seção de testes feito em uma peça de cobre retangular com canais de distribuição também retangulares. Este protótipo foi desconsiderado devido aos problemas que poderiam surgir das vedações e da dificuldade na sua fabricação.

Figura 30 - Sequência de evolução das propostas de *layout* da seção de testes: a) Primeira, seção retangular (Sup. Esq.); b) Segunda, seção circular (Sup. Dir.); c) Proposta final definida (Inf.).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Figura 30b é apresentada a seção de testes utilizada no presente trabalho, aproveitando a disponibilidade dos materiais comerciais como o cobre, que é fornecido em tarugos circulares. Também, essa geometria facilita a vedação com o uso de O-ring's.

Na Figura 30c é apresentada a proposta final do conjunto contendo a seção de testes, peças adicionais para isolamento e visualização do escoamento. O conjunto está fixado sobre uma base retangular a fim de garantir uma estabilidade maior do aparato experimental.

A Figura 31 apresenta a seção de testes em detalhes. São indicados os componentes mais relevantes de acordo com a seguinte numeração:

1. Base dos microcanais em cobre.
2. O-ring inferior.
3. Anel de vedação em cobre.
4. Conexões da seção de testes.
5. Transdutores de pressão.
6. Tampa em policarbonato.
7. O-ring superior.
8. Suportes dos termopares da seção de testes.
9. Resistência elétrica.
10. Anel de isolamento da resistência elétrica em Teflon[®].

A tampa em policarbonato (posição 6) permite visualizar o escoamento através dos microcanais. Os instrumentos para a medição da pressão, transdutores de pressão (posição 5), estão o mais próximo possível da seção de testes e no caso dos termopares, usados para medição da temperatura, estão encaixados na superfície tangencial do dissipador (posição 8).

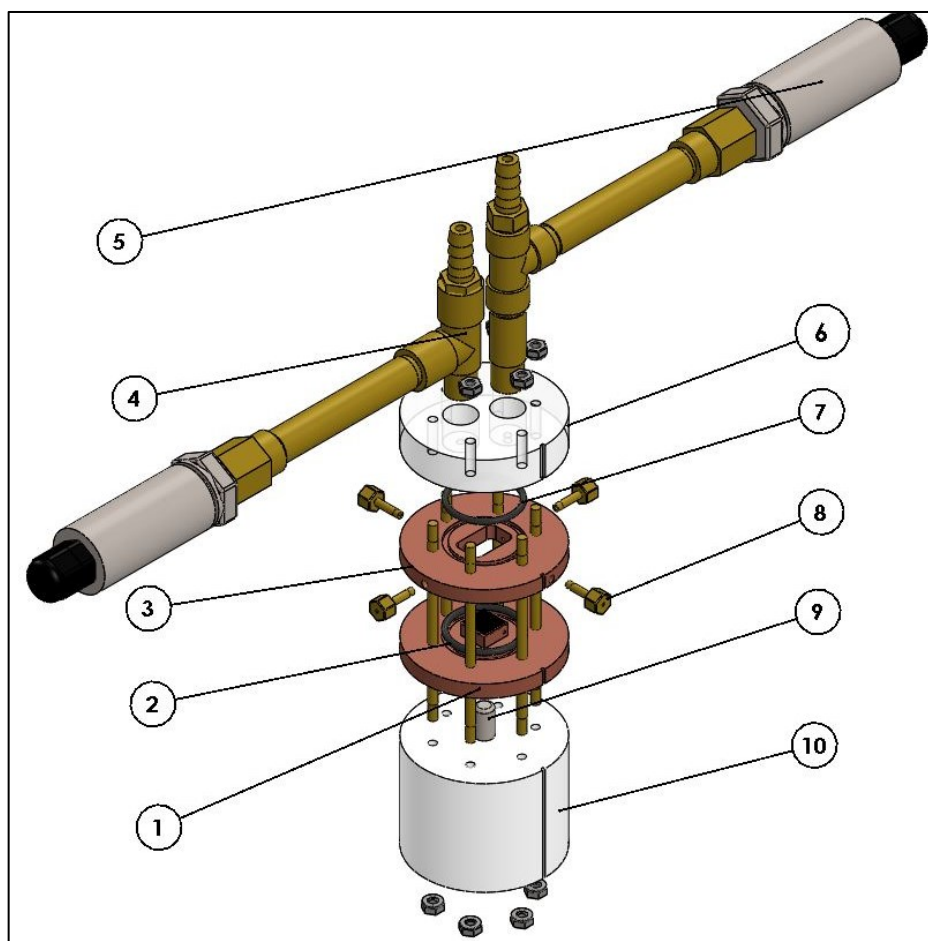
A segunda parte da construção da bancada envolveu a fabricação da estrutura, bem como do dimensionamento dos outros componentes da bancada experimental como: o sistema de bombeamento e o sistema de aquisição de dados.

Para dimensionar os equipamentos foram definidas as condições de operação da bancada com base nos resultados teóricos. Assim, parâmetros como a vazão, a pressão de operação juntamente com as temperaturas estimadas do fluido de trabalho, permitiram selecionar o sistema de bombeamento e os instrumentos (rotâmetro, transdutores de pressão e termopares).

A bancada experimental construída é apresentada na Figura 32. Durante a sua construção buscou-se fazer uma distribuição apropriada dos diferentes elementos visando facilitar o processo de aquisição de dados, fornecimento de tensão elétrica e limpeza ou troca do fluido de trabalho, caso necessário. Assim, na base superior foram colocados todos os aparelhos eletrônicos como o sistema de aquisição de dados, uma fonte de tensão e um Variac;

na base intermediária tem-se, basicamente, a seção de testes; e, na base inferior, o banho ultratermostático a fim de evitar contatos do fluido com os instrumentos ou com a eletricidade.

Figura 31 - Seção de testes em detalhes.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Tabela 6 apresenta um resumo dos materiais usados, sendo os mais relevantes aqueles relacionados à instrumentação e ao sistema de aquisição de dados. Os dados experimentais obtidos são coletados e armazenados em um computador para sua posterior análise.

A potência dissipada pela resistência elétrica de cartucho é regulada com a ajuda de um Variac, os termopares da seção de testes são blindados e possuem um diâmetro pequeno considerando as restrições de espaço para alocação na seção de testes.

Não foi considerado o uso de isolamento nas linhas do fluido devido às baixas temperaturas ($< 40\text{ }^{\circ}\text{C}$) e baixa vazão, conforme cálculos feitos durante as etapas de projeto.

Figura 32 - Bancada experimental construída.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 6 - Resumo dos componentes da bancada experimental.

Descrição	Marca
Termopar tipo K, diâmetro 0,5 mm blindado ref: KMQSS-020U-12	Ômega
Termopar tipo K, fabricação manual com fios	Ômega
Manômetro de 0-14 psi	Salcas
Resistência elétrica de cartucho com uma potência de dissipação de 50 W x 220 V, possuindo diâmetro de 6,35 mm e comprimento de 37 mm	Itaquá
Rotâmetro de leitura direta para vazões entre 20 e 500 ml/min. Ref: FLDW3413ST	Ômega
Transdutor de pressão absoluto 0-2 bar ref: PXM309-002A10V	Ômega
Fonte Icel Manaus ref: PS-5000	Icel Manaus
Sistema de aquisição de dados ref:34970A	Agilent
Válvula esfera em latão DN08 PN40 diâmetro 1/4"	IVM
Variac ref: TDGC2-1KVA-JNG-220V	N/D
Banho ultratermostático com vazão de 6 l/min, faixa de trabalho entre -20 °C e 120 °C ref: Q214M2	Quimis

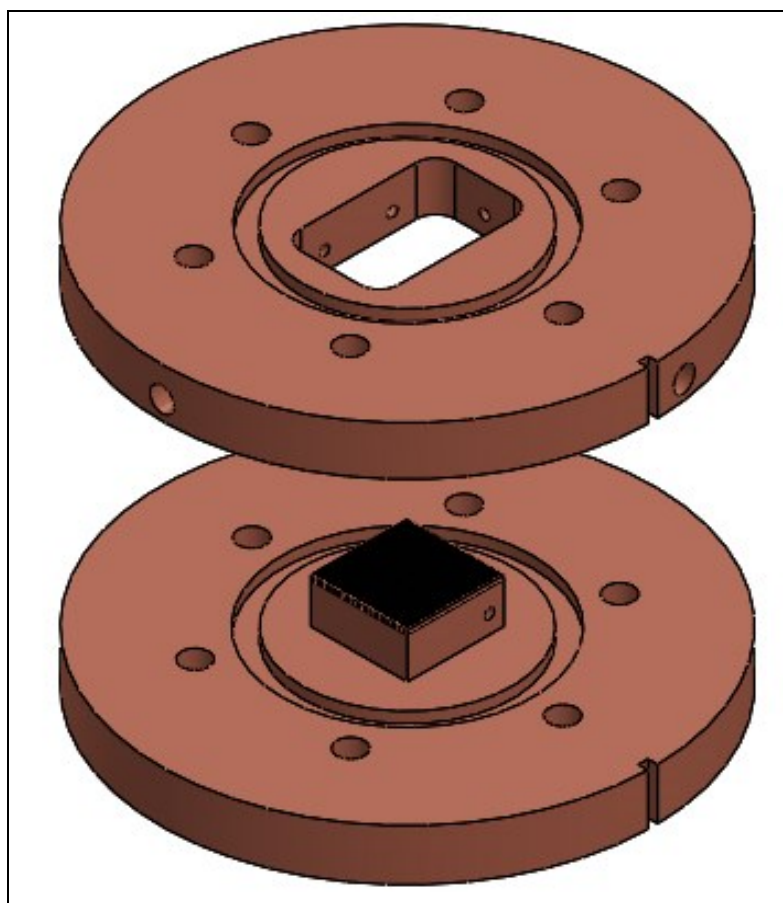
Fonte: Elaboração do próprio autor.

3.4.2 Dissipador de calor baseado em microcanais

O dissipador de calor baseado em microcanais foi construído a partir de um tarugo de cobre de 51 mm de diâmetro, dividido em duas partes, uma é a base com os microcanais e a outra é um anel para a vedação, Figura 33. Na base principal foram usinados 33 microcanais sobre uma área de 10 mm²; no anel foram usinados os furos para os suportes dos termopares.

A espessura dos microcanais dependeu da espessura das microfresas usadas durante o processo de usinagem da seção de testes. A menor espessura disponível foi igual a 2 microns.

Figura 33 - Dissipador de calor baseado em microcanais; base dos microcanais (inferior); anel de vedação (superior).

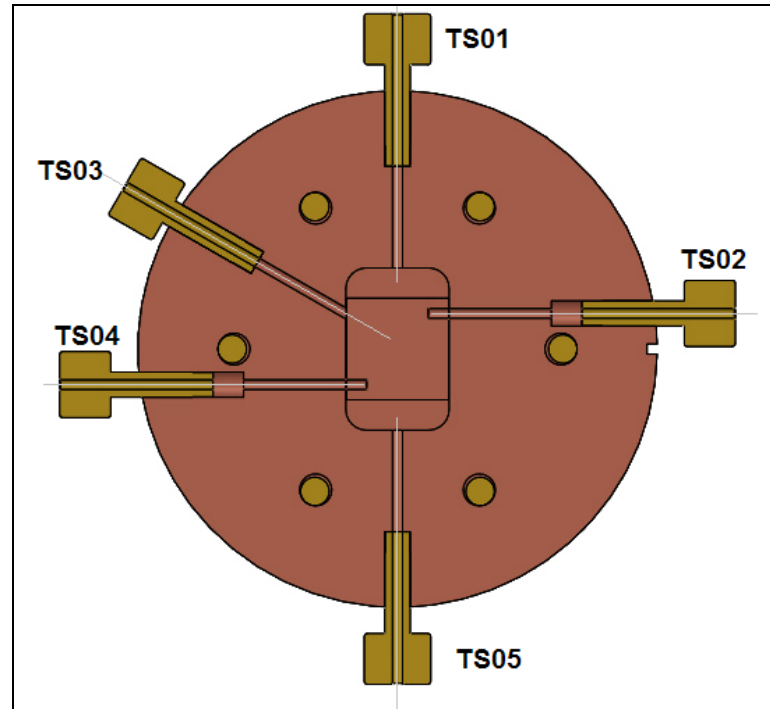


Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 34 mostra em detalhes os cinco pontos de medição da temperatura no dissipador, onde a sigla TS, seguida de um número, representam os termopares na seção de testes, sendo dois deles utilizados para efetuar a medida de temperatura do fluido de trabalho e os outros três termopares, a temperatura de parede na área efetiva. Estes três termopares estão

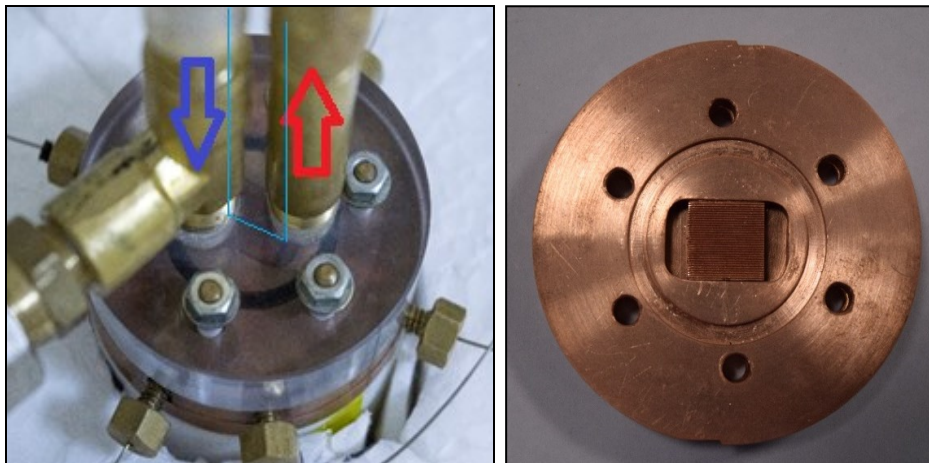
embaixo da superfície dos microcanais, a 2 mm e sobre a diagonal do quadrado que define a área efetiva de troca de calor.

Figura 34 - Vista em corte do dissipador.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 35- Dissipador: a) Montado na seção de testes (Esq.).
b) depois do processo de micro usinagem (Dir.).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Por fim, a Figura 35 mostra como ficou o dissipador montado na seção de testes e durante o processo de micro usinagem, respectivamente. Na Figura 35a é possível verificar como ficaram montados os termopares, a disposição do O-ring e dos microcanais visualizados

através da tampa de policarbonato. Outro ponto importante é perceber como o fluido de trabalho se desloca através do dissipador, indicado na imagem pelas setas, as quais mostram a entrada do fluido (seta azul) e a saída do mesmo (seta vermelha).

3.4.3 Metodologia de coleta de dados

Com a bancada experimental pronta o passo seguinte foi definir a metodologia de coleta de dados para a análise experimental. Um esquema do circuito experimental é apresentado na Figura 36, na qual são mostrados os diferentes instrumentos juntamente com os componentes que regulam o escoamento, *i.e.*, válvulas e banho ultratermostático.

Na Figura 36 é apresentada também uma nomenclatura para identificar os diferentes dispositivos conforme as abreviaturas a seguir:

- VE0X: válvulas de esfera. Conforme a sua posição.
- STR: filtro de linha.
- BT: banho ultratermostático.
- T0X: termopares localizados fora da seção de testes.
- MP0X: manômetros analógicos.
- TS0X: termopares da seção de testes.
- P0X: transdutores de pressão da seção de testes.
- FG01: rotâmetro.

O caminho do fluido neste circuito é descrito a seguir: a temperatura é ajustada no banho (BT); o fluido passa pela válvula VE01, regulando a descarga da bomba centrífuga no banho; um filtro (STR) evita a passagem de partículas que possam entupir ou danificar a seção de testes. O circuito apresenta um *by-pass*, caso seja necessário fazer alguma manobra na seção de testes; este é acionado pelas válvulas VE02, VE03 e VE06.

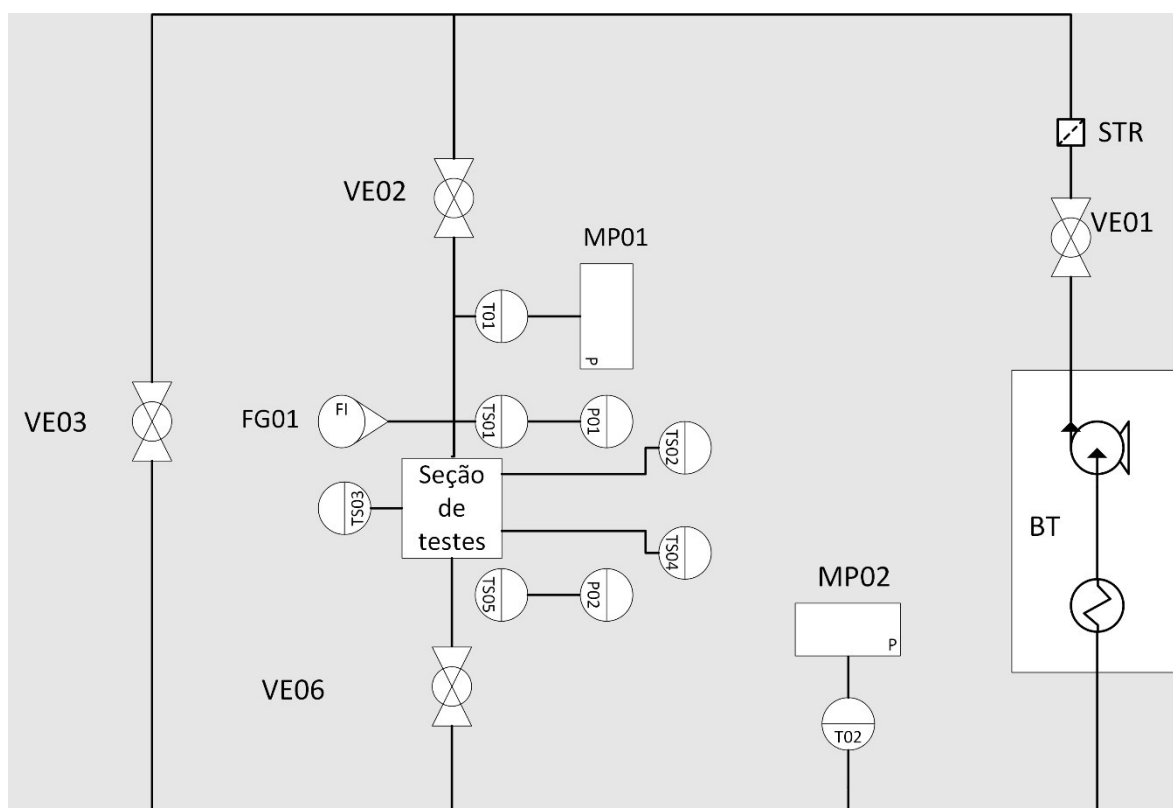
Antes de chegar à seção de testes há um ponto de controle no qual, a temperatura (T01) e pressão (MP01) serão medidas. A medida da temperatura garante que as perdas térmicas sejam mínimas no fluido antes de chegar à seção de testes; no caso do controle da pressão, o objetivo é proteger a instrumentação como o rotâmetro e os transdutores de pressão.

Outro ponto de controle está próximo ao retorno do banho sendo usado para medir novamente a temperatura (T02) e a pressão (MP02), a fim de regular o processo como foi indicado anteriormente. A vazão é ajustada a partir da válvula VE01 que dá um ajuste grosso e

com a valvula de agulha do rotômetro FG01 é possível ter um ajuste fino e preciso na quantidade de fluido que chega à seção de testes.

Já na seção de testes, o fluido de trabalho passa por dois pontos de medição de temperatura (TS01 e TS05), um na entrada e outro na saída dos microcanais. O dispositivo possui ainda três pontos de medição de temperatura (TS02, TS03 e TS04) localizados embaixo da superfície dos microcanais, como indicado na Figura 34. A pressão é medida nos dutos verticais de entrada e saída (P01 e P02) e, portanto, avaliam a queda de pressão nos microcanais, nos *plenums* e nos dutos de entrada e saída (Figura 31).

Figura 36 - Esquema do circuito experimental.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

As pressões P01 e P02 definem a queda de pressão nos microcanais; as temperaturas na seção de testes, TS01-TS05, e a vazão obtida em FG01 avaliam o desempenho térmico do dissipador. As outras medições são importantes para controlar os ensaios experimentais, porém não são alvo das análises.

O sistema de aquisição de dados AGILENT permite salvar a resposta dos instrumentos segundo os intervalos selecionados pelo usuário, bem como, definir a quantidade de medições que se deseja.

Os resultados obtidos no modelo teórico e no modelo numérico (ver itens 3.1 e 3.2) correspondem a pontos ou casos específicos (únicos) se for comparado com a análise experimental, *i.e.*, naquela situação, por exemplo, se considerou uma temperatura e eficiência na célula, uma vazão e uma potência elétrica dissipada como valores fixos, que correspondem com um único valor na análise experimental.

Portanto, na análise experimental se definiu um fluxo de calor fixo a partir do qual a vazão foi variada conforme a escala do rotâmetro e os valores de G que garantam um escoamento laminar. O rotâmetro utilizado possui uma escala que varia de 20 ml/min a 500 ml/min, mas para nossas condições de trabalho foi considerado um intervalo de vazões entre 60 ml/min e 300 ml/min, permitindo uma análise adequada uma vez que a metodologia desenvolvida previamente é indicada para dissipadores de calor com baixas vazões, como é o caso.

Mantendo o fluxo de calor fixo, como enfatizado anteriormente, os testes foram feitos escolhendo 13 vazões diferentes. Antes de começar os testes esperou-se tempo suficiente para que o escoamento entrasse em regime permanente (em torno de 60 minutos), pois depois desse intervalo de tempo não havia mais flutuações de temperatura do fluido de trabalho. Uma vez atingida a temperatura de entrada igual a 25 °C no fluido os testes eram iniciados começando pela vazão menor de 60 ml/min e aumentando o valor desta em 20 ml/min. Cada variação requereu de uma espera aproximada de 10-15 minutos para voltar ao equilíbrio térmico no sistema.

Durante os testes, o sistema de aquisição coletava os dados dos instrumentos cada 5 segundos por intervalos aproximados de 8 minutos para cada ponto de medição (vazão), sendo que um total de 100 medições foram obtidas por instrumento. As médias dos valores obtidos foram utilizadas, posteriormente, na análise experimental.

3.4.4 Metodologia de análise experimental

O primeiro valor importante é a potência dissipada na resistência elétrica e como este valor vai representar o calor a ser dissipado numa situação real (sistema HCPV no exterior). O calor a ser dissipado depende da eficiência de conversão da célula junto com as possíveis perdas com o ambiente, porém se o sistema está bem isolado e o valor de concentração está na faixa que compreendem os sistemas HCPV (300-2000 sóis) as perdas podem ser consideradas desprezíveis em relação à parcela de calor rejeitada no processo de geração fotovoltaica.

Portanto, para conhecer a potência dissipada na resistência elétrica, tomou-se o valor calculado de radiação concentrada, i_{solar} , calculado a partir da Equação (8) subtraindo a parcela de potência elétrica, $w_{elétrico}$, utilizando a Equação (9). O valor obtido será o calor que deveria ser dissipado no sistema HCPV se este estiver operando sob condições reais.

Para dimensionar a resistência elétrica usou-se a lei de Ohm e a definição de potência como sendo o produto da tensão pela corrente. Com ambas as expressões é possível obter o valor da potência dissipada na resistência:

$$P_{res} = \frac{V^2}{R} \quad (38)$$

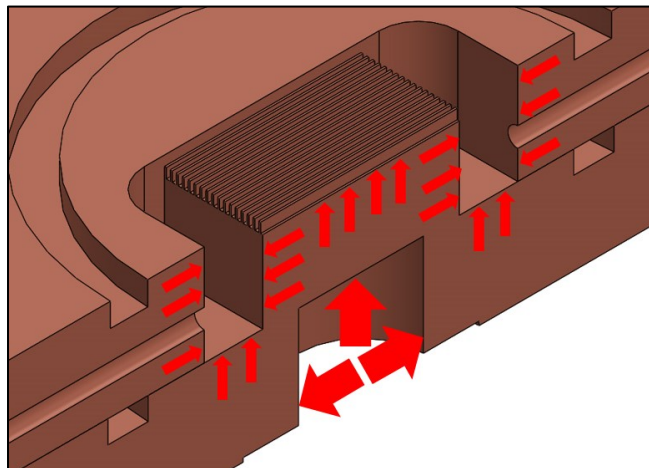
Os valores de tensão e resistência são medidos utilizando o sistema de aquisição, e a potência é ajustada a partir do valor da tensão.

O calor transferido ao fluido de trabalho é calculado com a Equação (39), a partir das propriedades de temperatura média do fluido, vazão e diferença de temperatura entre a entrada e saída dos microcanais:

$$q_{flu,exp} = \dot{m}c_{p,ag}(TS05 - TS01) \quad (39)$$

As perdas experimentais são a diferença entre P_{res} e $q_{flu,exp}$, como descrito no item 3.4.5 é importante enfatizar que o calor dissipado pelo fluido de trabalho é igual ao calor transferido por este no dissipador, incluindo os *plenums*.

