

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ROBERTY KULESZA DE OLIVEIRA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO E DA PRESSÃO
DE VAPOR DE UM TERMOSSIFÃO EM DIFERENTES INCLINAÇÕES**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2021

ROBERTY KULESZA DE OLIVEIRA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO E DA PRESSÃO
DE VAPOR DE UM TERMOSSIFÃO EM DIFERENTES INCLINAÇÕES**

**Experimental Evaluation of the Thermal Performance and
Vapor Pressure of a Thermosyphon at Different Slopes**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador:

Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves* ✉ 

Coorientador:

Eng. Mec. *Pedro Leineker Ochoski Machado*

PONTA GROSSA

2021



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos aos autores, sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais.

Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.



TERMO DE APROVAÇÃO

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO E DA PRESSÃO DE VAPOR DE UM TERMOSSIFÃO EM DIFERENTES INCLINAÇÕES

por

ROBERTY KULESZA DE OLIVEIRA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 30 de abril de 2021 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves*
Orientador

Prof. Dr. *Luis Alonso Betancur Arboleda*
Membro Titular

Prof. Dr. *Marcos Vinícius Barbosa*
Membro Titular

Prof. Dr. *Marcos Eduardo Soares*
Responsável pelo TCC

Prof. Dr. *Marcelo Vasconcelos de Carvalho*
Coordenador do Curso

Dedico este Trabalho de Conclusão de Curso à minha mãe, *Irene*, à minha namorada, *Camila*, aos meus irmãos e ao não mais presente, *Elias*.

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos a todos aqueles que contribuíram para que tornasse possível a conclusão deste Trabalho de Conclusão de Curso.

Agradeço a Deus por ter me dado a oportunidade de finalizar esse TCC, pela saúde, paciência, sabedoria e força para que os obstáculos e dificuldades fossem superados.

Agradeço a minha mãe *Irene Lúcia Kulesza* por toda dedicação e cuidado, por sempre estar ao meu lado, incentivando, ajudando em todos esses anos.

À minha namorada *Camila Emilio* que sempre esteve comigo, por todo companheirismo, paciência e suporte em todos os momentos.

Aos meus irmãos, *Alberty* e *Lafaety* por todo o incentivo, apoio e por acreditarem e investirem em mim.

À toda minha família por acreditarem na conclusão desta etapa da minha vida, pelo suporte e pelos bons momentos.

Ao meu orientador Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves* pela oportunidade, apoio, incentivo, disponibilidade e por toda confiança depositada para a elaboração desse trabalho.

Ao meu coorientador Eng. Mec. *Pedro Leineker Ochoski Machado* pelo suporte, apoio e disponibilidade para realização desse trabalho.

Aos meus colegas *Victor Vaurek Dimbarre*, *Luís Vitório Gulineli Fachini* e *Guilherme Antonio Bartmeyer* pelo auxílio na preparação e execução dos testes experimentais no LabCT/DAMEC/UTFPR/Ponta Grossa.

À UTFPR por fornecer toda a estrutura e conhecimento necessário para meu desenvolvimento profissional e pessoal.

Ao meu pai, *Elias Justino de Oliveira*, que não está mais presente entre nós, mas que sempre me incentivou e deu suporte desde o início da vida acadêmica. Essa conquista também é sua.

RESUMO

OLIVEIRA, Roberty Kulesza de. **Avaliação Experimental do Desempenho Térmico e da Pressão de Vapor de um Termossifão em Diferentes Inclinações.** 2021. 62f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2021.

Termossifões são dispositivos de transferência de calor do tipo passivo, altamente eficientes, capazes de transferir energia térmica em pequenos gradientes de temperatura através do calor latente de vaporização, operando em ciclo bifásico. Tais dispositivos são constituídos basicamente de um tubo metálico evacuado preenchido com um fluido de trabalho. São compostos por três regiões, sendo: evaporador, região adiabática e condensador. Suas aplicações variam entre aquecedores de ar de combustão, trocadores de calor, passando por regeneradores de calor até coletores solares, entre outros. O objetivo do presente trabalho foi investigar experimentalmente a influência da inclinação no desempenho térmico de termossifões e observação da variação da pressão interna. Nesse estudo experimental, o fluido de trabalho utilizado foi água destilada. O dispositivo foi fabricado em cobre, com diâmetro externo de 9,45mm, diâmetro interno de 7,75mm e comprimento de 500mm. O evaporador possui um comprimento de 210mm, enquanto a região adiabática e condensador possuem comprimentos de 20mm e 270mm, respectivamente. O termossifão foi preenchido com 50% do volume do evaporador. O dispositivo foi testado experimentalmente em inclinações diferentes (22,5°, 45° e 90° com relação a horizontal) sob dissipações de potência variando entre 10W e 60W. O dispositivo possui ainda um vacuômetro acoplado, o que permitiu a avaliação da variação da pressão para as diferentes inclinações e cargas térmicas. A análise térmica foi baseada na distribuição de temperaturas ao longo do comprimento, na temperatura de operação e na resistência térmica. Diante dos resultados observados para resistência térmica, não foi possível determinar a melhor inclinação do ponto de vista do desempenho térmico, uma vez que todos os resultados apresentaram valores semelhantes ao se considerar as incertezas experimentais. A pressão interna para as inclinações de 45° e 90° ficaram muito próximas, mas menores do que para a inclinação de 22,5°, uma vez que nessa última as temperaturas foram maiores.

Palavras-chave: Termossifão. Inclinação. Experimental. Desempenho Térmico. Água. Pressão de Saturação.

ABSTRACT

OLIVEIRA, Roberty Kulesza de. **Experimental Evaluation of the Thermal Performance and Vapor Pressure of a Thermosyphon at Different Slopes.** 2021. 62p. Work of Conclusion Course (Bachelor's Degree in Mechanical Engineering) – Federal University of Technology - Parana. Ponta Grossa, 2021.

