

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AEROESPACIAL

FÉLIX DAL PONT MICHELS JUNIOR

AVALIAÇÃO DO USO DE TUBOS DE CALOR PARA O CONTROLE TÉRMICO EM
NANOSSATÉLITES

Joinville

2017

FÉLIX DAL PONT MICHELS JÚNIOR

AVALIAÇÃO DO USO DE TUBOS DE CALOR PARA O CONTROLE TÉRMICO EM
NANOSSATÉLITES

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Aeroespacial, da Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Engenheiro Aeroespacial.

Orientador: Dr. Eng. Kleber Vieira de Paiva

Joinville

2017

FÉLIX DAL PONT MICHELS JÚNIOR

AVALIAÇÃO DO USO DE TUBOS DE CALOR PARA O CONTROLE TÉRMICO EM
NANOSSATÉLITES

Esta Monografia foi julgada e aprovada para a obtenção do Título de “Engenheiro Aeroespacial”, e aprovado em sua forma final pelo curso de Graduação em Engenharia Aeroespacial da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville, 30 de novembro de 2017.

Prof^a. Talita Sauter Possamai, Dr^a.
Coodenadora do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.
Orientador.

Prof. Anderson Wedderhoff Spengler, Dr.

Prof. Marcus Vinicius Volponi Morteau, Dr.

AGRADECIMENTOS

Gostaria, primeiramente, agradecer à toda minha família, em especial meus pais Félix Sávio Michels e Elisabeth Dal Pont, por todo auxílio e incentivo concedidos durante todos os anos de minha vida.

À minha namorada e companheira, Mariana de Oliveira Barra Costa, com sua contribuição imensurável, e cujo amor e paciência foram primordiais nesta jornada.

Ao meu orientador Kleber Vieira de Paiva, pela paciência, camaradagem e por proporcionar essa oportunidade.

A todos os demais contribuintes, indiretos e diretos, a realização deste trabalho, obrigado.

RESUMO

A geração de energia em nanossatélites é feita através de painéis fotovoltaicos e a eficiência da conversão de energia solar em energia elétrica é afetada pela temperatura das células da placa solar. O presente trabalho, portanto, propõe avaliar a utilização de mecanismos de controle térmico para a dissipação do calor acumulado nos painéis solares acoplados em CubeSat, mantendo-os, assim, em temperatura ótima para geração de energia elétrica. O mecanismo de escolha é o tubo de calor, por ser um controle passivo, não consome energia elétrica, e transporta grandes quantidades de calor. Através de experimentos em condições reais de funcionamento para caracterização do tubo de calor, e o desenvolvimento de um modelo analítico térmico simples utilizando das contribuições de radiação de todas as placas solares e radiações ambiente, para a obtenção dos dados necessários para a avaliação da eficácia do sistema proposto.

Palavras-chave: Tubo de calor. Placa solar. Nano satélite. Modelo Térmico.

ABSTRACT

Nanosatellite energy harvesting is done through solar photovoltaic systems. Solar energy conversion efficiency is affected by the photovoltaic solar cells' temperature. This paper aims to analyze the solar panels' heat dissipation through the usage thermal control mechanisms, to keep them closer to their maximum efficiency. Heat pipes are the chosen mechanism for their huge heat transfer and passive thermal control. This objective is accomplished through experiments using real conditions for heat pipe characterization, and the development of a simple analytical thermal model utilizing the external and the solar panels' radiation of a satellite, to obtain the necessary data for the evaluation of the proposed system.

Keyword: Heat Pipe. Solar Panel. Nanosatellite. Thermal Model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Estrutura do CubeSat.....	9
Figura 2 – Tubo de Calor acoplado em um notebook.....	12
Figura 3 - Representação do ciclo de trabalho do tubo de calor.....	13
Figura 4 - Angulo de contato entre um fluido com uma superfície solida e plana.....	15
Figura 5 – Curvatura do menisco e raio do poro r_{ef}	16
Figura 6 – Limites de operação do tubo de calor.....	17
Figura 7– Fluidos utilizados em relação a suas temperaturas de operação.....	19
Figura 8 – Funcionamento da Placa Solar.....	21
Figura 9 - Características de P-V como função do módulo temperatura.....	23
Figura 10 – Influência da temperatura do painel solar na tensão.....	24
Figura 11 – Transferência de calor por condução.....	25
Figura 12 – (a) Troca por radiação (b) Troca por radiação entre superfície e vizinhança.....	26
Figura 13 – Fator de forma para geometrias em duas dimensões.....	28
Figura 14 – Radiação no Ambiente Espacial.....	28
Figura 15 – Fator de visibilidade do albedo em função do ângulo beta e da altitude.....	30
Figura 16 – Tubo de calor híbrido 1 utilizado.....	33
Figura 17 – Tubo de calor híbrido 2 e o formato do tubo 3 utilizados.....	33
Figura 18 – Tubos de calor 1, abaixo, e 2, acima, após adaptação.....	34
Figura 19– Representação da bancada de testes.....	35
Figura 20 – Bancada de Testes Montada.....	36
Figura 21 – Tubo montado no suporte da bancada de testes.....	37
Figura 22 – Termopares disposto no tubo de calor.....	38
Figura 23 – Termopares dispostos no tubo de calor.....	38
Figura 24 – Modelo de CubeSat 1U, com tubo de calor acoplados aos painéis solares.....	41
Figura 25 – Desenho do satélite e tubo de calor.....	42
Figura 26 – Caso de extremo frio.....	43
Figura 27 – Caso de extremo quente.....	43
Figura 28 – Modelo térmico do CubeSat.....	45
Figura 29 – Passo a passo dos cálculos.....	46
Figura 30 – Gráfico Resistência Térmica X Potência para o tubo 1 vazio para cada temperatura de banho.....	49

Figura 31 – Gráfico Temperatura X Posição para o tubo 1 abastecido com água, razão de enchimento de 0,5ml, para a temperatura de banho 20°C.....	50
Figura 32 – Gráficos Resistência térmica X Potência para o tubo 1 carregado com água para cada temperatura de banho.....	51
Figura 33 – Gráfico Resistência Térmica X Potência para o tubo 2 vazio para cada temperatura de banho.....	52
Figura 34 – Posicionamento do tubo 2 na bancada de testes.....	53
Figura 35 – Gráficos Resistência térmica X Potência para o tubo 1 carregado com metanol para cada temperatura de banho.....	54
Figura 36 – Gráfico Resistência Térmica X Potência para o tubo 3 preenchido com etanol para a temperatura de banho de 0° C.....	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de Potência do Resistor.....	40
Tabela 2 – Fatores de forma.....	46
Tabela 3 – Temperaturas das placas do CubeSat.....	56
Tabela 4 - Valores do fluxo de calor e potencias dissipadas das superfícies.	57

LISTA DE SÍMBOLOS

$\Delta P_{c,\max}$	Variação da Pressão capilar máxima
ΔP_l	Queda de pressão gerada pelo líquido
ΔP_v	Queda de pressão gerada pelo vapor
ΔP_g	Queda de pressão gerada pela gravidade
R	Resistência térmica
T_{hot}	Temperatura da placa quente
T_{cold}	Temperatura da placa fria
\dot{Q}	Potência dissipada
γ	Tensão superficial
E	Energia livre superficial
A	Área de contato
θ	Ângulo de contato
$P_{cap,\max}$	Pressão capilar máxima
r_{ef}	Raio efetivo do poro
ΔP_e	Capilaridade
r_e	Raio do poro
q	Fluxo térmico
k	Condutividade térmica
T_2	Temperatura em 2
T_1	Temperatura em 1
L	Comprimento
E	Fluxo térmico
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
ε	Emissividade
α	Absortividade
$F_{i,j}$	Fator de forma i em j
\dot{Q}_{sol}	Fluxo de calor solar

P_{sol}	Irradiação solar
d	Distância do objeto
\dot{Q}_{albedo}	Fluxo de calor do albedo
V	Fator de visibilidade
\dot{Q}_{terra}	Fluxo de calor infravermelho
\dot{Q}_{rad}	Radiação emitida pela placa
$\dot{Q}_{painéis}$	Radiação emitida pelas placas laterais
\dot{Q}_{frio}	Radiação emitida pela placa fria
\dot{Q}_{quente}	Radiação emitida pela placa quente
\dot{Q}_{tubo}	Radiação dissipada pelo tubo de calor
A_i	Área de i
R_{eq}	Resistência térmica equivalente do tubo de calor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	6
1.1	OBJETIVOS.....	7
1.1.1	Objetivo Geral.....	7
1.1.2	Objetivos Específicos	7
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1	CUBESATS.....	8
2.2	MECANISMOS DE CONTROLE TERMICO PARA NANOSSATÉLITES	10
2.3	TUBOS DE CALOR.....	12
2.3.1	Princípios de funcionamento	14
2.3.2	Estrutura capilar	17
2.3.3	Fluido de trabalho.....	19
2.3.4	Invólucro	20
2.4	PAINÉIS SOLARES	21
2.5	TRANSFÊRENCIA DE CALOR.....	24
2.5.1	Condução.....	24
2.5.2	Radiação.....	25
2.6	TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR RADIAÇÃO NO ESPAÇO	28
2.6.1	Radiação Solar direta	29
2.6.2	Albedo	29
2.6.3	Radiação infravermelha da terra	30
3	METODOLOGIA.....	32
3.1	MINITUBOS DE CALOR.....	32
3.2	EXPERIMENTO.....	34
3.3	BANCADA DE TESTES	35
3.4	PROCEDIMENTOS DE CARREGAMENTO E TESTE	39
3.5	MODELO EM CAD DO SATÉLITE.....	40

3.6	MODELO ANALITICO TÉRMICO.....	41
4	DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS.....	48
4.1	TESTES TÉRMICOS	48
4.2	MODELO ANALITICO TÉRMICO.....	56
5	CONCLUSÃO.....	59
6	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	60
	REFERÊNCIAS.....	61
	APÊNDICE A – ROTINA EM MATLAB DO MODELE ANALITICO TÉRMICO CASO QUENTE	64

1 INTRODUÇÃO

Há 60 anos, foi lançado ao espaço o primeiro satélite feito pelo homem, Sputnik 1. Desde então, milhares de satélites artificiais já foram colocados em órbita, sem os quais o cotidiano da humanidade não seria o mesmo. Suas aplicações afetam o dia a dia de qualquer pessoa, através de satélites de comunicação, navegação, monitoramento climático, observação terrestre e espacial, espionagem, telescópios e exploração espacial.

Nas últimas décadas, o investimento em pesquisa e desenvolvimento de nanossatélites cresceu em função do baixo custo de construção e de lançamento e, assim, seu uso se popularizou. Esses satélites são de pequena escala, podendo pesar em torno de 1kg a 10kg, e tal peso reduzido, se comparado a satélites de grande porte, que pesam mais de 500kg, faz o custo de construção e de lançamento diminuir drasticamente.

Como nos satélites convencionais, um dos maiores desafios em nanossatélites é a geração de energia quando em órbita. A pequena área disponível de painéis solares e restrições quanto a massa e volume provenientes das baterias, faz o gerenciamento de energia ser um dos gargalos na utilização desses dispositivos.

O objetivo de um painel solar é gerar energia através de diversas células fotovoltaicas, convertendo energia solar em elétrica. A principal característica do painel solar é a eficiência dessa conversão (MOHARRAM ET AL., 2013). Painéis solares espaciais comerciais conseguem atingir apenas 30% dessa taxa de conversão, efetivamente desperdiçando 70% da energia solar (GOMSPACE, 2017). Parte dessa energia é absorvida pelo painel solar, sendo convertida em energia térmica, aumentando a temperatura do mesmo. Devido a esse fato, a eficiência do painel diminui, prejudicando ainda mais a geração de energia através das células fotovoltaicas (A.AKBARZADEH e T.WADOWSKI, 2016).

A dissipação de calor em satélites convencionais é feita através de diversos mecanismos de controle térmico, entre eles os tubos de calor, porém, para nanossatélites, sua utilização não é comum pela falta de estudos que avaliem sua eficácia.

Nessa perspectiva, o objetivo deste trabalho é a utilização de tubos de calor em nanossatélites acoplados à painéis fotovoltaicos com o intuito de aumentar a eficiência de

conversão de energia solar em elétrica, verificando, também, sua viabilidade em um projeto real de nanossatélite, comparando os aspectos de peso, aumento da eficiência, potência gerada e espaço ocupado. Para tal investigação, testes experimentais em tubos de calor com geometria propícia para o acoplamento a painéis solares foram realizados. A partir desses testes foi obtido os perfis de temperatura do tubo de calor e suas resistências térmicas. Utilizando os dados obtidos foi calculada a resistência média do tubo de calor com sua razão de enchimento ótima, buscando obter a menor resistência possível. Além disso, um modelo analítico para adquirir a temperatura final do painel solar foi desenvolvido, com o intuito de avaliar o aumento da eficiência de conversão de energia dos painéis com a utilização de tubos de calor.

Pretende-se como conclusão desse trabalho, verificar se o aumento na eficiência do painel solar será uma vantagem grande o suficiente para justificar o peso adicional e espaço requerido pelo tubo de calor em nanossatélites.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Avaliar a viabilidade da utilização de tubos de calor para o resfriamento de painéis solares em nanossatélites.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Apresentar mecanismos de controle térmico para nanossatélites
- Definir as características e as dimensões do tubo de calor;
- Montagem de uma bancada de testes experimentais;
- Realizar experimentos para aquisição de dados, utilizando-se de componentes comumente utilizados em satélites;
- Modelagem térmica de um CubeSat em funcionamento;
- Verificar o potencial do tubo de calor em um projeto real de nanossatélite.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os tópicos pertinentes aos temas do trabalho. De início, aborda-se a definição de conceitos relacionados a CubeSats, criação, suas características principais e aplicações. É também apresentada uma revisão de diferentes mecanismos de controle térmico, explicando, resumidamente, seu funcionamento e utilidades. Em seguida, é detalhado o tubo de calor, revisando seus princípios de funcionamento e componentes fundamentais. Além disso, é apresentada uma revisão sobre o gerenciamento de energia e painéis solares, demonstrando seu funcionamento, características e limitações. Por fim, os modelos térmicos a serem utilizados na análise do aumento de eficiência do painel solar são exibidos.

2.1 CUBESATS

O padrão CubeSat é uma normalização estabelecida para satélites miniaturizado. Geralmente, são compostos de uma ou mais unidades cúbicas de aresta 10 cm, como ilustra a Figura 1, cada unidade tem uma massa não superior a 1,33 quilogramas e é intitulada de 1U. Além de ser leve e pequeno, costuma-se usar para sua construção componentes eletrônicos e estruturais comerciais fora de prateleira (COTS - *commercial off-the-shelf*) (SPACEDAILY, 2016).

Figura 1 – Estrutura do CubeSat.



Fonte: Cubesatkit (2013).

Esse padrão foi criado em 1999 na Universidade Politécnica do estado da Califórnia (California Polytechnic State University) e na Universidade de Stanford. Os professores Jordi Puig-Suari de Cal Poly e Bob Twiggs de Stanford propuseram um projeto de referência para o CubeSat com o objetivo de treinar os estudantes de pós-graduação a projetar, construir, testar e operar satélites artificiais dentro do tempo e restrições financeiras de um programa de pós-graduação.

O primeiro CubeSat foi colocado em órbita em junho de 2003 lançado a bordo de um foguete Eurockot russo (SPACEDAILY, 2016). Cerca de 100 CubeSats já foram lançados e muitos outros estão nos estágios de planejamento e desenvolvimento. Até 2013, as universidades e atividades de pesquisa representavam a maioria dos lançamentos da CubeSat. Desde então, mais da metade dos lançamentos do CubeSat tem sido para fins não acadêmicos.

As aplicações CubeSat geralmente envolvem experimentos que podem ser miniaturizados, fornecendo serviços para observação da Terra e aplicações de rádio amador. Alguns CubeSats são usados para demonstrar tecnologias espaciais ou para definir a viabilidade de um projeto, aspecto que não se justifica em termos de custos em satélites maiores. Em alguns casos, o CubeSat pode ser utilizado para experiências científicas de baixo custo que possam

verificar teorias subjacentes. Na maioria das vezes, os CubeSats representam um primeiro satélite nacional para nações que não possuem programas espaciais. Finalmente, várias futuras missões para a Lua e além estão nas fases de planejamento do CubeSats (SPACE DAILY, 2016).

Segundo Souza (2010), os satélites podem ser subdivididos em subsistemas principais, facilitando o desenvolvimento do projeto, a montagem e os testes posteriormente. Tais sistemas são essenciais para o desempenho do veículo espacial, sendo eles: controle de atitude, suprimento de energia, telecomunicações de serviço, gestão de bordo, estrutura e mecanismos, controle térmico, propulsão e carga útil. O controle de atitude monitora o apontamento do satélite. Já o suprimento de energia é responsável por prover a energia necessária a todos os sistemas. A telecomunicação e serviço tem sua importância justificada por enviar e receber os dados que permitem o acompanhamento do funcionamento e o comando do satélite. O quarto sistema ou gestão a bordo processa as informações recebidas ou enviadas para a Terra, e, também, as informações internas do satélite. A estrutura e mecanismos fornece o suporte mecânico e proteção contra as vibrações provenientes do lançamento e da radiação quando em órbita. Em seguida, o controle térmico mantém os equipamentos dentro das faixas aceitáveis de temperatura. A propulsão fornece o empuxo necessário para o controle de atitude e da órbita. Por fim, a carga útil engloba o experimento ou função comercial do satélite.

2.2 MECANISMOS DE CONTROLE TERMICO PARA NANOSSATÉLITES

No desenvolvimento de satélites, análises rigorosas são necessárias devido à sua complexidade, custo, componentes especiais, controle de qualidade e mão-de-obra altamente qualificada. Uma área de estudo fundamental em satélites é a área de controle térmico, foco do presente trabalho. Cada grande projeto de satélite possui seu modelo térmico dedicado, em que é possível avaliar sua distribuição térmica e aspectos relacionados aos sistemas de controle térmico implantados. Para a realidade do CubeSats, devido ao seu tamanho reduzido, os mecanismos tradicionais utilizados em satélites de grande porte não podem simplesmente serem utilizados. Em algumas situações, o controle térmico é negligenciado, podendo afetar a vida útil dos CubeSats em órbita.

As principais tecnologias, segundo Gilmore (2002), utilizadas para o controle térmico em satélites convencionais são: capacitores térmicos (PCM), refrigeradores termoelétricos (TEC), radiadores espaciais, venezianas térmicas, pinturas e tubos de calor. Cada uma dessas

tecnologias será explicada sucintamente abaixo e somente o tubo de calor constará no capítulo 2.3, devido sua importância no desenvolvimento do projeto.

Os capacitores térmicos (PCM) funcionam a partir do princípio da mudança de fase do material (*phase change material*). Os numerosos componentes elétricos num satélite apresentam desafios de controle térmico. Os dispositivos com alta dissipação de potência devem ser impedidos de superaquecimento, sem os benefícios da convecção livre ou a condução para uma placa fria. Por outro lado, os componentes que só ativados ocasionalmente devem ser prevenidos de esfriar a temperaturas abaixo do nível operacional. Tais componentes apresentam uma aplicação ideal para controle térmico PCM (HALE; HOOVER; O'NEIL, 1971).