Figura 37 – Esquema de distribuição dos fluxos de calor no dissipador.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 37 representa o esquema de distribuição dos fluxos de calor no dissipador. As setas grossas representam o calor entregue ao conjunto pela resistência elétrica, enquanto as setas mais finas representam o calor dissipado sobre os microcanais e os canais de distribuição (*plenums*). O calor dissipado nos plenums é calculado considerando-os como aletas, nas quais o fluido de trabalho troca calor com as superfícies de contato com eles. As Equações (40a) e (40b) indicam o cálculo:

$$q_{plen,in} = \left(\sqrt[2]{h_{exp} P_{ple} k_{dis} A_{ple}} \right) (TS02 - TS01) \left(\tanh \left(\sqrt[2]{\frac{h_{exp} P_{ple}}{k_{dis} A_{ple}}} * L_{ple} \right) \right) \quad (40a)$$

$$q_{plen,out} = \left(\sqrt[2]{h_{exp} P_{ple} k_{dis} A_{ple}} \right) (TS04 - TS05) \left(\tanh \left(\sqrt[2]{\frac{h_{exp} P_{ple}}{k_{dis} A_{ple}}} * L_{ple} \right) \right) \quad (40b)$$

A diferença de temperatura é definida como a diferença entre a temperatura de parede na superfície mais próxima ao canal de distribuição (TS02 no *plenum* de entrada e TS04 no *plenum* de saída) e a temperatura do fluido na entrada ou na saída (TS01 e TS05, respectivamente).

Para calcular o calor dissipado nos microcanais é usada a seguinte equação:

$$q_{mc} = q_{flu,exp} - q_{plen,in} - q_{plen,out} \quad (41)$$

Na Equação (41), o calor dissipado nos microcanais fica resumido como o calor dissipado no fluido de trabalho (Equação 39) menos o calor dissipado nos plenums obtidos com a Equação (40).

Embora a taxa de calor dissipada seja definida como um valor constante, os fluxos de calor são diferentes pois dependem das áreas de troca de calor com o fluido. Assim a área efetiva na célula é diferente da área de troca nos microcanais e nos *plenums*.

Para verificar se o escoamento é de fato laminar, calcula-se o número de Reynolds experimental, considerando as propriedades avaliadas na temperatura média do fluido, a velocidade média do escoamento e o diâmetro hidráulico do microcanal.

$$Re_{exp} = \frac{\rho_{ag} u_{ag} D_h}{\mu_{ag}} \quad (42)$$

A temperatura média de parede nos microcanais é calculada usando a seguinte expressão:

$$T_{par,m} = \frac{(TS02 + TS03 + TS04)}{3} \quad (43)$$

Para efetuar o cálculo correto da temperatura no tratamento dos resultados foi usada a Lei de Fourier, considerando a profundidade entre a parede do microcanal e dos furos nos quais estão localizados os termopares (profundidade igual a 2 mm).

Assim, o cálculo do coeficiente de transferência de calor experimental pode ser definido como:

$$h_{exp} = \frac{q_{mc}}{NA_{mc}(T_{par,m} - T_{flu,m})} \quad (44)$$

onde $T_{flu,m}$, representa a temperatura média do fluido, na entrada e saídas dos *plenums*.

O último resultado obtido corresponde aos valores da queda de pressão, que consiste na diferença de pressão entre os sensores P01 e P02, Assim:

$$\Delta P = P02 - P01 \quad (45)$$

3.4.5 Validação da bancada experimental

A validação da bancada experimental envolve três partes: i) a calibração dos termopares (ver Apêndice C para descrição detalhada); ii) a validação do coeficiente de transferência de calor; e, iii) a validação a partir dos valores obtidos para a queda de pressão.

Outro ponto importante é a revisão das perdas térmicas, considerando a geometria do dissipador (Figura 35). Assim, a partir do cálculo da potência dissipada na resistência elétrica na Equação (38) e do calor transferido ao fluido de trabalho, tem-se o valor total das perdas térmicas, correspondendo a 31%. Este valor foi desconsiderado dos cálculos pois nestes cálculos só usou-se o calor a ser dissipado nos microcanais, ver Equação (41).

Para a validação do coeficiente de transferência de calor foram usadas algumas correlações teóricas para o cálculo do número de Nusselt, permitindo avaliar quais das

correlações apresentam um comportamento similar ao experimental. Foi considerado o erro médio absoluto percentual ou MAEP (sigla em inglês) como parâmetro de validação.

$$MAEP \% = \frac{\sum_{i=1}^N \left| \frac{y_{i,experimental} - y_{i,teorico}}{y_{i,teorico}} \right|}{N} * 100\% \quad (46)$$

Da Equação (46) o termo “y” corresponde à variável a ser avaliada, advinda do resultado experimental ou do resultado teórico calculado a partir das correlações propostas.

A Tabela 7 apresenta as quatro correlações consideradas para o cálculo do número de Nusselt e, conseqüentemente, do coeficiente de transferência de calor. É importante ressaltar que os microcanais possuem um comprimento pequeno, assim, o efeito da região de entrada deve ser considerado. Outra questão importante é que estas correlações são para escoamento laminar ($Re < 2300$).

Tabela 7 – Correlações usadas para o cálculo e validação do coeficiente de transferência de calor.

				MAEP(%)
1)	Shah e London (1978)			
$Nu = \begin{cases} 1,953 \left(\frac{RePrDh}{L} \right)^{1/3} \\ 4,364 + 0,0722 \left(\frac{RePrDh}{L} \right) \end{cases}$	$\left(\frac{RePrDh}{L} \right) \geq 33,3$	(47a)		28,92
	$\left(\frac{RePrDh}{L} \right) \geq 33,3$	(47b)		
2)	Stephan e Preuber (1979)			
$Nu = 4,364 + \frac{0,086 \left(\frac{RePrDh}{L} \right)^{1,33}}{1 + Pr \left(\frac{ReDh}{L} \right)^{0,83}}$		(48)		24,83
3)	Copeland (2000)			
$Nu = \left\{ \left[2,22 \left(\frac{RePrDh}{L} \right)^{0,33} \right]^3 + (8,31M - 0,02)^3 \right\}^{\frac{1}{3}}$		(49)		19,18
$M = \frac{\left(\frac{E_{mc}}{H_{mc}} \right)^2 + 1}{\left(\frac{E_{mc}}{(H_{mc} + 1)} \right)^2}$		(50)		

4) Lee e Qu (2007)

$$L^* = \frac{L}{Re_{sp} D_h Pr} \quad (20)$$

$$\beta = \frac{E_{mc}}{H_{ch}} \quad (21)$$

$$Nu_3 = 8,235 * (1 - 1,883\beta + 3,767\beta^2 - 5,814\beta^3 + 5,361\beta^4 - 2,0\beta^5) \quad (22)$$

$$Nu_4 = 8,235 * (1 - 2,042\beta + 3,085\beta^2 - 2,477\beta^3 + 1,058\beta^4 - 0,186\beta^5) \quad (23)$$

$$h = \{Nu_4 + 8,68(10^3 L^*)^{-0,506} * e^{[(9,9776 \ln(\beta)) - 26,379]L^*}\} \left(\frac{Nu_3}{Nu_4}\right) \left(\frac{k_{flu}}{D_h}\right) \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{-0,14} \quad (24)$$

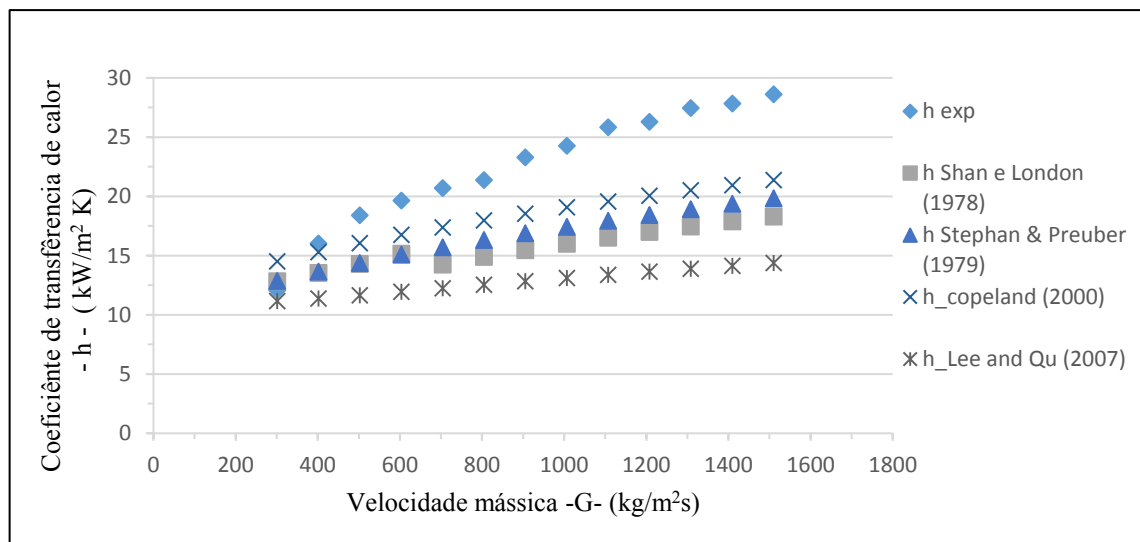
40,78

Fonte: Elaboração do próprio autor.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor, h , é feito a partir do diâmetro hidráulico térmico e da condutividade térmica da água à temperatura média, com exceção da Correlação 4, a qual apresenta sua própria correlação a partir das Equações (20 – 23). A Figura 38 apresenta os resultados obtidos a partir das correlações descritas anteriormente, destacando-se uma tendência similar de crescimento no valor do h para valores de velocidade mássica na faixa de 300 - 800 kg /m²s.

Enquanto ao erro médio absoluto (MAEP), a correlação de Copeland apresentou o menor valor percentual, 19,18%. A correlação proposta por Lee e Qu (2007) apresentou a maior diferença, 40,78% e, as demais correlações apresentaram valores intermediários, porém ainda afastados dos valores ideais.

Figura 38 – Validação do coeficiente de transferência de calor.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A partir destes resultados foram analisadas as condições sob as quais as correlações propostas devem ser usadas. No caso da correlação de Shah e London (1978), a correlação foi proposta para dutos circulares os quais foram aquecidos com um fluxo de calor constante na parede. Assim, embora a correlação forneça uma boa aproximação para o comportamento em microcanais, ela apresenta limitações pois a seção dos microcanais é retangular. Algo similar acontece como a correlação de Stephan e Preuber (1979) sendo o valor do MAEP similar ao valor obtido com a correlação de Shah e London (1978). As correlações anteriores foram usadas por Fayyadh et al. (2017) apresentando resultados similares aos aqui obtidos, para um dissipador baseado em microcanais de seção transversal retangular.

Para a correlação desenvolvida por Lee e Qu (2007), a qual é baseada nas correlações propostas por Shah e London (1978), os números de Nusselt considerados são para escoamentos laminares completamente desenvolvidos nos quais o Nu é constante e função do fator de forma da seção transversal β . Entretanto, no presente caso, o escoamento não é completamente desenvolvido e o efeito da região de entrada deve ser considerado, como proposto na correlação de Copeland (2000). Nesta correlação, o efeito da entrada é considerado e o número de Nusselt é calculado como a soma dos efeitos da região de entrada e da região desenvolvida, sendo esta correlação a que melhor representa os dados experimentais obtidos.

Para a validação da queda de pressão foram usadas duas correlações apresentadas na Tabela 8. Para o cálculo da queda de pressão existem 4 regiões consideradas que são apresentadas na Equação (25) e descritas na sequência.

As duas correlações definem cada uma das parcelas pressão de forma diferente, porém o objetivo final é o mesmo, assim, a queda de pressão total é calculada conforme:

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_e + \Delta P_{sp,dh} + \Delta P_{sp,fh} \quad (25)$$

na qual:

ΔP_c : perda de pressão por contração.

ΔP_e : recuperação de pressão pela expansão.

$\Delta P_{sp,dh}$: queda de pressão na região de desenvolvimento.

$\Delta P_{sp,fh}$: queda de pressão na região completamente desenvolvida.

Tabela 8 – Correlações usadas para o cálculo e validação da queda de pressão.

		MAEP(%)
1) Lee e Qu (2007)		
$\Delta P_c = \frac{1}{2\rho_{flu}}(1 + K_c)G^2$	(26)	
$K_c = 0,6740 + 1,2501\beta + 0,3417\beta^2 - 0,8358\beta^3$	(27)	
$\Delta P_e = 0$	(28)	
$\Delta P_{sp,dh} = \frac{2f_{app,dh}G^2L_{sp,dh}}{D_h\rho_{flu}}$	(29)	
$L_{sp,dh} = (0,06 + 0,07\beta - 0,04\beta^2)Re_{in}D_h$	(30)	
$f_{app,dh} = \frac{1}{Re_{sp}} \left[3,44(L_{sp,dh}^+)^{-0,5} + \frac{K(\infty)/(4L_{sp,dh}^+) + f_{sp,fh}Re_{sp} - 3,44(L_{sp,dh}^+)^{-0,5}}{1 + C(L_{sp,dh}^+)^{-2}} \right] *$		
$* \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,58}$	(31)	29,16
$f_{sp,fh}Re_{sp} = 24(1 - 1,355\beta + 1,947\beta^2 - 1,701\beta^3 + 0,956\beta^4 - 0,254\beta^5)$	(32)	
$L_{sp,dh}^+ = \frac{L_{sp,dh}}{Re_{sp}D_h}$	(33)	
$K(\infty) = 0,6740 + 1,2501\beta + 0,3417\beta^2 - 0,8358\beta^3$	(34)	
$C = (0,1811 + 4,3488\beta - 1,6027\beta^2) \times 10^{-4}$	(35)	
$\Delta P_{sp,fh} = \frac{2[f_{sp,fh}(\mu_w/\mu_b)^{0,58}]G^2L_{sp,fh}}{D_h\rho_{flu}}$	(36)	
$L_{sp,fh} = L - L_{sp,dh}$	(37)	
2) Do Nascimento (2012)		
$\Delta P_c = 0,42 \left(1 - \frac{A_{mc}}{A_{plen}} \right) \frac{G^2}{2\rho_{flu}}$	(51)	
$\Delta P_e = \left(1 - \frac{A_{mc}}{A_{plen}} \right)^2 \frac{G^2}{2\rho_{flu}}$	(52)	
$\Delta P_a = \frac{2\bar{f}G^2}{\rho_{flu}D_h}L$	(53)	27,31
$L_{sp,dh} = 0,05D_hRe$	(54)	
$f_{fh} = \frac{24}{Re} (1 - 1,3553\epsilon + 1,9467\epsilon^2 - 1,7012\epsilon^3 + 0,9564\epsilon^4 - 0,2537\epsilon^5)$	(55)	

$$f_{dh} = \frac{\left\{ \left[\frac{0,8}{0,5L^{+0,57}} \right]^2 + (f_{fh} Re)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}}{Re} \quad (56)$$

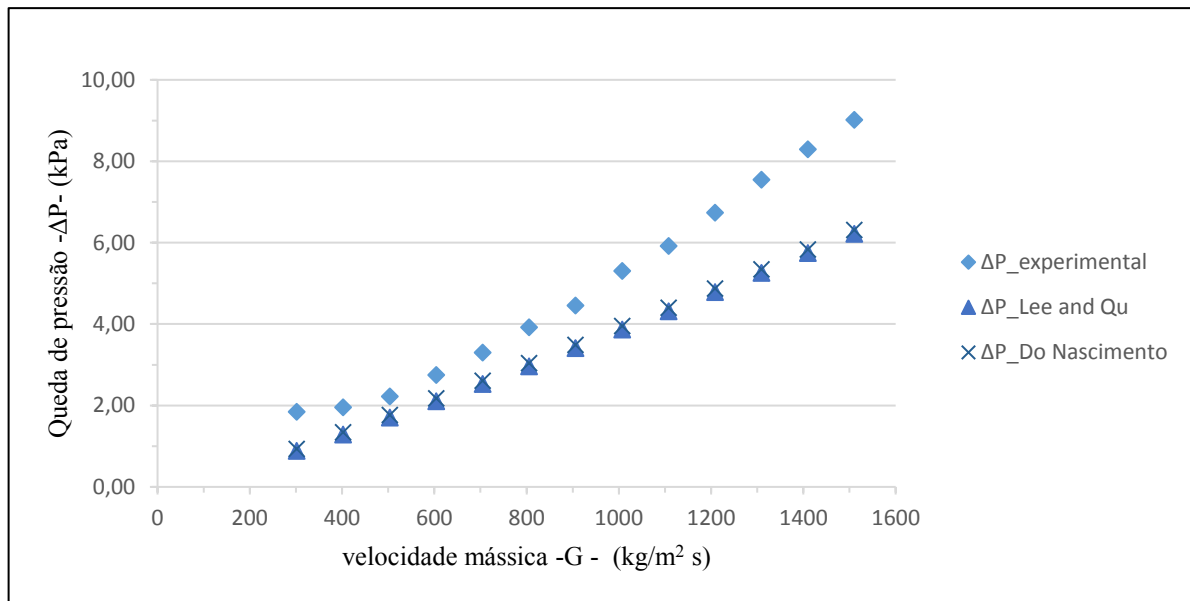
$$\bar{f} = \frac{L_{sp,dh} f_{dh} + (L - L_{sp,dh}) f_{fh}}{L} \quad (57)$$

$$\epsilon = \frac{E_{mc}}{H_{mc}} \quad (58)$$

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 39 apresenta os resultados obtidos para ambas as correlações usadas, sendo o erro médio calculado muito similar, em torno de 28%. O comportamento mostrado na Figura 39 revela uma tendência de aumento da queda de pressão à medida que a velocidade mássica aumenta. Para uma faixa entre 300 - 800 kg/m²s, o erro percentual é menor.

Figura 39 – Validação da queda de pressão com o aumento da velocidade mássica.



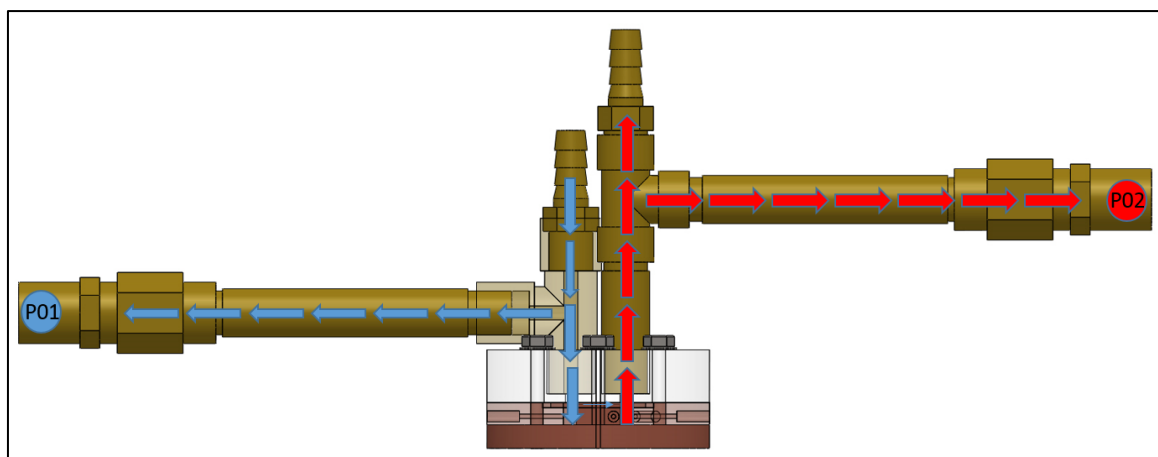
Fonte: Elaboração do próprio autor.

É importante lembrar como foi realizada a montagem dos transdutores de pressão na seção de testes, a fim de compreender melhor as discrepâncias mostradas na Figura 39. Na Figura 40 temos os pontos marcados como P01 e P02, pontos nos quais os transdutores medem a pressão pelo que a queda de pressão nas conexões e nos *plenums* é incluída nas medições.

Assim, os erros calculados devem ser menores e o comportamento das correlações usadas apresentar um comportamento mais próximo ao comportamento experimental.

Outro ponto é analisar o porquê os valores obtidos com as correlações são mais próximo aos valores experimentais, para velocidades mássicas entre $300 - 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Esse intervalo corresponde a números de Reynolds que variam entre 100 e 300, ou seja, escoamento laminar. Porém, para números de Reynolds que estão na faixa de $200 - 700$, pode haver um comportamento de transição entre o escoamento laminar e turbulento, como o observado por Do Nascimento (2012) e justificado pelo efeito do fator de forma considerando as dimensões menores no caso dos microcanais (PENG; PETERSON; WANG, 1994).

Figura 40 – Esquema de medição da pressão na seção de testes.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Finalmente, as correlações usadas para a validação do coeficiente de transferência de calor e para o cálculo da queda de pressão são correlações propostas para serem aplicadas em macrocanais sob escoamento monofásico (dutos com diâmetros hidráulicos maiores do que 6 mm), sendo esta uma possível razão para os erros encontrados no presente trabalho.

3.4.6 Incertezas e erros

O cálculo das incertezas foi desenvolvido por meio do método da soma das raízes quadradas (Root - Sum - Squares - RSS) junto com o método de propagação de erro proposto por Figliola e Beasley (2006). Os cálculos se baseiam nos erros conhecidos dos instrumentos usados e são expressos pela Equação (59):

$$u = \pm \left[\sum_{i=1}^M \theta_i u_{xi} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (59)$$

na qual u é o valor da incerteza total e θ_i é a derivada parcial de ordem 1, advinda do cálculo de funções de variáveis independentes, sendo u_{xi} a incerteza de cada uma das variáveis independentes consideradas no cálculo.

Para o presente estudo, os resultados do cálculo de incertezas são relevantes para os valores de fluxo de calor, coeficiente de transferência de calor e queda de pressão. Este último depende da incerteza do instrumento de medição, neste caso um transdutor de pressão, logo assume-se essa incerteza como sendo igual à incerteza dada pelo transdutor.

Incerteza no fluxo de calor: o fluxo de calor sobre os microcanais é definido como a taxa de potência dissipada na resistência elétrica dividida pelo valor da área efetiva no dissipador, *i.e.*, a área superficial nos microcanais,

$$q_{mc}'' = \frac{P_{res}}{NA_{mc}} \quad (60)$$

A partir da definição de potência elétrica e do uso da lei de Ohm, a equação anterior pode ser reescrita como:

$$q_{mc}'' = \frac{\frac{V^2}{R}}{NA_{mc}} \quad (61)$$

na qual V e R representam a tensão elétrica e a resistência elétrica da resistência em Volts e Ohms, respectivamente.

A área efetiva interna do microcanal é calculada por:

$$A_{mc} = (2H_{mc} + E_{mc})L \quad (62)$$

onde H_{mc} representa a altura do microcanal, E_{mc} a espessura do microcanal e L o comprimento do dissipador (igual ao comprimento dos microcanais), em metros.

Antes de realizar o cálculo da incerteza no fluxo de calor é necessário obter a incerteza na medida da área efetiva do microcanal, calculada como se segue:

$$\delta A_{mc} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_{mc}}{\partial H_{mc}} \delta H_{mc}\right)^2 + \left(\frac{\partial A_{mc}}{\partial E_{mc}} \delta E_{mc}\right)^2 + \left(\frac{\partial A_{mc}}{\partial L} \delta L\right)^2} \quad (63)$$

Fazendo as derivadas parciais da Equação (62) e substituindo na Equação (63), obtêm-se:

$$\delta A_{mc} = \sqrt{(2L\delta H_{mc})^2 + (L\delta E_{mc})^2 + ((2H_{mc} + E_{mc})\delta L)^2} \quad (64)$$

onde os valores de δH_{mc} , δE_{mc} e δL , representam a incerteza do instrumento de medição utilizado para medir as dimensões do dissipador.

Assim, a incerteza no fluxo de calor fica definido como sendo:

$$\delta q_{mc}'' = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{mc}''}{\partial V} \delta V\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{mc}''}{\partial R} \delta R\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{mc}''}{\partial A_{mc}} \delta A_{mc}\right)^2} \quad (65)$$

Agora, fazendo as derivadas parciais em relação a Equação (61) e substituindo na Equação(65), se obtêm a expressão para o cálculo da incerteza no fluxo de calor:

$$\delta q_{mc}'' = \sqrt{\left(\frac{2V}{NRA_{mc}} \delta V\right)^2 + \left(\frac{-V^2}{NR^2 A_{mc}} \delta R\right)^2 + \left(\frac{-V^2}{NRA_{mc}^2} \delta A_{mc}\right)^2} \quad (66)$$

onde os valores de δV , δR e δA_{mc} representam, respectivamente, o erro na medição da tensão elétrica (V), na medição da resistência elétrica (Ω) e a incerteza da área efetiva dos microcanais (m^2).