Thermosyphons are highly efficient passive heat transfer devices capable of transferring thermal energy in small temperature gradients through the latent heat of vaporization, operating in a two-phase cycle. Such devices are basically composed of an evacuated metallic tube filled with a working fluid. They are composed of three regions: evaporator, adiabatic section, and condenser. Their applications vary from combustion air heaters, heat exchangers, heat regenerators, and solar collectors, among others. The objective of the present work was to experimentally investigate the influence of the slope on the thermal performance of thermosyphons and to verify the internal pressure variation. In this experimental study, the working fluid was distilled water. The device was manufactured in copper, with an external diameter of 9.45mm, internal diameter of 7.75mm, and a length of 500mm. The evaporator had a length of 210mm, while the adiabatic section and condenser had lengths of 20mm and 270mm, respectively. The thermosyphon was filled with 50% of the evaporator volume. The device was experimentally tested at different slopes (22.5, 45, and 90° from the horizontal) under heat charges ranging from 10 to 60W. The device also had a vacuum gauge attached, which allowed the evaluation of the pressure variation for the different slopes and thermal loads. The thermal analysis was based on the temperature distribution along the length, operating temperature, and thermal resistance. Given the results observed for thermal resistance, it was not possible to determine the best slope from the point of view of thermal performance, since all the results presented similar values when considering the experimental uncertainties. The internal pressure for the 45 and 90° slopes were very close, but lower than for the 22.5° slope, since in the latter the temperatures were higher.

Keywords: Thermosyphon. Slope. Experimental. Thermal Performance. Water. Internal Pressure.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Princípio de funcionamento de termossifões.....	13
Figura 2 – Temperatura de operação para alguns fluidos de trabalho.	16
Figura 3 – Parâmetro f_1 do número de <i>Kutateladze</i>	19
Figura 4 – Parâmetro f_3 do número de <i>Kutateladze</i>	20
Figura 5 – Aparato experimental.	26
Figura 6 – Distribuição dos termopares ao longo do comprimento do termossifão [mm]	27
Figura 7 – Termossifão com fita resistiva e termopares.....	28
Figura 8 – Isolamento da região do evaporador e da seção adiabática do termossifão.....	29
Figura 9 – Posição de teste de 22,5° em relação a horizontal.	30
Figura 10 – Posição de teste de 45° em relação a horizontal.	31
Figura 11 – Identificação das resistências térmicas de um termossifão.....	32
Figura 12 – Distribuição de temperaturas em função do tempo para a inclinação de 22,5°.....	37
Figura 13 – Distribuição de temperaturas em função do tempo para a inclinação de 45°.....	38
Figura 14 – Distribuição de temperaturas em função do tempo para a inclinação de 90°.....	38
Figura 15 – Temperaturas em função do comprimento para a inclinação de 22,5°.	40
Figura 16 – Temperaturas em função do comprimento para a inclinação de 45°.	41
Figura 17 – Temperaturas em função do comprimento para a inclinação de 90°.	41
Figura 18 – Temperaturas de operação para as inclinações de 22,5°, 45° e 90°.....	43
Figura 19 – Resistência térmica para as inclinações de 22,5°, 45° e 90°.....	44
Figura 20 – Pressão interna em função da dissipação de potência para as inclinações de 22,5°, 45° e 90°.....	46
Figura 21 – Pressão do vapor (P_{vap}) versus Pressão interna (P_{vac}) para a inclinação de 22,5°.....	47
Figura 22 – Pressão do vapor (P_{vap}) versus Pressão interna (P_{vac}) para a inclinação de 45°.....	47
Figura 23 – Pressão do vapor (P_{vap}) versus Pressão interna (P_{vac}) para a inclinação de 90°.....	48
Figura 24 – Limite de Arrasto.	58
Figura 25 – Limite Sônico.....	58
Figura 26 – Limite de Ebulição.....	59
Figura 27 – Limite Viscoso.....	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Recomendação de fluido de trabalho para diferentes materiais do invólucro.....	15
Tabela 2 – Características do Termossifão.....	23
Tabela 3 – Incertezas de medida.....	36
Tabela 4 – Temperatura de regime permanente ao longo do comprimento do termossifão inclinado a 22,5°.....	42
Tabela 5 – Temperatura de regime permanente ao longo do comprimento do termossifão inclinado a 45°.....	42
Tabela 6 – Temperatura de regime permanente ao longo do comprimento do termossifão inclinado a 90°.....	43
Tabela 7 – Resistências térmica calculadas para cada inclinação.....	44
Tabela 8 – Valores de pressão do vapor (P_{vap}) e pressão interna (P_{vac}).....	48

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
1.1 JUSTIFICATIVA	11
1.2 OBJETIVOS	11
1.2.1 Objetivo Geral.....	11
1.2.2 Objetivos Especificos.....	11
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	12
2 REFERENCIAL TEÓRICO	13
2.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE TERMOSSIFÕES	13
2.2 COMPONENTES DE TERMOSSIFÕES	14
2.2.1 Invólucro	14
2.2.2 Fluido de Trabalho.....	15
2.3 LIMITAÇÕES DE OPERAÇÃO.....	17
2.3.1 Limite Viscoso	17
2.3.2 Limite Sônico	18
2.3.3 Limite de Arrasto.....	18
2.3.4 Limite de Ebulição	20
2.4 REVISÃO DE TRABALHOS ANTERIORES.....	21
3 METODOLOGIA	23
3.1 CARACTERÍSTICAS DO TERMOSSIFÃO.....	23
3.2 PROCEDIMENTO DE CONSTRUÇÃO DO TERMOSSIFÃO.....	23
3.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	25
3.3.1 Aparato experimental.....	25
3.3.2 Fixação dos Termopares	26
3.3.3 Dissipação de potência.....	27
3.3.4 Isolamento do evaporador e região adiabática	28
3.3.5 Resfriamento do condensador.....	29
3.3.6 Procedimento	29
3.4 RESISTÊNCIA TÉRMICA.....	31
3.5 PRESSÃO DO VAPOR	32
3.6 ANÁLISE DE INCERTEZAS.....	34

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	37
4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	37
5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	50
REFERÊNCIAS	52
APÊNDICE A – Determinação dos limites operacionais a partir do <i>EESTM</i>	56
APÊNDICE B – Determinação da Resistência Térmica e Pressão do Vapor	60

1 INTRODUÇÃO

Termossifões, também conhecidos como tubos de calor assistidos por gravidade, são dispositivos passivos de troca de calor bifásicos que possuem como princípio de funcionamento a transferência de calor a partir mudança de fase de um fluido de trabalho (REAY *et al.*, 2014).