O refrigerador termoelétrico (TEC) faz uso do efeito Peltier, ou seja, quando a corrente elétrica passa através do contato de dois diferentes condutores, uma diferença de temperatura se forma entre eles (GILMORE, 2002). Possui um resfriamento abaixo da temperatura ambiente local e controle preciso de temperatura do objeto através da corrente imposta.

Os radiadores espaciais rejeitam o calor por radiação infravermelha através de suas superfícies. O poder de irradiação depende da emitância e da temperatura da superfície (GILMORE, 2002). O radiador deve rejeitar tanto o calor residual do satélite quanto as cargas de calor radiante do ambiente.

As venezianas térmicas são elementos ativos de controle térmico que são usadas de diferentes formas. Embora sejam comumente colocadas sobre radiadores externos, também podem ser usadas para atuar na transferência de calor entre superfícies internas do satélite, ou das superfícies internas direcionadas ao espaço através de aberturas na parede. Em geral, a veneziana em seu estado totalmente aberto pode rejeitar seis vezes mais calor do que em seu estado totalmente fechado (KARAM, 1979). Logo, tem a sua aplicação justificada onde a dissipação de energia interna varia de forma bastante ampla como resultado dos ciclos de trabalho do equipamento.

As superfícies externas de um satélite estão expostas a fontes de energia externas, como a luz do sol e a irradiação emitida pela Terra. Logo, suas propriedades radiativas devem ser selecionadas para alcançar um balanço de energia à temperatura desejada, entre a dissipação interna do satélite, fontes externas de calor e a irradiação para o espaço.

Embora as pinturas qualificadas para o espaço estejam disponíveis em uma variedade de cores, o preto e o branco são, de longe, os mais usados (GILMORE, 2002). Quase todas as pinturas têm uma alta emitância. Então, a escolha deve levar em consideração a absorção solar (e sua degradação no ambiente espacial), a facilidade de aplicação e a condutividade elétrica para atender aos requisitos de aterramento. A maioria das superfícies internas da nave espacial

são pintadas de preto para alta emissão, enquanto que as superfícies externas, incluindo os radiadores, são muitas vezes pintadas de branco para minimizar a energia solar absorvida. Ao escolher uma tinta branca, é preciso considerar que algumas tintas terão um maior aumento de absorvidade do que outros como resultado dos efeitos do ambiente espacial.

As tintas metálicas, como a pintura em alumínio folheado, podem ter uma emitância tão baixa quanto 0,2, mas essas raramente são usadas. Em situações em que a transferência de calor radiativo deve ser minimizada, os acabamentos metálicos de baixa emitância são frequentemente utilizados (GILMORE, 2002). Os mesmos incluem superfícies nuas ou polidas de componentes de alumínio, fita Kapton com revestimento em alumínio ou ouro depositado em vapor, ou aço inoxidável.

2.3 TUBOS DE CALOR

O tubo de calor é um dispositivo para a transferência de calor. Possui três regiões principais: a seção do evaporador, do condensador e a adiabática. Caracteriza-se por ser um tubo oco, metálico e possuir seu interior revestido por um meio poroso. Utiliza-se de um ciclo bifásico fechado para transportar energia passivamente através da mudança de fase de um fluido em seu interior. Na Figura 2 está ilustrado um tubo de calor acoplado a um notebook.

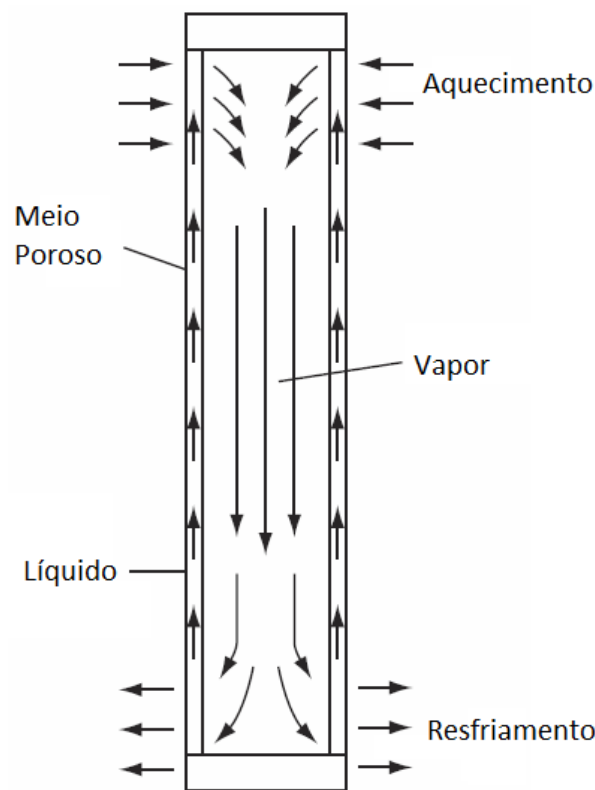
Figura 2 – Tubo de Calor acoplado em um notebook.



Fonte: Bakaert (2017).

Esse ciclo consiste no escoamento de um líquido por um meio poroso, utilizando-se das forças capilares, até a seção do evaporador, onde está localizada a fonte de calor. Com a evaporação deste fluido, também conhecido como fluido de trabalho, uma grande quantidade de energia será armazenada, e, então, o vapor formado move-se até a região fria do tubo, ou seja, a seção do condensador. Nessa região o fluido condensa, liberando energia ao retornar ao estado líquido, e podendo recomençar o ciclo novamente. Na Figura 3 está ilustrado esse circuito.

Figura 3 - Representação do ciclo de trabalho do tubo de calor.



Fonte: Adaptado de Reay, Kew e McGlen, (2014).

Tubos de calor são amplamente utilizados em diversas aplicações, como controle de temperatura de processadores, placas gráficas e baterias, por exemplo. Por ser um sistema de controle térmico passivo, ou seja, não necessita de qualquer parte móvel ou energia elétrica para seu funcionamento, o tubo é ideal para ambientes hostis e com baixa disponibilidade energética. Além disso, o tubo também tem uma alta confiabilidade, 9000 horas, para fluidos de trabalho de metal líquido segundo Reay, Kew e McGlen, (2014).

A seguir serão detalhados os princípios de funcionamento do tubo de calor e seus três componentes fundamentais.

2.3.1 Princípios de funcionamento

Existem diversos tipos de tubo de calor, que serão abordados em seguida, porém para todos os casos, o mecanismo de funcionamento é semelhante ao já mencionado, ou seja, a presença de uma mínima carga térmica, o fluido de trabalho irá circular ao longo do tubo.

Para o correto funcionamento do tubo de calor, a pressão capilar máxima, deve ser maior que a perda total de pressão ao longo do tubo, (Reay; Kew; McGlen, 2014). A perda de pressão é composta por 3 elementos, ΔP_l , a queda de pressão gerada quando o líquido caminha do condensador ao evaporador, ΔP_v , a perda ocasionada da movimentação do vapor para o condensador e ΔP_g , o declínio de pressão causado pela gravidade o qual pode ser zero, positivo ou negativo dependendo do posicionamento do tubo de calor. Essa definição está ilustrada na Equação (1).

$$\Delta P_{c,\max} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (1)$$

Em baixas temperaturas, no começo do uso do tubo, a pressão na seção do evaporador é muito baixa, e, portanto, para que o vapor siga para a seção do condensador, há de se ter uma pressão forte o suficiente para vencer as forças viscosas. Se essas condições não forem alcançadas, o tubo de calor não irá funcionar como deveria perdendo desempenho ou, no pior caso, parando de funcionar.

A resistência térmica média de um tubo de calor é calculada segundo a Equação (2).

$$R = \frac{T_{hot} - T_{cold}}{\dot{Q}} \quad (2)$$

O uso dessa Equação é de extrema importância para analisarmos os perfis de temperatura do tubo de calor, bem como prever impacto causado nas regiões do condensador e evaporador.

Segundo Mantelli (2012), “[...] o comportamento termo-físico da interface líquido-vapor é primordialmente regido pela tensão superficial, molhabilidade e ângulo de contato. ”. Portanto, será detalhado tais características e qual seu impacto no funcionamento do tubo de calor.

A tensão superficial é “[...] uma propriedade da superfície de um líquido que o permite resistir uma força externa e a agir como um fino filme elástico. ”, Kantzas et al. (2014). O trabalho necessário para aumentar a área de contato entre os fluidos é chamada de energia livre superficial, E . A tensão superficial será dividida pela área de contato A , segundo Equação (3) a seguir.

$$\gamma = \left(\frac{\partial E}{\partial A} \right)_{T,P,n} \quad (3)$$

A temperatura é representada pela letra T, a pressão pela P, e n é o número de moles.

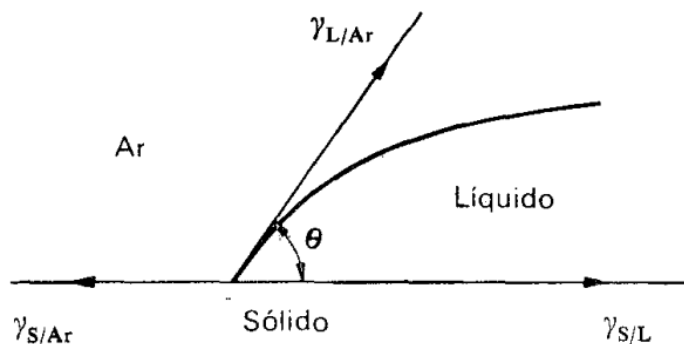
O ângulo de contato é o ângulo entre uma interface líquido-vapor com uma superfície sólida. Esse ângulo está ilustrado pela Figura 4, bem como as tensões superficiais do contato entre as 3 fases. O ângulo de contato será determinado pelo somatório das forças segundo as Equações (4) e (5).

$$\gamma_{S/Ar} = \gamma_{S/L} + \gamma_{L/Ar} \cdot \cos \theta \quad (4)$$

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{\gamma_{S/Ar} - \gamma_{S/L}}{\gamma_{L/Ar}} \right) \quad (5)$$

A condição para que a superfície sólida esteja molhada é a tensão de superfície do sólido com o gasoso ser maior que a tensão superficial da interface sólido-líquido. Se isso não ocorrer, não haverá o molhamento da superfície. Com um ângulo de contato próximo a zero, a superfície possuirá elevada molhabilidade.

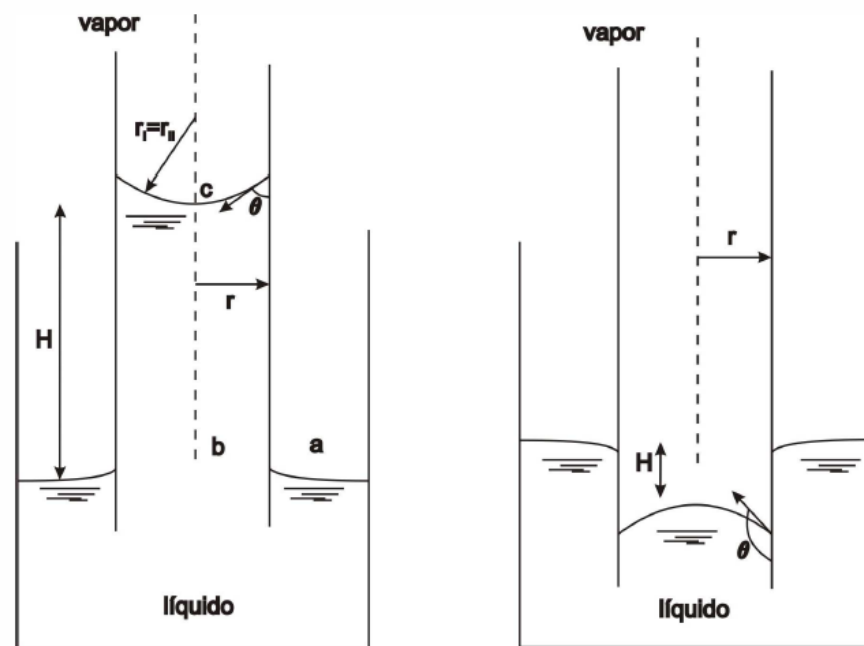
Figura 4 - Ângulo de contato entre um fluido com uma superfície sólida e plana.



Fonte: Shaw (1975).

Outro parâmetro fundamental para a compreensão do funcionamento de um tubo de calor é a pressão capilar. Ela é derivada das interações entre as forças de dois fluidos e um sólido. É a força que impulsiona o líquido através do meio poroso, da seção do condensador até a seção do evaporador. A pressão capilar é função do raio do menisco, que por sua vez, para tubos de calor, será função do raio efetivo do poro r_{ef} , definida como Equação de Young Laplace, conforme Figura 5 e Equação (6).

Figura 5 – Curvatura do menisco e raio do poro r_{ef} .



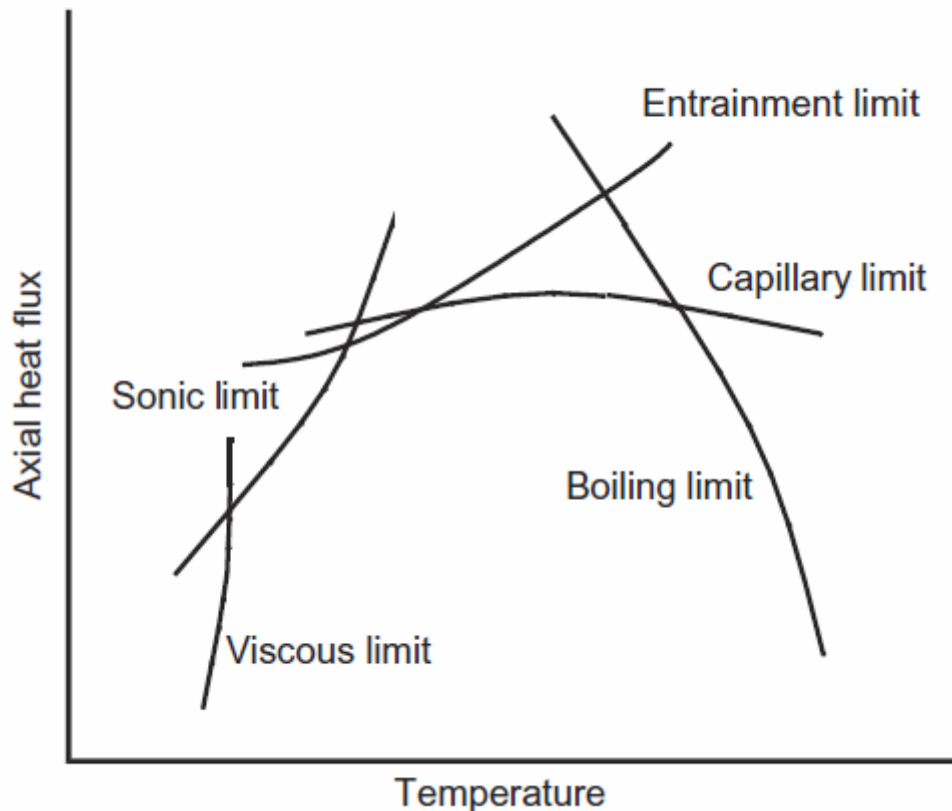
Fonte: Mantelli (2012).

$$P_{cap,max} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_{ef}} \quad (6)$$

Como é ilustrado na Figura 6, o limite de operação do tubo de calor é restringido pelo limite viscoso, sônico, cisalhamento, ebulição e principalmente o capilar. Segundo Reay, McGlean e Kew (2014), em baixas temperatura, as forças viscosas são dominantes, e quanto maior essas forças, menor o fluxo de calor. Para temperaturas mais altas, gargalos podem ocorrer na saída do evaporador devido a altas velocidades, diminuindo sua eficiência. O limite de cisalhamento acontece quando o fluido encontra dificuldades para permear o meio poroso. O limite de ebulição acontece quando as temperaturas de operação atingem o ponto de ebulição

do fluido de trabalho. Apesar de todos os limites, para a maioria dos casos, o maior limitante é a capilaridade, ou seja, a Equação (1) deve ser satisfeita.

Figura 6 – Limites de operação do tubo de calor.



Fonte: Reay, McGlen e Kew (2014).

A seguir, serão detalhados os componentes anteriormente citados, ou seja, o invólucro, a estrutura porosa e o fluido de trabalho utilizados no tubo de calor.

2.3.2 Estrutura capilar

A força capilar, proporcionada pelo elemento poroso, irá limitar a pressão exercida no fluido, impedindo a sua circulação através do tubo. Portanto, é primordial uma escolha efetiva da estrutura porosa do tubo.

A escolha da estrutura porosa do tubo de calor depende de muitos fatores, que, geralmente, estão ligados ao fluido de trabalho. O propósito da estrutura capilar é gerar pressão para transportar o fluido de trabalho do condensador para o evaporador, como relatado

anteriormente. Deve, também, permitir a distribuição do líquido ao redor da secção do evaporador.

É importante comentar que a capilaridade aumenta com a diminuição do poro, r_e , segundo a Equação (7). A permeabilidade "[...]" é a propriedade de um meio poroso que mensura sua capacidade de transmitir fluidos" (KANTZAS; BRYAN; TAHERI, 2014). Segundo Reay, McGlen e Kew (2014), a permeabilidade porosa aumenta com o aumento do poro. Para estruturas porosas homogêneas, existe um tamanho de poro ótimo.

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot \sigma_1 \cdot \cos \theta_e}{r_e} \quad (7)$$

De acordo com o tamanho do poro, deve-se considerar algumas consequências. As estruturas de baixo desempenho em tubos de calor horizontais e assistidos por gravidade devem permitir a máxima taxa de fluxo de líquido ao ter um tamanho de poro comparativamente grande. Já para bombeamento contra a gravidade, são necessários poros pequenos. No espaço, o uso de estruturas não homogêneas ou arteriais, auxiliadas por estruturas de poros pequenos para o fluxo de líquido axial é necessária.

Outra característica importante de ser analisada é a espessura da estrutura porosa, já que a capacidade de transporte de calor do tubo de calor cresce ao se aumentar a espessura do capilar. Porém, ao aumentar a espessura, aumenta-se também a resistência térmica radial, diminuindo a capacidade máxima de fluxo de calor evaporado, diminuindo a capilaridade. A resistência térmica total no evaporador também depende da condutividade do fluido de trabalho.

Há três tipos de estruturas porosas: telas, ranhuras e material sinterizado. A seguir, cada um desses tipos será explicado.

Os tubos de calor com estrutura capilar de tela são os mais simples dos três. Possuem capilaridade média, permeabilidade baixa e alta resistência térmica. A tela é geralmente aplicada em tubos cilíndricos e extremamente úteis em projetos de custo baixo.