Incerteza no coeficiente de transferência de calor: medido a partir da lei de resfriamento de Newton, assim o valor da incerteza fica definido em função dos valores das incertezas do calor efetivo nos microcanais e dos valores das incertezas das temperaturas dos termopares.

O valor da incerteza na temperatura é dado pelo procedimento de calibração descrito no Apêndice C, o qual baseia-se no uso de uma medida padrão com um termômetro de mercúrio e um banho ultratermostático no qual os termopares são inseridos. Varia-se a temperatura no

banho em intervalos de 10 °C na faixa de 10 °C até 90 °C, a fim de obter o valor da incerteza, no caso, $\pm 0,4$ °C.

Retornando para o coeficiente de transferência de calor, o seu cálculo é obtido a partir da seguinte expressão:

$$h = \frac{q''_{mc}}{\Delta T} = \frac{q''_{mc}}{(T_{par,m} - T_{flu})} \quad (67)$$

onde $T_{par,m}$ representa a média aritmética entre os três termopares que estão na parte inferior da seção de testes (TS02, TS03 e TS04) e, T_{flu} , representa a média entre as temperaturas de entrada e de saída do fluido de trabalho (TS01 e TS05).

Logo a incerteza no coeficiente de transferência de calor é obtida fazendo as derivadas parciais da Equação (67). Assim, a seguinte expressão é utilizada para o cálculo da incerteza no h :

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial q''_{mc}} \delta q''_{mc}\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial \Delta T} \delta \Delta T\right)^2} \quad (68)$$

E, a incerteza no coeficiente de transferência de calor é dada por:

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta T} \delta q''_{mc}\right)^2 + \left(-\frac{\partial q''_{mc}}{\Delta T^2} \delta \Delta T\right)^2} \quad (69)$$

na qual $\delta(\Delta T)$ representa a incerteza da temperatura (°C) fornecida pelos termopares.

A Tabela 9 apresenta um resumo dos cálculos, mostrando as principais incertezas experimentais obtidas nesse trabalho (detalhes como os valores das incertezas nos instrumentos encontram-se no Apêndice D).

Tabela 9 – Resumo das principais incertezas experimentais avaliadas.

Variável considerada

Área efetiva dos microcanais - A_{mc} -	$\pm 4,48 \times 10^{-7} \text{ m}^2$
Fluxo de calor efetivo dos microcanais - q''_{mc} -	4,15%
Coeficiente de transferência de calor - h -	$8\% < u(h) < 15,59\%$
Temperatura - T -	$\pm 0,4$ °C

Fonte: Elaboração do próprio autor.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

De acordo com a metodologia proposta, serão apresentados os resultados da análise teórica seguidos dos resultados numéricos para os casos definidos, e, por fim, os resultados experimentais. As análises mais aprofundadas comparando as três abordagens são apresentadas na seção de discussão.

4.1 Resultados do modelo térmico

Usando os dados de entrada foram obtidos os valores de energia elétrica gerada, perdas por convecção na superfície, perdas por radiação e o calor por condução (calor a ser dissipado no fluido de trabalho), como mostra a Tabela 10. A célula foi analisada sob condições ideais com uma relação de concentração geométrica de 500x e uma eficiência elétrica de 40% (temperatura superficial na célula igual a 40 °C). Assim, dois casos foram considerados:

- (A) Análise térmica para valores médios obtidos do site UNESP-Canal Clima com células operando em condições ideais (ver item 3.1.2).
- (B) Análise térmica para os valores máximos obtidos do site UNESP-Canal Clima, com células operando em condições ideais (ver item 3.1.2).

Tabela 10 - Valores de irradiação solar concentrada, potência gerada e perdas por convecção e radiação nos casos (A) e (B).

	Caso (A)	Caso (B)
Irradiação solar 500x [kW/m²]	212,10	348,15
Potência elétrica [kW/m²]	82,10	134,77
Perdas por convecção [kW/m²]	0,12	0,05
Perdas por radiação [kW/m²]	0,08	0,25
Calor por condução [kW/m²]	129,79	213,08

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Da Tabela 10, comparando os valores das perdas térmicas (convecção e radiação) com o valor de potência elétrica gerada e o valor de calor por condução, concluiu-se que é possível desprezar a influência das perdas para ambos os casos A e B; o anterior após considerar as diferenças nas ordens de grandeza entre valores mencionados.

Enquanto à incidência solar, nos casos A e B temos que no caso B é 60% maior com respeito ao caso A, indicando que a análise deve se concentrar no caso B e, particularmente, quando a célula não está gerando eletricidade. Neste cenário, toda a radiação deve ser dissipada como calor pelo sistema de resfriamento.

Com esta suposição, na Tabela 11 têm-se os resultados para o pior cenário, que usa os dados de irradiação solar do caso B, assumindo que não há geração de eletricidade na célula fotovoltaica. Têm-se três resultados relevantes: primeiro, que uma baixa vazão leva a uma menor queda de pressão nos microcanais e, conseqüentemente, a um baixo consumo de potência de bombeamento; segundo, que a temperatura da superfície na célula se mantém em torno de 46 °C, garantindo uma eficiência elétrica de aproximadamente 39%, resultado que é uma primeira aproximação aceitável; e, terceiro, a diferença de temperatura no fluido de trabalho na entrada e saída, está abaixo de 8 °C (também aplica para a temperatura de parede), levando à variações quase homogêneas de temperatura na superfície da célula.

Tabela 11 - Resultados teóricos para o caso B - sem geração.

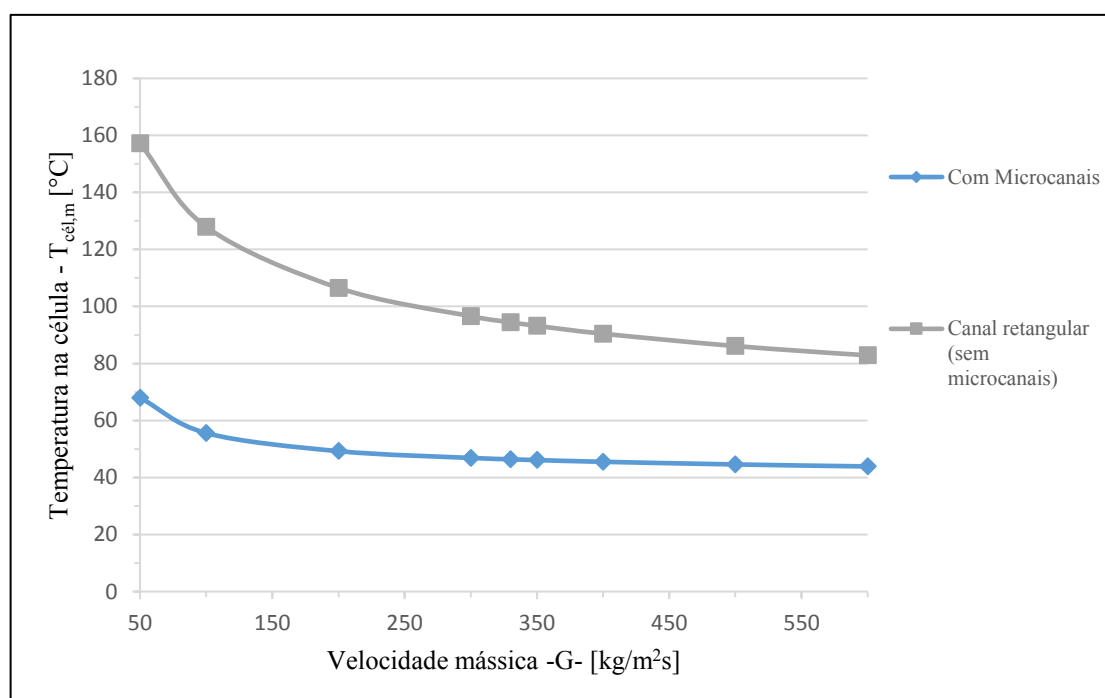
PIOR CENARIO (100% DISSIPACÃO)	
Fluxo de calor [kW/m²]	348,1
Velocidade mássica[kg/m²s]	330
Vazão [ml/min]	65,6
Temp. de entrada do fluido [°C]	25,0
Temp. de saída do fluido [°C]	32,6
Temp. de parede na entrada [°C]	34,1
Temp. de parede na saída [°C]	41,7
Temp. média da célula [°C]	46,4
Queda de pressão [Pa]	922,6
Re	134,5

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A partir da análise teórica, mostra-se que o uso de microcanais cumpre os objetivos propostos ao manter a célula fotovoltaica na temperatura superficial que garanta a eficiência e desempenho projetados. Porém, foi feita uma comparação com um dissipador de calor retangular como uma avaliação adicional assumindo as mesmas dimensões globais, ou seja, 10 mm x 10 mm x 0,5 mm (largura x comprimento x profundidade) e as mesmas considerações de operação. Nas Figuras 41 e 42 são mostrados esses resultados, variando apenas o valor de velocidade mássica, G .

Da Figura 41 tem-se que, no melhor resultado comparando a temperatura da célula em ambos dissipadores mantem uma diferença em torno de 30°C com um G de $550 \text{ kg/m}^2\text{s}$ (100°C no pior resultado com um G de $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$), apresentando uma visível vantagem de desempenho. Além disso, esses resultados têm um comportamento assintótico para a temperatura nos microcanais, no qual vazões maiores não representam reduções de temperatura significativas, ou seja, aumentando o valor de G de 50 para $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ocorre uma redução de temperatura de 20%. Entretanto, fazendo o mesmo procedimento de aumento de 450 a $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$, a redução é menor que 1%, enquanto a queda de pressão aumenta em proporção diferente.

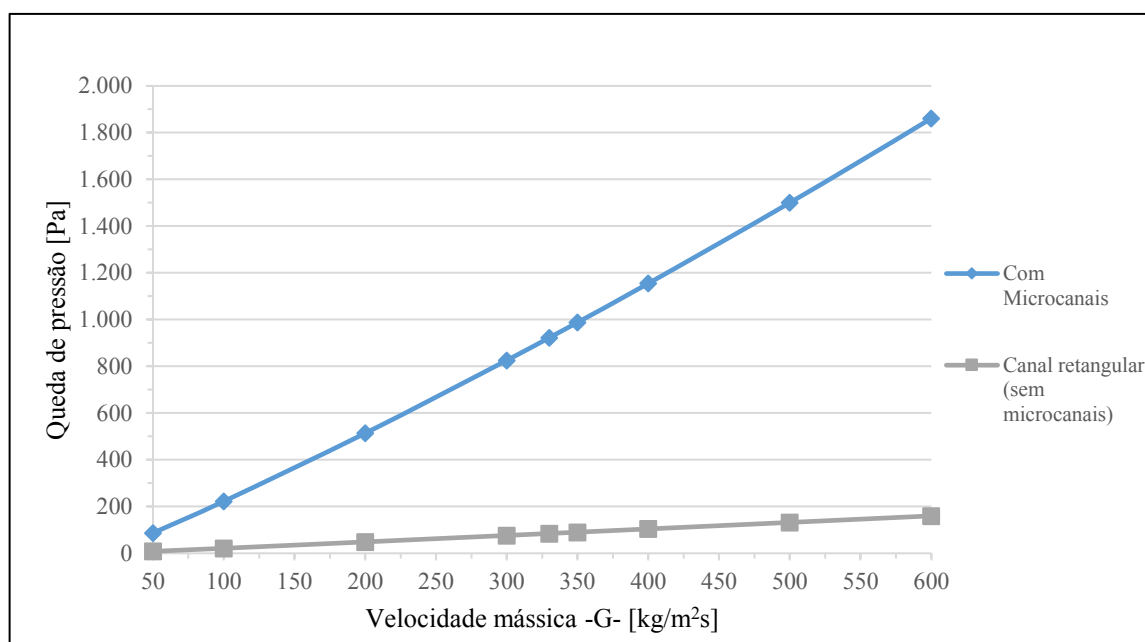
Figura 41 - Comparação do dissipador baseado em microcanais com um dissipador de canal retangular sob as mesmas condições de operação.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

O comportamento na queda de pressão, na Figura 42, tem uma tendência clara de crescimento para o dissipador baseado em microcanais. Entretanto, os valores apresentados podem ser tomados como aceitáveis, comparando o benefício fornecido pelos sistemas de microcanais. Assim, no ponto de operação considerado ($G = 330 \text{ kg/m}^2\text{s}$), a queda de pressão para o dissipador de calor de microcanais é aproximadamente 11 vezes maior, porém a diferença na eficiência da célula de 6% somada a maior vida útil devido a uma menor temperatura de operação, justificam o uso desses sistemas de resfriamento.

Figura 42 - Variação na queda de pressão para dois tipos de dissipador (microcanais *versus* canal retangular).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Estes resultados mostram as vantagens do dissipador baseado em microcanais e também apresentam as limitações referentes à temperatura mínima que o dissipador atinge e a relevância da queda de pressão.

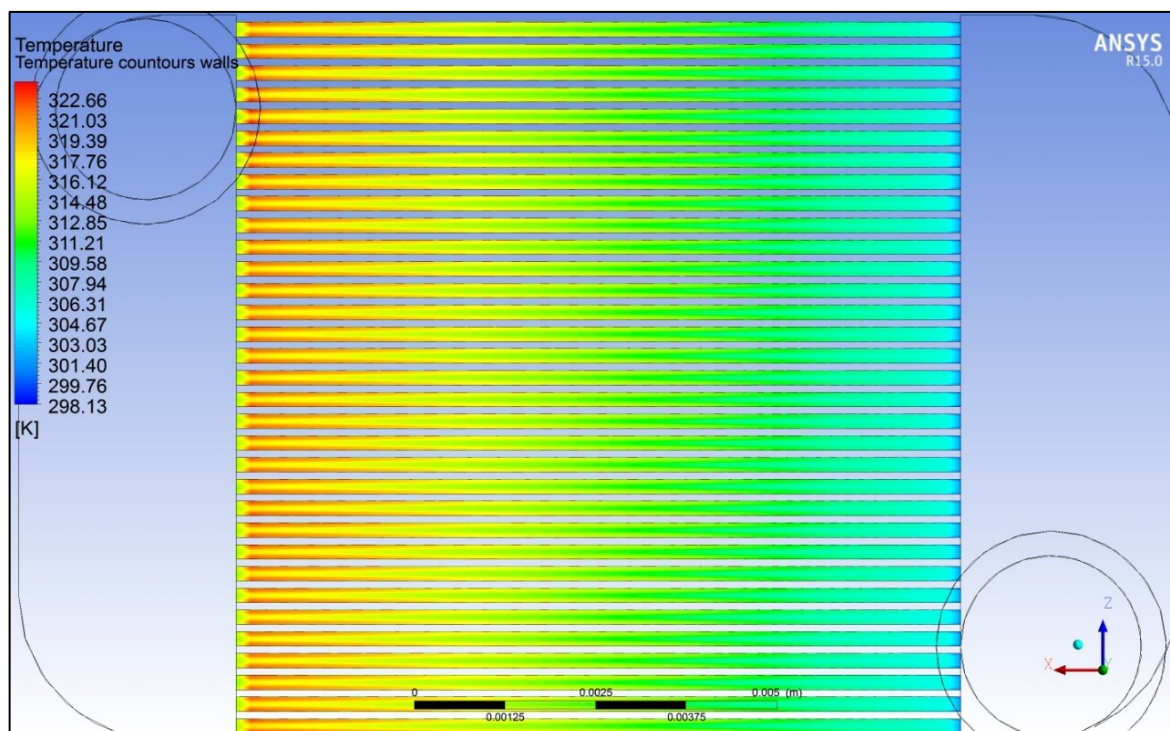
As comparações com o dissipador de um único canal retangular foram realizadas usando a correlação de Shah para o cálculo do número de Nusselt, considerando que para este tipo de duto o escoamento não é termicamente desenvolvido.

4.2 Resultados da solução numérica

Como foi descrito no item 3.3.4, a análise de resultados aborda numa primeira parte uma revisão qualitativa (tendência e comportamento) a partir dos contornos das principais variáveis a serem analisadas como são: temperatura, velocidade e pressão. Já numa segunda parte uma revisão quantitativa (diretamente com resultados numéricos) é feita conferindo às variações destas variáveis ao longo do comprimento de um microcanal.

A Figura 43 apresenta o campo de temperatura na base dos microcanais, mostrando como a temperatura aumenta como uma resposta natural à redução no gradiente de temperatura entre o fluido de trabalho e a base. As diferenças de temperatura na entrada e saída dos microcanais foi de aproximadamente 15 °C.

Figura 43 – Campo de temperatura na parede dos microcanais (duto de entrada à direita).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Além disso, o comportamento da temperatura nos pontos de saída dos microcanais (região esquerda na Figura 43), apresenta uma redução súbita com variações em torno de 5 °C. Essa resposta é consequência na mudança abrupta da geometria no dissipador na qual o fluido passa de uma seção transversal pequena no microcanal para uma seção muito maior no plenum de saída, aumentando o coeficiente de transferência de calor local. Porém, também se deve considerar que estas variações correspondem a comprimentos de no máximo de 1 mm do comprimento total do microcanal.

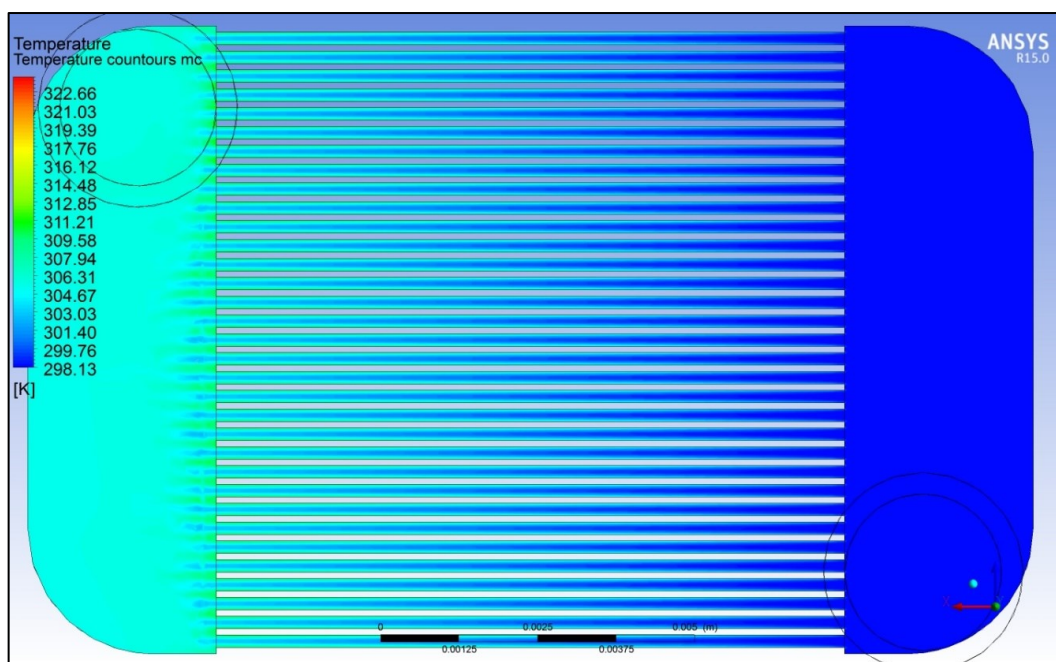
A Figura 44 apresenta o campo de temperatura no fluido de trabalho, no qual verifica-se uma menor diferença de temperatura entre a entrada e a saída (em comparação com a base), sendo esta igual a 5°C, evitando temperaturas de saída altas devido ao menor tempo de permanência do fluido no dissipador ao se ter passagens curtas do fluido nos microcanais.

O campo de velocidade, Figura 45, permite visualizar como o escoamento está sendo desenvolvido em todos os microcanais mantendo pequenas variações na entrada, mas, particularmente, mostrando um efeito “chaminé” na saída, reduzindo a velocidade quando o fluido chega ao ponto de saída.

Por meio do campo de temperatura e de velocidade (Figuras 43 a 45), observa-se um comportamento particular (efeito “chaminé”) na saída que melhora o processo de transferência

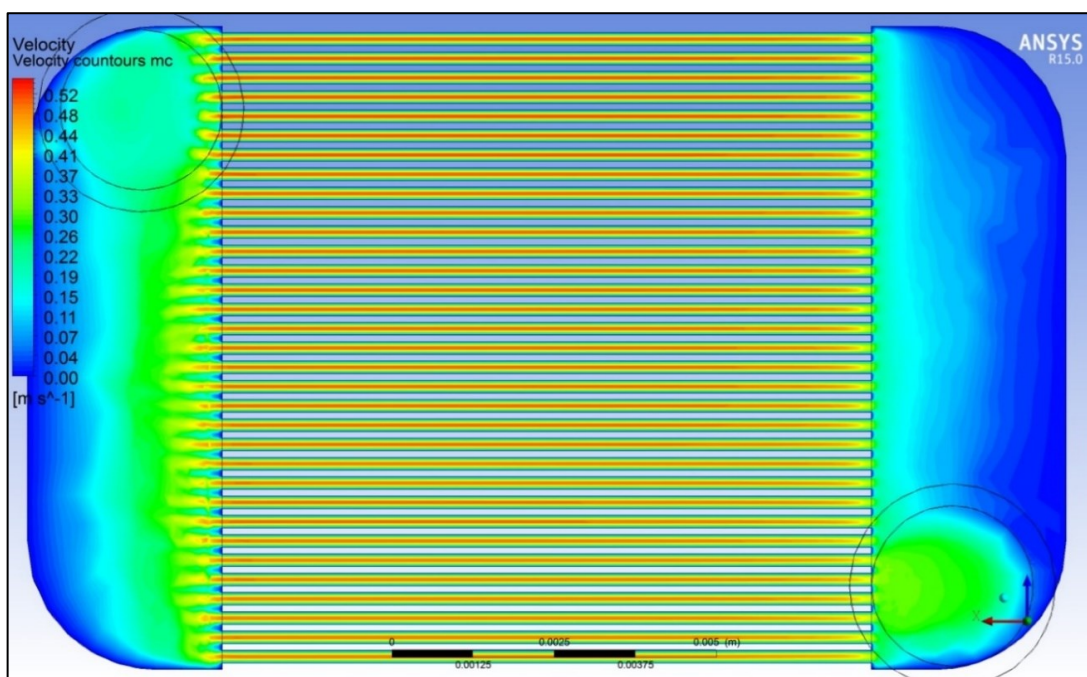
de calor na parede, gerando um delta de temperatura alto em um comprimento pequeno (aproximadamente 0,5 mm). Este comportamento será analisado mais profundamente na etapa experimental.

Figura 44 - Campo de temperatura no fluido de trabalho (duto de entrada à direita).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

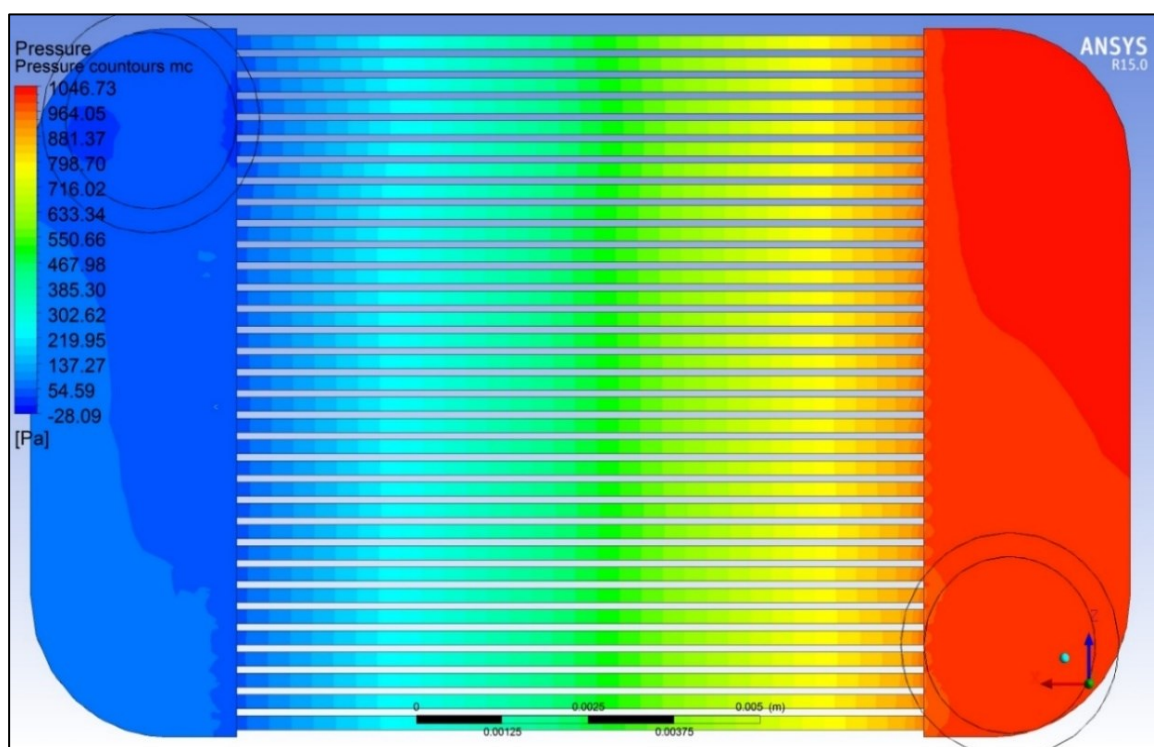
Figura 45 - Campo de velocidade (duto de entrada à direita).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

O campo de pressão, mostrado na Figura 46, possui uma distribuição quase homogênea na entrada dos microcanais, fazendo com que a queda de pressão em relação ao duto de entrada garanta uma velocidade homogênea e uma distribuição praticamente igual de fluido em cada um dos microcanais, como é possível observar na Figura 45. Outro fator importante é conferir o comportamento da pressão em relação ao esperado neste tipo de dispositivo, *i.e.*, pressões elevadas na entrada, só com pequenas diferenças próximo aos dutos de entrada e saída.