Devido ao processo de transferência de calor ocorrer a partir de um escoamento bifásico, esse está diretamente relacionado ao calor latente de vaporização do fluido de trabalho, resultando assim em uma condutividade térmica alta e eficaz, uma vez que os coeficientes de transferência de calor associados à ebulição e condensação são extremamente altos. Esses dispositivos são comumente referidos como supercondutores, já que possuem capacidade de transferir elevadas cargas térmicas com baixa perda de calor ao longo de seu comprimento (KUMARESAN *et al.*, 2014; REAY *et al.*, 2014).

Um termossifão é constituído basicamente por um tubo metálico oco que contém um fluido de trabalho. É composto por três regiões diferentes ao longo do seu comprimento: evaporador, seção adiabática e condensador. É importante salientar que termossifões são evacuados, operando com baixas pressões internas (ZOHURI, 2016).

Além de um desempenho térmico superior, outra vantagem interessante desses dispositivos é o relativo baixo custo de fabricação. Suas aplicações variam desde o setor aeroespacial (com tubos de calor) para ajudar a resfriar componentes eletroeletrônicos, passando por rodovias onde há incidência de neve no inverno (MANTELLI, 2009), até como alternativa para resfriamento de painéis solares na obtenção de energia solar (HU *et al.*, 2016).

O que torna esse dispositivo muito útil é sua grande capacidade de transferência de calor em comparação com barras metálicas maciças de mesmo diâmetro e comprimento, sendo sua condutividade térmica superior em até 50 vezes ao dessas barras (KRAMBECK, 2016).

1.1 JUSTIFICATIVA

Diante das vantagens dos termossifões em comparação com outros dispositivos de troca de calor, devido ao baixo custo de fabricação, baixa resistência térmica, alta eficiência e possibilidade de operação com pequenos gradientes de temperatura, além de tamanho reduzido, este torna-se uma interessante solução para vários problemas de engenharia e energia em vários setores da indústria.

Com isso é de elevada importância a realização de cada vez mais estudos acerca de sua operação, principalmente da influência de seus parâmetros, como razão de preenchimento, inclinação e fluido de trabalho, em seu desempenho térmico. Além disso, torna-se necessário o desenvolvimento e aprimoramento de metodologias experimentais, preferencialmente de baixo custo, que permitam a obtenção de parâmetros importantes de operação desses dispositivos passivos de transferência de calor, como temperaturas de parede, temperatura de saturação do fluido e também pressão interna do dispositivo, parâmetros esses que podem ser utilizados como forma de validação de modelos numéricos desenvolvidos para o estudo de termossifões.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo geral desse Trabalho de Conclusão de Curso é investigar experimentalmente a influência da inclinação no desempenho térmico e na pressão interna de um termossifão.

1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos são:

- Construir um termossifão de cobre com vacuômetro analógico acoplado;
- Avaliar experimentalmente o desempenho térmico de um termossifão para diferentes inclinações de trabalho e cargas térmicas;

- Obter experimentalmente a pressão de vapor do fluido de trabalho para diferentes inclinações e cargas térmicas;
- Comparar a pressão de vapor experimental com a pressão determinada a partir das equações de projeto térmico de um termossifão.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

No Capítulo 1 os termossifões são apresentados brevemente, citando suas aplicações e partes constituintes, além da justificativa e objetivos desse TCC. O Capítulo 2 apresenta o referencial teórico, princípio de funcionamento e limites operacionais dos termossifões. No Capítulo 3 é apresentada a metodologia utilizada no trabalho, citando os equipamentos e aparatos experimentais necessários. O Capítulo 4 mostra os resultados experimentais obtidos e discussões do referidos resultados e, no Capítulo 5, são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros. Na sequência são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas no desenvolvimento desse TCC. E, finalmente, no Apêndice A é apresentada a determinação dos limites operacionais e no Apêndice B são apresentadas as determinações da resistência térmica e da pressão de vapor.

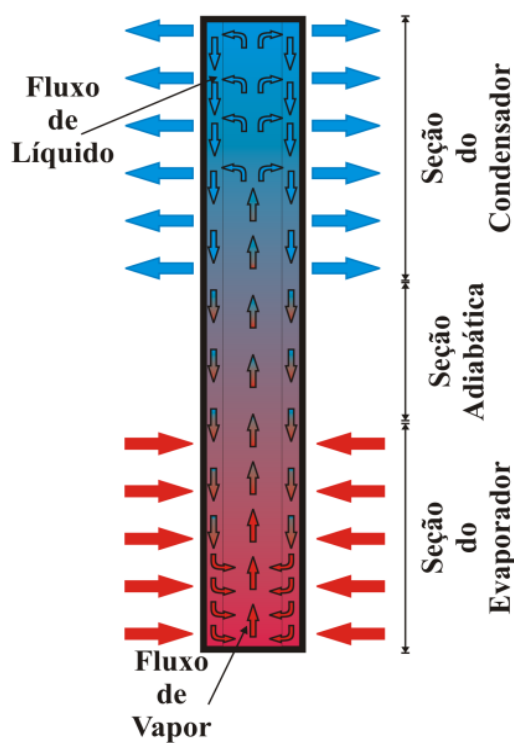
2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo são apresentados os conceitos fundamentais do princípio de funcionamento de termossifões, componentes desse dispositivo, algumas limitações de operação e uma breve apresentação do estado da arte a respeito da influência da inclinação no desempenho de termossifões.

2.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE TERMOSSIFÕES

O princípio básico de funcionamento de termossifões pode ser entendido como sendo um ciclo bifásico fechado no interior de um cilindro oco preenchido parcialmente por um fluido de trabalho (REAY *et al.*, 2014; ZOHURI, 2016). A Figura 1 ilustra o funcionamento desse dispositivo.