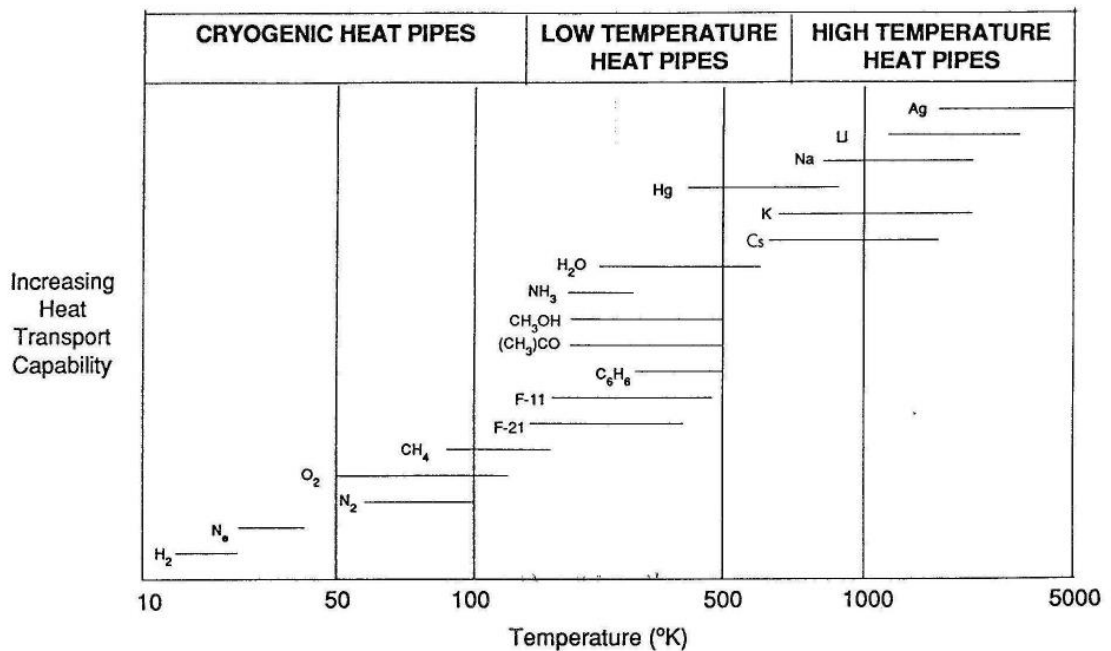
As ranhuras têm uma grande aplicação em tubos de calor voltados a área espacial, por conta da adversidade à gravidade. O processo de fabricação é complexo, pois envolve a construção de ranhuras com larguras de aproximadamente duzentos micrometros. Essa estrutura gera alta permeabilidade e capilaridade mediana.

O material sinterizado possui o maior efeito de capilaridade, podendo bombear o líquido em inclinações desfavoráveis. Porém, por conta de sua baixa permeabilidade, somente pequenos tubos serão eficientes (REAY; MCGLEAN; KEW, 2014).

2.3.3 Fluido de trabalho

A escolha do fluido a ser utilizado no tubo de calor é de extrema importância devido à natureza da evaporação e condensação. O principal critério a ser avaliado é a temperatura de operação do sistema. O ponto de ebulição do líquido deve estar dentro da temperatura de operação. A Figura 7 mostra os fluidos tipicamente utilizados em tubos de calor. Além disso, outros parâmetros são importantes na escolha do fluido, como a tensão superficial do mesmo, sua temperatura de solidificação, molhabilidade e a viscosidade do fluido.

Figura 7– Fluidos utilizados em relação a suas temperaturas de operação.



Fonte: Peterson (1994).

O primeiro passo para se determinar o fluido de trabalho é saber a faixa de temperatura que o mesmo operará. Tendo esses valores, várias possibilidades de fluidos devem ser examinadas, usando como critério de eliminação:

- Compatibilidade entre o material das paredes e o meio poroso;
- Estabilidade térmica;
- Molhabilidade do meio poroso e do material das paredes;
- Pressão de saturação;
- Calor latente;

- Condutividade térmica;
- Viscosidade do líquido;
- Tensão superficial;
- Ponto de congelamento.

A tensão superficial varia com a temperatura e a pressão, mas a variação com a pressão é frequentemente pequena. Além disso, a tensão superficial deve ser alta para que o fluido molhe o meio poroso e o invólucro, ou seja, o ângulo de contato do fluido deve ser próximo de zero.

A pressão no estado gasoso na faixa de temperatura de operação deve ser suficientemente alta para evitar as grandes velocidades do vapor, que tendem a criar um elevado gradiente de temperatura, podendo causar instabilidades no escoamento ou refluxo do fluido condensado. Entretanto, a pressão não pode ser muito alta, já que necessitaria de um invólucro muito espesso.

Um alto calor latente é desejável, já que possibilita uma grande transferência de calor com um fluxo mínimo de fluido.

A condutividade térmica do fluido de trabalho deve ser preferencialmente alta para minimizar o gradiente radial de temperatura e reduzir a possibilidade de ebulição na interface meio poroso e parede.

A viscosidade de vapor e de líquido do fluido influenciará na resistência do fluxo, ou seja, quanto menor tal viscosidade, menor é a resistência.

2.3.4 Invólucro

A função do invólucro é isolar o fluido de trabalho do ambiente externo. Logo, deve ser impenetrável para manter a diferença de pressão em suas paredes e permitir a transferência de calor no fluido de trabalho.

A seleção do invólucro depende de alguns fatores, como compatibilidade com o ambiente externo e com o fluido de trabalho, relação força peso, condutividade térmica, facilidade de fabricação (soldabilidade e ductilidade), porosidade e molhabilidade.

Por exemplo, uma relação alta entre a resistência e o peso é mais importante nas aplicações espaciais e o material deve ser não poroso para evitar a difusão de gás no tubo de calor. Assim, uma alta condutividade térmica garante uma queda mínima de temperatura entre a fonte de calor e o meio poroso.

2.4 PAINÉIS SOLARES

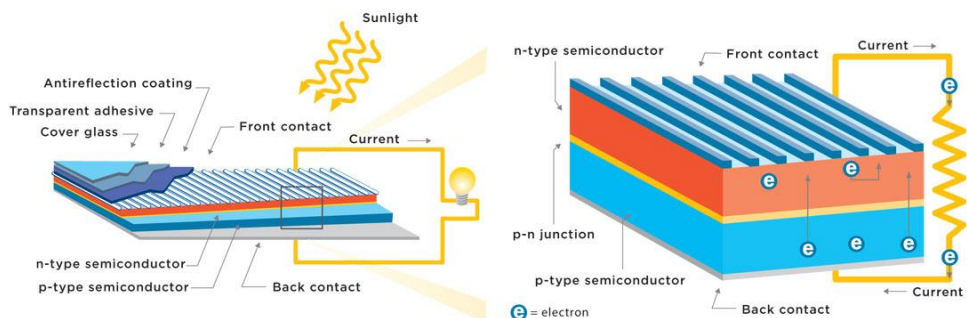
A maioria dos equipamentos espaciais modernos usam células solares como fonte de energia primária para operarem seus dispositivos internos. Geralmente, o conjunto de células solares constitui o sistema de geração de energia dentro de um subsistema de energia de um satélite ou outro sistema de aplicação espacial que requer energia elétrica. Um painel de células solares é um arranjo de matrizes de células fotovoltaicas projetadas para gerar eletricidade quando expostas diretamente à luz solar. Uma vez que a eficiência da conversão solar das células depende da temperatura e da intensidade da luz, um projeto termo-óptico cuidadoso pode levar a melhorias na performance da matriz solar.

O componente mais importante de uma célula fotovoltaica é o material semicondutor geralmente compostas por cristais de silício. Por si só, o silício cristalizado não é um condutor muito bom de eletricidade, mas quando se adiciona impurezas intencionalmente (um processo chamado de *doping*) cria-se uma corrente elétrica.

A camada inferior da célula fotovoltaica geralmente é “dopada” com boro, que se liga ao silício para facilitar uma carga positiva (P), enquanto a camada superior é “dopada” com fósforo, que se liga com o silício para facilitar uma carga negativa (N).

A superfície entre os semicondutores P e N resultantes é chamada de junção P-N conforme mostra a Figura 8. O movimento dos elétrons nessa superfície produz um campo elétrico que permite que os mesmos fluam apenas da camada do tipo P para a camada do tipo N.

Figura 8 – Funcionamento da Placa Solar.



Solar cells are composed of two layers of semiconductor material with opposite charges. Sunlight hitting the surface of a cell knocks electrons loose, which then travel through a circuit from one layer to the other, providing a flow of electricity.

© AARON THOMASON/SRPNET.COM

Fonte: Union of Concerned Scientists (2015).

O funcionamento do painel solar começa com a incidência de radiação solar e do albedo no lado frontal do painel, que é absorvida pelas células do painel solar. A Terra emite radiação infravermelha de onda longa, sendo tal radiação absorvida pelo vidro da tampa por possuir alto valor de emissividade.

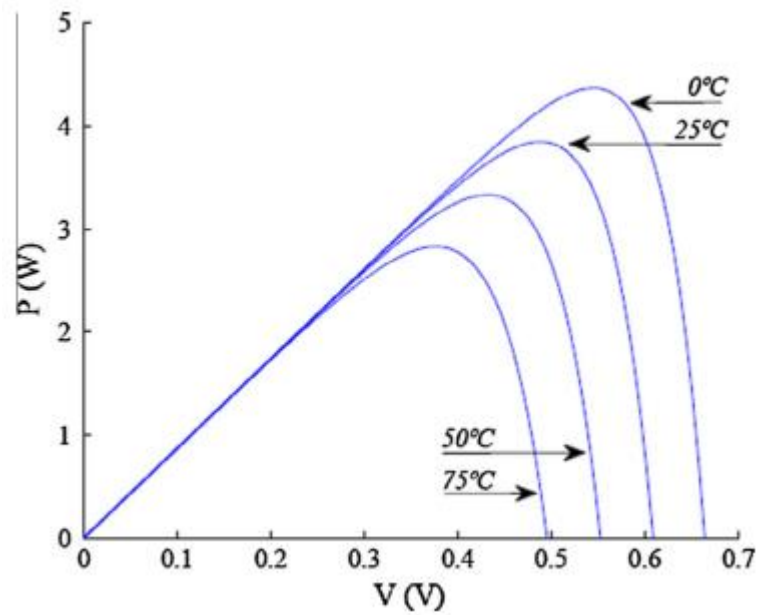
Quando a luz solar entra na célula, sua energia colide com os elétrons soltos em ambas as camadas. Devido às cargas opostas, os elétrons fluem da camada do tipo N para a camada do tipo P. Mas o campo elétrico na junção P-N evita que isso aconteça.

A presença de um circuito externo, no entanto, fornece o caminho necessário para os elétrons na camada de tipo N deslocar-se para a camada de tipo P. Os elétrons que fluem através deste circuito (tipicamente fios finos que correm ao longo da parte superior da camada do tipo N) fornecem eletricidade.

O primeiro painel solar utilizado em satélites foi o abordo da Vanguard 1 em 1958 (HSU, 2008). Sua função em um satélite é produzir potência suficiente para alimentar os instrumentos a bordo. Então, o principal parâmetro é sua eficiência de conversão, que é a quantidade de radiação solar transformada em energia elétrica. Segundo GomSpace (2017), essa eficiência é de 30%. Logo 70% da energia solar não é convertida em energia elétrica, mas em energia térmica, em parte contribuindo para elevação de temperatura do painel solar.

Um dos principais obstáculos do funcionamento dos painéis fotovoltaicos é o superaquecimento devido à radiação solar excessiva e altas temperaturas ambientais. O superaquecimento reduz a eficiência dos painéis drasticamente (AKBARZADEH A; WADOWSKI T, 1996). As características ideais de potência em função da tensão (P-V), considerando uma faixa de temperatura entre 0 ° C e 75 ° C são mostradas na Figura 9.

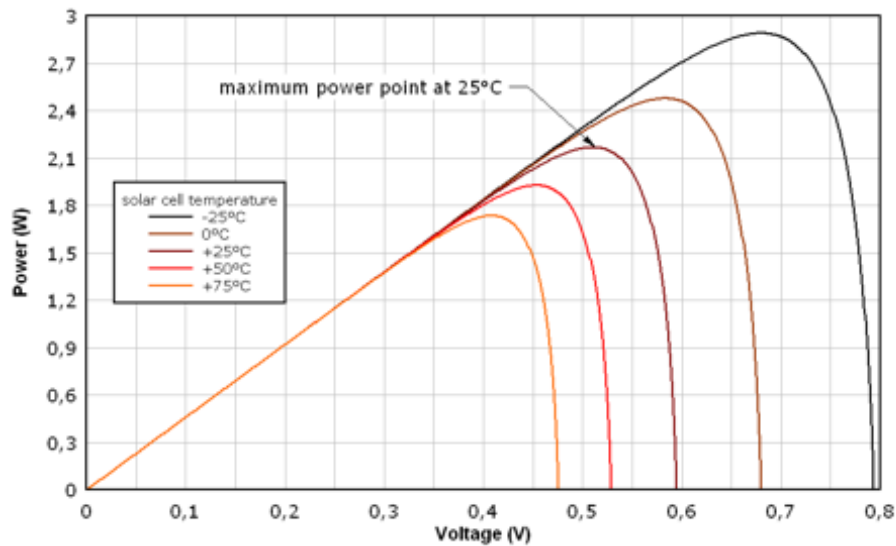
Figura 9 - Características de P-V como função do módulo temperatura.



Fonte: K.A. Moharram et al (2013) adaptado de Rodrigues et al (2011).

A característica P-V é a relação entre a saída de energia elétrica P da célula solar e a tensão de saída, V , enquanto a irradiância solar q_{sol} , e a temperatura do módulo T , são mantidas constantes. Se algum desses dois fatores, ou seja, T e q_{sol} , são alteradas, todas as características iniciais são alteradas. Pela Figura 9 pode-se concluir que a potência máxima das células solares diminui à medida que a temperatura celular aumenta. O coeficiente de temperatura dos painéis fotovoltaicos representa a eficiência do painel. De acordo com Popovici (2012), a cada grau Celsius acima de 25 °C o coeficiente de temperatura é de -0,45%, ou seja, um aumento de 25 °C diminui a conversão da radiação solar em 11,25%. Para um resfriamento da placa solar em 25 °C e 50 °C a eficiência aumenta, respectivamente, em 14,2% e 35,7%, conforme mostra a Figura 10. Isso indica que o aquecimento dos painéis fotovoltaicos pode afetar significativamente a eficiência das placas solares.

Figura 10 – Influência da temperatura do painel solar na tensão.



Fonte: Popovici (2012, p. 3).

2.5 TRANSFÊRENCIA DE CALOR

Neste capítulo será apresentado a teoria dos dois modos de transferência de calor empregados nos experimentos e análises teóricas deste trabalho: condução e radiação. A radiação será ainda mais explorada, citando também as radiações: solar, infravermelho terrestre e de albedo.

2.5.1 Condução

“A condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre partículas” (INCROPERA et al., 2008, p. 3). Logo, trata-se de uma transmissão de calor em nível atômico e molecular.

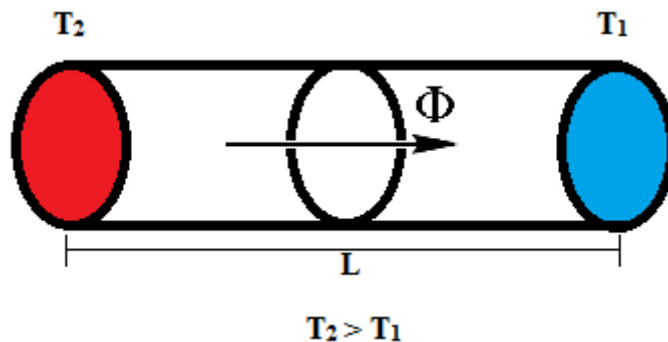
Temperaturas mais altas estão associadas às energias moleculares mais altas e quando moléculas vizinhas se chocam, como o fazem constantemente, uma transferência de energias das moléculas mais energéticas para as menos energéticas deve ocorrer. Essa energia está relacionada ao movimento de translação aleatório, assim como aos movimentos internos de rotação e vibração das moléculas. (INCROPERA et al., 2008, p. 3).

A Equação (8) abaixo representa o fluxo térmico proporcional ao gradiente de temperatura e é conhecida como Lei de Fourier.

$$q = -k \cdot \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (8)$$

Sendo o k a condutividade térmica, que é uma propriedade característica do material. O sinal negativo deve-se à transferência de calor na direção da temperatura decrescente. A Figura 11 ilustra o processo da condução e as variáveis envolvidas.

Figura 11 – Transferência de calor por condução.



Fonte: Autor (2017).

“A Lei de Fourier é fenomenológica, isto é, ela foi desenvolvida a partir de fenômenos observados ao invés de ter sido derivada a partir de princípios fundamentais” (INCROPERA et al., 2008, p. 38). Ou seja, a Equação da condução foi definida a partir de experimentação.

Para usar a Lei de Fourier, a condutividade térmica do material deve ser conhecida. Essa propriedade, que é classificada como uma propriedade de transporte, fornece uma indicação da taxa na qual a energia é transferida pelo processo de difusão. Ela depende da estrutura física da matéria, atômica e molecular, que está relacionada ao estado da matéria. (INCROPERA et al., 2008, p. 39).

É importante ressaltar que a condução só se dá através de sólidos e líquidos estacionários. Isso se deve ao fato de as partículas estarem mais unidas nesses estados da matéria.

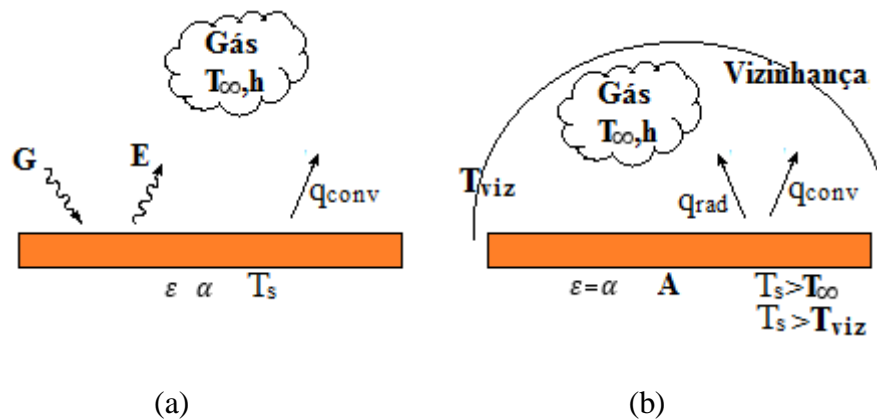
2.5.2 Radiação

Radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não-nula. Ainda que voltemos nossa atenção para a radiação a partir de superfícies sólidas, a emissão também ocorre a partir de gases e líquidos. Independente da forma da matéria, a emissão

pode ser atribuída a mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que constituem a matéria. A energia do campo de radiação é transportada por ondas eletromagnéticas (ou, alternativamente, fótons). Enquanto a transferência de energia por condução ou convecção requer a presença de um meio material, a radiação não necessita dele. Na realidade, a transferência por radiação ocorrer mais eficientemente no vácuo (INCROPERA et al., 2008, p. 6).

Existem dois tipos de troca de energia por radiação, como mostrado na Figura 12. A primeira é a troca de radiação em uma superfície. Nesse caso, segundo Incropera et al. (2008) a radiação que é emitida pela superfície tem sua origem na energia térmica da matéria delimitada pela superfície. “E, a taxa na qual a energia é liberada por unidade de área é conhecida como poder emissivo, E , da superfície” (INCROPERA et al., 2008, p. 6).

Figura 12 – (a) Troca por radiação (b) Troca por radiação entre superfície e vizinhança.



Fonte: Autor (2017).

A Lei de Stefan-Boltzmann define um limite superior para o poder emissivo, dado pela Equação (9), abaixo.

$$E_n = \sigma \cdot T_s^4 \quad (9)$$

onde T_s é a temperatura absoluta da superfície e σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W(m}^2 \cdot \text{K}^4)$). Tal superfície é chamada de radiador ideal ou corpo negro.