Figura 46 - Campo de pressão (duto de entrada à direita).

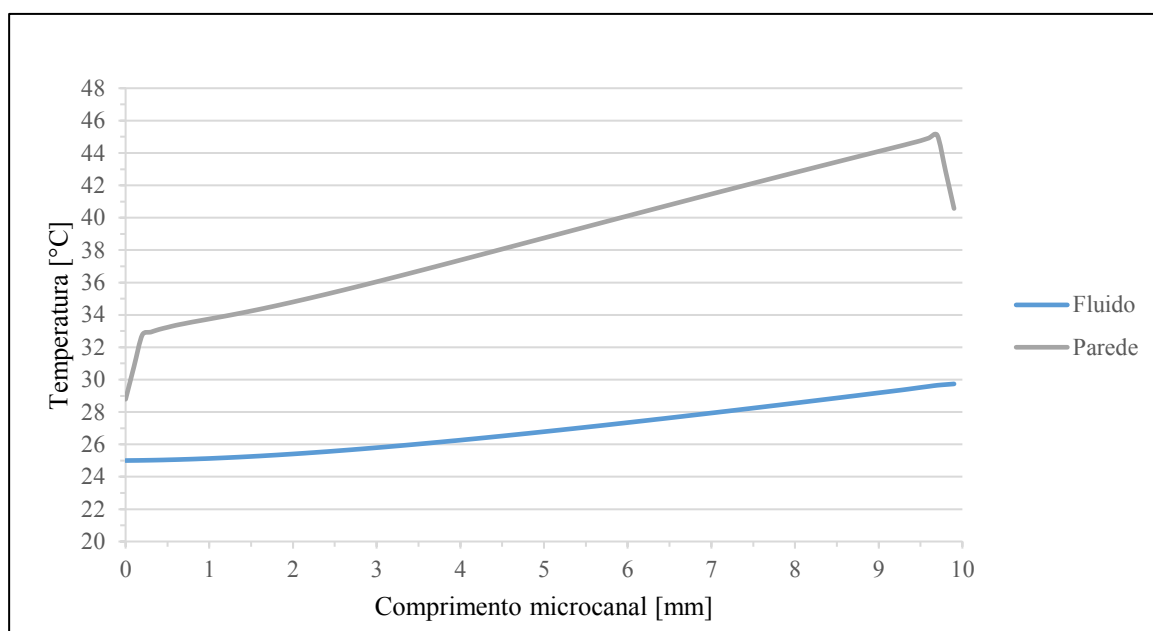


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na segunda parte dos resultados numéricos, são consideradas variações longitudinais das principais variáveis nos microcanais. Assim, faz-se uma avaliação quantitativa, a qual será comparada com os resultados teóricos para verificação da solução numérica.

A Figura 47 apresenta as variações de temperatura na parede e no fluido de trabalho. No caso da temperatura de parede, se observa um comportamento regular de aumento da temperatura, porém com um aumento abrupto da temperatura na entrada e uma queda abrupta na saída. Uma possível explicação para este comportamento local seria o efeito de mudança da geometria, do *plenum* de entrada para os microcanais e dos microcanais para o *plenum* de saída.

Figura 47 - Variações longitudinais de temperatura na parede do microcanal e no fluido.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

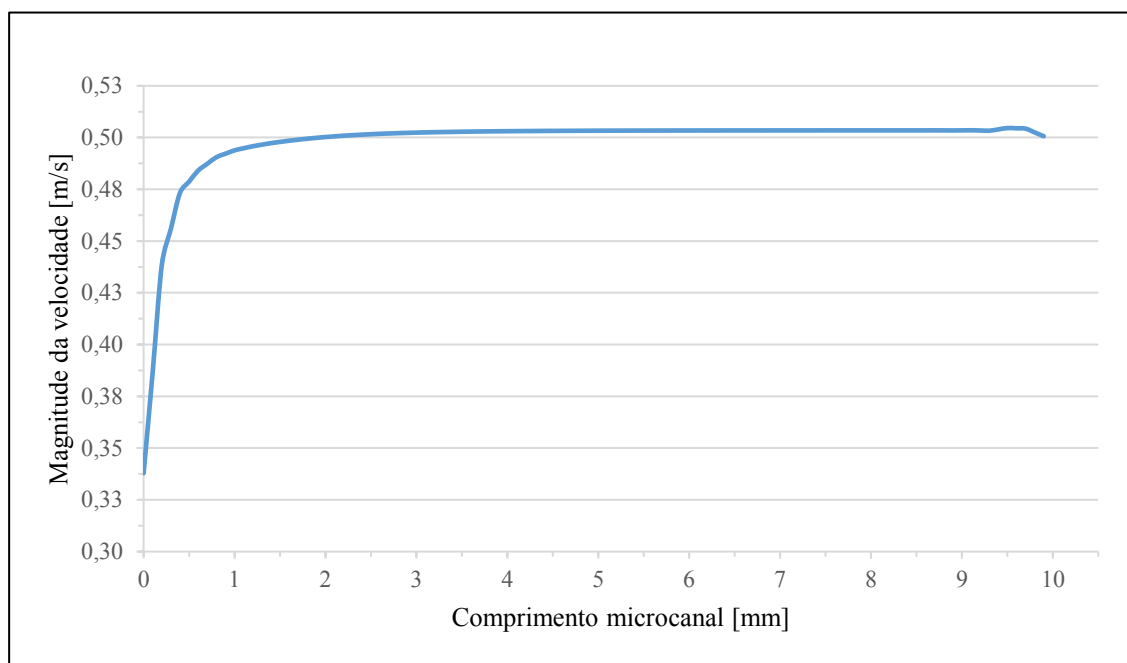
A diferença de temperatura no fluido ao longo do comprimento dos microcanais diminuiu de 7,6 °C, nos resultados teóricos, para 5 °C nos resultados numéricos. Também, para a temperatura de saída na base dos microcanais tem-se um valor de 41,7 °C nos resultados teóricos, enquanto que, nos resultados numéricos este valor é de 40 °C. Estes resultados podem ser influência do efeito de variação na geometria do dissipador. Deve-se também observar que na análise numérica foi considerada geometria tridimensional, enquanto que, na análise teórica os resultados foram obtidos considerando modelo unidimensional.

Desprezando as zonas irregulares (próximas à entrada e à saída), a tendência dos resultados numéricos é próxima dos teóricos (Tabela 11), com valores de temperatura de parede de 32,7°C e 45,0 °C na entrada e saída, respectivamente. Outro resultado importante é que o comportamento encontrado na Figura 47 concorda com o esperado na Figura 25, considerando o desenvolvimento térmico do escoamento; porém neste caso, o escoamento não é completamente desenvolvido termicamente.

A variação da velocidade na Figura 48 tem comportamento de escoamento completamente desenvolvido com uma região de entrada onde a velocidade está aumentando, alcançando um valor constante de 0,5 m/s com um comprimento de entrada de aproximadamente 1,5 mm. Comparando estes resultados com os teóricos, verifica-se que há consistência, pois são da mesma ordem de grandeza; o comprimento de entrada previsto pela

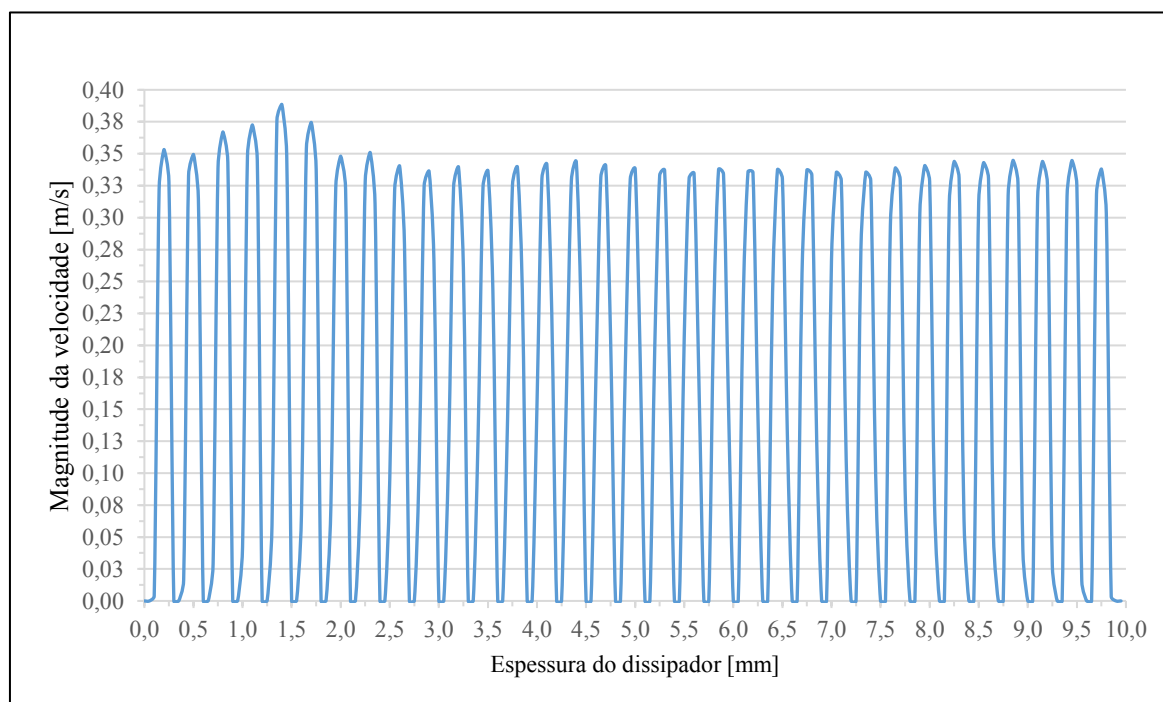
teoria é de 1,62 mm. Também, quanto à velocidade de entrada os valores são de 0,34 m/s e 0,33 m/s nos resultados numéricos e téóricos, respectivamente.

Figura 48 - Variações na velocidade do fluido na seção média do microcanal.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 49 - Variações da velocidade na entrada dos microcanais.

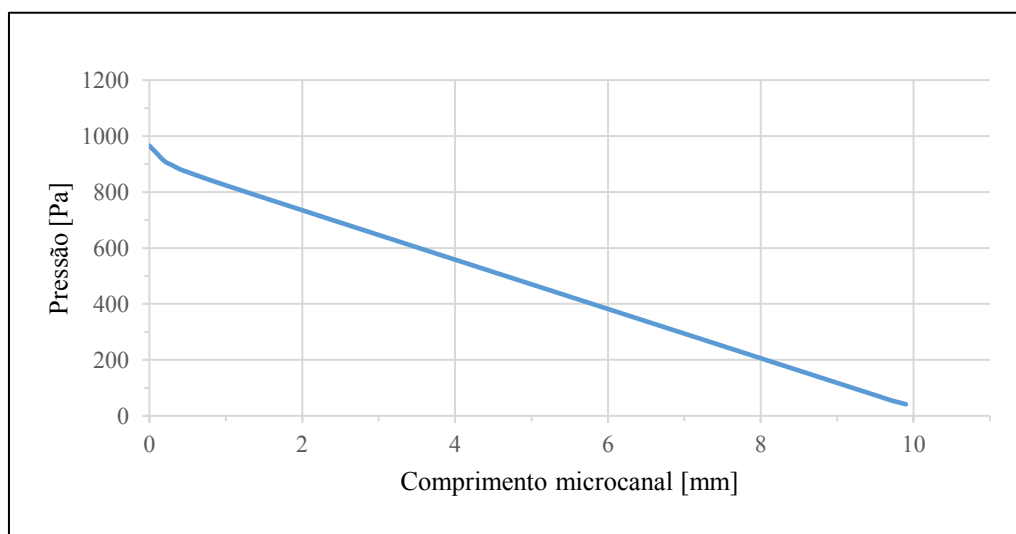


Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 49 apresenta as variações de velocidade na entrada na direção da espesura do dissipador, *i.e.*, através de todos os microcanais. Tais variações são mais significativas na região do duto de entrada. Este comportamento da velocidade de entrada demonstra que a escolha dos dutos de entrada e saída na diagonal do dissipador garante uma queda de pressão uniforme nos microcanais e, portanto, a vazão será, praticamente, igual em todos os microcanais, com diferenças máximas em torno de 13% nos microcanais próximos ao duto de entrada.

Um resultado da simulação numérica, em relação à queda de pressão no microcanal, é apresentado na Figura 50, na qual o comportamento concorda com o esperado para um escoamento completamente desenvolvido hidrodinamicamente. O valor da queda de pressão entre a entrada e saída foi aproximadamente 940 Pa; enquanto que, para a aproximação teórica este valor foi de 922,57 Pa. A diferença deve-se às limitações do modelo teórico que considera um caso unidimensional ao invés de modelo tridimensional, como na análise numérica.

Figura 50 - Variação longitudinal da pressão nos microcanais.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na análise numérica, o resíduo na equação de continuidade foi de $3,85 \times 10^{-7}$. A taxa de transferência de calor através dos microcanais foi de 34,8 W (de acordo com a área efetiva nos microcanais esta taxa corresponde a um fluxo de $348,1 \text{ kW/m}^2$), o que é aceitável para a verificação da solução do problema numérico.

4.3 Resultados experimentais

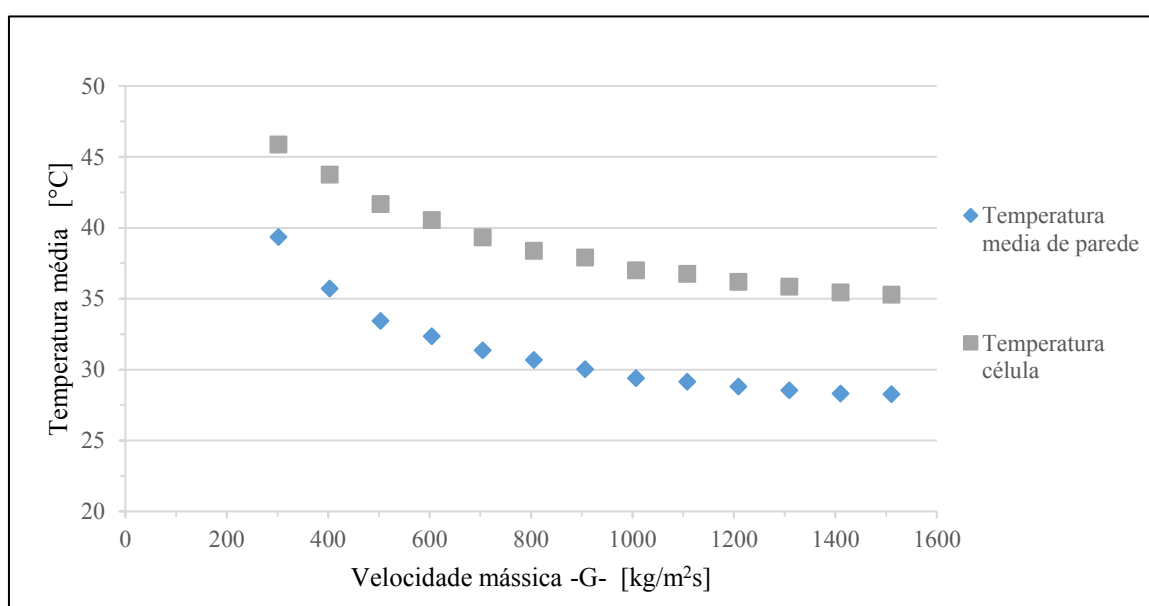
Após a validação da bancada experimental (ver item 3.4.5), iniciaram-se os testes experimentais baseando-se nos mesmos critérios usados nas análises teórica e numérica, *i.e.*, considerando o caso crítico com 100% de dissipação de calor nos microcanais.

Assim, uma resistência elétrica foi usada para simular a radiação solar incidente. Devido às restrições de espaço na montagem da seção de testes, o tamanho e potência desta ficaram restritos. Nos cálculos foi considerado o valor de calor transferido ao fluido, Equação (39), como a base para os resultados obtidos. A partir destas considerações, obteve-se um fluxo efetivo de radiação solar concentrada sobre a superfície da célula de, aproximadamente, 310 kW/m² como valor máximo.

Com o valor de fluxo de calor a ser aplicado definido, os valores de velocidade mássica foram considerados na faixa de G de 300 kg/m²s a 1500 kg/m²s (treze valores de velocidade mássica foram considerados neste intervalo).

Como indicado na Figura 37, o calor transferido ao fluido de trabalho pode ser dividido entre o calor dissipado nos canais de distribuição ou *plenums* tanto de entrada como de saída e os microcanais. O calor dissipado é maior no *plenum* de entrada comparado ao de saída, o que é coerente com a menor diferença de temperatura na saída ao se ter temperaturas maiores tanto na parede como no fluido. O mais relevante é a porcentagem de calor dissipada nos *plenums*, equivalente a 6% do calor total transferido ao fluido de trabalho, portanto, os microcanais são os principais responsáveis por manter a temperatura de parede nos níveis medidos.

Figura 51 – Variações médias nas temperaturas sob um fluxo de calor igual a 310 kW/m².

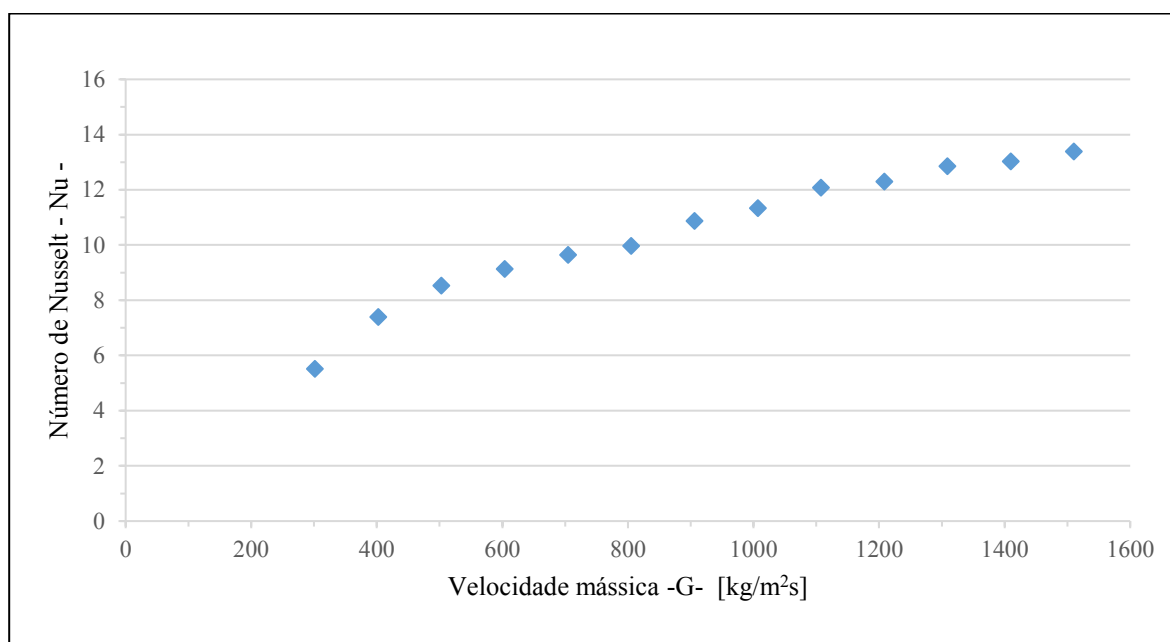


Fonte: Elaboração do próprio autor.

A primeira variável analisada, quanto a seu comportamento, foi a temperatura média na parede dos microcanais. Na Figura 51 é mostrado como esta temperatura diminui conforme a velocidade mássica aumenta, sendo este um comportamento esperado. Também é possível ver como o aumento na velocidade mássica tem um limite definido pela tendência da temperatura em ficar estável em torno de um patamar que indica o valor mínimo de temperatura que se pode chegar para o dissipador projetado; neste caso, aproximadamente 28°C.

O número de Nusselt, na Figura 52, aumenta conforme o aumento da velocidade mássica, comportamento que influencia diretamente o aumento no coeficiente de transferência de calor. Os últimos pontos mostram que para valores de G entre 1200 e 1500 kg/m²s, a variação no número de Nusselt, Nu , fica em torno de 12,5 e 13,5 com uma tendência a se estabilizar, como no caso das temperaturas.

Figura 52 – Variação do número de Nusselt experimental sob um fluxo de calor igual a 310 kW/m².



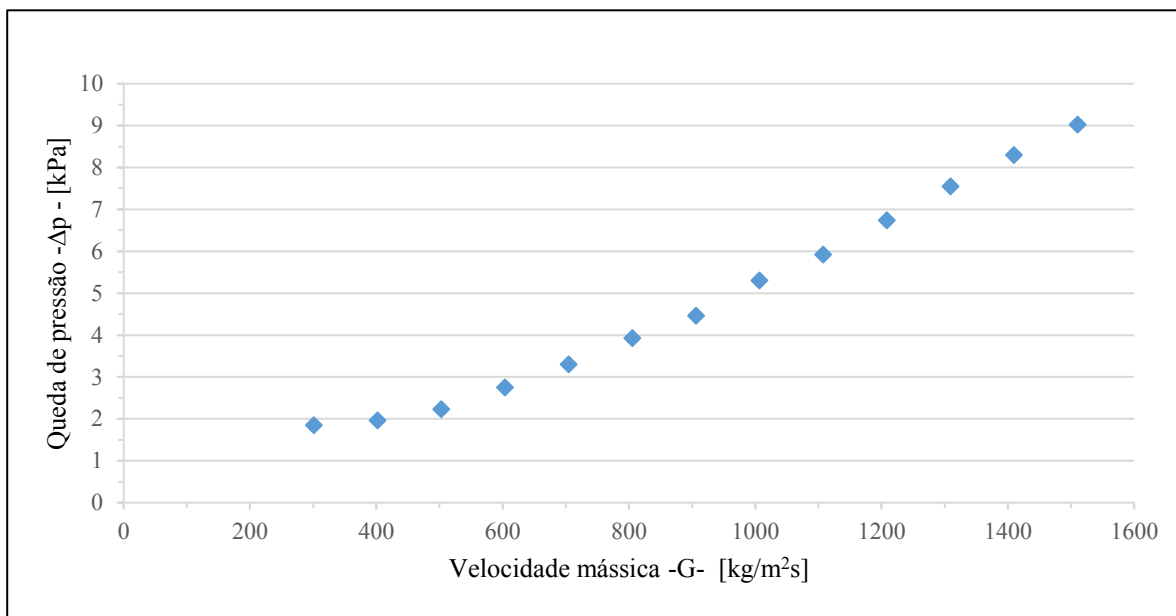
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Embora, o comportamento anterior indique uma tendência de estabilização, no caso da queda de pressão, o comportamento é oposto: maiores velocidades mássicas levam a maiores valores de queda de pressão (Figura 53). É importante lembrar que a queda de pressão medida, devido às posições em que foram fixados os transdutores, inclui outros efeitos além dos microcanais, conforme explicado na Figura 40.