Figura 1 – Princípio de funcionamento de termossifões



Fonte: Krambeck *et al.* (2019)

Como está indicado na Figura 1, termossifões possuem três regiões para sua operação, sendo elas: evaporador, seção adiabática e condensador. O evaporador, localizado na porção inferior do dispositivo, tem a função de absorver calor proveniente de uma fonte quente. Esse calor, por sua vez, vaporiza parte do fluido de trabalho que, devido a um gradiente de pressão existente, sobe para a porção superior, denominada de condensador (KRAMBECK *et al.*, 2021).

O condensador tem como finalidade rejeitar o calor absorvido no evaporador para uma fonte fria. Sendo assim, o vapor oriundo do evaporador transfere calor ao ambiente, condensa e retorna ao evaporador devido à ação da gravidade no estado líquido, completando o ciclo termodinâmico. A região adiabática pode ou não se fazer presente na concepção de termossifões, essa região é uma região de transição entre evaporador e condensador, não havendo troca térmica com o ambiente externo (KRAMBECK *et al.*, 2021).

2.2 COMPONENTES DE TERMOSSIFÕES

Um termossifão é constituído por apenas dois componentes: um invólucro oco metálico ou cerâmico e um fluido de trabalho. Tais componentes devem ser escolhidos seguindo critérios de afinidade química e mecânica entre si para que o dispositivo opere de forma confiável e de acordo com a concepção do projeto inicial. Para a determinação de qual fluido de trabalhar utilizar, deve ser levado em consideração a faixa de temperatura de operação, pressão de vapor, condutividade térmica, toxicidade, estabilidade, e, como mencionado anteriormente, a afinidade química com o material do invólucro (REAY *et al.*, 2014).

2.2.1 Invólucro

Para a determinação do material do invólucro do dispositivo, deve-se atentar à resistência mecânica do mesmo, que deve suportar a pressão de vapor interna que este sofrerá pelo fluido de trabalho, além de ser estável mecanicamente dentro da faixa de temperaturas de operação, possuir temperatura de fusão maior que as temperaturas de operação e ser resistente à corrosão. Destaca-se ainda que o material do invólucro deve possuir elevada condutividade térmica para que haja uma

boa troca de calor entre os meios interno e externo tanto no evaporador quanto no condensador, baixa porosidade visando evitar a difusão do vapor, além de facilitar o processo de construção, seja pela sua maleabilidade, soldabilidade ou usinabilidade (PETERSON, 1994; ZOHURI, 2016; ESPIRITO SANTO, 2017). A Tabela 1 apresenta alguns fluidos de trabalho recomendados para diferentes materiais do invólucro.

Tabela 1 – Recomendação de fluido de trabalho para diferentes materiais do invólucro.

Fluido de Trabalho	Material Recomendado	Material Não-Recomendado
Amônia	Alumínio Aço Carbono Níquel Aço Inoxidável	Cobre
Acetona	Cobre Sílica Alumínio Aço Inoxidável	–
Metanol	Cobre Aço Inoxidável Sílica	Alumínio
Água	Cobre Monel Aço Inoxidável 347	Alumínio Sílica Inconel Níquel Aço Carbono
Potássio	Aço Inoxidável Inconel	Titânio
Sódio	Aço Inoxidável Inconel	Titânio

Fonte: Adaptado de Reay *et al.* (2014)

2.2.2 Fluido de Trabalho

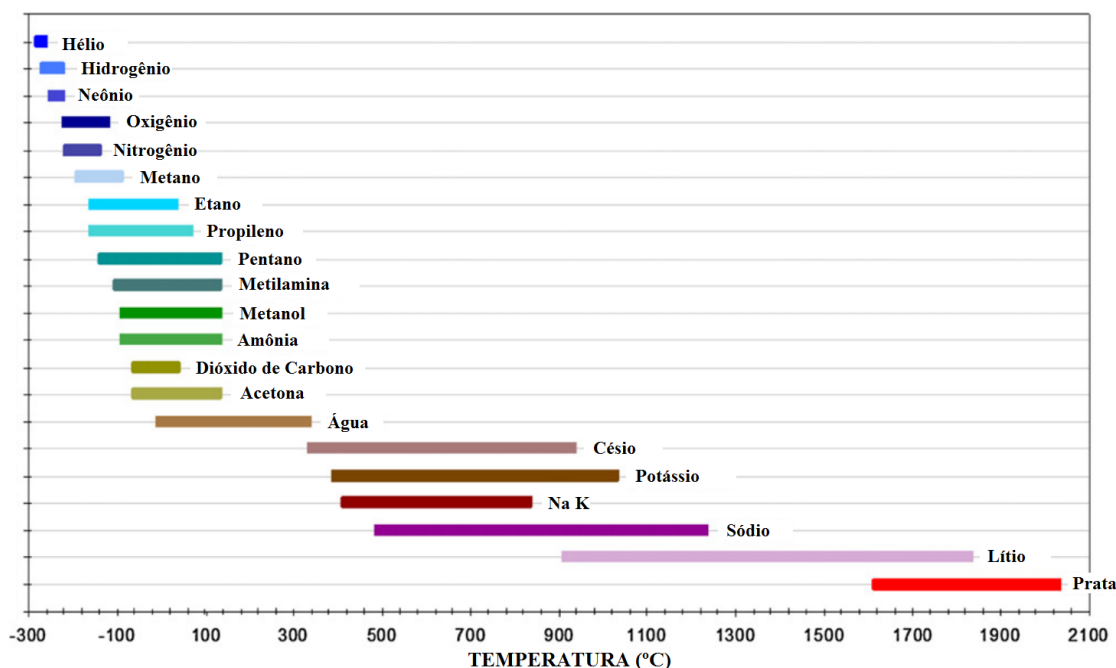
A correta seleção do fluido de trabalho impacta diretamente na eficiência do termossifão. Sabendo que o princípio de funcionamento desse dispositivo é baseado na evaporação e condensação desse fluido, algumas propriedades merecem atenção especial nessa etapa.