O fluxo térmico emitido por uma superfície real é menor do que aquele emitido por um corpo negro à mesma temperatura e é dado pela Equação (10).

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (10)$$

Onde ε é uma propriedade radiante da superfície conhecida por emissividade, tendo valores entre 0 e 1, medindo a eficiência de emissão de energia de uma superfície em relação ao corpo negro. “Ela depende fortemente do material da superfície e de seu acabamento” (INCROPERA et al., 2008, p. 7).

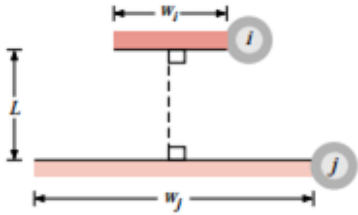
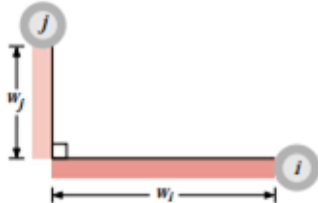
A irradiação G é a taxa na qual todas as radiações incidem sobre uma área unitária da superfície, independente da fonte. Já a absortividade α é a taxa na qual a energia é absorvida, por unidade de área da superfície. Por exemplo, caso α seja menor que 1 e a superfície for opaca, porções da irradiação são refletidas.

A Figura 12 (b) representa a troca por radiação entre uma superfície e uma grande vizinhança, considerando uma superfície cinza, ou seja emissividade e absortividade são iguais. Então, a taxa líquida de transferência de calor por radiação saindo da superfície, expressa por unidade de área da superfície é dada pela Equação (11).

$$q''_{rad} = \frac{q}{A} = \varepsilon \cdot E_n \cdot (T_s) - \alpha \cdot G = \varepsilon \cdot \sigma \cdot F_{i,j} \cdot (T_s^4 - T_{VIZ}^4) \quad (11)$$

A partir da Equação (11) é possível determinar a diferença entre a energia térmica que é liberada devido à emissão de radiação e aquela que é ganha por causa da absorção da radiação. É importante ressaltar o parâmetro $F_{i,j}$, o fator de forma. Esse fator representa a fração de radiação transmitida pelo objeto i que é absorvida pelo objeto j . O fator de forma varia com as dimensões da superfície e com a relação do posicionamento de ambos objetos (ver Figura 13).

Figura 13 – Fator de forma para geometrias em duas dimensões.

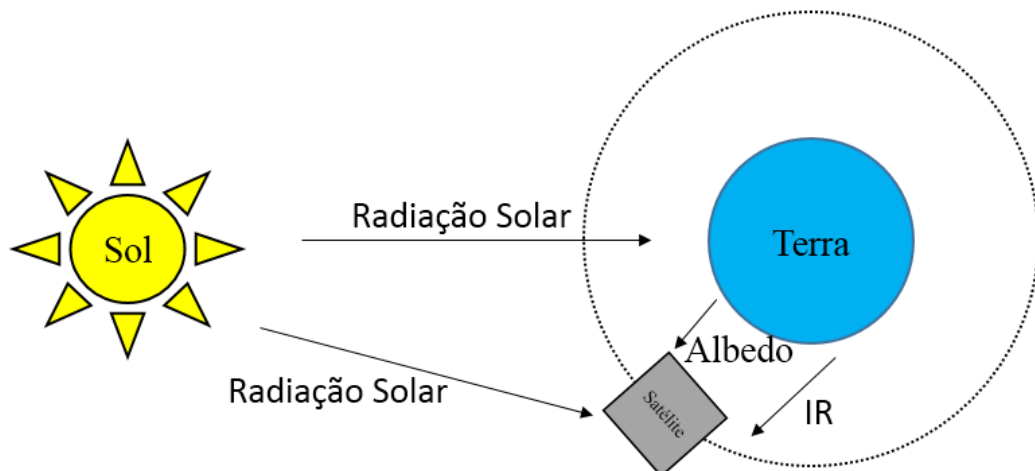
Geometry	Relation
<p>Parallel Plates with Midlines Connected by Perpendicular</p> 	$F_{ij} = \frac{[(W_i + W_j)^2 + 4]^{1/2} - [(W_j - W_i)^2 + 4]^{1/2}}{2W_i}$ $W_i = w_i/L, W_j = w_j/L$
<p>Perpendicular Plates with a Common Edge</p> 	$F_{ij} = \frac{1 + (w_j/w_i) - [1 + (w_j/w_i)^2]^{1/2}}{2}$

Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2007).

2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR RADIAÇÃO NO ESPAÇO

Um satélite em órbita em torno da Terra está sujeito a diversas fontes externas de calor. As principais são a radiação solar, infravermelho (IR) e albedo (RICKMAN, 2014), que serão detalhadas abaixo e podem ser visualizadas na Figura 14.

Figura 14 – Radiação no Ambiente Espacial.



Fonte: Autor (2017).

2.6.1 Radiação Solar Direta

“A radiação solar é diretamente emitida da estrela no centro do sistema solar. O Sol pode ser modelado como um corpo negro na temperatura de 5800 K” (FLECHT, 2016, p.7).

A intensidade da radiação solar \dot{Q}_{sol} numa determinada distância do Sol pode ser calculada pela Equação (12) abaixo, sabendo que P_{sol} é igual a $3,857 \times 10^{26}$ W.

$$\dot{Q}_{sol} = \frac{P_{sol}}{4\pi d^2} \quad (12)$$

Segundo Rickman (2014), um valor para o fluxo de calor solar tipicamente utilizado para casos de extremo calor é de $1423 \frac{W}{m^2}$.

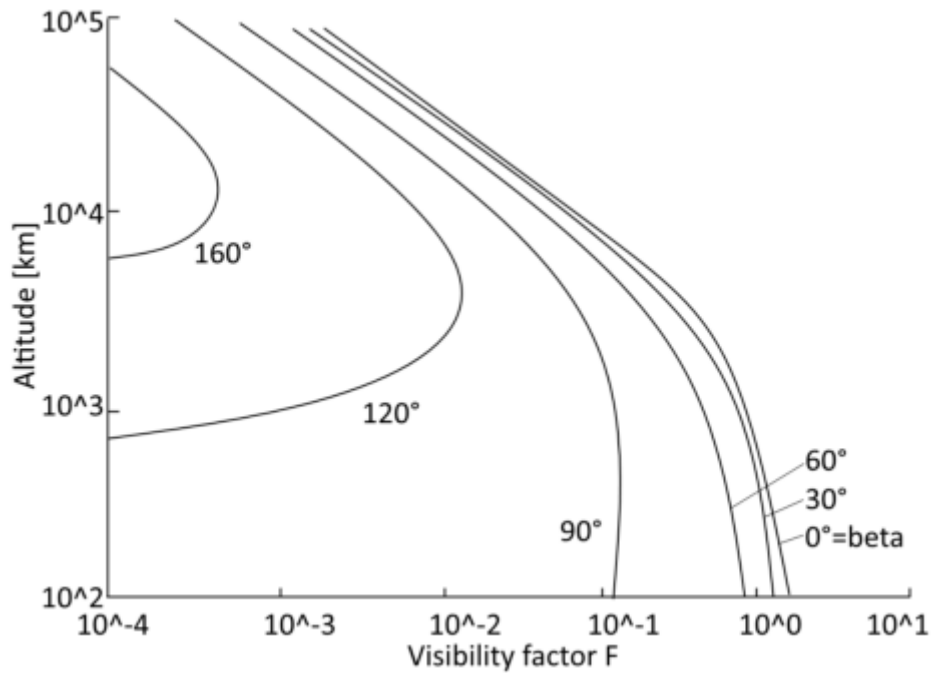
2.6.2 Albedo

“O albedo é a fração de radiação solar que é refletida pela superfície da atmosfera do planeta” (FLECHT, 2016, p.7). “A razão α depende das propriedades refletivas da superfície e da atmosfera” (FORTESCUE, 2011, p. 360). O valor não é constante nem no espaço e nem no tempo, variando conforme condições do tempo e mudanças de estação. No caso do planeta Terra, o valor varia entre 0,05 e 0,8, entre a superfície e nas camadas das nuvens, respectivamente. “Na prática, o valor do albedo médio é usado no modelo térmico de espaçonaves, sendo 0,35” (FORTESCUE, 2011, p. 360).

“A intensidade do albedo \dot{Q}_{albedo} depende do tamanho do planeta, das características refletivas, altitude do satélite e ângulo β . O β é o ângulo entre o local vertical e os raios solares”(FORTESCUE, 2011, p. 360). Esses fatores são representados pelo fator de visibilidade V.

Na Figura 15 é possível visualizar a influência da altitude e do ângulo beta no fator de visibilidade.

Figura 15 – Fator de visibilidade do albedo em função do ângulo beta e da altitude.



Fonte: FORTESCUE (2011, p. 361).

Pela Equação (13) abaixo, determina-se a intensidade do albedo.

$$\dot{Q}_{albedo} = \dot{Q}_{solar} \alpha V \quad (13)$$

2.6.3 Radiação infravermelha da terra

“[...] todo corpo com temperatura acima de 0 K emite calor na forma de radiação eletromagnética.” (FLECHT, 2016, p.7). O planeta terra emite radiação de forma desigual. Sua atmosfera tem a maior participação nessa emissão com temperatura efetiva de 218 K. Porém há momentos em que a superfície da Terra também tem uma participação significativa, podendo ser modelada como um corpo negro a 288 K.

Na prática, um valor médio para a radiação infravermelha emitida pela Terra deve ser adotado, $\dot{Q}_{terra} = 237 \frac{W}{m^2}$, (FORTESCUE, 2011, p. 361).

$$\dot{Q}_{terra} = 237 \quad (14)$$

Utilizando os conhecimentos expostos nesse capítulo, a seguir é apresentada a metodologia, contendo todos os componentes dos testes, equipamentos e análises feitas para alcançar os objetivos desse trabalho.

3 METODOLOGIA

O tipo de pesquisa aqui apresentado é o experimental e analítico. Portanto, a metodologia consiste na montagem e no desenvolvimento do experimento, criação de um modelo analítico térmico simples e, análise dos resultados. O primeiro passo foi um estudo aprofundado dos temas do trabalho. Então, foi feita a aquisição, montagem e realização do experimento. Em seguida, o desenvolvimento do modelo térmico foi elaborado. Por fim, foi feita a avaliação dos resultados comparando-os com a literatura e a conclusão dos objetivos do trabalho.

3.1 MINITUBOS DE CALOR

O objetivo deste experimento é avaliar o aumento de eficiência por conta da diminuição de temperatura dos painéis solares em um CubeSat 1U, pela utilização de tubos de calor.

Três minitubos de calor foram utilizados nos experimentos, e serão correspondidos aqui como tubo 1, tubo 2 e tubo 3, como mostram as Figura 16 e Figura 17. Os tubos foram construídos e montados por Paiva (2011).

Os tubos de calor 1 e 2 utilizados possuem uma estrutura porosa híbrida, conforme Paiva (2011), material sinterizado na seção do evaporador e placas e fios de cobre nas demais seções são utilizados. O tubo 3 é composto apenas por placas e fios.

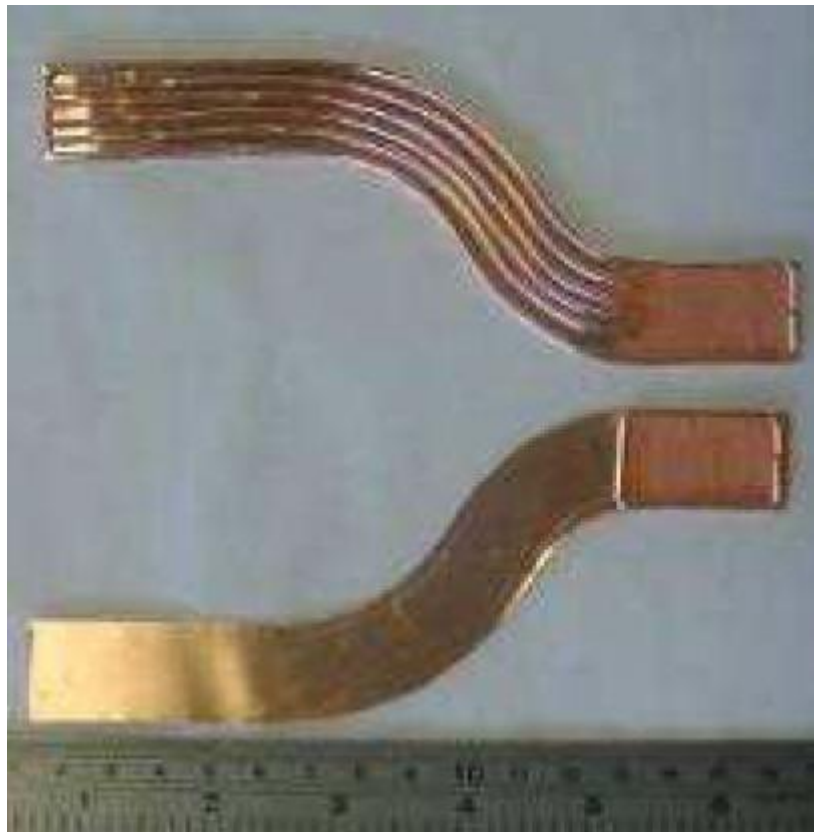
O tubo 1 tem uma geometria diferente do tubo 2 e 3. Antes da modificação o tubo 1 possui um corpo totalmente reto, já os demais têm o formato em ‘S’, como vemos nas Figura 16 e Figura 17.

Figura 16 – Tubo de calor híbrido 1 utilizado.



Fonte: Paiva (2011).

Figura 17 – Tubo de calor híbrido 2 e o formato do tubo 3 utilizados.



Fonte: Paiva (2011).

Para tanto, primeiramente, o tubo de calor construído foi adaptado para ser alocado no interior de um CubeSat 1U. Como mostra na Figura 18, a alteração consiste em dobrar as regiões do evaporador e do condensador para que essas seções entrem em contato com painéis solares opostos dentro do CubeSat. Enquanto um painel solar fica diretamente exposto ao Sol,

a face oposta e, por conseguinte, o painel solar ali presente, estará na sombra. Desse modo, tem-se a disposição um sumidouro de calor, enquanto a fonte quente é o próprio painel solar exposto ao Sol. A conexão térmica entre os dois painéis opostos é realizada pelo tubo de calor. Uma representação do tubo montado ao um modelo CubeSat é apresentada pela Figura 24.

Figura 18 – Tubos de calor 1, abaixo, e 2, acima, após adaptação.



Fonte: Autor (2017).

O tubo 1 possui 20cm de comprimento e 2cm de largura totais. As seções do evaporador e condensador medem 5cm e 5cm de comprimento, respectivamente e 2cm de largura para ambos, tendo, portanto, uma área de $0,001\text{m}^2$ e $0,001\text{m}^2$.

Já o tubo de calor 2 e 3, seus comprimentos totais medem 15cm e de largura 2cm. No evaporador e condensador as medidas para o comprimento são de 2,5cm para ambos. Assim as áreas dessas seções são de $0,0005\text{m}^2$.

Os tubos 1 e 2 híbridos foram escolhidos, pois eles apresentam uma melhor transmissão de calor se comparada com o tubo 3 (PAIVA 2011).

3.2 EXPERIMENTO

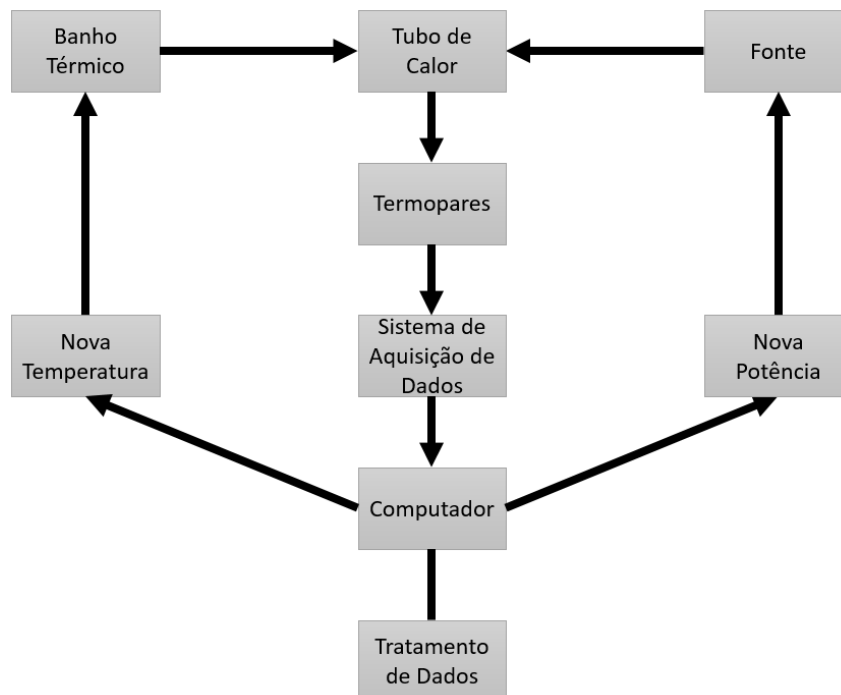
A montagem do experimento foi feita de tal forma a possibilitar a avaliação térmica do tubo de calor em condições térmicas espaciais. Utiliza-se dos tubos de calor construídos por Paiva (2011), arcado em 90° no evaporador e condensador. Além disso, fez-se uso de um

suporte para tubo de calor e termopares, desenvolvido por Paiva (2011), o qual foi modificado para o presente trabalho.

A Figura 19 mostra um fluxograma da bancada de testes e como ela foi estruturada. Para simular as condições espaciais experimentalmente, dentro das limitações dos equipamentos disponíveis, foi utilizado um banho térmico para se obter uma região fria e, resistência elétrica alimentada por uma fonte de tensão, simulando o painel exposto ao Sol. A temperatura ao longo do tubo foi medida através de termopares e os sinais foram adquiridos pelo sistema de aquisição de dados que, por fim, transmitia as informações ao computador. Através do software *LabVIEW* e *Excel*, os dados da temperatura e das potências escolhidas foram analisados, ou seja, os dados são selecionados, procurando a partir dos intervalos onde exista a estabilidade e funcionamento do tubo de calor, adquirindo-se através da Equação (2). Assim, a resistência térmica dos tubos de calor para cada potência foi calculada.

A incerteza na medição da temperatura pelos termopares do tipo T, da potência e da resistência é, respectivamente de ± 1 °C, $\pm 0,65$ %, ± 5 %, 45 %.

Figura 19– Representação da bancada de testes.