Em outro teste experimental, a velocidade mássica foi mantida constante e variou-se o fluxo de calor. O resultado obtido é apresentado na Figura 54, na qual é possível observar como

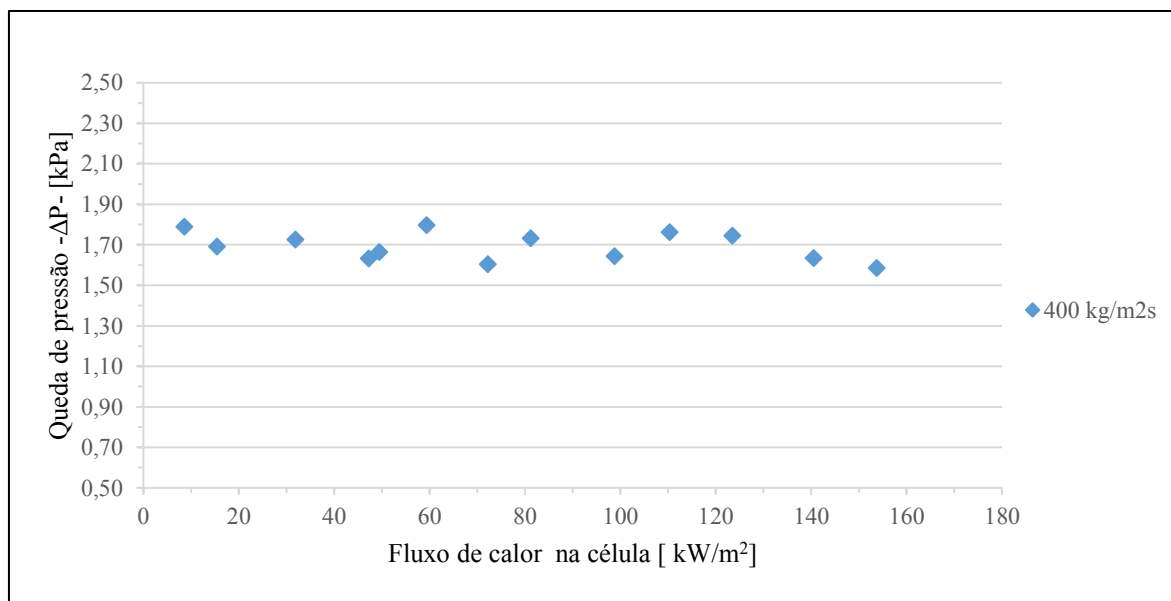
a queda de pressão permanece praticamente constante em torno de 1,7 kPa. A conclusão a partir deste resultado é que a pressão pode ser analisada de forma individual em relação ao fluxo de calor, para escoamento laminar, monofásico e incompressível.

Figura 53 – Variação na queda de pressão experimental sob uma concentração de 310 kW/m².



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 54 – Variação da queda de pressão em função do fluxo de calor e valor de G constante.



Fonte: Elaboração própria do autor.

Como a queda de pressão sempre aumenta com o aumento da vazão mássica, faz-se necessário definir uma condição de operação no qual a queda de pressão seja aceitável e a temperatura na superfície da célula permita uma eficiência relativamente alta.

Um fato interessante é que o dissipador não está limitado aos fluxos de calor estudados, com temperaturas médias na superfície da célula chegando até os 35 °C (ver Figura 51). Assim deve-se analisar quais serão os fluxos máximos e as temperaturas máximas aceitáveis na célula fotovoltaica, de modo a não ultrapassar as recomendações do fabricante, que indica um limite de operação em torno de 80 °C.

Em relação à queda de pressão, a análise pode ser feita independentemente do fluxo de calor considerado, mantendo-se as condições de escoamento. Para os valores de pressão medidos, a potência de bombeamento será baixa. Em futuros projetos, poderia ser proposto melhorias relacionadas a geometrias otimizadas dos canais de distribuição e dos dutos de entrada e saída, a fim de diminuir as quedas de pressão associadas a estes componentes.

4.4 Discussão

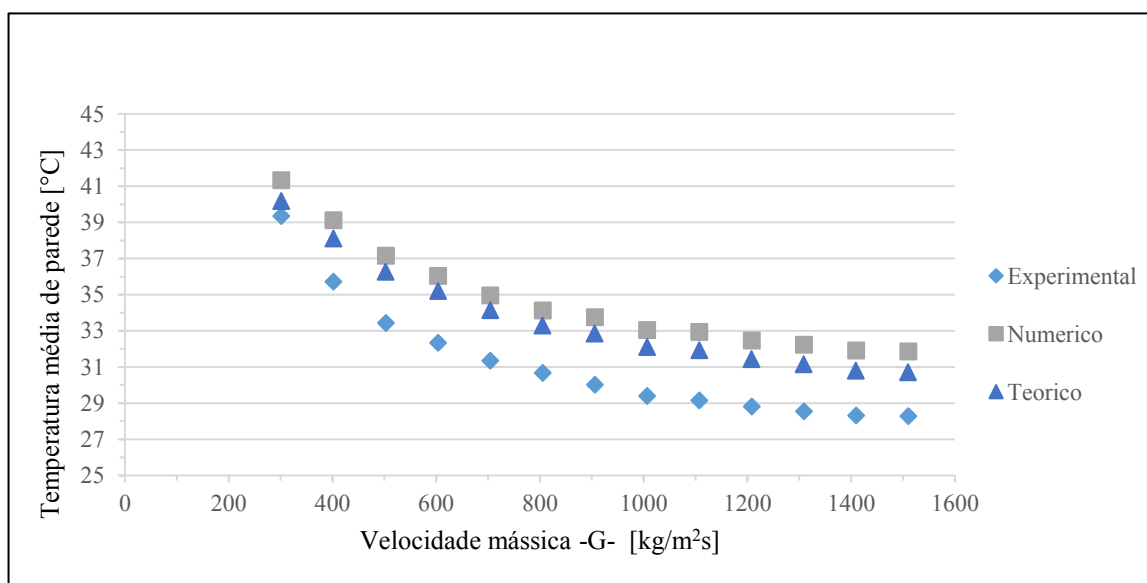
A discussão visa compreender o porquê do desempenho no dissipador projetado baseado conjuntamente nas análises feitas. Por esta razão e para comparação, os dados experimentais com um fluxo de calor igual a 310 kW/m² (limite atingido com a resistência elétrica usada) foram usados como base (dados de entrada) para refazer os cálculos teóricos e numéricos, visando assim uma comparação real baseada nas mesmas condições para as diferentes abordagens.

Na Figura 55 a temperatura média de parede é comparada levando em consideração as três abordagens, teórica, numérica e experimental. Observa-se que, no caso experimental, a temperatura foi menor em comparação às demais. As diferenças das temperaturas para as abordagens teórica e numérica podem ser devidas às considerações e alcance de cada uma destas análises.

As diferenças de temperatura na parede e no fluido entre entrada e saída, respectivamente, no caso experimental, são menores em relação às outras análises, sendo estas diferenças de temperaturas iguais a 2°C e 5°C respectivamente (as diferenças de temperaturas de parede e fluido no caso teórico foram 8°C e 7,6°C respectivamente; e na simulação numérica: 13°C e 5,3°C respectivamente), confirmando o efeito da região de entrada térmica e o comprimento pequeno nos microcanais que reduz estas diferenças. Uma das razões para as

diferenças nas análises teóricas e numéricas pode ser devida às correlações usadas no caso teórico, as quais geralmente são baseadas em correlações para macrocanais; já no caso numérico o uso de um módulo como *Fluent* não desenvolvido especificamente para problemas com dimensões reduzidas pode influir nas diferenças encontradas.

Figura 55 – Comparação de resultados para a temperatura média de parede para as diferentes abordagens, sob uma concentração de 310 kW/m^2 .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

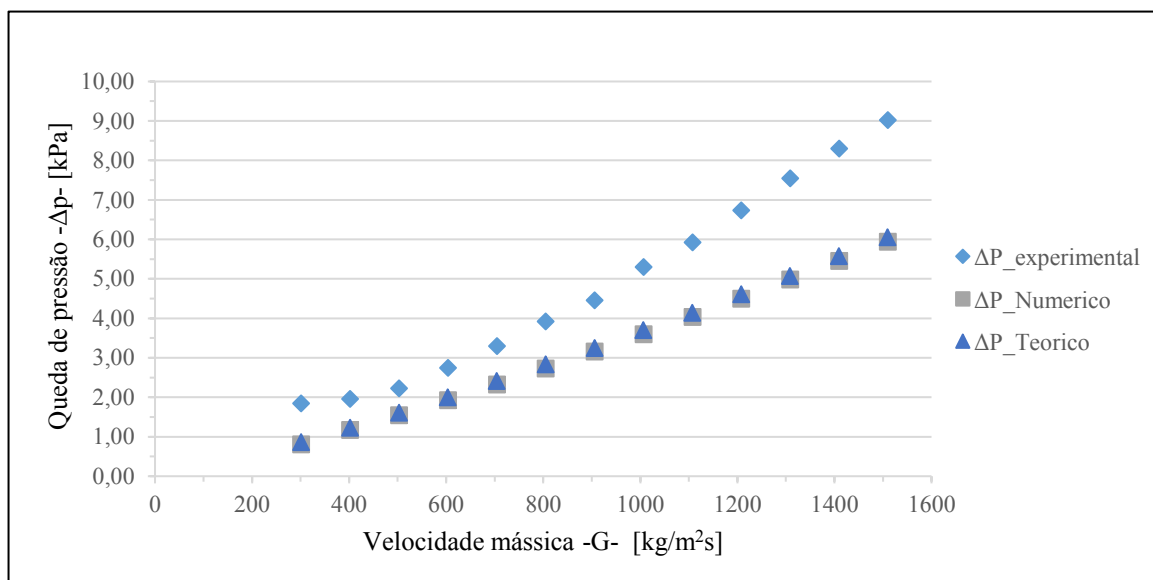
Em relação à queda de pressão, Figura 56, os resultados experimentais apresentam valores maiores em comparação aos obtidos nas análises teórica e numérica, porém o comportamento de aumento com a velocidade mássica se mantém e as diferenças são de ordens de grandeza similares. Um resultado interessante, neste caso, são as diferenças quase desprezíveis nos valores estimados das análises teórica e numérica. Enquanto na análise teórica se considera modelo unidimensional, na análise numérica se considera a solução das equações de Navier-Stokes em geometria tridimensional.

A queda de pressão experimental poderia ser menor se os transdutores estivessem localizados exatamente na entrada e saída dos microcanais como considerado na análise teórica (Figura 40).

Dos resultados das análises comprova-se que o dissipador de calor projetado é capaz de manter a temperatura superficial de uma célula fotovoltaica sob condições de operação

reguladas, isto é, manter a uma temperatura superficial que garanta uma boa eficiência de conversão elétrica aliada a baixa queda de pressão.

Figura 56 – Comparação de resultados para a queda de pressão nos microcanais para as diferentes abordagens, sob concentração de 310 kW/m².

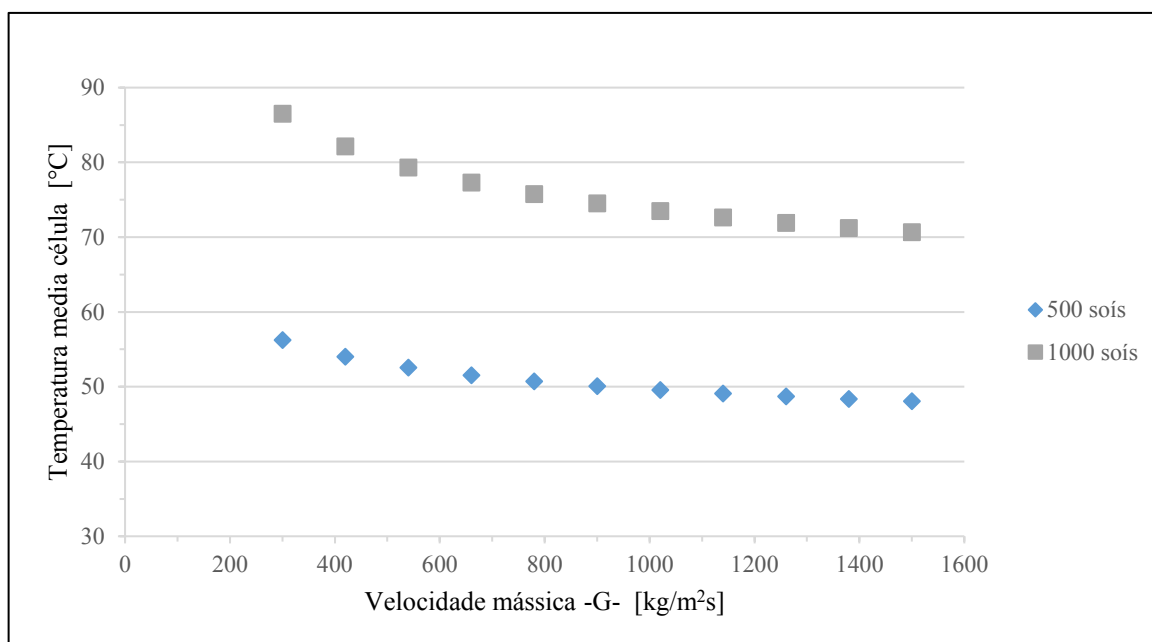


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Embora, o objetivo do projeto proposto não seja comparar as diferentes análises, os resultados obtidos permitem ver as vantagens que cada análise oferece. No caso do modelo teórico unidimensional, com suas considerações que simplificam o problema real, os resultados são uma ferramenta chave para entender o problema proposto sem deixar de lado os erros das considerações feitas. No caso da análise numérica, além de se aprofundar no problema considerando um domínio tridimensional, pode-se analisar em maior detalhe o comportamento do dissipador, inclusive em relação à análise experimental a partir da flexibilidade que a análise dá, permitindo compreender os fenômenos envolvidos nos problemas hidrodinâmico e térmico.

A concentração testada experimentalmente é equivalente a 310 sóis e no caso dos sistemas HCPV estes valores podem chegar até concentrações de 2000 sóis. Na Figura 57 tem-se curvas baseadas no modelo térmico teórico, levando em consideração o efeito da concentração no comportamento da temperatura. Nesta, observa-se o valor da temperatura de parede mínima para o dissipador proposto operando com concentrações de 500 e 1000 sóis sob os mesmos valores de velocidade mássica testados experimentalmente.

Figura 57 – Potencial do dissipador baseado no modelo teórico.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A temperatura mínima atingida, em ambos os casos, fica entre limites que podem ser aceitáveis nos casos reais (menor do que a temperatura máxima de operação). Entretanto, para uma concentração de 1000 sólidos, o dissipador de calor proposto teria uma eficiência menor (em torno de 35%) sob as mesmas condições de escoamento monofásico. E nesse caso, a célula poderia ter uma vida útil menor mas, se é aproveitado o potencial térmico no fluido de trabalho a eficiência total (elétrica e térmica) poderia chegar a valores próximos ao 80 % (ver item 2.1.2).

As informações na Figura 57 são uma aproximação teórica para definir o potencial máximo do dissipador analisado neste trabalho desconsiderando as perdas por radiação e convecção, porém, em análises detalhadas para futuros estudos (numérica e experimental) deveriam ser consideradas pois os efeitos destas perdas serão maiores com respeito aos casos aqui apresentados devido às maiores concentrações e maiores temperaturas.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

5.1 Conclusões

O dissipador de calor baseado em microcanais comprovou através dos resultados obtidos nas diferentes análises (teórica, numérica e experimental) seu potencial no resfriamento de células fotovoltaicas de alta concentração HCPV: mantendo a superfície da célula a temperaturas que garantem uma alta eficiência de conversão elétrica (em torno de 40%) e uma baixa queda de pressão no sistema de bombeamento, contribuindo com um balanço positivo na geração fotovoltaica líquida. As diferenças obtidas em cada uma das análises foram devidas às considerações de cada uma das abordagens - um modelo teórico com foco nos microcanais e uso de correlações para macrocanais; uma análise numérica que permitiu observar em detalhe o que se poderia obter experimentalmente; e por fim, uma análise experimental limitada à disponibilidade de ferramentas para a manufatura do dissipador, bem como, do espaço com dimensões reduzidas para a instalação da instrumentação junto com uma potência restrita na resistência elétrica. Apesar das diferenças e limitações, o comportamento observado, para cada uma destas análises, mostrou coerência em relação às ordens de grandeza e tendência dos resultados.

A queda de pressão é uma variável chave no momento de definir o ponto de operação ótimo do dissipador, permitindo selecionar qual é a faixa apropriada para a velocidade mássica que represente menores quedas de pressão com maiores reduções na temperatura da célula. Os resultados obtidos foram restritos, no presente estudo, às condições de escoamento monofásico laminar. Para a faixa de velocidades mássicas considerada, a queda de pressão não representa um impedimento significativo para a utilização do dissipador proposto.

Outra questão importante da queda de pressão está relacionada à adequada distribuição do fluido de trabalho nos microcanais; sendo que a queda de pressão na entrada de cada um deve ser homogênea em relação ao duto de entrada. Portanto, a geometria dos canais de distribuição ou *plenums* e a localização do ponto de entrada do fluido são relevantes para garantir que a quantidade de fluido que chega a cada um dos microcanais seja a mesma. No dissipador proposto, este objetivo foi atingido, com a localização dos dutos de entrada e saída na diagonal da área efetiva na célula junto com a geometria dos *plenums*, a qual poderia ser melhorada visando menores quedas de pressão nos microcanais.

Devido às dimensões dos microcanais, com diâmetros hidráulicos abaixo de 3 mm, efeitos da região de entrada devem ser considerados, especialmente, no desenvolvimento da camada limite térmica, visto que o comprimento de entrada térmica representa cerca de 60% do comprimento total e, na região de desenvolvimento hidrodinâmico, deve-se analisar os efeitos associados ao número de Reynolds, como nos estudos desenvolvidos por Peng, Peterson e Wang (1994). Melhores correlações para microcanais devem ser desenvolvidas levando-se em conta as dimensões a fim de reduzir os erros nos resultados obtidos, aproximando-os do comportamento real.

O potencial do dissipador proposto não fica restrito aos valores avaliados experimentalmente. Sacrificando, levemente, a eficiência na célula fotovoltaica é possível ter maiores concentrações solares (500 - 1000 sóis) regulando a temperatura na célula em 48 °C e 70 °C, pois tais temperaturas ficam abaixo da máxima sugerida pelos fabricantes (80 °C).

5.2 Sugestões para futuros trabalhos

Com o potencial do dissipador para trabalhar com maiores concentrações, as sugestões para trabalhos futuros são:

- Avaliar o comportamento do dissipador considerando concentrações de 500 – 1000 sóis, mantendo-se as condições de operação iguais, *i.e.*, fluido de trabalho água em estado monofásico, com ênfase na eficiência da célula fotovoltaica e controle da queda de pressão a partir da vazão mássica.
- Estudar o desempenho do dissipador com outro tipo de fluido de trabalho, como refrigerantes ou nanofluidos.
- Depois de estudar o desempenho do dissipador em escoamentos monofásicos pode-se estudar como seria em condições de escoamentos bifásicos.
- Considerar a influência dos dutos de entrada e saída e dos canais de distribuição (*plenums*) na queda de pressão e quantidade de fluido em cada microcanal, avaliando geometrias diferentes que permitam ter menores valores de queda de pressão.
- Estender o alcance das soluções numéricas desenvolvidas considerando outros módulos para solucionar o problema acoplado de condução e convecção ao mesmo tempo.
- Finalmente, testar experimentalmente o dissipador sob condições reais que envolvam radiação solar direta e uma célula fotovoltaica comercial.

REFERÊNCIAS

- ALLEN, R.G.; PEREIRA, L.S.; RAES, D.; SMITH, M. **Crop evapotranspiration: guidelines for computing crop water requirements**. Roma: FAO Irrigation and Drainage, Paper 56, 1998.
- ANWAR, S.; EFSTATHIADIS, H.; QAZI, S. **Handbook of research on solar energy systems and Technologies**. EE. UU: Engineering Science reference IGI GLOBAL, 2013.
- BUONOMANO, A.; CALISE, F.; D'ACCADIA, M.D.; VANOLI, L. A novel solar trigeneration system based on concentrating photovoltaic/thermal collectors. Part 1: Design and simulation model. **Energy**, Oxford, v. 61, p. 59-71, 2013.
- COPELAND, D. Optimization of parallel plate heatsinks for forced convection. In: SIXTEENTH ANNUAL IEEE SEMICONDUCTOR THERMAL MEASUREMENT AND MANAGEMENT SYMPOSIUM, 16., 2000, San Jose. **Anais...** [S. l.: s. n.], 2000. p. 266-272.
- CHOW, T.T. Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model. **Solar Energy**, Kidlington, v. 75, p. 143-152, 2003.
- COTAL, H.; SHERIF, R. **The effects of chromatic aberration on the performance of GaInP/GaAs/Ge concentrator solar cells from Fresnel optics**. [S. l.: s. n.], 2015. Disponível em: <http://www.spectrolab.com/pv/support/Cotal_Effects_Chromatic-Aber_Perf_GaInP_2005.pdf>. Acesso em: 24 set. 2017.
- COZZINI, M. **Solar cell cooling and heat recovery in a concentrated photovoltaic system**. [S. l.: s. n.], 2017. Disponível em: <https://www.comsol.ru/paper/download/151579/cozzini_paper.pdf>. Acesso em: 24 set. 2017.
- DO NASCIMENTO, F. J. **Estudo teórico: experimental da transferência de calor e da perda de pressão em um dissipador de calor baseado em microcanais**. 2012. 145 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2012.
- ESCHER, W.; GHANNAM, R.; KHALIL, A.; MICHEL, B.; PAREDES, S. Advanced liquid cooling for concentrated photovoltaic electro-thermal co-generation presented. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON THERMAL ISSUES IN EMERGING TECHNOLOGIES THEORY AND APPLICATIONS, 3rd, 2010, Cairo. **Proceedings...** Pistacaway: IEEE, 2010. P. 9-17.
- FAYYADH, E. M.; MAHMOUD, M. M.; SEFIANE, K.; KARAYIANNIS, T. G. Flow boiling heat transfer of R134a in multi microchannels. **International Journal of Heat Transfer and Mass Transfer**, [S. l.], v. 110, p. 422-436, 2017.

FERNÁNDEZ, E. F.; RODRIGO, P.; ALMONACID, F.; PÉREZ-HIGUERAS, P. A method for estimating cell temperature at the maximum power point of a HCPV module under actual operating conditions. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, Amsterdam, v. 124, p. 159-165, 2014a.

FERNÁNDEZ, E. F.; RODRIGO, P.; ALMONACID, F.; PÉREZ-HIGUERAS, P. Calculation of the cell temperature of a high concentrator photovoltaic (HCPV) module: A study and comparison of different methods. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, Amsterdam, v. 121, p. 144 -151, 2014b.

FIGLIOLA, R. S; BEASLEY, D. E. **Theory and design for mechanical measurements**. 4 th. ed. New York: Wiley, 2006.

GOSWAMY, D. W. **Principles of solar energy**. 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2015.

GREEN, M. A.; HISHIKAWA, Y.; DUNLOP, E. D.; LEVI, D. H.; HOHL-EBINGER, J.; HO-BAILLIE, A. W. Y. **Solar cell efficiency tables (version 51)**. [S. l.: s. n.], 2018. Disponível em: <<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/epdf/10.1002/pip.2978>>. Acesso em: 01 jun. 2018.

HALIMIC, E. **Two-phase liquid flow in a micro-channel cooling module**. [S. l.: s. n.], 2017. Disponível em: <<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.534.4349&rep=rep1&type=pdf>>. Acesso em: 01 jun. 2017.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor**. 4. ed. México: Prentice Hall, 1999.

INTERNATIONAL Energy Agency IEA. **Key World Energy Statistics 2015 (PDF)**. Disponível em: <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld_Statistics_2015.pdf>. Acesso em: 24 set. 2017.

JAVADI, F. S.; SAIDUR, R.; KAMALISARVESTANI, M. Investigating performance improvement of solar collectors by using nanofluids. **Renewable and sustainable energy reviews**, [S. l.], v. 28, p. 232-245, 2013.

KASAEIAN, A.; ESHGHI, A.T.; SAMETIA, M. A review on the applications of nanofluids in solar energy systems **Renewable and sustainable energy reviews**, [S. l.], v. 43, p. 584-598. 2015.

KOPP, G.; LEAN, J. L. **A new lower value of total solar irradiance: evidence and climate significance**. [S. l.: s. n.], 2017. Disponível em: <<http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1029/2010GL045777/pdf>>. Acesso em: 24 set. 2017.

KRIBUS, A.; KAFTORI, D.; MITTELMAN, G.; HIRSHFELD, A.; FLITSANOV, Y.; DAYAN, A. A miniature concentrating photovoltaic and thermal system. **Energy conversion & management**, Oxford, v. 47, p. 3582-3590, 2006.

LEE, S.; QU, W. Thermal design methodology for low flow rate single-phase and two-phase micro-channel heat sinks. **IEEE transactions on components and packaging technologies**, Piscataway, v. 30, n. 4, p. 830-841, 2007.

LUNG, I. T.; KUO, C. T.; SHIN, H. Y.; HONG, H. F.; WU, C. H.; LEE, C. D.; HSU, Y. T. Development of the high concentration III-V photovoltaic system at INER, Taiwan. **Renewable energy**, Oxford, v. 34, p. 1931-1933, 2009.

MICHELI, L.; SARMAH, N.; LUO, X.; REDDY, K.S.; MALLICK, T.K. Opportunities and challenges in micro- and nano-technologies for concentrating photovoltaic cooling: a review. **Renewable and sustainable energy reviews**, [S. l.], v. 20, p. 595-610, 2013.

MICHELI, L.; SENTHILARASU, S.; REDDY, K.S. Applicability of silicon micro-finned heat sinks for 500x concentrating photovoltaics systems. **Journal of material sciences**, [S. l.], v. 50, p. 5378-5388, 2015.

MOKRI, A.; EMZIANE, E.M. **Concentrator photovoltaic technologies and market: a critical review**. [S. l.: s. n.], 2017. Disponível em: <http://www.ep.liu.se/cepa/057/vol11/006/ecp57vol11_006.pdf>. Acesso em: 01 Jun. 2017.