De acordo com Nishida (2016), um fator a ser levado em consideração é a faixa de temperatura de trabalho à qual estará submetido o termossifão. As aplicações mais comumente trabalham na faixa de -25°C à 100°C para temperatura de ebulição. Entretanto, é possível encontrar aplicações onde as temperaturas

variam entre -270°C e -50°C para utilização de dispositivos criogênicos ou até aplicações onde a temperatura de trabalho varia entre 450°C a 2.000°C .

Além disso, a temperatura crítica do fluido de trabalho e a temperatura do ponto triplo são parâmetros de elevada relevância. Temperaturas acima do ponto crítico do fluido de trabalho fazem com que esse chegue ao estado de plasma, sendo impossível a condensação de tal fluido, enquanto temperaturas abaixo do ponto triplo fazem com que o fluido de trabalho fique entre o estado sólido e vapor. Em razão disso, essas temperaturas são estabelecidas para que o fluido de trabalho não chegue a temperaturas próximas a essas (PETERSON, 1994; REAY *et al.*, 2014; ZOHURI, 2016). Na Figura 2 é possível observar as faixas de temperaturas para alguns fluidos de trabalho em termossifões.

Figura 2 – Temperatura de operação para alguns fluidos de trabalho.



Fonte: Nishida (2016).

Salienta-se ainda que a incompatibilidade química entre fluido de trabalho e invólucro pode gerar gases não condensáveis, causando diminuição da eficiência do dispositivo passivo de transferência de calor (SANTOS *et al.*, 2017). Esses gases acumulam na porção do condensador, sendo assim, o calor absorvido no evaporador não pode ser rejeitado de forma eficiente no condensador, uma vez que esse encontra-se parcialmente preenchido com gases. Este fenômeno provoca o aumento do gradiente de temperatura no interior do termossifão, onde a região do condensador tem temperatura menor (NISHIDA, 2016).

2.3 LIMITAÇÕES DE OPERAÇÃO

Embora os termossifões sejam dispositivos de alta eficiência, alguns fatores limitam as taxas de troca de calor, tais como: limite viscoso, limite sônico, limite de arrasto e limite de ebulição. O Apêndice A apresenta as equações de limites operacionais implementadas em linguagem de programação computacional *Engineering Equation SolverTM* (EESTM), assim como os resultados de limites operacionais obtidos para o termossifão analisado.

2.3.1 Limite Viscoso

De acordo com Peterson (1994), quando a temperatura do escoamento do fluido de trabalho no interior do dispositivo é baixa, as forças viscosas são dominantes na região de vapor. A pressão no condensador é reduzida, e dessa forma o fluxo de calor no sentido axial aumenta, tendo fluxo máximo quando a pressão é reduzida à zero, e assim não há fluxo na direção radial e como consequência disso, a capacidade de transferir calor para o condensador fica limitada.

O limite viscoso foi abordado por Busse (1973) e tal limite é calculado a partir da Equação (1):

$$q_{m\acute{a}x,visc} = d_i^2 h_{lv} A_v \left(\frac{P_v \rho_v}{64 \mu_v l_{ef}} \right), \quad (1)$$

em que d_i representa o diâmetro interno do termossifão, h_{lv} é a entalpia de vaporização do fluido de trabalho, P_v , ρ_v e μ_v correspondem à pressão, massa específica e viscosidade dinâmica do vapor do fluido de trabalho, respectivamente, A_v corresponde à área do vapor (área de seção transversal interna do invólucro do termossifão) e l_{ef} representa o comprimento efetivo do termossifão.

O comprimento efetivo é determinado a partir da Equação (2), sendo que, l_{adiab} , l_{evap} e l_{cond} representam o comprimento da seção adiabática, do evaporador e do condensador, respectivamente).

$$I_{ef} = I_{adiab} + \frac{(I_{evap} + I_{cond})}{2}. \quad (2)$$

2.3.2 Limite Sônico

Quando a velocidade do escoamento atinge a velocidade sônica, esse fica exposto à condição de onda de choque. O deslocamento do vapor do evaporador para o condensador fica restringido devido a essa onda de choque, ocorrendo assim, um aumento na temperatura do evaporador, uma vez que esse não consegue rejeitar calor para o ambiente externo pelo condensador, e ainda continua recebendo calor de uma fonte quente (AGUIAR, 2016). O limite sônico pode ser calculado pela Equação (3) desenvolvida por Busse (1973).

$$q_{máx,sônico} = 0,474h_V A_V (P_V \rho_V)^{1/2}. \quad (3)$$

2.3.3 Limite de Arrasto

Como o escoamento entre o vapor e o líquido é contracorrente, existe uma interação na interface devido à força cisalhante. Se o escoamento de vapor for aumentado, sua velocidade também aumenta, o que pode gerar certa instabilidade no escoamento na região de líquido. Em casos mais extremos, pode haver arrasto de gotículas de líquido para o condensador, uma vez que nesse momento a força cisalhante se torna superior à força de tensão superficial, ocasionando o aumento na circulação de líquido, prejudicando o fluxo axial do calor (REAY *et al.*, 2014).