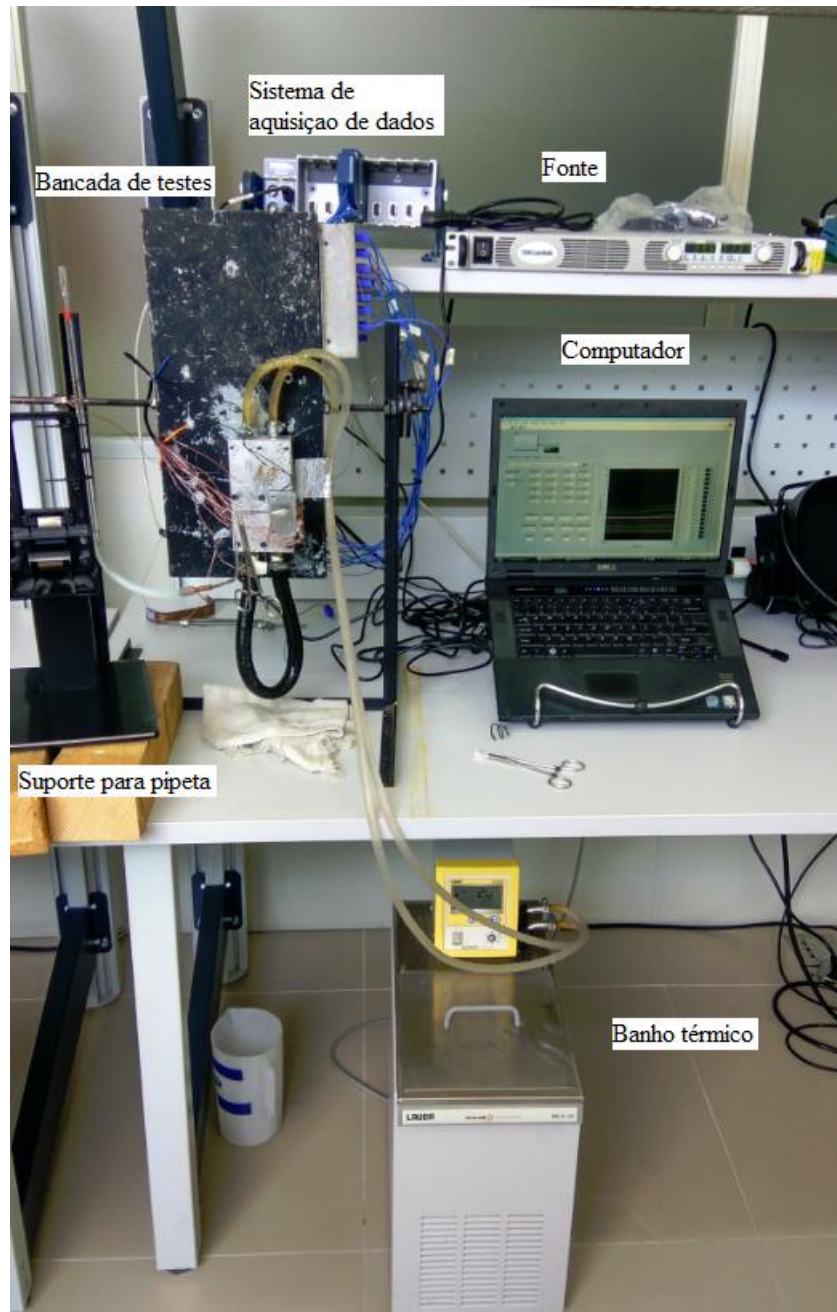


Fonte: Autor (2017).

3.3 BANCADA DE TESTES

O intuito da montagem da bancada de testes é de simular o funcionamento de um tubo de calor em ambiente espacial. Para tanto, foram utilizados os seguintes equipamentos: computador, sistema de aquisição de dados, fonte de tensão, banho térmico, sistema de carregamento, placa fria e quente. A Figura 20 ilustra a bancada de testes.

Figura 20 – Bancada de Testes Montada.

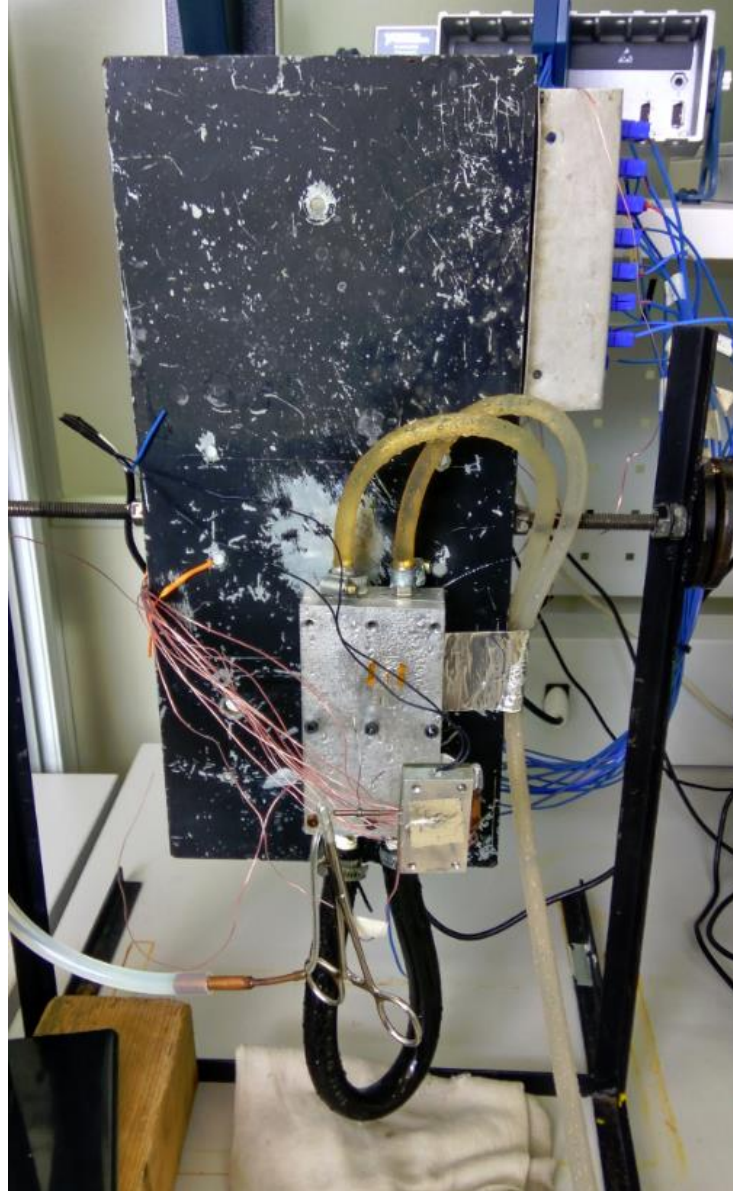


Fonte: Autor (2017).

A bancada, primeiramente preparada por Paiva (2011), foi modificada para adequação aos requerimentos desse trabalho. Isso foi necessário, pois o fluido sofreria o efeito da

gravidade, já que as dobras estão a 90°, influenciando o seu deslocamento no interior do tubo de calor. A Figura 21 mostra o experimento mais aproximado.

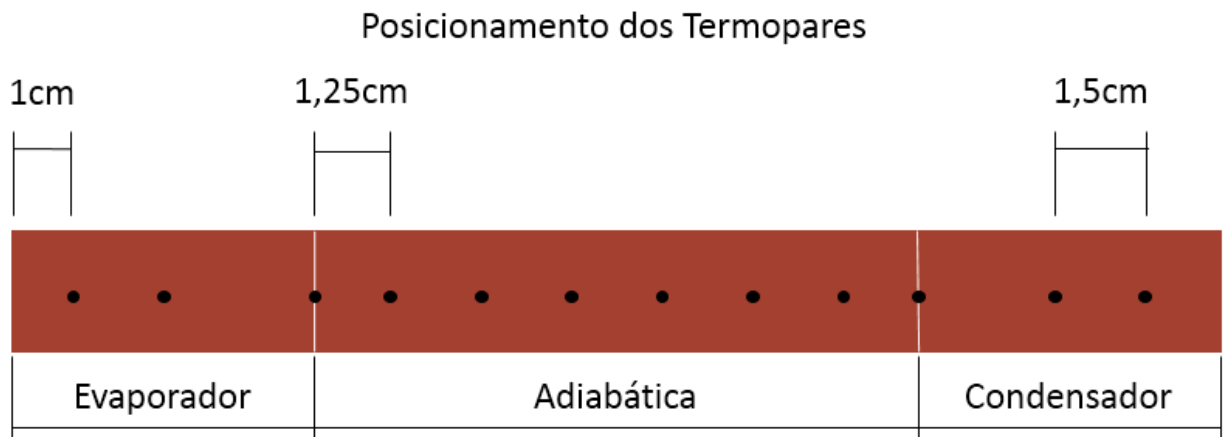
Figura 21 – Tubo montado no suporte da bancada de testes.



Fonte: Autor (2017).

Na lateral da bancada está o suporte para os termopares. Eles estão espaçados por 1,5cm nas seções do evaporador e condensador, e na região adiabática do tubo 1, conforme Figura 22. Ao todo, tem-se 15 termopares do tipo T (Cobre e Constant), sendo 12 distribuídos ao longo do tubo e os outros 3 localizados no sumidouro de calor, na resistência e exposto ao ambiente. Tais termopares foram isolados eletricamente por uma fita Kapton de poliamida e presos a superfície do tubo por uma fita de alumínio. A Figura 23 mostra a disposição dos termopares no tubo de calor 1.

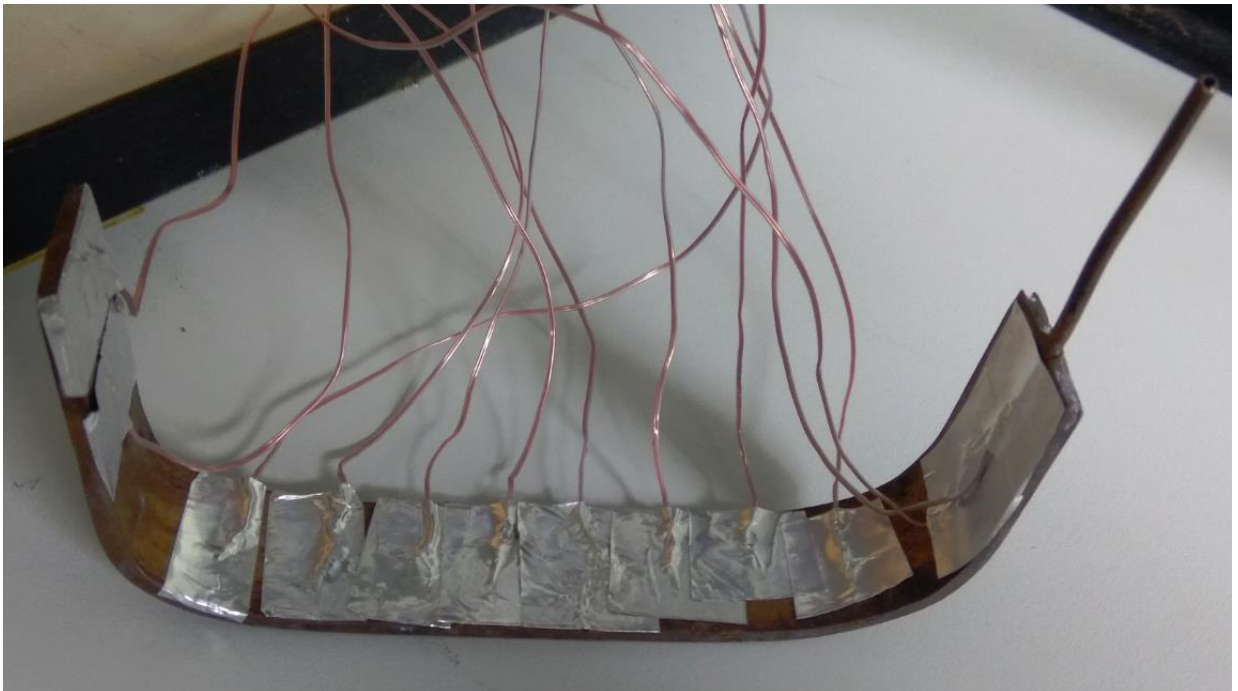
Figura 22 – Termopares disposto no tubo de calor.



Fonte: Autor (2017).

Para a aquisição da temperatura foi usado o sistema de aquisição de dados cDAQ-9178 da *National Instruments*. O software LabVIEW foi utilizado para a leitura e gravação desses dados. Fez-se uso do software Excel para transformar os dados em tabelas e gráficos.

Figura 23 – Termopares dispostos no tubo de calor.



Fonte: Autor (2017).

Montado à região do evaporador do tubo de calor, está o resistor de 290 ohms. É importante salientar que a potência do resistor é controlada pela fonte LDK-Lambda Genesys 1U full Rack. O banho térmico utiliza álcool etílico misturado com água para obtenção de temperaturas negativas, limite -20°C . Ele fornece à região do condensador a temperatura de teste desejada.

3.4 PROCEDIMENTOS DE CARREGAMENTO E TESTE

O procedimento de carregamento consiste em carregar o tubo com diferentes quantidades de fluido. O tubo 1 foi carregado com água e o tubo 2 com metanol. A escolha do metanol como fluido de trabalho foi feita a partir de suas propriedades de mudança de fase. Sua temperatura de solidificação é baixa, possibilitando o uso em temperaturas inferiores ao da água.

Para preencher os tubos com esses líquidos, o mesmo deve estar limpo por dentro e sob a condição de vácuo. Para isso, utiliza-se uma bomba de vácuo conectada ao tubo através de duas mangueiras poliméricas e um tubo conector de cobre. Através da bomba, retira-se todo o ar de dentro do tubo, veda-se o tubo com uma pinça e conecta-se a mangueira maior a uma pipeta, com o fluido desejado. Com o contador da pipeta, a mangueira menor e uma pinça, pode-se, então, preencher o tubo com o líquido de trabalho. Para segurar a pipeta foi utilizado um suporte e duas braçadeiras.

Após o preenchimento do tubo com o líquido ele pode ser testado. Para tanto, liga-se o banho térmico para ajustar a temperatura do condensador. As temperaturas escolhidas para os testes com o tubo 1 são: 0°C , 10°C e 20°C . Para o tubo 2 as temperaturas são: -10°C , 0°C e 10°C . Para essas três temperaturas, variou-se a potência do resistor conectado ao evaporador nos valores mostrados na Tabela 1. Então, a partir dos termopares, do sistema de aquisição de dados e do LabView, adquiriu-se as temperaturas para cada valor de potência.

Tabela 1 – Valores de Potência do Resistor.

Resistencia [Ohms]	Tensão [V]	Corrente [A]	Potência ($R * I^2$) [W]
290,27	20,9	0,072	1,50
289,10	29,2	0,101	2,94
289,56	33,3	0,115	3,82
289,05	39,6	0,137	5,42
289,40	43,7	0,151	6,59
288,05	45,8	0,159	7,28
288,88	52	0,18	9,36
288,61	58,3	0,202	11,77
288,88	62,4	0,216	13,47
289,56	66,6	0,23	15,31
289,71	70,4	0,243	17,10
289,64	81,1	0,28	22,70

Fonte: Autor (2017).

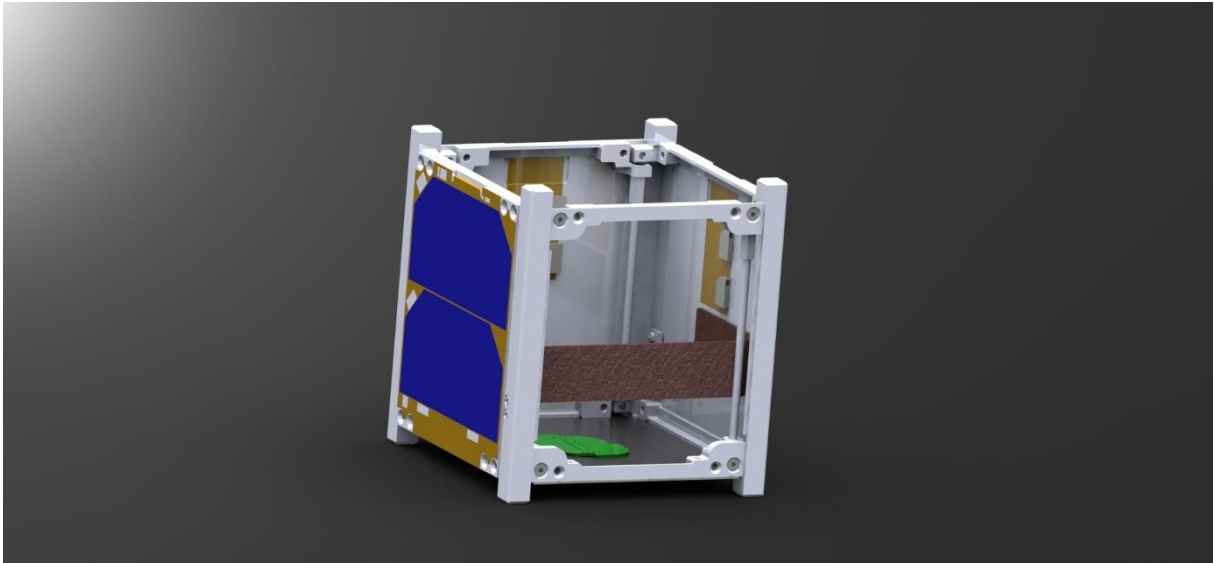
Para cada potência, obtêm-se a curva de temperatura em função do tempo. Aguarda-se as temperaturas se estabilizarem e em seguida muda-se potência novamente. A estabilização da curva ocorre quando a variação de temperatura é menor que 0,4 °C por segundo. Logo, fez-se a mudança de potência até o tubo parar de funcionar, ou seja, até o fluido de trabalho já não trocar mais de fase.

Em seguida, realizava-se novamente o procedimento acima, porém com razões de enchimento diferentes com a finalidade de se avaliar a proporção de enchimento ótima.

3.5 MODELO EM CAD DO SATÉLITE

Com o intuito de melhor ilustrar o ambiente que o tubo de calor estará inserido, um desenho em CAD, utilizando o *SolidWorks*, foi desenvolvido. O modelo foi baseado no padrão CubeSat e utiliza os modelos provido pela ISIS (*Innovative Solutions In Space*) para a estrutura e os painéis solares. A seguir na Figura 24 está o modelo com o tubo de calor 1 posicionado no CubeSat e acoplado em duas placas solares.

Figura 24 – Modelo de CubeSat 1U, com tubo de calor acoplados aos painéis solares.

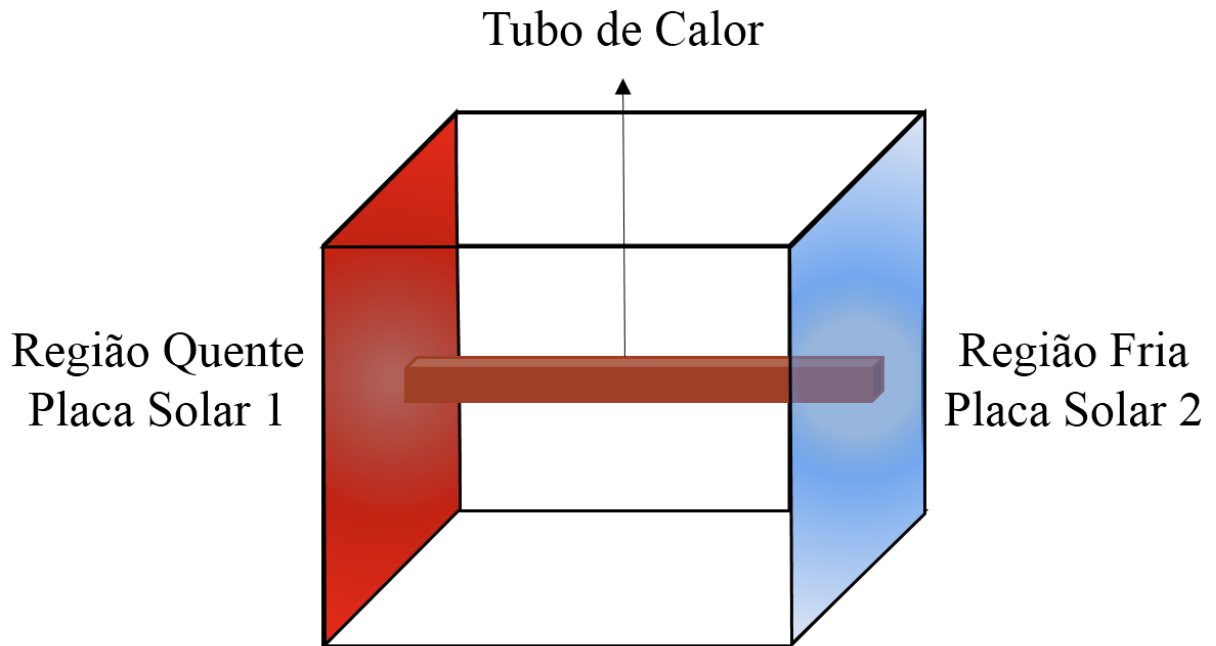


Fonte: Autor (2017).