PENG, X.F.; PETERSON, G.P.; WANG, B.X. Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels. **Experimental Heat Transfer**, London, v. 7, p. 265-283, 1994.

PINHO, T. J.; GALDINO, M. A. **Manual de engenharia para sistemas fotovoltaicos**. [S. l.: s. n.], 2014. Grupo de trabalho de energia solar-GTES-CEPEL-DTE-CRESEB.

PROCTOR D.; WATMUFF, J.H.; CHARTERS, W.S.; Solar and wind induced external coefficients-solar collectors. **COMPLES**, [S. l.], v. 1, p. 56, 1977.

QU, W.; MUDAWAR, I. A systematic methodology for optimal design of two-phase micro-channel heat sinks. **ASME Journal of electronic packaging**, v. 127, p. 381-390, 2005.

RAHIMI, M.; ASADI, M.; KARAMI, N.; KARIMI, E. A comparative study on using single and multi-header microchannels in a hybrid PV cell cooling. **Energy conversion and management**, Oxford, v. 101, p. 1-8, 2015

REDDY, K.S.; LOKESWARAN, S.; PULKITAGARWAL; MALLICK, T.K. Numerical Investigation of Micro-channel Based Active Module Cooling for Solar CPV System. **Energy procedia**, [S. l.], v. 54, p. 400-416, 2014.

REGEN sustainable power solutions: solar photovoltaic power system handbook. [S. l.], 2016. Disponível em: <<http://www.regenpower.com/pdf/solar-photovoltaic-power-system-handbook.pdf>>. Acesso em: 5 nov. 2016.

RENNO, C.; PETITO, F. Design and modeling of a concentrating photovoltaic thermal (CPV/T) system for a domestic application. **Energy and buildings**, Lausanne, v. 62, p. 392-402, 2013.

ROSELL, J.I.; VALLVERDÚ, X.; LECHÓN, M.A.; IBÁÑEZ, M. Design and simulation of a low concentrating photovoltaic/thermal system. **Energy conversion & management**, Oxford, v. 46, p. 3034-3046, 2005.

ROYNE, A.; DEY, C. J.; MILLS, D. R. Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination: a critical review. **Solar energy materials & solar cells**, Amsterdam, v. 86, p. 451-483. 2005.

SEGEV, G.; KRIBUS, A. Performance of CPV modules based on vertical multi-junction cells under non-uniform illumination. **Solar energy**, Kidlington, v. 88, p. 120-128, 2013.

SHAH, R.R.; LONDON, A.L. **Advances in Heat Transfer supplement I: laminar flow forced convection in ducts**. EE. UU: Academic press, 1978.

SINGH, P.; RAVINDRA, N.M. Temperature dependence of solar cell performance-an analysis. **Solar energy materials & solar cells**, Amsterdam, v. 101, p. 36-45, 2012.

SLADE, A.; GARBOUSHIAN, V. **27.6% Efficient silicone concentrator solar cells for mass production**. [S. l.: s. n.], 2017. Disponível em: <https://www.researchgate.net/profile/Alexander_Slade/publication/267779112_276_Efficient_Silicon_Concentrator_Solar_Cells_for_Mass_Production/links/559bbbe108ae7f3eb4cecef5.pdf>. Acesso em: 24 set. 2017.

STEPHAN, K.; PREUBER, P. **Wärmeübergang und maximale wärmestromichte beim behältersieden binärer und ternärer flüssigkeitsgemische**. [S. l.]: Chemie Ingenieur Technik, 1979.

TSAI, B.-D.; HSU, Y.T.; LIN, T.T.; FU, L.-M.; TSAI, C.-H.; LEONG, J.C. Performance of an INER HCPV Module in NPUST. **Energy Procedia**, [S. l.], v. 14, p. 893-898, 2012.

TSANAKAS, J. A.; SICRE, M.; CARRIERE, C.; ELOUAMARI, R.; VOSSIER, A.; DE SALINS, J. E.; LEVRIER, B.; DOLLET, A. A novel approach of accelerated ageing tests for high concentration III–V multijunction solar cells through rapid irradiation/thermal cycles. **Solar Energy**, Kidlington, v. 116, p. 205-214, 2015.

TUCKERMAN, B.D.; PEASE R.F.W. High-Performance heat sinking for VLSI. **IEEE électron device letters**, Piscataway, v. 2, n. 5, 1981.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to computational fluid dynamics**. 2. ed. England: Pearson Education, 2007.

VIANA, T. S.; RÜTHER, R.; MARTINS, F. R.; PEREIRA, E. B. Assessing the potential of concentrating solar photovoltaic generation in Brazil with satellite-derived direct normal irradiation. **Solar Energy**, Kidlington, v. 85, p. 486-495, 2010.

WANG, Y. N.; LIN, T. T.; LEONG, J. C.; HSU, Y. T.; YEH, C. P.; LEE, P. H.; TSAI, C. H. Numerical investigation of high-concentration photovoltaic module heat dissipation. **Renewable Energy**, Oxford, v. 50, p. 20-26, 2013.

XU, Z.; KLEINSTREUER, C. Computational analysis of nanofluid cooling of high concentration photovoltaic cells. **Journal of thermal Science and engineering applications – ASME**, [S. l.], v. 6, 2014a.

XU, Z.; KLEINSTREUER, C. Concentration photovoltaic–thermal energy co-generation system using nanofluids for cooling and heating. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 87, p. 504-512, 2014b.

XU, N.; JI, J.; SUN, W.; HAN, L.; CHEN, H.; JIN, Z. Outdoor performance analysis of a 1090x point-focus Fresnel high concentrator photovoltaic/thermal system with triple-junction solar cells. **Energy Conversion and Management.**, Oxford, v. 100, p. 191-200, 2015.

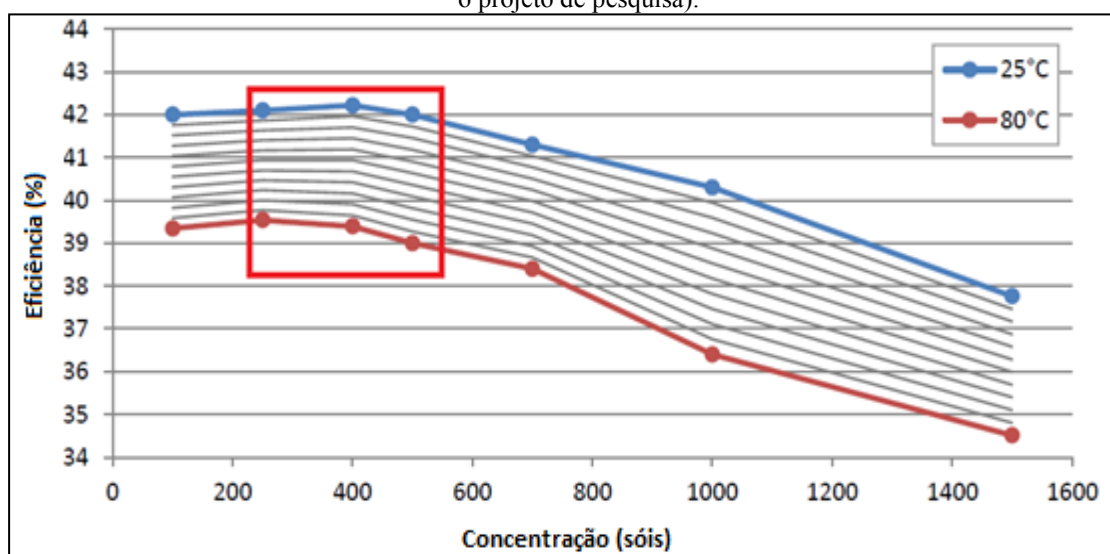
YANG, K.; ZUO, C. A novel multi-layer manifold microchannel cooling system for concentrating photovoltaic cells. **Energy conversion and management.**, Oxford, v. 89, p. 214-221, 2015.

YOUSEFI, T.; An experimental investigation on the effect of $\text{Al}_2\text{O}_3\text{--H}_2\text{O}$ nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors. **Renewable Energy**, [S. l.], v. 39, p. 293–298.2012.

APÊNDICE A - CÁLCULO DETALHADO DO MODELO TÉRMICO

A partir das informações dos fabricantes (item 3.1.1) a célula selecionada foi uma célula modelo 3C44A da AZURSPACE®, cuja dependência da eficiência com o fluxo de calor e temperatura é mostrada na Figura A.1. A faixa de trabalho, destacada no quadro vermelho, apresenta eficiência em torno de 40% para concentração na faixa de 300 a 500 sóis. A meta é manter a célula em 40 °C como temperatura ideal.

Figura A.1 - Gráfico eficiência *versus* concentração (o quadrado vermelho define a faixa de trabalho para o projeto de pesquisa).



Fonte: Azurspace ® (célula 3C44A).

Com os dados do clima (item 3.1.2), da Tabela A.1, considera-se os valores máximos para fazer o cálculo da radiação real.

Tabela A.1 - Resumo dos dados obtidos do Canal Clima - UNESP.

	Período	Radiação direta [MJ/m²]	Temperatura média [°C]	Velocidade do vento [m/s]	Insolação [h/dia]
Valores máximos	Jan-2016	18,8	35,7	2,7	7,5

Fonte: Elaboração do próprio autor.

O cálculo baseia-se nos valores de radiação direta e insolação. A radiação direta na Tabela A.1 corresponde às 24 horas do dia, enquanto que o período de interesse para produção fotovoltaica são as horas do dia com luz solar.

A insolação é uma medida que permite conhecer o período de horas no dia no qual a radiação solar mantém um patamar de intensidade segundo um padrão definido no instrumento de medida. Com a consideração anterior, o cálculo da radiação direta pode ser obtido como é apresentado na Equação (2):

$$G_{real} = \frac{G_{direta}}{Insolação} = \frac{18,8 \times 10^6 J/m^2}{7,5 h * 3600 seg/h} \cong 696,3 \frac{J}{s} * \frac{1}{m^2} = 696,3 \frac{W}{m^2} \quad (2)$$

Assim, temos definidos os valores de $T_{cél}$, η , e G_{real} , sob as considerações dadas para o modelo térmico (item 3.2.1). A temperatura de entrada do fluido é 25 °C, $T_{flu,in}$. Com este valor calcula-se as propriedades do fluido de trabalho (item 3.1.3). É importante lembrar que nas equações se usa a temperatura em graus Kelvin, portanto, esse é o padrão a seguir:

$$T_{flu} = 273,15 K + 25 °C \frac{K}{°C} = 298,15 K \quad (70)$$

$$\tilde{T} = \frac{T_{flu}}{1[K]} = \frac{298,15 K}{1[K]} = 298,15 \quad (71)$$

$$\rho_{ag}(T_{flu}) = 1000 * \left(1 - \frac{(\tilde{T} + 15,7914)}{508929,2 * (\tilde{T} - 205,0204)} * (\tilde{T} - 277,1363)^2 \right) * \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (3)$$

$$\rho_{ag}(T_{flu}) \cong 997,075 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$c_{p,ag}(T_{flu}) = 9616,873445 - 48,7364833\tilde{T} + 0,1444662\tilde{T}^2 - 0,000141414\tilde{T}^3 * \left[\frac{J}{m^3 K} \right] \quad (4)$$

$$c_{p,ag}(T_{flu}) \cong 4180,21 \left[\frac{J}{m^3 K} \right]$$

$$k_{ag}(T_{flu}) = -1,1245 + 0,009734\tilde{T} - 0,00001315\tilde{T}^2 * \left[\frac{W}{m K} \right] \quad (5)$$

$$k_{ag}(T_{flu}) \cong 0,609 \left[\frac{W}{m K} \right]$$

$$\mu_{ag}(T_{flu}) = A_1 * 10^{\frac{A_2}{(\tilde{T} - A_3)}} * \left[\frac{kg}{m s} \right] \quad (6)$$

$$\mu_{ag}(T_{flu}) = 8,90 \times 10^{-4} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$$

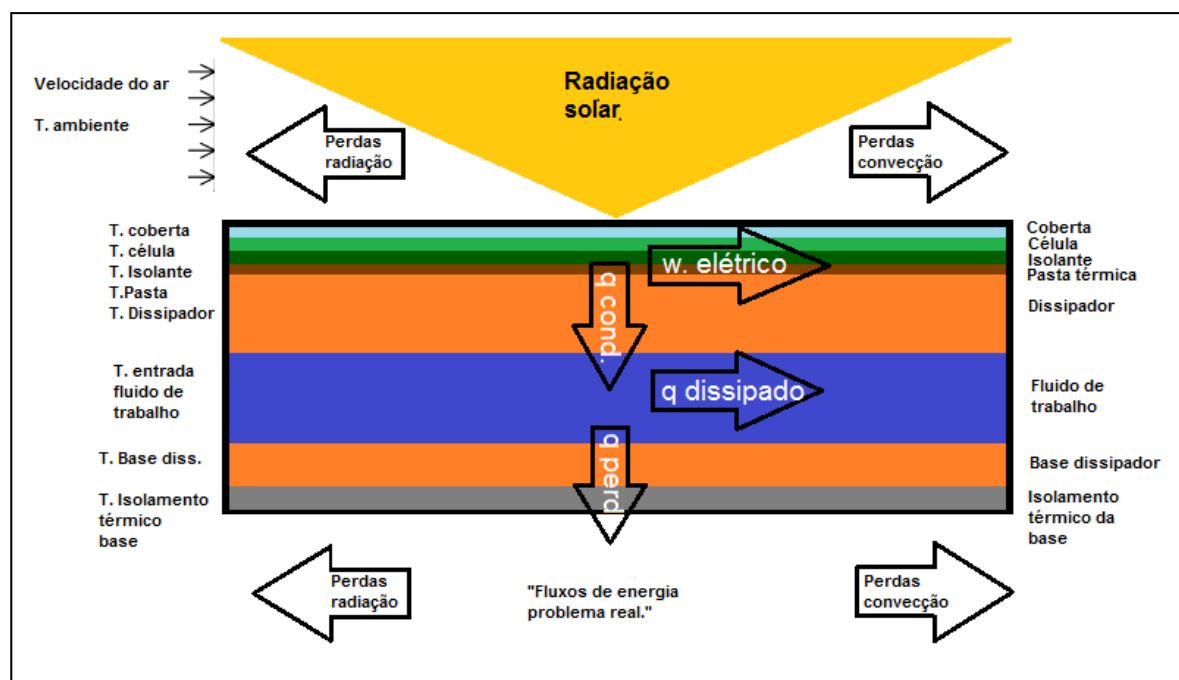
$$\tilde{T} = \frac{T}{1[K]} = \text{temperatura adimensional.}$$

$A_1 = 2,414 \times 10^{-5}$; $A_2 = 247,8$; $A_3 = 140$; são constantes.

Com os valores das propriedades calculadas, temperatura de entrada do fluido e parâmetros geométricos do dissipador (Tabela 4 - item 3.1.4), os valores de entrada são definidos. O passo seguinte é avaliar o balanço energético no dissipador.

Balanço de energia. A Figura A.2 ilustra a geometria do problema real. Entretanto, alguns dos fluxos apresentados são desconsiderados, *i.e.*, considerou-se a base com um isolante ideal de modo que as perdas através do isolamento na base da montagem são desprezadas. Assim, o balanço energético só considera perdas por radiação e convecção na superfície superior da montagem. Na Figura A.2, a radiação solar é concentrada na célula, desta radiação incidente, parte é perdida por radiação e convecção da superfície da célula, uma parcela é o trabalho de saída como eletricidade, e o restante é conduzido através da seção - denominada de q_{cond} - por fim, deverá ser dissipada por convecção no fluido de trabalho.

Figura A.2 - Esquema dos fluxos energéticos.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Com os fluxos de energia indicados no parágrafo anterior, o balanço de energia em regime permanente, é descrito pela Equação (7):

$$0 = i_{solar} - w_{elétrico} - q_{p.conv} - q_{p.rad} - q_{cond} \quad (7)$$

A seguir, será descrito o cálculo para cada uma destas parcelas, começando pela irradiação solar concentrada, a qual depende dos valores de entrada. Assim:

$$i_{solar} = G_{real} * A_{cél} * C \quad (8)$$

$$i_{solar} = \left(696,3 \frac{W}{m^2} \right) * (0,01m * 0,01m) * (500)$$

$$i_{solar} = 34,815 W$$

Para o cálculo do trabalho elétrico é usado o valor da eficiência elétrica “ideal” que é função da temperatura e admitido igual a 40% :

$$w_{elétrico} = \eta [T_{cél}] \times i_{solar} \quad (9)$$

$$w_{elétrico} = 0,4 \times 34,815 W$$

$$w_{elétrico} = 13,926 W$$

As perdas por condução e convecção são:

$$q_{p,rad} = \varepsilon_{sup} * \sigma * A_{cél} * (T_{cél}^4 - T_{\infty}^4) \quad (10)$$

$$q_{p,rad} = 0,855 * 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} * (0,01m * 0,01m) * ((313,15 K)^4 - (308,85 K)^4)$$

$$q_{p,rad} = 0,25 W$$

$$q_{p,conv} = h_f * A_{cél} * (T_{cél} - T_{\infty}) \quad (11)$$

$$h_f = 3u_a + 2.8 \quad (12)$$

$$h_f = (3 * (2,7) + 2.8) * \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$h_f = 10,9 \frac{W}{m^2 K}$$

$$q_{p,conv} = (10,9 \frac{W}{m^2 K}) * (0,01m * 0,01m) * (313,15 K - 308,85 K)$$

$$q_{p,conv} = 4,69 * 10^{-3} W$$

Voltando para a Equação (7), q_{cond} passa a ser a primeira incógnita:

$$q_{cond} = i_{solar} - w_{elétrico} - q_{p,conv} - q_{p,rad} \quad (7a)$$

$$q_{cond} = 34,815W - 13,926W - 4,69 * 10^{-3} W - 2,51 * 10^{-3} W$$

$$q_{cond} = 20,882 W$$

Os resultados estão resumidos na Tabela A.2. As perdas são pequenas considerando as ordens de grandeza tanto da radiação solar atingindo a superfície da célula quanto da potência elétrica obtida e o calor a ser dissipado. Os dados na Tabela A.2 correspondem ao caso no qual a radiação é máxima e a célula está produzindo eletricidade ou o caso (B) no item 4.1

Tabela A.2 – Resultados da primeira parte modelo térmico.

Caso de radiação máxima		
Irradiação solar 500x -i_{solar}-	[W]	34,815
Potência elétrica -$w_{elétrico}$-	[W]	13,926
Perdas por convecção -$q_{p,conv}$-	[W]	4,69*10 ⁻³
Perdas por radiação -$q_{p,rad}$-	[W]	2,51*10 ⁻³
Calor por condução -q_{cond}-	[W]	20,882

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A seguir, a segunda parte do modelo térmico é desenvolvida, onde as temperaturas de saída do fluido e a temperatura da célula serão calculadas (ver item 3.2.3). Nesta segunda parte, começa o processo iterativo assumindo um valor de vazão para chegar a uma temperatura superficial na célula a ser comparada com a definida como ideal na primeira parte deste apêndice.

Aplicando a metodologia proposta por Lee e Qu (2007) tem-se:

$$T_{flu}(x) = T_{flu,in} + \frac{q_p'' P_t}{\dot{m}_{mc} c_p} x \quad (15)$$

Na Equação (15) os valores desconhecidos são a $\dot{m}_{mc}$, q_p'' e P_t , os outros valores foram obtidos dos valores de entrada. Para calcular q_p'' usa-se a Equação (16), considerando a Figura 26 como referência:

$$q_p'' = \frac{q_{cond}'' * A_{cél}}{N * ((2 * (L * H_{ch})) + (E_{mc} * L))} \quad (16)$$

$$q_p'' = \frac{208,82 \frac{kW}{m^2} * (0,01m * 0,01m)}{33 * ((2 * ((0,01m) * (5 * 10^{-4} m))) + (((2 * 10^{-4} m) * 0,01m)))}$$

$$q_p'' = 52,73 \frac{kW}{m^2}$$

A vazão usada para fazer a primeira iteração é 0,3 g/s ($G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$), que é a vazão total e deve ser dividida pelo número de microcanais para ter a vazão por microcanal; P_t é o perímetro molhado para a troca de calor, o qual corresponde a três lados do microcanal:

$$P_t = 2(H_{mc}) + E_{mc} \quad (72)$$

$$P_t = 2(5 * 10^{-4}m) + 2 * 10^{-4}m$$

$$P_t = 1,2 * 10^{-3}m$$

Voltando à Equação (15), a temperatura do fluido de trabalho na saída ou no comprimento total $x = L = 10 \text{ mm}$ é calculada:

$$T_{flu}(L) = 298,15K + \frac{\left(52,73 \frac{kW}{m^2}\right) * (1,2 * 10^{-3}m)}{\left(\left(3,3 * 10^{-4} \frac{kg}{s}\right) / 33\right) * \left(4180,21 \frac{J}{m^3K}\right)} (0,01m)$$

$$T_{flu}(L) = 313,29 K \text{ ou } 40,14^\circ C$$

Com a temperatura de saída do fluido calculada, o passo a seguir é fazer um processo similar, mas neste caso, para obter a temperatura de parede no dissipador:

$$T_{par}(x) = T_{flu}(x) + \frac{q_{conv}''(E_{mc} + E_p)}{h(E_{mc} + 2\eta H_{ch})} \quad (17)$$

Na Equação (17) não se tem os valores do coeficiente de transferência de calor e da eficiência de aleta. Também é importante lembrar que $q_{conv}'' = q_{cond}''$. Os valores faltantes são obtidos com seguintes equações:

$$\eta = \frac{\tanh(mH_{ch})}{mH_{ch}} \quad (18)$$

$$h = \{Nu_4 + 8,68(10^3 L^*)^{-0,506} * e^{[(9,9776 \ln(\beta)) - 26,379]L^*}\} \left(\frac{Nu_3}{Nu_4}\right) \left(\frac{k_{flu}}{D_{ht}}\right) \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{-0,14} \quad (24)$$

Primeiro calculamos h para na sequencia obter a eficiencia de aleta, assim, da Equação (24) os valores desconhecidos são:

$$L^* = \frac{L}{Re_{sp} D_{ht} Pr} \quad (20)$$

$$Re_{sp} = \frac{\rho_{ag} v D_{ht}}{\mu_{ag}} \quad (73)$$

$$Re_{sp} = \frac{\left(997,075 \frac{kg}{m^3}\right) * \left(0,1 \frac{m}{s}\right) * (3,3 * 10^{-4} m)}{\left(7,6x 10^{-4} \frac{kg}{m s}\right)} = 44,14$$

O número de Reynolds calculado é baseado nas propriedades à temperatura média da água. O diâmetro hidráulico usado é o diâmetro hidráulico para os cálculos térmicos, o qual considera o perímetro molhado térmico já definido previamente.

Assim:

$$Pr = \frac{\mu_{ag} c_{p,ag}}{k_{ag}} \quad (74)$$

$$Pr = \frac{\left(8,90 x 10^{-4} \frac{kg}{m.s}\right) * \left(4180,21 \frac{J}{m^3 K}\right)}{\left(0,609 \left(\frac{W}{m K}\right)\right)} = 6,11$$

Voltando à Equação (20):

$$L^* = \frac{(0,01m)}{(25,65) * (3,33 * 10^{-4}m) * (6,11)} = 0,11$$

Calculamos os valores faltantes da Equação (24) a seguir:

$$\beta = \frac{E_{mc}}{H_{ch}} \quad (21)$$

$$\beta = \frac{2 * 10^{-4}m}{5 * 10^{-4}m} = 0,4$$

$$Nu_3 = 8,235 * (1 - 1,883\beta + 3,767\beta^2 - 5,814\beta^3 + 5,361\beta^4 - 2,0\beta^5) \quad (22)$$

$$Nu_3 = 8,235 * (1 - 1,883(0,4) + 3,767(0,4)^2 - 5,814(0,4)^3 + 5,361(0,4)^4 - 2,0(0,4)^5)$$

$$Nu_3 = 4,893$$

$$Nu_4 = 8,235 * (1 - 2,042\beta + 3,085\beta^2 - 2,477\beta^3 + 1,058\beta^4 - 0,186\beta^5) \quad (23)$$

$$Nu_4 = 8,235 * (1 - 2,042(0,4) + 3,085(0,4)^2 - 2,477(0,4)^3 + 1,058(0,4)^4 - 0,186(0,4)^5)$$

$$Nu_4 = 4,475$$

Portanto, o valor do coeficiente de transferência de calor (Equação 24) será:

$$h = \{4,475 + 8,68(10^3 * (0,11)^*)^{-0,506} * \\ * e^{[(9,9776 \ln(0,4)) - 26,379] * (0,11)]} \left(\frac{4,893}{4,475} \right) \left(\frac{0,609 \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)}{3,33 * 10^{-4}m} \right) \left(\frac{8,90 * 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}}{8,90 * 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}} \right)^{-0,14} \\ h = 8966,788 \frac{W}{m^2 K}$$

Como μ_w é a viscosidade avaliada na temperatura de parede na saída do microcanal sendo que esta temperatura é desconhecida, se define este valor igual à μ_b para a primeira iteração.