Groll & Rösler (1992), definiram o limite de arrasto, que pode ser determinado pela Equação (4):

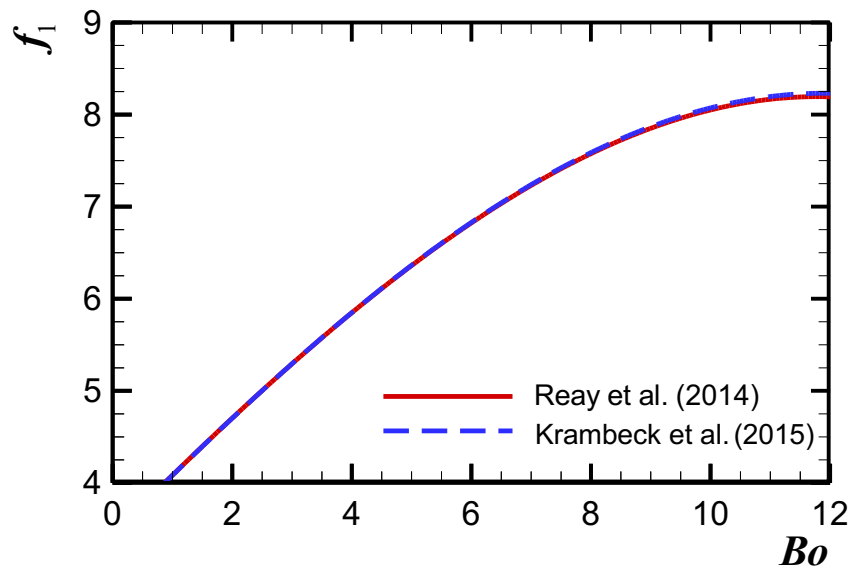
$$q_{máx,arrasto} = f_1 f_2 f_3 h_V \rho_V^{1/2} [g(\rho_l - \rho_v) \sigma]^{1/4}, \quad (4)$$

em que g corresponde à aceleração da gravidade, ρ_l representa a massa específica da fase líquida, σ é a tensão superficial do fluido e $f_1 f_2 f_3$ correspondem ao número de *Kutateladze*, que correlaciona as forças de arrasto com as forças de atrito.

O parâmetro f_1 é função do número de *Bond* (Bo), sendo correlacionado inicialmente por Reay *et al.* (2014) como pode ser visto na Figura 3, em que a curva de ajuste, Equação (5), foi obtida por Krambeck *et al.* (2015) no intervalo entre $1 \leq Bo < 10$ com desvios menores do que 0,82%.

$$f_1 = -0,025Bo^2 + 0,726Bo + 3,359. \quad (5)$$

Figura 3 – Parâmetro f_1 do número de *Kutateladze*.



Fonte: Krambeck *et al.* (2015).

O número de *Bond* é apresentado na Equação (6) e expressa uma relação entre a força gravitacional e as forças de tensão superficial.

$$Bo = d_i \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2}. \quad (6)$$

O parâmetro f_2 é função de um parâmetro adimensional k_p (Equação (7)). As Equações (8) e (9) apresentam os valores de f_2 em função de k_p .

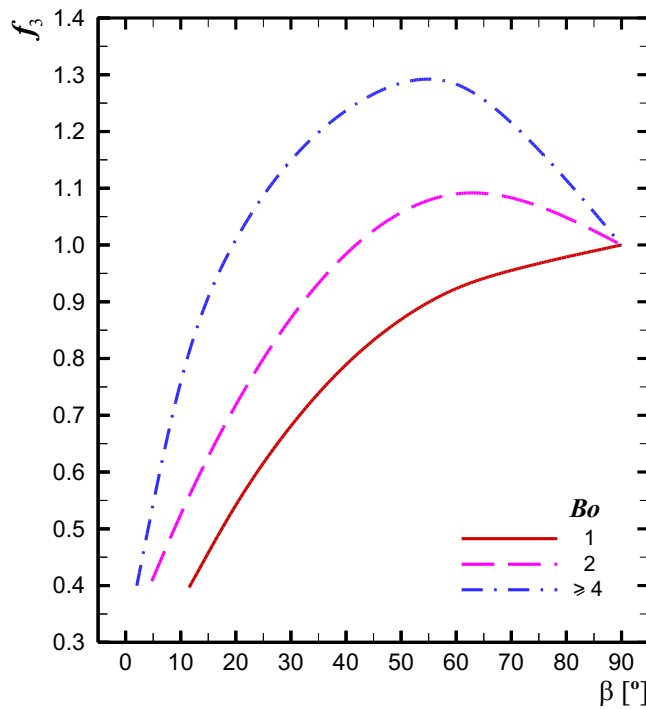
$$k_p = \frac{P_v}{[g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{1/2}}, \quad (7)$$

$$f_2 = k_p^{-0,17} \text{ para } k_p \leq 4 \times 10^4, \quad (8)$$

$$f_2 = 0,165 \text{ para } k_p > 4 \times 10^4. \quad (9)$$

Finalmente, o parâmetro f_3 mostra a influência que a inclinação (β) do termossifão tem no limite de arrasto. Na posição vertical, $f_3 = 1$, ao passo que para as demais posições, esse parâmetro foi correlacionado por Krambeck *et al.* (2016), sendo apresentado na Figura 16, com desvios inferiores a 2,4%. As Equações (10), (11) e (12) apresentam valores de f_3 em função de β .

Figura 4 – Parâmetro f_3 do número de Kutateladze.



Fonte: Krambeck et al. (2016).

$$f_3 = -0,00012\beta^2 + 0,01962\beta + 0,19110 \text{ para } Bo = 1, \quad (10)$$

$$f_3 = -0,00019\beta^2 + 0,02472\beta + 0,30621 \text{ para } Bo = 2, \quad (11)$$

$$f_3 = -0,00026\beta^2 + 0,02836\beta + 0,52326 \text{ para } Bo \geq 4. \quad (12)$$

2.3.4 Limite de Ebulição

Quando um termossifão possui quantidade de fluido de trabalho e fluxo térmico no evaporador muito elevada o limite de ebulição pode ser verificado. Esse limite ocorre quando a ebulição, antes nucleada na piscina de líquido, agora se forma na película de fluido de trabalho, essa transição de ebulição é denominada de fluxo de calor crítico. As bolhas de vapor que foram geradas se unem formando uma película de vapor como uma barreira, isolando termicamente a parede do tubo.

Devido ao vapor ter uma baixa condutividade térmica, o calor absorvido pela parede não é dissipado, fazendo com que a temperatura da parede aumente a um nível na qual possa atingir a temperatura de fusão do material do tubo. Esse limite foi descrito por Brost (1996) e pode ser expresso pela Equação (13).

$$q_{m\acute{a}x,ebu} = 0,12h_{lv}\rho_v^{1/2}[g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{1/4}. \quad (13)$$

2.4 REVISÃO DE TRABALHOS ANTERIORES

Nesta seção são apresentados alguns trabalhos disponíveis na literatura consultada a respeito da influência da inclinação no desempenho térmico de termossifões.