3.6 MODELO ANALITICO TÉRMICO

Nesta seção é proposto um modelo analítico simples para se determinar a temperatura média de um painel solar quando a ele acoplado um tubo de calor. Para tanto, o problema proposto consiste em um tubo de calor acoplado a dois painéis solares paralelos de um CubeSat de 1U, como ilustrado pela Figura 25. Um painel está diretamente voltado para o Sol, enquanto o outro se encontra na sombra. O evaporador do tubo de calor estará em contato com o painel solar 1, onde estará a região quente. Por sua vez, a seção do condensador do tudo, está em contato com o painel solar oposto.

Figura 25 – Desenho do satélite e tubo de calor.



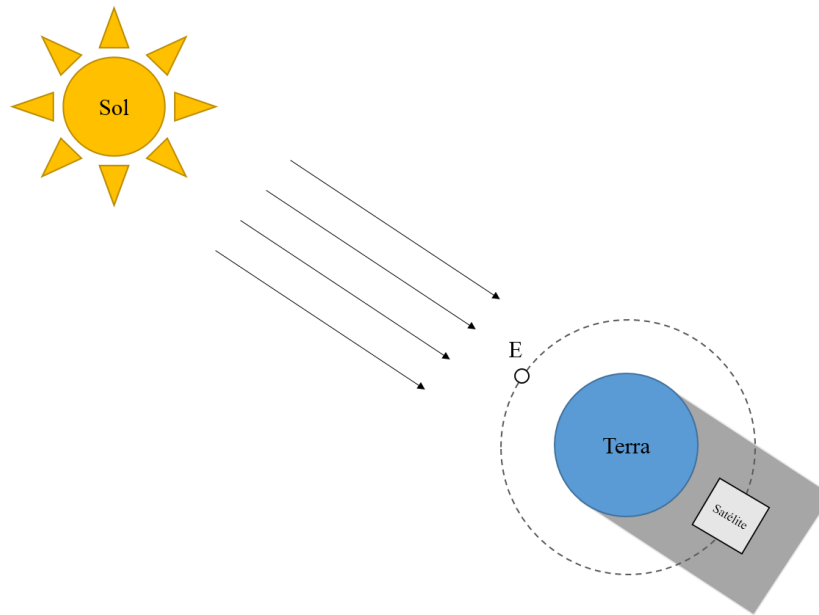
Fonte: Autor (2017).

Quatro casos serão estudados através do modelo analítico para uma órbita circular com altitude de 400 km:

- Frio extremo sem tubo de calor;
- Quente extremo sem tubo de calor;
- Frio extremo com tubo de calor;
- Quente extremo com tubo de calor;

O caso de extremo frio ocorre quando o satélite atinge sua menor temperatura possível. Esse posicionamento será apenas possível quando o satélite estiver na sombra da Terra, ou seja, não haverá efeito do Sol sobre nenhuma das placas solares, conforme mostra a Figura 26. O ângulo β de 180 graus faz com que a contribuição do albedo seja praticamente nula, como mostra a Figura 15. A radiação infravermelha terrestre irá agir normalmente sobre as placas solares com ângulo de visão para a Terra.

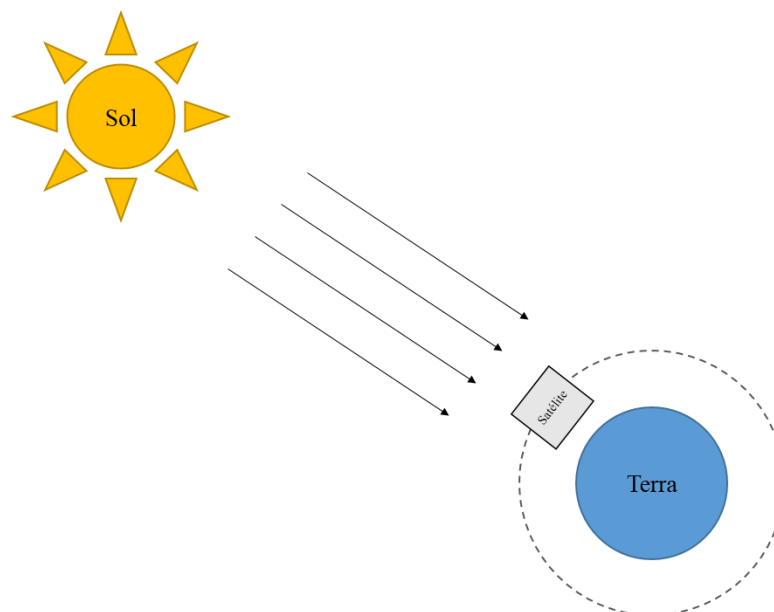
Figura 26 – Caso de extremo frio.



Fonte: Autor (2017).

O caso de extremo quente acontece quando a órbita da Terra ao redor do Sol está em seu periélio. Nesta posição o Sol irradia sobre a Terra a máxima intensidade de radiação, propiciando, assim, um ambiente perfeito para este caso extremo. O Sol irá radiar diretamente sobre o satélite, como ilustrado na Figura 27. Sendo assim a placa solar 1 irá receber somente radiação solar. Todas as outras placas receberão apenas albedo e radiação infravermelha.

Figura 27 – Caso de extremo quente.



Fonte: Autor (2017).

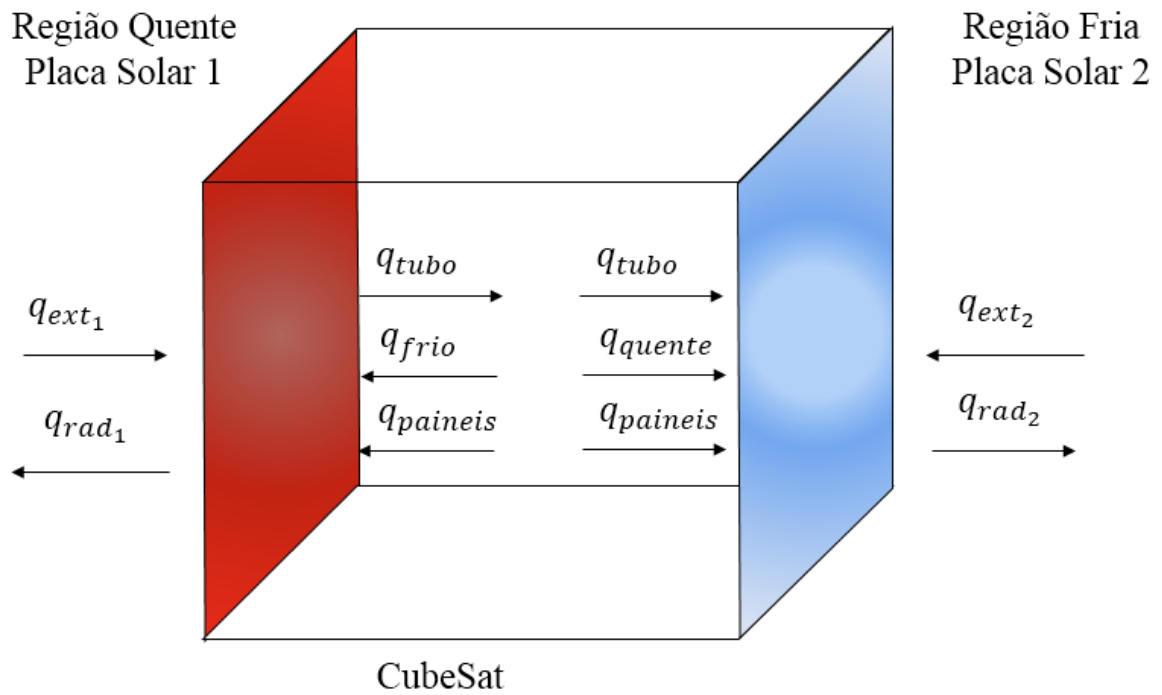
Para alcançar-se o objetivo de criar um modelo analítico simples para o tubo de calor acoplado a um CubeSat, deve-se primeiro discretizar o problema. O equilíbrio térmico de um satélite ocorre quando a quantidade de calor que entra no nanossatélite é igual a que sai, como é ilustrado pela Equação (15). Contudo, como temos uma dissipação interna de energia provinda do tubo de calor, a Equação (15), toma a forma da Equação (16). Como não temos trabalho dentro do satélite, segundo a primeira lei da termodinâmica, a variação da energia interna depende apenas do calor. Nas Equações (15) e (16), \dot{Q}_{sol} , \dot{Q}_{albedo} , \dot{Q}_{terra} , \dot{Q}_{rad} e $\frac{\partial Q}{\partial t}$ são, respectivamente, o fluxo de calor do sol, albedo, infravermelho terrestre, a radiação emitida pelo satélite e a variação de calor que deve ser dissipada pelo tubo de calor.

$$\dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{albedo} + \dot{Q}_{terra} - \dot{Q}_{rad} = 0 \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{albedo} + \dot{Q}_{terra} - \dot{Q}_{rad} = \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (16)$$

Para a análise do satélite o modelo foi criado conforme Figura 28, analisando as placas quente e fria separadamente. A influência da radiação dos painéis laterais em ambos painéis 1 e 2 é expressa por $q_{paineis}$. Além disso a influência do painel solar 1 em 2, e vice-versa, é ilustrada por q_{quente} e q_{frio} , respectivamente. As radiações externas, ou seja, a radiação direta do Sol, albedo e infravermelho terrestre são representadas por q_{ext_1} e q_{ext_2} , sendo, respectivamente, do painel solar 1 e 2. A potência dissipada pelo tubo de calor é expressa por q_{tubo} . Já a radiação emitida pelas placas solares 1 e 2 são q_{rad_1} e q_{rad_2} .

Figura 28 – Modelo térmico do CubeSat.



Fonte: Autor (2017).

O balanço de energia das placas acontecerá quando os fluxos de calor totais que entram e saem dos painéis sejam iguais, conforme Equações (17) e (18).

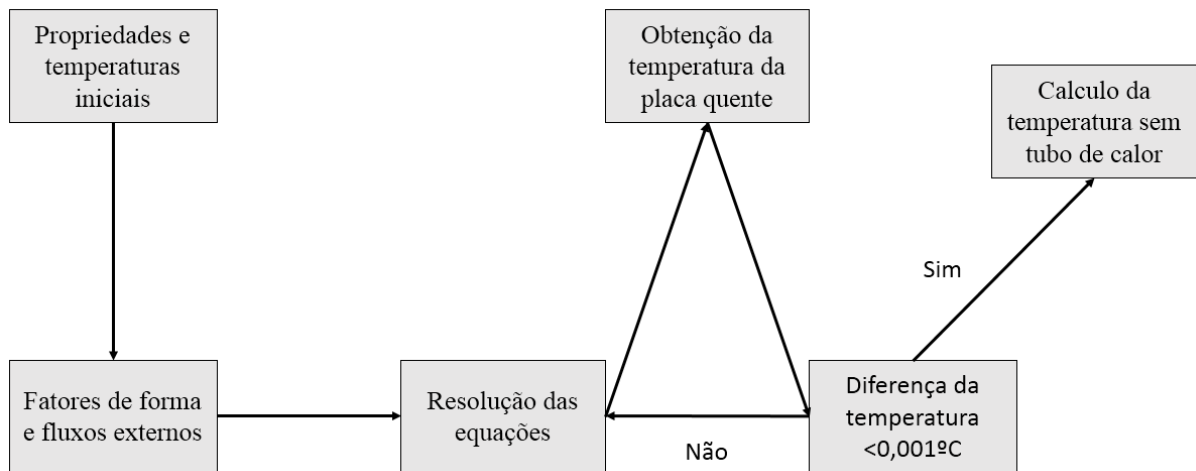
$$\dot{Q}_{rad1} = \dot{Q}_{ext1} + \dot{Q}_{paineis} + \dot{Q}_{frio} - \dot{Q}_{tubo} \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{rad2} = \dot{Q}_{ext2} + \dot{Q}_{paineis} + \dot{Q}_{quente} + \dot{Q}_{tubo} \quad (18)$$

As radiações direta do sol, \dot{Q}_{sol} , albedo, \dot{Q}_{albedo} , e infravermelho da terra, \dot{Q}_{terra} estão embutidas em \dot{Q}_{ext} , como mostrado na Equação (19).

Como mostra a Figura 29, a resolução do problema utilizou o *MatLab* para gerar um código seguindo os seguintes passos:

Figura 29 – Passo a passo dos cálculos.



Fonte: Autor (2017).

1º passo: Deve-se escolher as propriedades termodinâmicas e os parâmetros do satélite, como sua aresta, área, emissividade. A temperatura da placa fria, das placas laterais e a temperatura inicial da placa quente também são determinadas.

2º passo: Os fatores de forma são calculados. O fluxo de calor do Sol é definido como $1423 \frac{W}{m^2}$, albedo será, conforme Equação (13), $498,1 \frac{W}{m^2}$ e o infravermelho da Terra é $237 \frac{W}{m^2}$.

Usando as formulas apresentadas na Figura 13, pode-se calcular os fatores de forma do modelo térmico segundo Tabela 2.

Tabela 2 – Fatores de forma.

		Superfícies				
		Placa Solar 1	Placa Solar 2	Terra	Sol	Placas Laterais
Superfícies	Placa Solar 1	-	0,41	0,99	1	0,29
	Placa Solar 2	0,41	-	0,99	1	0,29
	Terra	0,99	0,99	-	1	0,99
	Sol	1	1	1	-	1
	Placas Laterais	0,29	0,29	0,99	1	-

Fonte: Autor (2017).

3º passo: Utiliza-se da Equação (17) para encontrarmos a potência dissipada pelo tubo de calor nessas condições. Para isso utiliza-se as Equações (19), (20) e (21). Segundo Garzon (2012), a emissividade e absorvidade de um painel solar e de suas células fotovoltaicas é

aproximadamente 0,9. A aresta do CubeSat tem 0,1 m, ou seja, $A_i = 0,01 \text{ m}^2$. A constante de Stefan-Boltzmann, σ , tem o valor constante de $5.67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4}$.

$$\dot{Q}_{ext} = (\dot{Q}_{albedo} \cdot F_{Terra-sat} + \dot{Q}_{sol} \cdot F_{Sol-sat} + \dot{Q}_{Terra} \cdot F_{Terra-sat}) \cdot \alpha_i \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{paineis} = 4 \cdot \sigma \cdot A_i \cdot \varepsilon_1 \cdot F_{l-1} \cdot T_{lateral}^4 \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{frio} = \sigma \cdot T_2^4 \cdot A_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot F_{1-2} \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{quente} = \sigma \cdot T_1^4 \cdot A_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot F_{1-2} \quad (22)$$

4º passo: Com a potência dissipada pelo tubo calculada, utiliza-se da Equação (23) para adquirirmos a temperatura final do painel solar 1. Para isso devemos fixar a temperatura da placa fria, T_2 . A resistência térmica, R_{eq} , utilizada será referente as resistências calculadas utilizando-se dos testes térmicos presentes no capítulo 4 do tubo de calor 1 e 2, levando em conta a potência dissipada calculada.

$$\dot{Q}_{tubo} = \frac{T_1 - T_2}{R_{eq}} \quad (23)$$

5º passo: O quinto passo consiste na repetição dos passos 3 e 4, agora utilizando a nova temperatura da placa quente. As iterações continuam até a diferença entre a temperatura anterior e a nova ser menor que 0,01K

6º passo: Para os casos de extremo quente e extremos frio sem o tubo de calor, a contribuição de \dot{Q}_{tubo} será nula. Assim teremos um balanço de energia conforme a Equação (24). A temperatura da placa quente é então calculada a partir da Equação

(25).

$$\dot{Q}_{rad1} = \dot{Q}_{ext1} + \dot{Q}_{paineis} + \dot{Q}_{frio} \quad (24)$$

$$T_{1=sem_tubo} = \left(\frac{\dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{albedo} + \dot{Q}_{frio} + \dot{Q}_{terra} + \dot{Q}_{paineis}}{2 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot A_1} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (25)$$

4 DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS

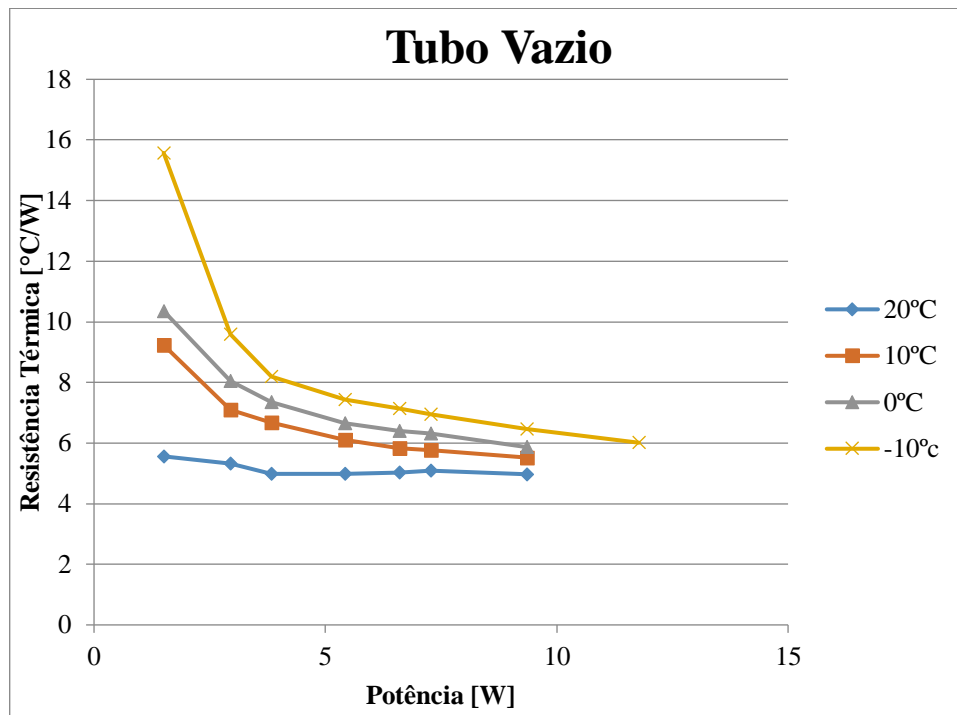
Neste capítulo será abordado os testes experimentais com os tubos de calor em suas diversas razões de enchimento e diferentes níveis de potência. É feita uma comparação entre os desempenhos dos tubos com e sem fluido de trabalho. Além disso, serão analisados o desenvolvimento e os resultados do modelo analítico.