Com o h definido, calcula-se a eficiência de aleta (Equação 18):

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_{dis}E_p}} \quad (19)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 * (8966,788 \frac{W}{m^2 K})}{(385 \frac{W}{m K}) * (1 * 10^{-4} m)}} = 682,50$$

$$\eta = \frac{\tanh((682,50) * (5 * 10^{-4} m))}{(682,50) * (5 * 10^{-4} m)} = 0,963$$

Com todos os valores calculados, encontra-se a temperatura de parede do dissipador na entrada ($x = 0$) e na saída ($x = L$):

$$T_{par}(0) = 298,15 K + \frac{(208,592 \frac{kW}{m^2}) * (2 * 10^{-4} m + 1 * 10^{-4} m)}{(8966,788 \frac{W}{m^2 K}) * (2 * 10^{-4} m + 2(0,963) * (5 * 10^{-4} m))}$$

$$T_{par}(0) = 304,15 K \text{ ou } 31^\circ C$$

$$T_{par}(L) = 313,29 K + \frac{(208,592 \frac{kW}{m^2}) * (2 * 10^{-4} m + 1 * 10^{-4} m)}{(8966,788 \frac{W}{m^2 K}) * (2 * 10^{-4} m + 2(0,963) * (5 * 10^{-4} m))}$$

$$T_{par}(L) = 319,3 K \text{ ou } 46,15^\circ C$$

Neste ponto os valores de temperaturas de entrada e saída tanto para o fluido como para a parede do dissipador foram obtidos. A seguir, a queda de pressão é calculada como outra variável importante no modelo. A queda de pressão é a soma de quatro parcelas definidas na Equação (25):

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_e + \Delta P_{sp,dh} + \Delta P_{sp,fh} \quad (25)$$

na qual:

ΔP_c : perda de pressão por contração.

ΔP_e : recuperação de pressão pela expansão.

$\Delta P_{sp,dh}$: queda de pressão na região de desenvolvimento.

$\Delta P_{sp,fh}$: queda de pressão na região completamente desenvolvida.

O cálculo será feito passo a passo para cada uma das parcelas, começando pela queda de pressão por contração:

$$\Delta P_c = \frac{1}{2\rho_{flu}} (1 + K_c) G^2 \quad (26)$$

Os parâmetros desconhecidos são calculados:

$$K_c = 0.6740 + 1.2501\beta + 0.3417\beta^2 - 0.8358\beta^3 \quad (27)$$

$$K_c = 0.6740 + 1.2501(0,4) + 0.3417(0,4)^2 - 0.8358(0,4)^3$$

$$K_c = 1,175$$

Voltando à Equação (26):

$$\Delta P_c = \frac{1}{2 \left(997,075 \frac{kg}{m^3} \right)} (1 + 1,175) \left(100 \frac{kg}{m^2 s} \right)^2$$

$$\Delta P_c = 10,91 Pa$$

A parcela seguinte a se calcular é a queda de pressão na região de desenvolvimento do escoamento:

$$\Delta P_{sp,dh} = \frac{2f_{app,dh} G^2 L_{sp,dh}}{D_h \rho_{flu}} \quad (29)$$

São calculados um a um os parâmetros necessários para obter a queda de pressão:

$$L_{sp,dh} = (0,06 + 0,07\beta - 0,04\beta^2) Re_{in} D_h \quad (30)$$

$$Re_{in} = \frac{\rho_{ag} v D_h}{\mu_{ag}} \quad (75)$$

$$Re_{in} = \frac{(997,075 \frac{kg}{m^3})(0,1 \frac{m}{s})(2,86 * 10^{-4} m)}{(8,9 * 10^{-4} \frac{kg}{ms})}$$

$$Re_{in} = 32,09$$

Neste caso Re_{in} é o número de Reynolds baseado nas condições de entrada do fluido no microcanal. Aqui o diâmetro hidráulico usado corresponde ao diâmetro hidráulico baseado no perímetro do microcanal.

Assim, para $\Delta P_{sp,dh}$:

$$L_{sp,dh} = (0,06 + 0,07(0,4) - 0,04(0,4)^2)(32,09)(2,86 * 10^{-4}m) \quad (30)$$

$$L_{sp,dh} = 7,48 * 10^{-3} m$$

$$f_{app,dh} = \frac{1}{Re_{sp}} *$$

$$* \left[3,44(L_{sp,dh}^+)^{-0,5} + \frac{K(\infty)/(4L_{sp,dh}^+) + f_{sp,fh}Re_{sp} - 3,44(L_{sp,dh}^+)^{-0,5}}{1 + C(L_{sp,dh}^+)^{-2}} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,58} \quad (31)$$

$$f_{sp,fh}Re_{sp} = 24(1 - 1,355\beta + 1,947\beta^2 - 1,701\beta^3 + 0,956\beta^4 - 0,254\beta^5) \quad (32)$$

$$f_{sp,fh}Re_{sp} = 24(1 - 1,355(0,4) + 1,947(0,4)^2 - 1,701(0,4)^3 + 0,956(0,4)^4 - 0,254(0,4)^5)$$

$$f_{sp,fh}Re_{sp} = 16,381$$

$$L_{sp,dh}^+ = \frac{L_{sp,dh}}{Re_{sp}D_h} \quad (33)$$

$$L_{sp,dh}^+ = \frac{(7,48 * 10^{-3} m)}{(44,14)(2,86 * 10^{-4}m)}$$

$$L_{sp,dh}^+ = 0,593$$

$$K(\infty) = 0,6740 + 1,2501\beta + 0,3417\beta^2 - 0,8358\beta^3 \quad (34)$$

$$K(\infty) = 0,6740 + 1,2501(0,4) + 0,3417(0,4)^2 - 0,8358(0,4)^3$$

$$K(\infty) = 1,1752$$

$$C = (0,1811 + 4,3488\beta - 1,6027\beta^2)x10^{-4} \quad (35)$$

$$C = (0,1811 + 4,3488(0,4) - 1,6027(0,4)^2)x10^{-4}$$

$$C = 1,66 * 10^{-3}$$

Substituindo na Equação (31), tem-se:

$$f_{app,dh} = \frac{1}{44,14} \left[3,44(0,593)^{-0,5} + \frac{(1,1752)/(4 * 0,593) + 16,381 - 3,44(0,593)^{-0,5}}{1 + (1,66 * 10^{-3})(0,593)^{-2}} \right] *$$

$$* \left(\frac{8,90 * 10^{-4} \frac{kg}{m.s}}{8,90 * 10^{-4} \frac{kg}{m.s}} \right)^{0,58}$$

$$f_{app,dh} = 0,3302$$

Assim, a queda de pressão na região em desenvolvimento (Equação 29) será igual a:

$$\Delta P_{sp,dh} = \frac{2(0,3302) \left(100 \frac{kg}{m^2 s}\right)^2 (7,48 * 10^{-3} m)}{(2,86 * 10^{-4} m)(997,075 \frac{kg}{m^3})}$$

$$\Delta P_{sp,dh} = 17,34 Pa$$

Continua-se com o cálculo da queda de pressão na região completamente desenvolvida:

$$\Delta P_{sp,fh} = \frac{2[f_{sp,fh} (\mu_w / \mu_b)^{0.58}] G^2 L_{sp,fh}}{D_h \rho_{flu}} \quad (36)$$

Na Equação (36) calcula-se os valores desconhecidos como:

$$L_{sp,fh} = L - L_{sp,dh} \quad (37)$$

$$L_{sp,fh} = (0,01m) - (7,48 * 10^{-3} m)$$

$$L_{sp,fh} = 9,3 * 10^{-3} m$$

Com todos os valores obtidos, $\Delta P_{sp,fh}$ (Equação 36) é calculada:

$$\Delta P_{sp,fh} = \frac{2 \left[(16,381 * 44,14) \left(\frac{8,90 * 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}}{8,90 * 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}} \right)^{0,58} \right] \left(100 \frac{kg}{m^2 s}\right)^2 (9,3 * 10^{-3} m)}{(2,86 * 10^{-4} m)(997,075 \frac{kg}{m^3})}$$

$$\Delta P_{sp,fh} = 241,04 Pa$$

A última parcela a ser calculada é a queda de pressão por expansão, que neste caso é considerada como nula e, portanto:

$$\Delta P_e = 0 \quad (28)$$

Finalmente a soma das diferentes quedas de pressão é igual a 269,29 Pa.

Até este ponto todos os cálculos foram desenvolvidos com as propriedades avaliadas na temperatura de entrada do fluido. Porém, para aumentar a precisão, os cálculos são repetidos seguindo a mesma metodologia, com as propriedades avaliadas na temperatura média do fluido integrando a equação que define a temperatura através do comprimento do microcanal (Equação 15) e dividindo-a pelo comprimento do microcanal, sendo igual a 32,57°C. Na Tabela A.3 os resultados obtidos são comparados:

Tabela A.3 – Comparação dos resultados segundo a temperatura considerada no fluido de trabalho.

Variável	Propriedades	Propriedades
	@ $T_{flu,in}$	@ $T_{flu,m}$
Temperatura entrada fluido – $T_{flu,in}$ [°C]	25	25
Temperatura saída fluido – $T_{flu,out}$ [°C]	40,12	40,14
Temperatura entrada parede microcanal $T_{mc,in}$ [°C]	31,02	30,80
Temperatura saída parede microcanal $T_{mc,out}$ [°C]	46,14	45,94
Queda de pressão [Pa]	269,29	252,41

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na última parte do modelo, se usa a analogia das resistências térmicas para calcular a temperatura da célula e, assim, compará-la com a temperatura de referência (ideal) para decidir se é necessário continuar ou não com o processo iterativo mudando a vazão mássica. Nesta parte os resultados obtidos com o procedimento baseado nas propriedades à temperatura média do fluido são usados.

Para este cálculo se usa a Equação (13), na qual é importante lembrar que as temperaturas usadas são as temperaturas médias. No caso da temperatura média da parede, o critério é igual ao caso da temperatura do fluido (A temperatura média é calculada integrando a Equação (17) que define esta temperatura através do comprimento do microcanal). Assim, $T_{par,m}$ é igual a 38,37 °C e, portanto, só falta o valor da resistência equivalente que pode ser calculado pela Equação (14) com os dados do item 3.1.4:

$$R_{equivalente} = \frac{T_{cél} - T_{par,m}}{q_{cond}'' * A} \quad (13)$$

Isolando da Equação (13) o termo da temperatura superficial na célula, tem-se:

$$T_{cél} = T_{par,m} + q_{cond}'' * A * R_{equivalente} \quad (13a)$$

Calcula-se a resistência térmica equivalente:

$$R_{equivalente} = \frac{H_{cél}}{k_{cél} \cdot A_{cél}} + \frac{H_{sold}}{k_{sold} \cdot A_{sold}} + \frac{H_{isol}}{k_{isol} \cdot A_{isol}} + \frac{H_{dis.}}{k_{dis.} \cdot A_{dis}} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} R_{equivalente} &= \frac{(2 * 10^{-4}m)}{\left(145 \frac{W}{mK}\right) (0,01m)^2} + \frac{(1 * 10^{-4}m)}{\left(50 \frac{W}{mK}\right) (0,01m)^2} + \frac{(5 * 10^{-4}m)}{\left(37,5 \frac{W}{mK}\right) (0,01m)^2} + \\ &+ \frac{(3 * 10^{-3}m)}{\left(385 \frac{W}{mK}\right) (0,01m)^2} \\ R_{equivalente} &= 0,245 \left[\frac{K}{W} \right] \end{aligned}$$

Assim, a temperatura média na superfície da célula é igual a:

$$T_{cél} = 38,37^{\circ}C + \left(208,82 \frac{kW}{m^2}\right) * ((0,01m)^2) * \left(0,245^{\circ} \frac{C}{W}\right)$$

$$T_{cél} = 43,48^{\circ}C$$

A temperatura calculada difere da temperatura ideal por 3,48 °C o que poderia se considerar como uma diferença mínima comparada com a diminuição na eficiência elétrica na célula, porém neste ponto refaz-se todo o processo apresentado até aqui mudando a vazão mássica até o valor em que ambas as temperaturas atinjam uma diferença menor do que 1 °C. Para o caso proposto repete-se o processo uma única vez chegando a uma temperatura superficial na célula igual a 39,64 °C, que concorda com o critério considerado. Na Tabela A.4 se encontram os resultados para cada uma das iterações.

Tabela A.4 - Comparação dos resultados obtidos para cada uma das iterações.

Variável	Iteração	Iteração
	1	2
Vazão mássica [g/s]	0,33	0,66
Velocidade mássica [kg/m²s]	100	200
Temperatura entrada fluido –T_{flu,in} [°C]	25	25
Temperatura saída fluido –T_{flu,out} [°C]	40,14	32,57
Temperatura entrada parede microcanal T_{mc,in}[°C]	30,8	30,74
Temperatura saída parede microcanal T_{mc,out}[°C]	45,94	38,31
Temperatura superficial célula[°C]	43,49	39,64
Queda de pressão [Pa]	252,41	558,27

Fonte: Elaboração do próprio autor.

APÊNDICE B - DESENVOLVIMENTO MATEMÁTICO DO PROBLEMA NUMÉRICO

Neste apêndice serão apresentados os principais conceitos e bases para a solução de problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor a partir de suas equações governantes, com o uso de ferramentas computacionais, aproximando as soluções numericamente com a técnica de volumes de controle finitos. O conteúdo deste apêndice se baseia no manual de ajuda do *software* ANSYS® junto com as definições de Versteeg e Malasekera (2007).

Dinâmica de fluidos computacional ou CFD

A dinâmica de fluidos computacional ou “*CFD*” (Computational Fluid Dynamics) é a análise de problemas de mecânica dos fluidos, transferência de calor e fenômenos relacionados, como por exemplo reações químicas, a partir de algoritmos aplicados para resolver as equações governantes em sistemas computacionais.

Devido aos avanços nos sistemas computacionais que estão mais potentes para desenvolver cálculos complexos, as análises CFD vêm se espalhando como uma alternativa às análises experimentais considerando os elevados custos de investimento destes últimos. Entretanto, é importante dizer que embora os limites na aplicação de CFD sejam poucos, dependendo principalmente das capacidades do *software* e *hardware* usados, os usuários destas ferramentas devem ter uma série de conhecimentos base para aproveitar as capacidades destas análises.

A estrutura dos códigos nos programas CFD tem três partes importantes: i) o pré-processamento, ii) o processamento e o iii) pós-processamento. Na primeira etapa, no pré-processamento, o usuário define o domínio computacional baseado na geometria do problema, depois discretiza este domínio construindo uma malha sobre a geometria, dividindo-a em geometrias menores. O passo seguinte é selecionar o modelo que representa o fenômeno físico ou químico a ser estudado. Finalmente, as propriedades do fluido e condições iniciais e de contorno são definidas.

Na segunda etapa de processamento, aplica-se, no caso, o método dos volumes finitos para discretização das equações; integrando as equações governantes para cada um dos volumes que compõem a geometria. Depois as equações resultantes são linearizadas para se chegar a um

sistema de equações algébricas. Finalmente, o sistema de equações algébricas é resolvido iterativamente.

Na terceira etapa, a de pós-processamento, diferentes ferramentas são usadas para se visualizar os resultados obtidos, tais como mapa de vetores para analisar o campo de escoamento, etc. Nesta etapa, é importante que o usuário tenha experiência para usar estas ferramentas e aproveitá-las para analisar os resultados mais relevantes para o problema tratado.

Equações governantes neste tipo de problemas

Para solucionar os problemas de mecânica dos fluidos e de transferência de calor pelo uso de CFD é necessário conhecer quais são as equações governantes do problema, ou seja, um modelo matemático do problema físico. Assim, para o problema proposto de análise de um dissipador de calor baseado em microcanais, as equações governantes são a equação de conservação de massa, as equações de Navier-Stokes junto com a equação de energia, que são apresentadas em sua forma geral a seguir:

- Conservação de massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (76a)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + w \frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (76b)$$

A equação de conservação de massa também pode ser escrita vetorialmente lembrando que o operador $\frac{D}{Dt}$ é a derivada material e o operador ∇ é o gradiente; as variáveis indicadas em **negrito** correspondem a quantidades vetoriais. Assim, a equação pode ser rescrita como:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (76c)$$

- Quantidade de movimento em cada eixo (x, y, z):

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} = & -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \mu \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + X \end{aligned} \quad (77a)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \mu \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + Y \quad (77b)$$

$$\frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \mu \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + Z \quad (77c)$$

Na qual X,Y e Z são as forças de corpo aplicadas em cada eixo.

- Equação de energia:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q''' + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \Phi \quad (78)$$

Na qual q''' é a geração de calor no fluido ou o termo fonte, β e Φ são o coeficiente de expansão térmica e o termo de dissipação viscosa, respectivamente, que podem ser encontrados em detalhes em qualquer livro de mecânica dos fluidos.

No presente caso, considera-se o fluido de trabalho como sendo a água, com geração nula de calor e uma dissipação viscosa desprezível. Portanto, as equações são simplificadas e reescritas como:

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (79)$$

$$\rho \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = -\nabla \mathbf{P} + \mu \nabla^2 \mathbf{V} + \mathbf{F} \quad (80)$$

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T \quad (81)$$

Assim, as equações acima são as equações a serem resolvidas, numericamente, para os campos de velocidades, pressão e temperaturas. O passo seguinte é definir um método para solucionar tais equações que são equações diferenciais parciais não lineares.

Método dos volumes finitos e ANSYS® Fluent

O método dos volumes finitos, ou também conhecido como dos volumes de controle finitos, permite discretizar e resolver numericamente equações diferenciais, neste caso, as equações governantes dos problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor.

Definindo um domínio qualquer no espaço fluido, podemos dividir este domínio em volumes menores sendo que o volume total é igual à soma de todos os volumes de controle menores. Uma das principais características destes volumes de controle é que satisfazem os princípios de conservação das equações consideradas independentemente do tamanho do volume analisado. Assim, o que sai de um volume é o que entra em outro volume vizinho.

Para solucionar as equações é necessário integrá-las sobre cada um dos volumes chegando a uma versão discretizada da equação a solucionar. Para explicar e compreender melhor isto, considera-se um exemplo no qual usa-se as formas conservativas das equações governantes para uma variável ϕ que representa uma quantidade escalar. A equação resultante abaixo também é conhecida como a equação de transporte da propriedade ϕ .

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\phi \mathbf{U}) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + S_\phi \quad (82)$$

na qual S_ϕ é o termo fonte da propriedade ϕ e Γ é o coeficiente de difusão.

Em palavras, a Equação pode ser descrita como: os termos na esquerda são a variação em relação ao tempo e o termo de transporte convectivo. Já na parte da direita tem-se o termo difusivo e o termo fonte, respectivamente.

Para a solução numérica computacional pelo método dos volumes finitos, a Equação anterior é o ponto inicial. Assim, integrando-a sobre um volume de controle e aplicando o teorema do divergente de Gauss, chegamos à seguinte expressão:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{CV} \rho\phi \, dV \right) + \int_A \mathbf{n} \cdot (\rho\phi \mathbf{U}) \, dA = \int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma \nabla \phi) \, dA + \int_{CV} S_\phi \, dV \quad (83)$$

Na qual $\mathbf{n}$ é um vetor normal ao elemento superficial dA ; também a ordem da derivação e integração foi trocada no primeiro termo para compreender melhor o significado de dito termo.

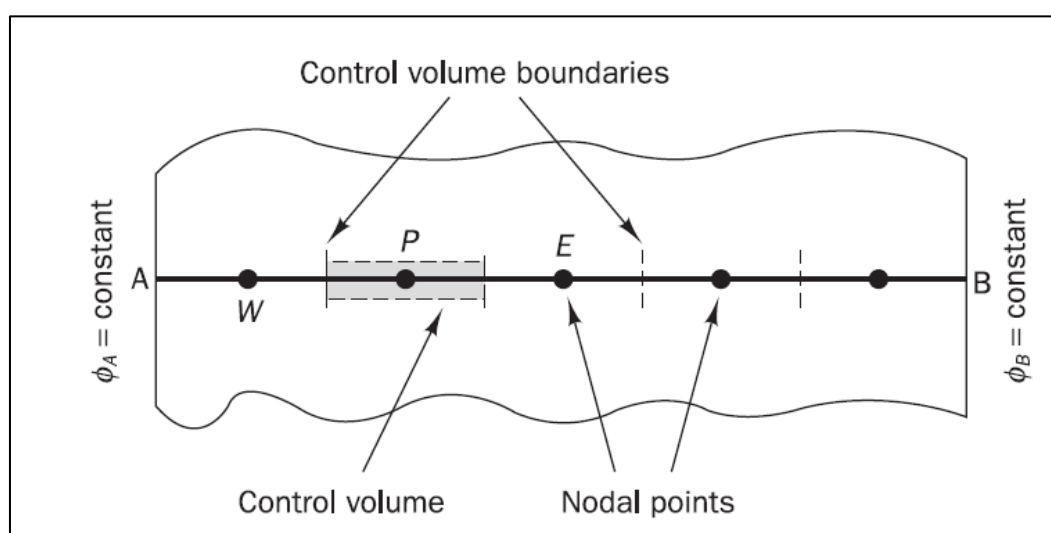
Da equação acima obtém-se as equações algébricas para solução do problema; sendo importante enxergar como os princípios de conservação se mantêm, considerando que os termos

da esquerda representam a variação líquida da propriedade ϕ no volume de controle e a redução líquida desta propriedade devido à convecção através dos limites do volume de controle, que são iguais aos termos da direita que representam o aumento líquido de ϕ por difusão junto com o termo final, que é a variação líquida de geração de ϕ no interior do volume de controle.

Dependendo do tipo de problema alguns destes termos podem ou não ser usados. Fazendo uso do método dos volumes de controle finitos, um exemplo simples de uma geometria unidimensional considerando com o termo difusivo e o termo fonte da equação. Portanto, a equação a solucionar é a seguinte:

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S = 0 \quad (84)$$

Figura B.1 – Domínio para exemplo do uso do método dos volumes finitos.



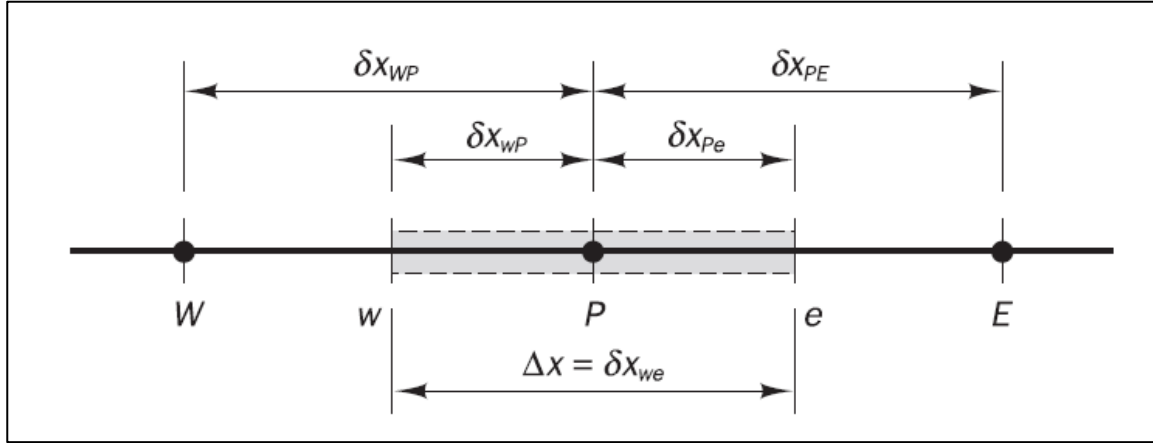
Fonte: Manual de ajuda ANSYS® Fluent.

As condições de contorno nos pontos A e B são conhecidas e o domínio é apresentado na Figura B.1. O primeiro passo é a construção da malha, assim usa-se vários nós entre A e B para definir os volumes de controle, sendo que estes volumes ficam centrados nos nós e suas faces são alocadas no ponto médio do espaço entre nós vizinhos. Assim, cada nó fica na metade de cada volume de controle, enquanto que as fronteiras dos volumes coincidem com as fronteiras do domínio.

Na Figura B.2 tem-se a notação usada segundo as convenções dos métodos CFD, na qual P define um nó; os nós na vizinhança são definidos como W ou E , segundo a localização ($W = West$ e $E = East$). As faces também são definidas como w e e , as distâncias entre W e P

e entre os nodos P e E são definidas como δx_{WP} e δx_{Pe} , respectivamente. Por último, a espessura do volume de controle Δx é definido como δx_{we} .

Figura B.2 – Domínio discretizado com notação.



Fonte: Manual de ajuda ANSYS® Fluent.