Kim *et al.* (2018) estudaram o efeito da razão de preenchimento e da inclinação de termossifões, além de investigar a transferência de calor de evaporação e condensação no evaporador e condensador, respectivamente. Ainda avaliaram as temperaturas das porções superiores e inferiores da superfície de cada região do termossifão, uma vez que quando o mesmo está inclinado em relação a horizontal, haverá superfície com maior contato com a piscina de fluido (para o caso do evaporador) e superfície com maior contato com o filme de líquido (para o caso do condensador). O fluido de trabalho utilizado no estudo foi água. As razões de preenchimento foram: 25%, 50% e 100% do volume do evaporador. As inclinações analisadas variaram de 5° a 90°. Nesse estudo, a inclinação de 30° apresentou menor resistência térmica independente da razão de preenchimento. A razão de preenchimento de 50% apresentou menor resistência térmica independente da inclinação.

Pei *et al.* (2018) realizaram investigações em laboratório para determinar a inclinação ótima de termossifões aplicados a controle geotérmico em locais onde há ocorrência do fenômeno *permafrost*. O fluido de trabalho utilizado foi amônia. As inclinações estudadas foram: 50°, 70° e 90°. Foi verificado que com a inclinação de 70°, o solo permaneceu com temperatura abaixo de 0°C, o que significa que não houve derretimento de gelo, garantindo a estabilidade do solo na região onde há termossifão. Adicionalmente, a inclinação de 70° apresentou 11,4% maior eficiência no controle geotérmico comparado a inclinação de 90° no que diz respeito a transferência de calor.

Reji *et al.* (2019) conduziram experimentos para verificar e comparar a eficiência de transferência de calor de termossifões utilizando água deionizada e nanofluido de óxido de alumínio concentração 1% como fluido de trabalho, além de variar a inclinação para ambos fluidos e calcular a eficiência de transferência de calor para cada inclinação estudada. As inclinações estudadas foram: 0°, 30°, 60° e 90°. Os melhores resultados de eficiência foram obtidos para inclinação de 60° para ambos fluidos de trabalho, sendo de 62,22% para água deionizada e 88,08% para o nanofluido de óxido de alumínio.

Zhang *et al.* (2021) realizaram experimentos e simulações numéricas para estudar a influência da inclinação no desempenho térmico de um sistema fotovoltaico/ térmico assistido por termossifões com água como fluido de trabalho. As inclinações experimentais estudadas foram: 10°, 20°, 30°, 40°, 50°, 60° e 70°. Os autores perceberam que para os termossifões inclinados, a espessura do filme de líquido na parede dos dispositivos estabilizava tanto no condensador quanto no evaporador para quase todo o comprimento; o mesmo fenômeno não foi observado para a inclinação de 90°. Os autores perceberam ainda que a resistência térmica global dos termossifões é determinada principalmente pelo evaporador, e essa é determinada pelo filme de líquido e pela piscina de líquido na base. Tanto para a simulação numérica quanto para a investigação experimental, a inclinação de 40° foi a que apresentou menor resistência térmica global, portanto maior eficiência.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo foi descrita a metodologia utilizada para a realização do presente trabalho. As características do termossifão, a montagem, os testes e os aparatos experimentais utilizados foram detalhados.

3.1 CARACTERÍSTICAS DO TERMOSSIFÃO

O termossifão em estudo foi construído em tubo de cobre *ASTM B75* Liga 122 com comprimento total de 500mm, diâmetro interno de 7,75mm e diâmetro externo de 9,45mm. O termossifão foi dividido em três partes, sendo evaporador, seção adiabática e condensador, e suas respectivas dimensões foram 210mm, 20mm, 270mm. Na extremidade do condensador foi acoplado um vacuômetro analógico *DuraChoice™* TS50. Para isso foi utilizada uma redução de cobre de 6,35mm para o diâmetro interno do termossifão. O fluido de trabalho foi água destilada e a razão de preenchimento foi de 50% do volume do evaporador. A Tabela 2 mostra um resumo das características do termossifão em estudo.

Tabela 2 – Características do Termossifão.

Características do Termossifão	
Diâmetro Interno [mm]	7,35
Diâmetro Externo [mm]	9,45
Evaporador [mm]	210
Região Adiabática [mm]	20
Condensador [mm]	270
Fluido de Trabalho	Água Destilada
Razão de Preenchimento [%]	50

Fonte: Aatoria Própria

3.2 PROCEDIMENTO DE CONSTRUÇÃO DO TERMOSSIFÃO

É importante citar a metodologia utilizada para a construção do termossifão utilizado no presente trabalho. As etapas de limpeza, montagem, teste de estanqueidade, evacuação e preenchimento com fluido de trabalho foram baseadas nas informações contida em Antonini Alves *et al.* (2018).

A etapa de limpeza é importante para garantir molhabilidade do fluido de trabalho e eliminação de impurezas, dessa forma, melhorando a qualidade do vácuo (KRAMBECK *et al.*, 2020). Primeiramente todos os componentes foram limpos com água e detergente. Feito isso, as partes menores foram submetidas em um banho ultrassônico imersas em acetona por 20 minutos, ao passo que o interior do invólucro também foi limpo utilizando-se acetona. Posterior ao banho ultrassônico, a tampa, o tubo capilar, a redução para acoplamento do vacuômetro e as extremidades do invólucro foram imersos em uma solução de concentração de 10% de ácido sulfúrico por um tempo inferior a um minuto.

Após a limpeza, o processo de montagem foi iniciado. Esse consistiu em realizar a união entre todas as partes a partir do processo de brasagem com estanho. Na extremidade do evaporador foi brasada a tampa de cobre, e em seu centro foi brasado o tubo capilar. Na extremidade do condensador foi brasada a redução para acoplamento do vacuômetro, sendo esse posteriormente rosqueado na redução, utilizando-se de um silicone resistente à altas temperaturas e de graxa de alto vácuo *Dow Corning™* para realizar de completa vedação.