4.1 TESTES TÉRMICOS

Após os procedimentos explicitados no Capítulo 3, os testes térmicos para a análise do perfil de temperatura do tubo de calor foram iniciados. Como explicado anteriormente, os testes utilizam dois tubos de calor, um tubo de calor híbrido 1 e um híbrido 2. O tubo 1 foi testado com água, nas razões de enchimento 0,5ml, 0,7ml, 0,9ml, 1,1ml. Para o tubo 2 utilizou-se o metanol com as mesmas razões de enchimento.

Após o carregamento inicial do tubo de calor, decorreu-se os testes em diferentes potências, para cada temperatura de banho térmico, em diferentes razões de enchimento do tubo de calor. O desempenho dos testes com o tubo 1 é ilustrado pela Figura 32 para três temperaturas de banho e diferentes razões de enchimento, com o intuito de encontrar a menor resistência térmica para cada banho. Para efeito de comparação, testes foram conduzidos com o tubo sem nenhum fluido de trabalho, ou seja, vazio, como mostra a Figura 30.

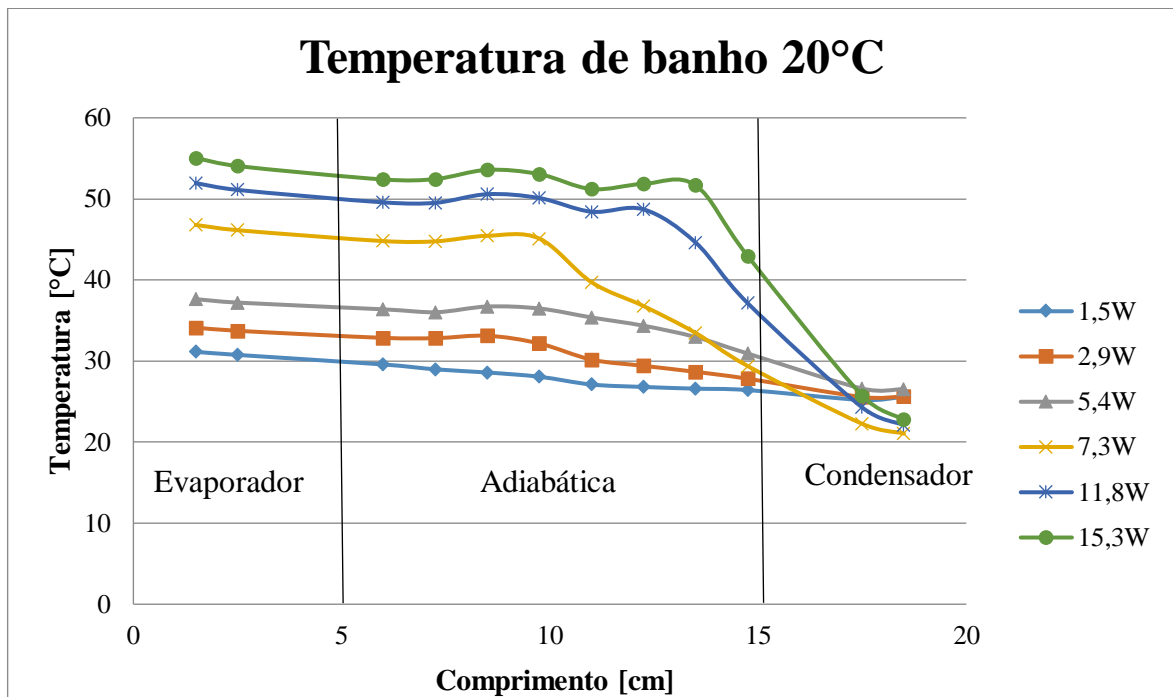
Figura 30 – Gráfico Resistência Térmica X Potência para o tubo 1 vazio para cada temperatura de banho.



Fonte: Autor (2017).

A Figura 31 ilustra o comportamento do perfil de temperatura do tubo de calor 1. Em alguns momentos, notoriamente nas potências de 11,8W e 15,3W, as medições estão deslocadas do perfil de temperatura normal. Isso pode ter ocorrido por conta de o perfil não alcançar o regime permanente. Para potências menores, os perfis se comportam de maneira linear e não existe uma grande variação entre os valores da temperatura do evaporador e condensador. Porém, conforme a secagem do fluido acontece, as temperaturas dessas duas seções afastam-se.

Figura 31 – Gráfico Temperatura X Posição para o tubo 1 abastecido com água, razão de enchimento de 0,5ml, para a temperatura de banho 20°C.

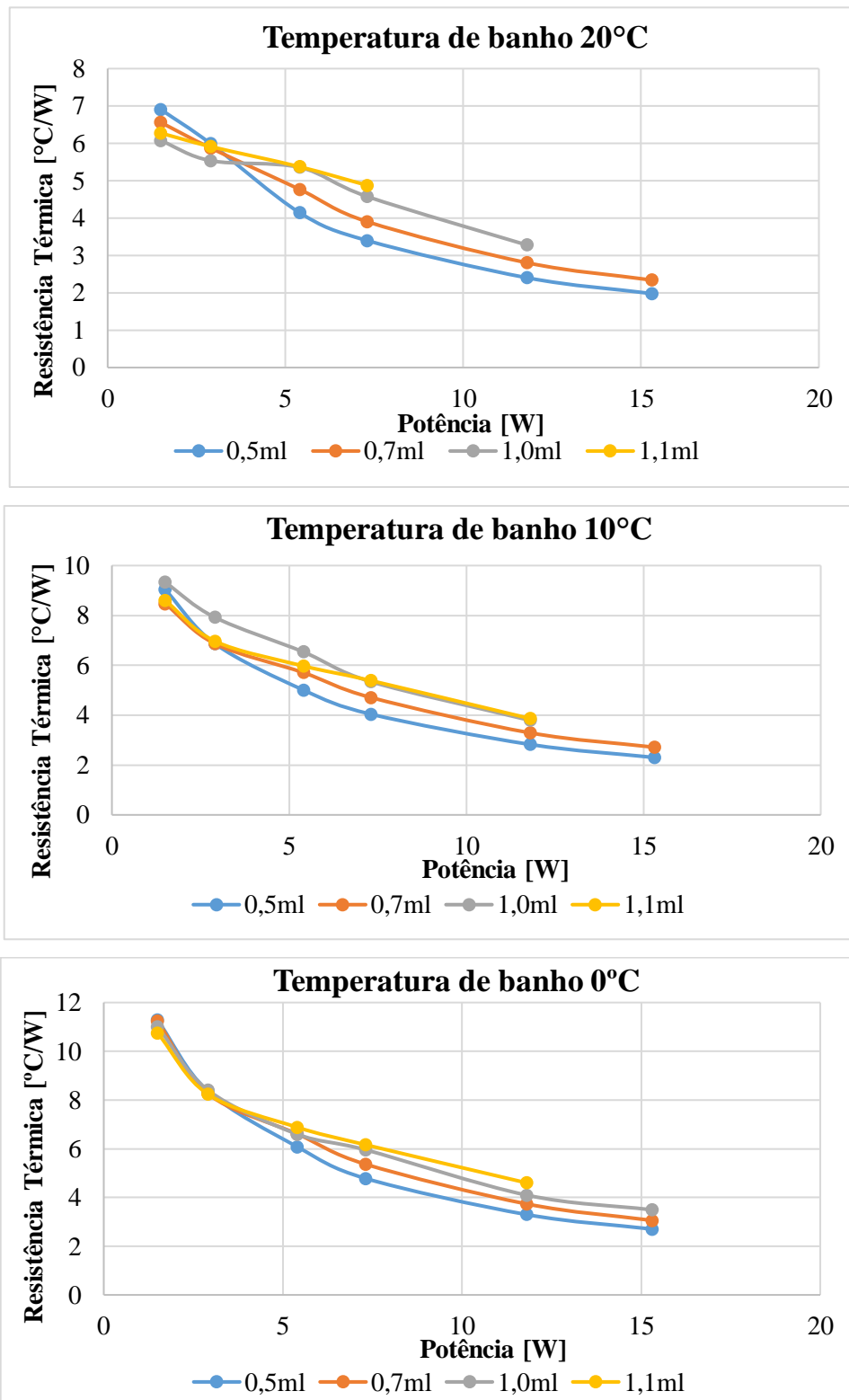


Fonte: Autor (2017).

A Figura 32 mostra os testes conduzidos utilizando a água como fluido de trabalho para o tubo 1. Pode-se notar que com a diminuição da temperatura do banho térmico as resistências térmicas tendem a aumentar. Com a potência aumentando, a resistência térmica também diminui.

Comparando a Figura 32 e a Figura 30, percebe-se que o tubo 1 preenchido com água é mais vantajoso que o tubo vazio, em quase todas as potências, tendo uma diminuição da resistência térmica máxima de 60,2%. Os pontos onde o tubo preenchido tem uma resistência térmica maior que o tubo vazio, são nas potências mais baixas, onde o fluido de trabalho ainda não trocou de fase, e, portanto, o tubo de calor está funcionando apenas como uma barra condutora.

Figura 32 – Gráficos Resistência térmica X Potência para o tubo 1 carregado com água para cada temperatura de banho.



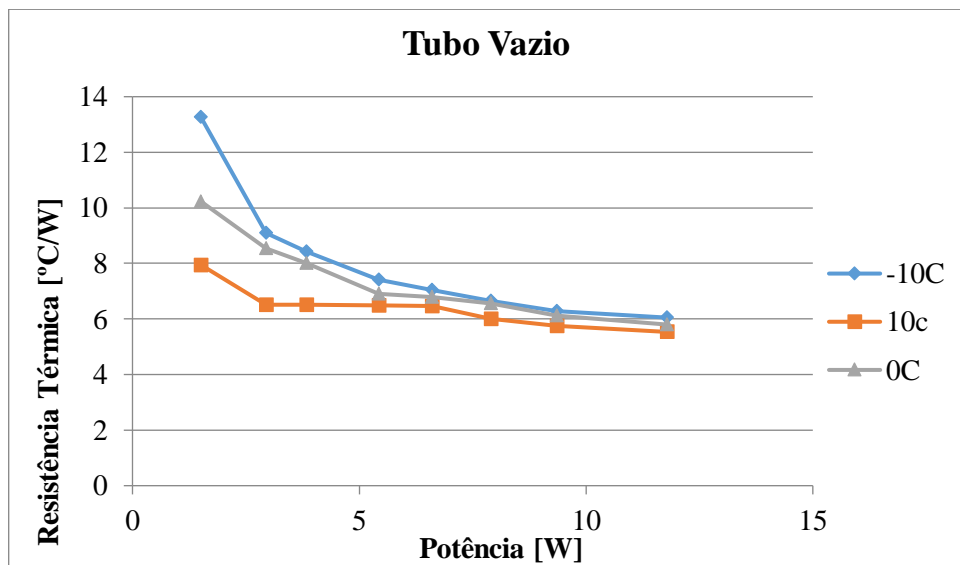
Fonte: Autor (2017).

Buscando uma razão de enchimento ótima para o tubo de calor híbrido 1, temos que, segundo a Figura 32, as menores resistências térmicas são obtidas com uma razão de enchimento de 0,5ml. A resistência mínima se dá com uma potência de 15,3 W, sendo ela $1,98 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$.

É interessante ressaltar que a resistência térmica do tubo híbrido 1 carregado com água, pode vir a ser menor para potências maiores, pois seu ponto de secagem, para nenhum dos banhos e razões de enchimento, foi alcançado.

O minitubo de calor 2 também foi testado. As mesmas razões de carregamento foram utilizadas. As temperaturas do banho foram modificadas para -10°C , 0°C e 20°C . Assim os testes conduzidos serão comparados com o tubo sem o fluido de trabalho, ilustrada pela Figura 33.

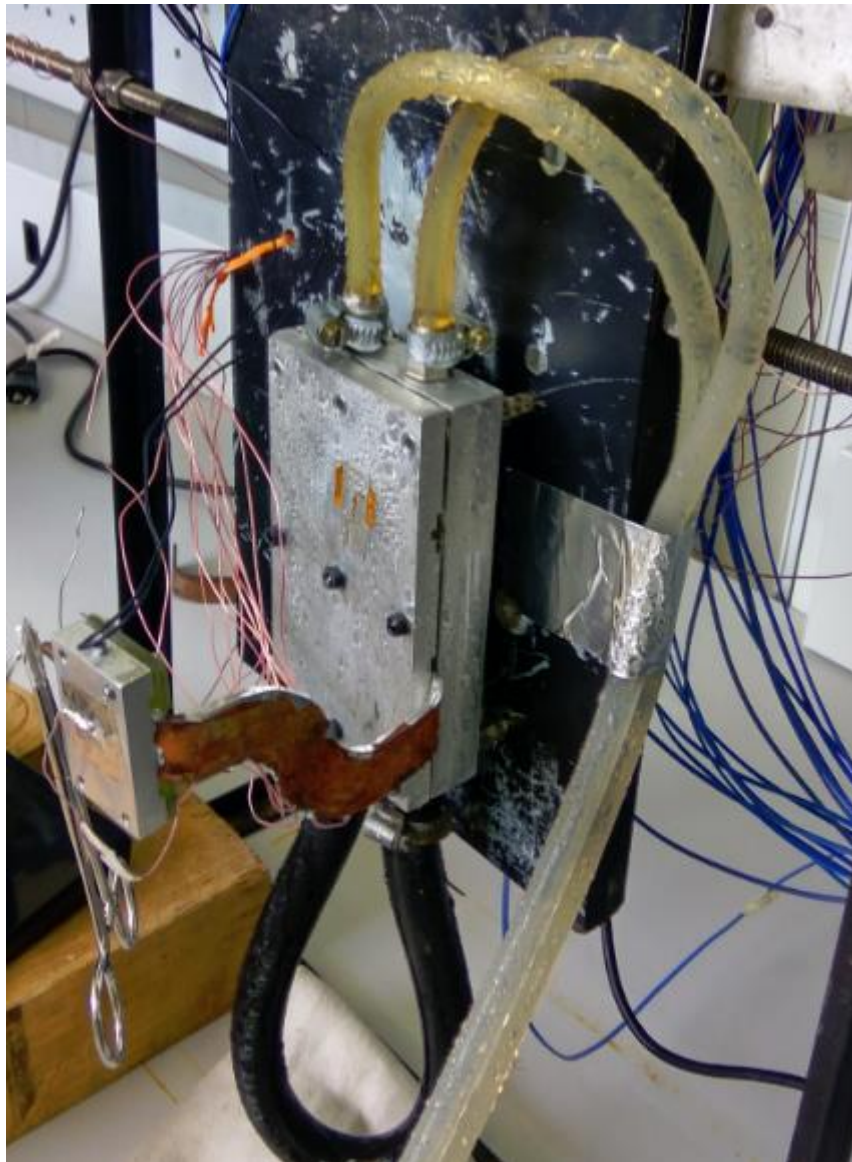
Figura 33 – Gráfico Resistência Térmica X Potência para o tubo 2 vazio para cada temperatura de banho.



Fonte: Autor (2017).

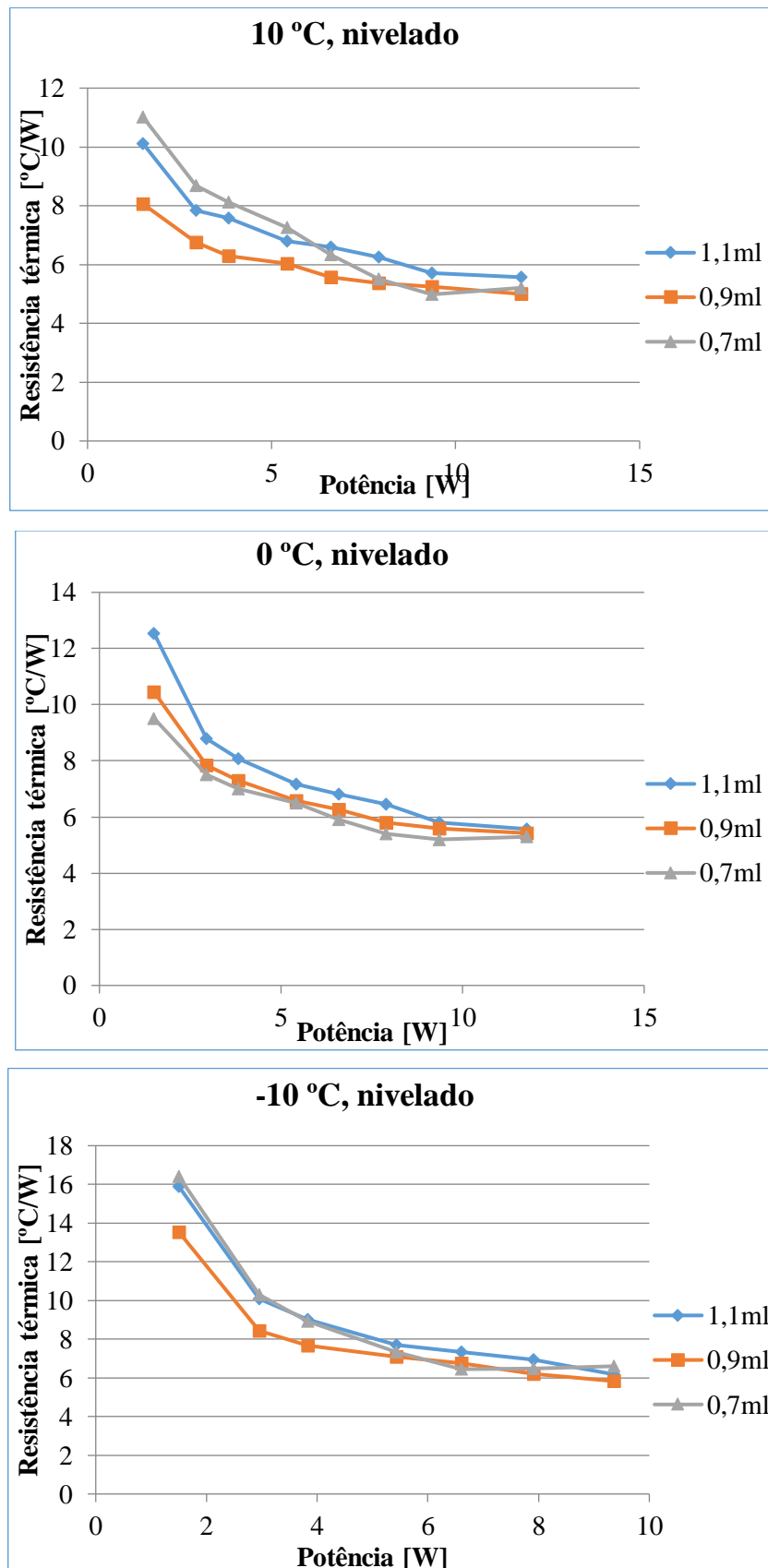
Os testes realizados com os fluidos de trabalho estão expostos na Figura 35. As resistências mínimas foram alcançadas com a razão de enchimento de 0,9ml. Porém em uma comparação do desempenho do tubo 2 carregado e do tubo 2 vazio, as resistências térmicas do tubo com o fluido estão muito altas e próximas à do tubo vazio. Isso é devido as dobras e ao posicionamento do tubo 2. As dobras propiciam um aumento na perda de pressão dentro do tubo, e o posicionamento como mostra a Figura 34, cria uma perda de carga por conta da gravidade ocasionada pela curva do próprio tubo. A perda da gravidade foi amenizada com a inclinação do tubo, fazendo com que o evaporador e condensador fiquem alinhados.