Com a malha definida, a integração das equações governantes nos volumes de controle dá como resultado um conjunto de equações discretizadas, no caso do ponto P e para o volume de controle definido na Figura B.1, tem-se:

$$\int_{\Delta V} \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dV + \int_{\Delta V} S dV = \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w + \bar{S} \Delta V = 0 \quad (85)$$

Onde, A corresponde à área transversal da face do volume de controle, ΔV o volume e $\bar{S}$ o valor médio da fonte S no volume de controle. Para chegar a uma versão mais simples das equações discretizadas, o coeficiente de difusão Γ junto com o gradiente de ϕ são necessários. Para obter estes valores um processo de interpolação linear é aplicado, no qual os valores da propriedade ϕ junto com o coeficiente de difusão são calculados nos nós.

Os gradientes são calculados, a partir dos valores de ϕ nos nós, como uma aproximação linear na face entre estes nós. Este tipo de aproximação é conhecido como aproximação por diferenças centrais. Os valores interpolados para Γ_w e Γ_e são os seguintes:

$$\Gamma_w = \frac{\Gamma_W + \Gamma_P}{2} \quad (86a)$$

$$\Gamma_e = \frac{\Gamma_P + \Gamma_E}{2} \quad (86b)$$

Os termos difusivos são avaliados como:

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e = \Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \right) \quad (87a)$$

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w = \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} \right) \quad (87b)$$

O termo fonte S , quando é função da variável dependente, pode ser aproximado com o método dos volumes finitos de forma linear como é indicado a seguir:

$$\bar{S} \Delta V = S_u + S_p \phi_P \quad (88)$$

Portanto a Equação (85) é rescrita como:

$$\Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \right) - \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} \right) + (S_u + S_p \phi_P) = 0 \quad (89a)$$

A qual pode ser rescrita como:

$$\left(\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e + \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w - S_p \right) \phi_P = \left(\frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w \right) \phi_W + \left(\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e \right) \phi_E + S_u \quad (89b)$$

Escrevendo os coeficientes que acompanham a ϕ_W , ϕ_E e ϕ_P como a_W , a_E e a_P tem-se:

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + S_u \quad (89c)$$

A equação anterior é linear para um volume de controle. A solução simultânea de todas as equações resultantes para todos os volumes de controle permite obter a solução numérica do problema. No momento da solução as condições de contorno e iniciais devem ser levadas em consideração.

O método dos volumes finitos pode ser estendido a duas e três dimensões. Também os termos convectivos são discretizados de forma similar ou pelo uso de esquemas adequados, uma vez que estes termos, geralmente, levam a oscilações nas soluções.

Este método é a base para os programas de solução numérica como no caso estudado é o ANSYS® Fluent. No item seguinte se mostra como são construídas as malhas no programa para discretização do domínio.

Malhas no ANSYS® Fluent

Para dividir o volume ou domínio a ser analisado é necessário construir uma malha sobre tal volume, a qual deve-se adaptar as diferentes formas e superfícies presentes nele. Dependendo da complexidade do volume, a malha pode envolver diferentes tipos de geometrias para abranger todo o domínio.

Porém, a forma da malha pode influir em como as equações governantes serão linearizadas e solucionadas. A melhor malha vai permitir uma otimização na solução do problema com o número adequado de elementos ou volumes que otimizem os recursos computacionais disponíveis.

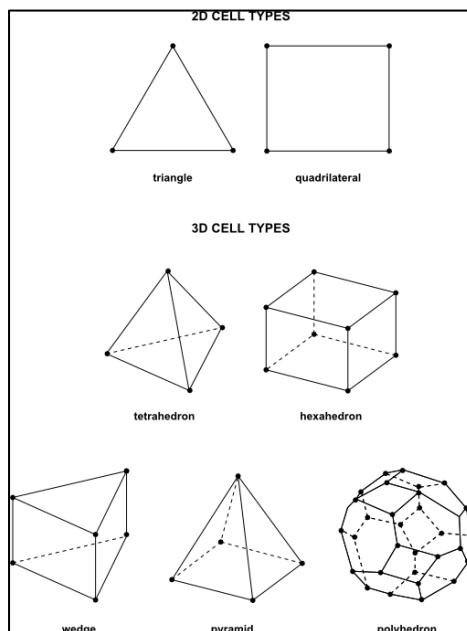
O tipo de domínio pode ser dividido mais eficientemente se o volume consegue se adaptar melhor à geometria da malha. Na Figura B.3 tem-se diferentes tipos de elementos ou células usadas nos programas de construção de malhas para dividir os domínios globais dependendo se são, por exemplo, bi ou tridimensionais. Para ambos os tipos de domínios, as geometrias baseadas em triângulos são as que apresentam uma melhor adaptação sendo as formas mais simples.

O tipo de problema também reflete sobre os tipos de elementos a usar. Um exemplo é um problema de escoamento laminar sobre uma placa plana, na qual o domínio pode ser definido como bidimensional e retangular para abranger a placa e a área de escoamento do fluido garantindo que a camada limite fique inserida em tal domínio.

Usar elementos triangulares não é a melhor escolha, porém, é uma decisão do construtor da malha, pelo que, neste caso a seleção de elementos retangulares é a melhor escolha ao se adaptar perfeitamente no domínio descrito previamente. Outro fato importante é aplicar os conhecimentos próprios da mecânica dos fluidos e analisar que a região de maior interesse é a região da camada limite, portanto, uma maior quantidade de elementos nesta região é chave

para obter uma maior quantidade de informações trazidas das equações discretizadas solucionadas.

Figura B.3 – Tipos de elementos que podem formar uma malha em um domínio.



Fonte: Manual de ajuda ANSYS® Fluent.

Portanto, refinar a malha selecionando quais elementos são os melhores para se adaptar ao domínio e em quais regiões precisa-se uma maior quantidade de elementos, para obter maior qualidade de informação, é uma tarefa de quem irá construir a malha. Sendo este o conceito de malhas adaptativas as quais regulam a quantidade de elementos na malha para dividi-la finamente nas regiões do domínio nas quais as informações são mais importantes.

Nas regiões com menor importância a malha fica com uma estrutura mais grossa, com menor quantidade de elementos sem perder informações chave como é o caso do exemplo apresentado na qual na região externa à camada limite não apresenta informações relevantes e, portanto, menos elementos são usados.

No caso do projeto proposto para o dissipador baseado em microcanais, foram apresentadas as considerações para construção da malha, dividindo o domínio em três regiões segundo o nível de refinamento e complexidade na geometria. Para os microcanais, devido a sua seção transversal retangular constante o uso de elementos hexaédricos (hexaedron segundo a Figura B.3) é a melhor alternativa mantendo uma malha regular e homogênea na qual podem se dividir cada um dos microcanais para refiná-los e aumentando a quantidade de hexaedros na malha. Para conseguir isto, aplicou-se a opção de controle de malha conhecida como *sweep*

method, no qual o módulo de construção de malhas no ANSYS® Fluent avalia se a geometria pode ser dividida eficientemente em elementos hexaédricos e de tipo *wedge* sendo as principais vantagens uma construção da malha mais rápida e simples otimizando os recursos computacionais disponíveis.

Para as outras regiões com uma geometria mais complexa a ferramenta de hexaedros dominantes ou *hexaedral dominant* foi usada. Esta ferramenta tenta adaptar a geometria a elementos hexaédricos, porém quando isto não é possível, outros tipos de elementos são considerados como, por exemplo, os elementos tetraédricos.

Assim, a construção da malha é um passo que precisa de atenção e cuidado no momento de aplicar os critérios para sua geração, sendo que o módulo fornecido no *software* ANSYS® permite se ter ferramentas de controle local (quantidade de divisões, tamanho dos elementos entre outros) e globais (malhas adaptativas, tipos de elementos a serem usados, entre outros). Além, do módulo inserido no ANSYS® existem vários programas para construção de malhas. O importante é que cada malha deve ser diferente ao ser cada domínio diferente e os critérios aplicados a um não necessariamente aplicam ao outro podendo ter uma influência negativa na solução do problema, no uso dos recursos disponíveis e, principalmente, na forma como o pós-processador trata os resultados obtidos.

Solução de problemas CFD em ANSYS® FLUENT

Com a malha construída, as equações governantes são aplicadas e integradas para cada um dos volumes de controle resultantes. Assim, com as condições de contorno apropriadas um sistema de equações diferenciais é obtido.

As equações diferenciais são linearizadas a partir de diferentes algoritmos. A seguir se explica os passos seguidos no programa para chegar à solução das equações.

No passo de solução foca-se na forma como será a discretização das equações governantes, como será o esquema de acoplamento da pressão e velocidade e como serão discretizados os gradientes e derivadas.

Os dois tipos de solucionadores usados no ANSYS® Fluent são o *pressure-based solver* e o *density-based solver* cuja diferença básica é como o algoritmo foi construído para chegar à solução das equações governantes, sendo que, historicamente, o primeiro foi desenvolvido para escoamentos sob baixas velocidades e fluidos incompressíveis e o segundo foi desenvolvido para problemas com altas velocidades e fluidos compressíveis.

Para o projeto proposto com microcanais, o algoritmo de solução baseado na pressão (*pressure-based solver*) foi usado, portanto, esta parte estará focada no entendimento deste método sem deixar de lado o algoritmo baseado na densidade (*density-based solver*).

Em ambos os métodos, o campo de velocidades é obtido a partir das equações de momento; já para o *pressure-based solver* (PBS), o campo das pressões é obtido usando uma equação de correção a partir das equações de continuidade e de momentum. No caso do *density-based solver* (DBS) a equação de continuidade é usada para obter o campo das densidades.

Independentemente, do método usado o ANSYS® Fluent aplica os mesmos passos: divisão do domínio em volumes de controle, integração das equações governantes sobre cada volume de controle e o último passo a linearização das equações discretizadas no passo anterior até atingir a convergência do problema. Ambos os métodos apresentam processos de discretização similares, mas a forma como as equações discretizadas são linearizadas e resolvidas é diferente.

O PBS usa um algoritmo que forma parte de um tipo de método conhecido como métodos de projeção. Neste método, a continuidade é obtida a partir de um campo de velocidades intermediário, em que a pressão foi desconsiderada, corrigido pela adição do termo de pressão oriundo de uma equação de Poisson para o campo de pressão. Como as equações governantes são equações diferenciais parciais, não lineares e acopladas o processo de solução envolve um processo iterativo no qual a convergência é chave.

Quando se fala de convergência, se fala, principalmente, da proximidade da solução numérica com a solução real das equações. Como a solução numérica é um processo iterativo, resíduos nas equações governantes devem ser avaliados, isto devido aos princípios de conservação envolvidos, nos quais estes resíduos devem ser os mais próximos a zero. Se um problema fica com resíduos em um patamar aceitável (isto é critério do usuário) se considera que o problema convergiu. Caso contrário, todo o processo deve ser revisto.

O PBS tem dois tipos de algoritmos disponíveis: o segregado e o acoplado. O uso de um ou outro depende do problema e do usuário, sendo que o segregado consome menos recursos computacionais, porém, isto pode não ser a melhor opção se existem problemas de convergência.

No caso do algoritmo segregado, as equações governantes são solucionadas sequencialmente, até se chegar à convergência no problema. Isto representa uma vantagem em relação ao uso de memória, pois só um conjunto de dados é armazenado, porém, a convergência é mais lenta, pois cada equação é resolvida separadamente.

O algoritmo acoplado como o seu nome o indica, é um algoritmo no qual as equações governantes são resolvidas simultaneamente aumentando a quantidade de memória de armazenamento necessária em 1.5 a 2 vezes em relação algoritmo segregado, mas a convergência é atingida mais rapidamente.

Quanto ao algoritmo segregado, existem várias alternativas para o acoplamento do campo das pressões e das velocidades, devido à correção feita na equação de continuidade que define o campo das velocidades com a equação para a pressão.

O algoritmo segregado do PBS tem quatro tipos de alternativas: SIMPLE, SIMPLEC, PISO e Fractional Step (FSM). Cada um pode ser usado segundo o tipo de problema. Os esquemas SIMPLE e SIMPLEC são usados para problemas em regime permanente, já o PISO e o Fractional Step são usados em problemas em regime transiente.

Como o problema do dissipador baseado em microcanais é para um escoamento sob regime permanente, as explicações ficarão restritas aos esquemas SIMPLE e SIMPLEC. Os outros esquemas podem ser vistos diretamente no manual de ajuda do ANSYS® Fluent. Assim, os esquemas SIMPLE e SIMPLEC são os esquemas por defeito, porém, as vantagens do segundo comparado com o primeiro é a aplicação de um fator maior de sobre-relaxação na equação de correção da pressão, pelo que a convergência pode ser beneficiada, no caso do esquema SIMPLEC sendo mais rápida, dependendo do tipo de problema considerado.

Se a convergência só depende do acoplamento da pressão-velocidade o esquema SIMPLEC apresentará vantagens sobre o SIMPLE, porém, se tem outros modelos envolvidos, como os modelos de turbulência, o desempenho de ambos os esquemas pode ser similar.

É importante esclarecer que no caso do algoritmo acoplado, estes esquemas não se aplicam, as equações são solucionadas simultaneamente.

O processo de solução envolve também a forma como os gradientes e derivadas serão avaliadas com a linearização destas. ANSYS® Fluent apresenta três métodos para fazer isto:

- O método de Green-Gauss baseado no elemento.
- O método de Green Gauss baseado nos nós.
- O método dos mínimos quadrados baseado no elemento.

Os dois primeiros se baseiam no teorema de Green – Gauss usado para avaliar o gradiente de um escalar ou propriedade ϕ no centro de um elemento c_o , sendo que a forma discreta deste teorema é definida a seguir:

$$(\nabla\phi)_{c0} = \frac{1}{v_{ele}} \sum_f \bar{\phi}_f \bar{A}_f \quad (90)$$

na qual v_{ele} se define como o volume do elemento, ϕ_f é o valor de ϕ no centroide da face do elemento, a soma é feita em todas as faces do elemento. ϕ_f é calculado a partir dos métodos apresentados previamente.

No método de Green-Gauss baseado no elemento $\bar{\phi}_f$ é definido como a média aritmética dos valores nos centros dos elementos vizinhos:

$$\bar{\phi}_f = \frac{\phi_{c0} + \phi_{c1}}{2} \quad (91)$$

Já no método de Green-Gauss baseado nos nós, $\bar{\phi}_f$ é definido como a média aritmética dos valores nos nós que fazem parte das faces avaliadas no elemento:

$$\bar{\phi}_f = \frac{1}{N_f} \sum_n^{N_f} \bar{\phi}_n \quad (92)$$

na qual N_f define a quantidade de nós na face considerada. O valor $\bar{\phi}_n$ é obtido a partir da média nas células vizinhas ao nó considerado. Este método é mais preciso que o método baseado no elemento, especialmente, em malhas irregulares e não estruturadas, e precisa uma maior quantidade de recursos computacionais em relação ao primeiro.

No caso do método dos mínimos quadrados baseado no elemento, a solução é assumida com uma solução com variações lineares. Assim, na Figura (B.4), a variação nos valores dos elementos c_0 e c_i a través do vetor δr_i unindo os centroides das células c_0 e c_i pode ser definida como:

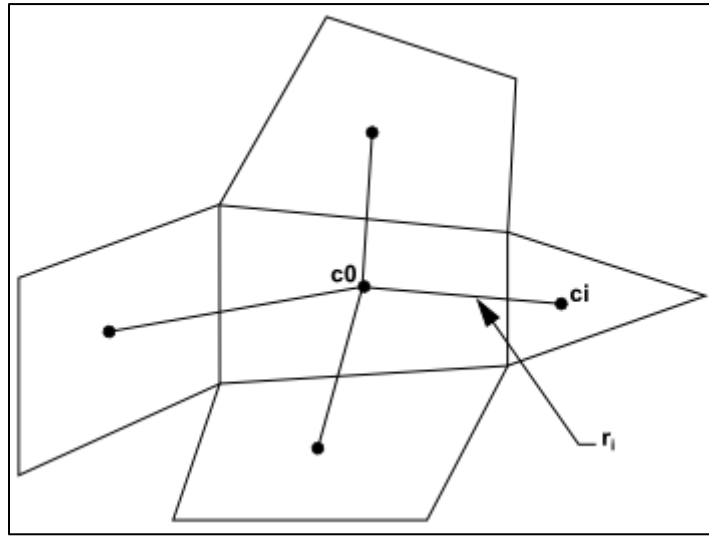
$$(\nabla\phi)_{c0} \cdot \Delta r_i = (\phi_{ci} - \phi_{c0}) \quad (93)$$

Se este processo é repetido para cada elemento em torno do elemento c_0 , se chega a um sistema de equações matricial como é indicado a seguir:

$$[J](\nabla\phi)_{c0} = \Delta\phi \quad (94)$$

no qual $[J]$ é uma matriz de coeficientes função da geometria dos elementos. O objetivo é determinar o gradiente da célula $((\nabla\phi)_0 = \phi_x\hat{i} + \phi_y\hat{j} + \phi_z\hat{k})$ resolvendo o problema de minimização para o sistema.

Figura B.4 – Avaliação das variações nos centroides dos elementos.



Fonte: Manual de ajuda ANSYS® Fluent.

A equação anterior é um sistema linear o qual pode ser solucionado decompondo a matriz de coeficientes usando o processo de Gram-Schmidt. Esta decomposição leva a uma matriz de pesos para cada uma das faces do elemento c_0 . Portanto, o gradiente no centro do elemento pode ser calculado multiplicando os fatores de peso pelo vetor de diferença $\Delta\phi = (\phi_{ci} - \phi_{c0})$; como apresentado a seguir:

$$(\phi_x)_{c0} = \sum_{i=1}^n W^x_{i0} \cdot (\phi_{ci} - \phi_{c0}) \quad (95a)$$

$$(\phi_y)_{c0} = \sum_{i=1}^n W^y_{i0} \cdot (\phi_{ci} - \phi_{c0}) \quad (95b)$$

$$(\phi_z)_{c0} = \sum_{i=1}^n W^z_{i0} \cdot (\phi_{ci} - \phi_{c0}) \quad (95c)$$

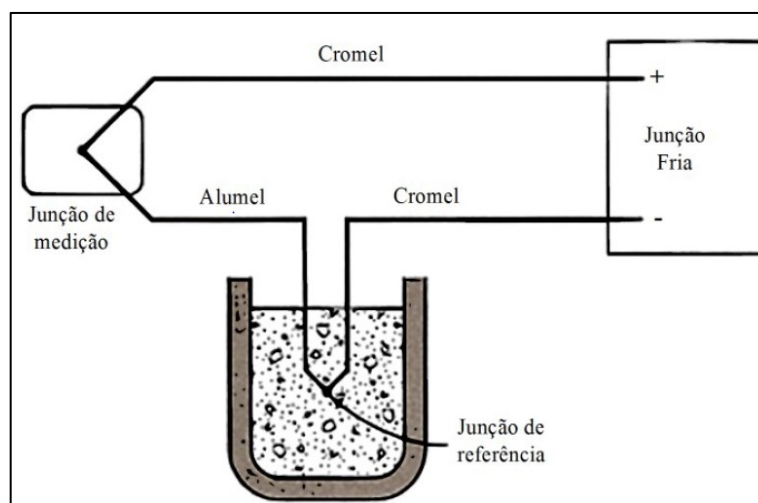
Em malhas irregulares e não estruturadas, a precisão deste método é comparável com a precisão do método baseado nos nós, apresentando como vantagem o custo computacional menor, sendo o método por defeito no solucionador de ANSYS® Fluent.

Com a definição dos métodos de avaliação dos gradientes e derivadas se conclui este apêndice, considerando cada um dos passos envolvidos na solução de um problema como o problema proposto (dissipador de calor baseado em microcanais), pelo método de volumes finitos como base para a solução.

APÊNDICE C - PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

Os termopares são instrumentos de medição da temperatura caracterizados pela junção de dois fios condutores elétricos de materiais diferentes. A junção ou junta do termopar pode ser criada soldando-se fios ou qualquer outro método que permita o contato elétrico entre os dois condutores. A partir de uma diferença de temperatura entre as junções, uma força eletromotriz é gerada devido ao Efeito Seebeck (FIGLIOLA e BEASLEY, 2007). Para as medições da temperatura no dissipador (temperaturas TS01-TS05), durante os testes desenvolvidos, foram utilizados cinco termopares tipo K (Cromel/Alumel) blindados da marca Ômega. Os termopares foram calibrados para a correta obtenção dos valores de temperatura no fluido de trabalho, temperatura na parede dos microcanais e para estimar o desvio padrão das medições ou incerteza experimental. Sendo este imerso em um banho de gelo fundente. O arranjo é ilustrado na Figura C.1

Figura C.1 – Esquema do termopar de referência utilizado para a calibração dos termopares.



Fonte: Adaptado de Figliola e Beasley (2007).

A calibração foi realizada mantendo todos os termopares imersos em um banho termostático juntamente com um termômetro de bulbo de mercúrio com incremento de escala igual a 0,1 °C. Outro termopar idêntico aos demais foi utilizado como junção de referência,

A medição da diferença de potencial em milivolt (mV) dada pelos termopares foi capturada utilizando um sistema de aquisição de dados AGILENT 34970A. As medidas de temperatura foram calibradas numa faixa de 10,0 °C a 90,0 °C crescente e decrescente. Após a

obtenção das curvas de calibração T versus V para cada termopar, as mesmas foram ajustadas pelo método dos mínimos quadrado, obtendo-se uma função linear dada a seguir:

$$T = A(mV) + B \quad (96)$$

na qual, T é o valor real fornecido pelo termômetro de bulbo, A é o coeficiente angular de ajuste da curva, B é o coeficiente linear e, mV é a voltagem medida pelo canal. Os coeficientes A e B são calculados pelo método dos mínimos quadrados. Na Tabela C.1 tem-se o resumo das constantes obtidas.

Tabela C.1 – Resumo dos coeficientes para cada um dos termopares.

	A	B	R²
TS01	24,474	1,6918	0,99
TS02	24,47	1,7424	0,99
TS03	24,502	1,8426	0,99
TS04	24,493	1,8861	0,99
TS05	24,506	1,8907	0,99

Fonte: Elaboração do próprio autor.

As funções obtidas foram inseridas no programa de aquisição dos dados, a fim de converter o sinal de voltagem de cada termopar em temperatura na escala Celsius. A incerteza experimental encontrada foi de +/- 0,4 °C, dada pelo desvio padrão entre o valor medido com o termômetro de bulbo e o valor ajustado pela função linear.

APÊNDICE D - VALORES DE INCERTEZAS

No item 3.4.6 foi apresentado o procedimento de cálculo para as principais variáveis envolvidas na análise experimental do problema proposto. Neste apêndice serão apresentados os valores detalhados em relação aos valores obtidos segundo o procedimento de cálculo.

Na primeira parte, se mostram as incertezas dos instrumentos usados considerando que tais instrumentos vêm com certificados de calibração e seus fabricantes são de marcas reconhecidas e, portanto, se consideram com boa qualidade de medição. Os dados de precisão dos instrumentos são dados na Tabela D.1.

Tabela D.1 – Resumo das incertezas na instrumentação usada para a análise experimental.

Instrumento	Incerteza
Paquímetro digital Mitutoyo CD-8	+/- 0,002mm
Multímetro digital Minipa ET-1953 DMM	+/- (1,2%+4D) na medição de resistência elétrica
Rotâmetro Omega FLDW3413ST	+/- 5% (FE)
Sistema de aquisição de dados AGILENT 34970A	+/- 0,68% no canal de leitura VAC
Transdutor de pressão Ômega PXM309-002A10V	+/- 1%

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Tabela D.2 encontram-se os valores das incertezas correspondentes ao caso crítico, no qual 100% da radiação que atinge a superfície da célula fotovoltaica é dissipado como calor no fluido de trabalho.

Tabela D.2 – Resultados dos valores de incertezas para os casos experimentais considerados.

V	q''_{mc}	$\delta q''_{mc}$	$\delta q''_{mc}$	h	δh	δh
[V]	[W/m ²]	[W/m ²]	[%]	[W/m ² °C]	[W/m ² °C]	[%]
128,628	72347,286	3002,063	4,150	28605,305	4458,780	15,587
129,611	73457,188	3048,118	4,150	27836,142	4171,471	14,986
131,265	75344,749	3126,443	4,150	27455,918	3968,948	14,456
131,868	76038,271	3155,221	4,150	26285,201	3620,996	13,776
134,013	78532,043	3258,700	4,150	25835,764	3403,101	13,172
133,799	78280,822	3248,276	4,150	24252,236	3027,331	12,483
136,436	81397,737	3377,613	4,150	23277,132	2707,615	11,632
134,789	79443,805	3296,534	4,150	21364,883	2356,480	11,030

137,145	82245,544	3412,793	4,150	20699,167	2157,902	10,425
138,970	84449,125	3504,231	4,150	19638,728	1917,267	9,763
139,362	84925,772	3524,009	4,150	18393,560	1695,349	9,217
137,456	82618,913	3428,286	4,150	16028,885	1356,032	8,460
123,852	67074,749	2783,278	4,150	12072,629	965,793	8,000

Fonte: Elaboração do próprio autor.