Figura 34 – Posicionamento do tubo 2 na bancada de testes.



Fonte: Autor (2017).

Figura 35 – Gráficos Resistência térmica X Potência para o tubo 1 carregado com metanol para cada temperatura de banho.



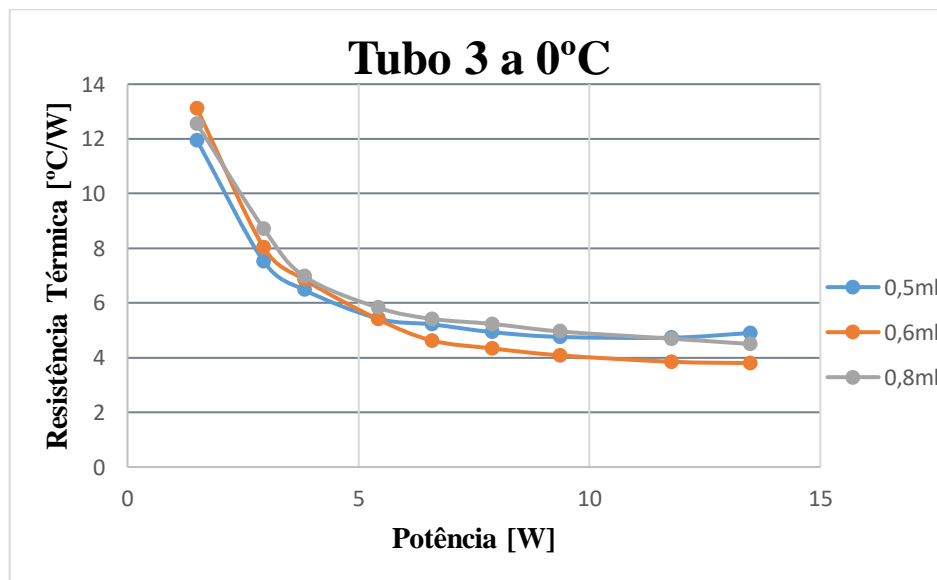
Fonte: Autor (2017).

O terceiro tubo, tubo 3, foi testado com as razões de enchimento de 0,5ml, 0,6ml e 0,8ml. O fluido de trabalho foi o mesmo do tubo 2, Metanol. Os resultados do tubo preenchido serão avaliados com a Figura 33, pois os tubos possuem os mesmo tamanhos e a mesma geometria. O tubo 3 tem o intuito principal de averiguar quais os erros encontrados com os testes do tubo 2.

Assim, pela Figura 36 mostra que a resistência térmica do tubo é bem inferior àquela do tubo vazio. Podemos então afirmar que a influência das adaptações teve um efeito perceptível e negativo no desempenho do tubo.

Para o tubo 3 temos que sua razão ótima é de 0,6ml, sendo sua resistência térmica de $3,8 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$.

Figura 36 – Gráfico Resistência Térmica X Potência para o tubo 3 preenchido com etanol para a temperatura de banho de 0° C.



Fonte: Autor (2017).

4.2 MODELO ANALÍTICO TÉRMICO

Com os testes térmicos concluídos, tem-se o valor da resistência térmica para diferentes potências. Utilizando o modelo desenvolvido no capítulo 3.6, bem como as Equações apresentadas, podemos calcular as temperaturas da placa solar 1, para ambos os casos: de extremo frio e extremo quente.

A temperatura da placa fria e das placas laterais foram fixadas, conforme Tabela 3, em referência as temperaturas de banho utilizadas nos testes experimentais. A temperatura inicial da placa quente é 323,87 K para o caso de extremo quente.

Tabela 3 – Temperaturas das placas do CubeSat.

Caso	Temperatura das Placas Laterais [K]	Temperatura da Placa fria [K]	Temperatura inicial da Placa quente [K]
Extremo quente	293	293	323,87
Extremo frio	273	273	293,60

Fonte: Autor (2017).

Assim, os valores calculados dos fluxos e potencias dissipadas do albedo, Sol, infravermelho da Terra, placas laterais, tubo de calor e placa quente e fria é ilustrado na Tabela 4.

Tabela 4 - Valores do fluxo de calor e potencias dissipadas das superfícies.

Caso	Radiação Solar Direta	Albedo	Infravermelha terrestre	Placas Laterais	Placa quente	Placa fria	Tubo de Calor
Extremo quente (Fluxos de calor)	$1423 \frac{W}{m^2}$	$498,1 \frac{W}{m^2}$	$237 \frac{W}{m^2}$	-	-	-	-
Extremo frio (Fluxos de calor)	0	0	$237 \frac{W}{m^2}$	-	-	-	-
Extremo quente (Potência)	12,81 W	4,47 W	2,13 W	3,67 W	2,35 W	1,56 W	13,82 W
Extremo frio (Potência)	0	0	2,13 W	3,32 W	1,29 W	1,17 W	1,07 W

Fonte: Autor (2017).

Utilizando as potencias do tubo de calor obtidas com os cálculos, podemos estimar, utilizando a Figura 32, as resistências térmicas a serem utilizadas em ambos os casos. Para o extremo quente, com a potência de 13,8 W obtida, temos uma resistência térmica estimada de $2,4 \frac{^{\circ}C}{W}$ para o tubo 1 e $3,8 \frac{^{\circ}C}{W}$ para o tubo 3. No caso de extremo quente a potência calculada foi de 1,07 W, isso implica em uma resistência aproximada de $12 \frac{^{\circ}C}{W}$.

A temperatura final, após todas as iterações, do painel fotovoltaico 1, ou seja, a placa quente, para o caso de extremo quente com o uso de tubo de calor é 326,17 K. Esse valor é pouco inferior aos encontrados nos experimentos de laboratório, feitos com o tubo 1 com razão de enchimento de 0,5ml, onde a temperatura para uma semelhante potência dissipada pelo tubo, 15,3 W, é 327,5K.

Agora para o caso de extremo quente sem o tubo de calor, a temperatura da placa solar 1 é de 397,08 K. Essa temperatura é muito superior a encontrada no caso da placa solar com o tubo de calor.

Para o caso de extremo frio a potência dissipada calculada pelo tubo de calor, no modelo, é ínfima, não chegando a ser contemplado pelas medições feitas em laboratório. A temperatura para este caso e utilizando tubo de calor é de 279,8 K para a placa solar 1. Sem a utilização do tubo 1 o painel solar 1 tem uma temperatura 283,83 K.

Como o albedo e a radiação solar direta não estão presentes no caso de extremo frio, e a radiação infravermelha da terra é absorvida pela tampa do painel solar, sua avaliação para o

aumento da eficiência do painel solar será descartada. Porém, vale ressaltar que já que nenhum satélite é estacionário, essa melhoria na temperatura do painel solar nesse caso, pode vir a ajudar a manter a temperatura do painel solar mais baixa durante sua órbita.

Para o tubo 3, a temperatura na placa quente para o caso extremo quente é de 338,5 K com o tubo, e 397,08 K sem o tubo de calor.

Agora que se tem a diferença de temperatura entre os casos com e sem o tubo de calor, pode-se calcular e, finalmente, avaliar se a utilização de tubos de calor para aumentar a eficiência de placa solar é vantajosa para qualquer missão.

Como visto no capítulo 2.4, a cada grau Celsius, a eficiência da placa solar sobe em média 0,40%, dependendo da diferença entre as temperaturas. Portanto, já que a diferença entre os valores da temperatura da placa quente com e sem tubo de calor, obtidas com a análise, foi de 70,91 °C e 58,58 °C, para o modelo desenvolvido, a eficiência do painel solar pode subir em aproximadamente 28,61% e 23,43% para o tubo 1 e tubo 3, respectivamente.

O aumento constatado é significativo, fazendo com que seja extremamente vantajoso o uso do tubo de calor. Retomando a Figura 10, um aumento de eficiência de aproximadamente 28% e 23% causaria uma geração de potência bônus de no mínimo 0,48 W e 0,4W, apenas para o painel solar 1.

Porém deve-se avaliar o espaço ocupado pelo tubo de calor. Seu volume pode chegar a 8 cm³ no caso do tubo 1. Para um CubeSat, de volume 1000 cm³, o pequeno volume ocupado pelo tubo de calor pode aparentar não ser um empecilho. Porém ao analisar um CubeSat que esteja com seus subsistemas e componentes já instalados, o posicionamento do tubo é impossível, sem que uma modificação seja feita.

5 CONCLUSÃO

A proposta da avaliação do uso de minitubos de calor em nanossatélites para o aumento da eficiência de painéis fotovoltaicos foi alcançada através dos testes experimentais com os tubos de calor e o desenvolvimento de um modelo térmico preliminar de nanossatélite em órbita circular. Esse modelo utilizou dados obtidos de diversas referências, bem como dos testes conduzidos em laboratório, e, além disso, é um modelo simples levando em conta apenas as placas laterais do satélite, tubo de calor e as radiações externas. Os testes utilizaram 3 tubos, sendo 2 deles híbridos de placas e fios com material sinterizado, e 1 com placas e fios.

Para isso fez-se um estudo dos mecanismos de controle térmico disponíveis, em especial os tubos de calor, conceito CubeSat, transmissão de calor e painéis solares.

O modelo mencionado produziu o resultado esperado, e comprovou que a utilização de um tubo de calor origina uma melhor dissipação de calor na placa solar. A diferença de temperatura em um nanossatélite com e sem tubo de calor é no mínimo $70,91\text{ }^{\circ}\text{C}$ para o tubo 1 e $58,58\text{ }^{\circ}\text{C}$ para o tubo 3. Isso gera um aumento de eficiência do painel solar de 28,61% e 23,43%, aproximadamente. Esse é um aumento considerável. Porém, a presença de um tubo de calor em um ambiente tão restritivo quanto o volume interno de um CubeSat é de difícil encaixe. Se observarmos o modelo de engenharia, Figura 24, o tubo ocupa um grande espaço do volume interno do satélite. Em um satélite em estado avançado de projeto não seria possível o seu acoplamento sem uma modificação completa do *layout* interno do nanossatélite.

O aumento de eficiência justifica a utilização de um minitubo de calor em um CubeSat, porém o projeto para o nanossatélite tem que levar em consideração desde seus estágios iniciais as limitações de espaço que esse tubo irá gerar.

6 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho fez o uso de uma análise simplificada do problema abordado. Para trabalhos futuros é sugerido a adição das potências dissipadas dos componentes de um caso real de CubeSat. Testes experimentais mais robustos também são recomendados, a criação de uma bancada que simule a situação real, utilizando painéis solares, para poder assim adquirir as temperaturas do painel solar reais. Também é recomendado a caracterização teórica, modelagem e construção de tubos de calor específicos para a aplicação.

REFERÊNCIAS

AKBARZADEH, A.; WADOWSKI, T.. Heat pipe-based cooling systems for photovoltaic cells under concentrated solar radiation. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 16, n. 1, p.81-87, jan. 1996. Elsevier BV.

BATURKIN, Volodymyr. Micro-satellites thermal control—concepts and components. **Acta Astronautica**, [s.l.], v. 56, n. 1-2, p.161-170, jan. 2005. Elsevier BV.

BEKAERT. **Wicking material for heat pipes**. Disponível em: <<https://www.bekaert.com/en/products/equipment/tools/wicking-material-for-heat-pipes>>. Acesso em: 30 nov. 2017.

CUBESATKIT. **Begin your CubeSat Mission with the CubeSat Kit**. Disponível em: <<http://www.cubesatkit.com/>>. Acesso em: 30 nov. 2017.

FRAUNHOFER INSTITUTE FOR SOLAR ENERGY SYSTEMS. **Photovoltaics Report**. Freiburg, 2017. Color. Disponível em: <<https://www.ise.fraunhofer.de/content/dam/ise/de/documents/publications/studies/Photovoltaics-Report.pdf>>. Acesso em: 16 nov. 2017.

GILMORE, David G.. **Spacecraft Thermal Control Handbook**. El Segundo, California: The Aerospace Corporation Press, 2002.

GOMSPACE. **NanoPower MSP 10 Datasheet**. Disponível em: <<https://gomspace.com/UserFiles/Subsystems/datasheet/gom-ds-nanopower-msp-10.pdf>>. Acesso em: 16 nov. 2017.

GOMSPACE. **NanoPower P110 Datasheet**. Disponível em: <<https://gomspace.com/UserFiles/Subsystems/datasheet/gom-ds-nanopower-p110-26.pdf>>. Acesso em: 16 nov. 2017.

GREEN, M. A. et al. **Solar cell efficiency tables: version 16. Progress in Photovoltaics: Research and Applications**, Sydney, v. 8, p. 377-384, 2000.

HALE, D. V.; HOOVER, M. J.; O'NEIL, M. J.. **Phase Change Materials Handbook**. Nasa Contractor Report, 1971.

HSU, Jeremy. **First Solar-Powered Satellite Still Flying at 50**. 2008. Disponível em: <<https://www.space.com/5137-solar-powered-satellite-flying-50.html>>. Acesso em: 16 nov. 2017.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. Notre Dame: John Wiley & Sons, 2007.

KANTZAS, Apostolos; BRYAN, Jonathan; TAHERI, Saeed. **Fundamentals of fluid flow in porous media**. 2014.

KARAM, R. D.. Temperature Distribution in Louvered Panels. **Journal Of Spacecraft And Rockets**. Abr. 1979.

LAKATOS, Eva Maria; MARCONI, Marina de Andrade. **Fundamentos de metodologia científica**. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2003.

MANTELI, Marcia Barbosa Henrique, **Disciplina: Tubos de calor e termossifões**. 01 aug. 2012, 01 dec. 2012. p. 16. Notas de Aula

MOHARRAM, K.A. et al. Enhancing the performance of photovoltaic panels by water cooling. **Ain Shams Engineering Journal**, v. 4, n. 4, p. 869-877, dez. 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.asej.2013.03.005>> Acesso em: 25 abr. 2017.

ORDENES, Martin; LAMBERTS, Roberto; GUTHS, Saulo. **Transferência de calor na envolvente da edificação**. Florianópolis: Ufsc, 2008.

PAIVA, Kleber Vieira de. **Desenvolvimento de novas tecnologias para minitubos de calor: Análise teórica e experimental**. 2011. 264 p. Tese (Doutorado) - Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2011.

PERLIN, John. **Late 1950s – Saved by the Space Race**. Disponível em: <<http://californiasolarcenter.org/history-pv/>>. Acesso em: 16 nov. 2017.

PETERSON, G. P.. **An Introduction to heat pipes. Modeling, Testing and Applications**. Nova York: Wiley Interscience, 1994.

POPOVICI C. G. et al. Efficiency Improvement of Photovoltaic Panels by Using Air Cooled Heat Sinks. **Energy Procedia**, v. 85, p. 425-432, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.223>> Acesso em: 20 maio 2017.

RICKMAN, Steven L.. **Introduction to On-Orbit Thermal Environments**. Cleveland, Ohio: Nasa, 2014. Color. Disponível em: <https://tfaws.nasa.gov/files/On-Orbit_Thermal_Environments_TFAWS_2014.pdf>. Acesso em: 16 nov. 2017.

SHAW, Duncan J.. **Introdução à química dos colóides e de superfícies**. Campinas: Edgard Blucher Ltda, 1975.

SHEFFER, Abigail et al. **Achieving Science with CubeSats: Thinking Inside the Box**. 2016. Disponível em: <<https://www.nap.edu/resource/23503/RiB-cubesats.pdf>>. Acesso em: 16 nov. 2017.

SOUZA, Petrônio Noronha de. **Programas Espaciais e a Tecnologia de Satélites**. São José dos Campos, SP, out. 2010. Disponível em: <https://educacaoespacial.files.wordpress.com/2010/10/ijespacial_04_tecnologia_de_satelites.pdf>. Acesso em: 16 nov. 2017.

SPACEDAILY. **History of the CubeSat.** Disponível em: <http://www.spacedaily.com/reports/History_of_the_CubeSat_999.html>. Acesso em: 16 nov. 2017.

SPACEFLIGHT. **Pricing Information.** Disponível em: <<http://spaceflight.com/schedule-pricing/#pricing>>. Acesso em: 16 nov. 2017.

UNION OF CONCERNED SCIENTISTS (Org.). **How Solar Panels Work.** 2015. Disponível em: <<http://www.ucsusa.org/clean-energy/renewable-energy/how-solar-panels-work#.Wg4oLFWnGUn>>. Acesso em: 16 nov. 2017.

APÊNDICE A – ROTINA EM MATLAB DO MODELE ANALITICO TÉRMICO

CASO QUENTE

```

sigma=5.67*10^(-8);           %Constante de Stefan-Boltzmann[W/(m^(-2))*K^(-
4))].
e=0.9;                       %Emissividade da placa solar
a=0.9;                       %Absortividade da placa solar
l=0.1;                       %Aresta CubeSat [m]
A=l^2;                       %Área do CubeSat [m^2]
q_sol=1423;                  %Fluxo solar
q_albedo=0.35*q_sol;        %Albedo
q_ir=237;                   %Infravermelho terrestre
W_t=2*6.37*10^6/(400000);
W_q=l/l;
ff_ter_1=(((W_q+W_t)^2+4)^(1/2))-(((W_t-W_q)^2+4)^(1/2))/(2*W_q);
%Fator de forma da terra com a placa quente
ff_sol=1;                   %Fator de forma do Sol com as outras
superficies
ff_l_12=(1+(1/l)-(1+(1/l)^2)^(1/2))/2;      %Fator de forma das placas
laterais com as placas fria e quente
ff_1_2=(((W_q+W_q)^2+4)^(1/2))-(((W_q-W_q)^2+4)^(1/2))/(2*W_q);
%Fator de forma da placa quente com a fria
Ti_l=293;                   %Temperatura painel lateal
Ti_q=323;                   %Temperatura inicial placa quente
Ti_f=293;                   %Temperatura placa fria
R=2.4;                      %Resistencia termica tubo de calor

dif=1;

while abs(dif)>0.001

Q_p_laterais=4*A*e*sigma*ff_l_12*Ti_l^4;
Q_frio=A*sigma*e*ff_1_2*Ti_f^4;
Q_quente=A*e*sigma*ff_1_2*Ti_q^4;
Q_albedo=A*a*ff_ter_1*q_albedo;
Q_sol=A*a*ff_sol*q_sol;
Q_ir=A*a*ff_ter_1*q_ir;

Q_tubo_q=Q_sol+Q_albedo+Q_ir+Q_p_laterais+Q_frio-2*Q_quente/ff_1_2;

Q_tubo=abs(Q_tubo_q);
Tf_q=Q_tubo*R+Ti_f;

Tf_q_s=((Q_sol+Q_albedo+Q_ir+Q_p_laterais+Q_frio)/(2*e*sigma*A))^(1/4);

dif=abs(Tf_q)-abs(Ti_q);

Ti_q=Tf_q;

end

```