Completado o processo de limpeza, teste de estanqueidade foi executado. Esse teste é de extrema importância após a realização da solda, pois é a certificação de que o processo de soldagem ocorreu sem nenhum problema. Para tal teste, foi acoplado, a partir de uma mangueira flexível de silicone, uma bomba de deslocamento positivo manual. O dispositivo foi totalmente imerso em um recipiente contendo água, sendo então preenchido o interior do dispositivo com ar a partir da bomba. Caso surgissem bolhas nas conexões do termossifão isso indicaria que o processo de montagem não foi realizado corretamente, uma vez que o dispositivo não haveria sido vedado por completo.

Com a estanqueidade certificada, o próximo passo foi a execução do procedimento de evacuação, o qual consistiu em, a partir da mangueira de silicone flexível, conectar o termossifão à uma bomba de vácuo, passando graxa de vácuo na conexão entre a mangueira e o tubo capilar e mangueira e a bomba de vácuo. O processo de evacuação durou 8 horas utilizando uma bomba de vácuo *EOS Value™* modelo *i260SV*. Ao término do processo de evacuação, foi utilizado um *fórceps* para vedar a mangueira flexível de silicone, permitindo então que a bomba fosse desligada e a mangueira desacoplada da bomba.

Finalmente, foi realizado o preenchimento do termossifão com a quantidade de fluido de trabalho desejada. Para isso, a extremidade livre da mangueira de silicone foi preenchida com água destilada e então inserida em uma mangueira de silicone adaptada em uma bureta graduada totalmente preenchida com água destilada, de forma a não haver a presença de ar em nenhuma parte do sistema. Após a conexão entre as mangueiras, a válvula da bureta foi totalmente aberta e foi aliviada vagarosamente a pressão do *fórceps* sobre a mangueira de silicone.

Devido à diferença de pressão, o fluido de trabalho adentrou o termossifão, sendo que a quantidade de fluido inserida no dispositivo foi controlada a partir da graduação da bureta. Ao atingir a quantidade de fluido desejada, imprimiu-se novamente pressão na mangueira flexível conectada ao tubo capilar utilizando o *fórceps* e a conformação do tubo capilar foi realizado utilizando um alicate de pressão. Feito isso, a partir de um processo de brasagem, a extremidade do tubo capilar foi totalmente vedada pela adição de estanho, finalizando o processo de construção do termossifão.

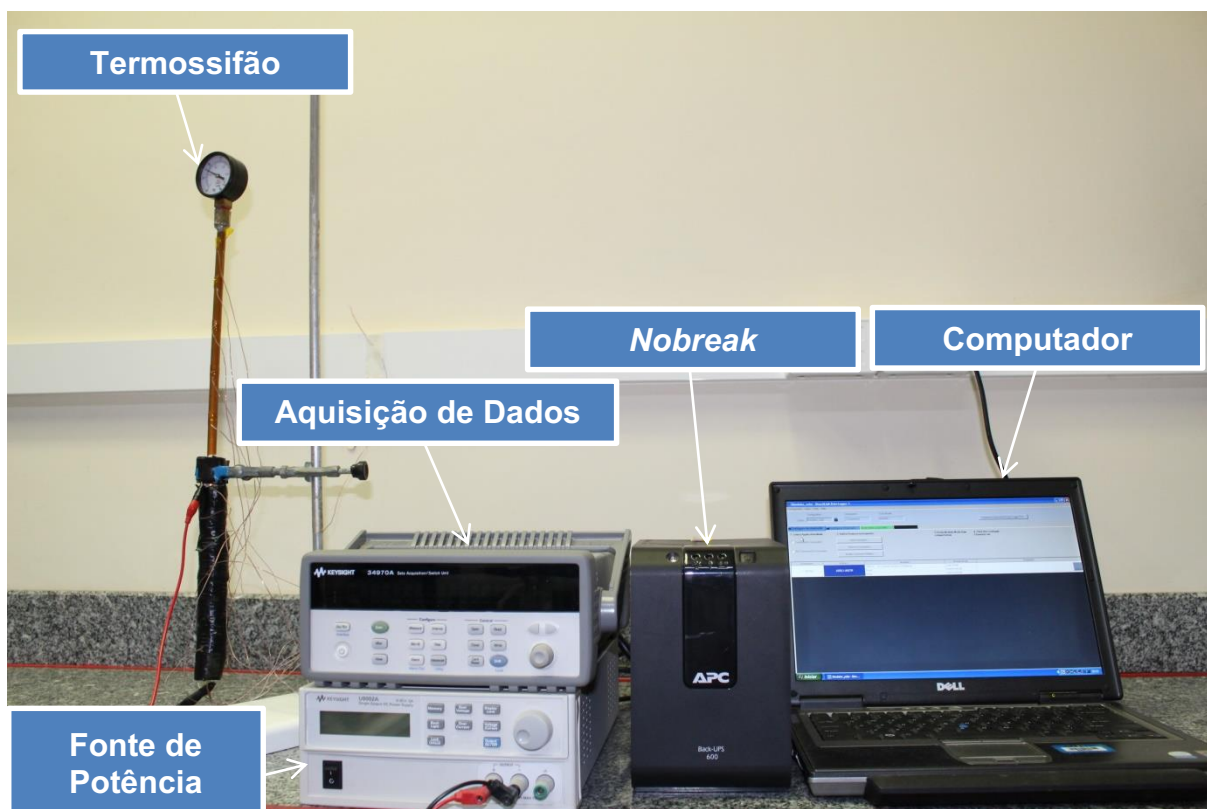
3.3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Nesta seção são mostrados os procedimentos experimentais utilizados no desenvolvimento do presente Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica.

3.3.1 Aparato experimental

O aparato experimental utilizado na execução dos testes experimentais do presente trabalho no Laboratório de Controle Térmico (LabCT) do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) *Câmpus* Ponta Grossa está mostrado na Figura 5.

Figura 5 – Aparato experimental.



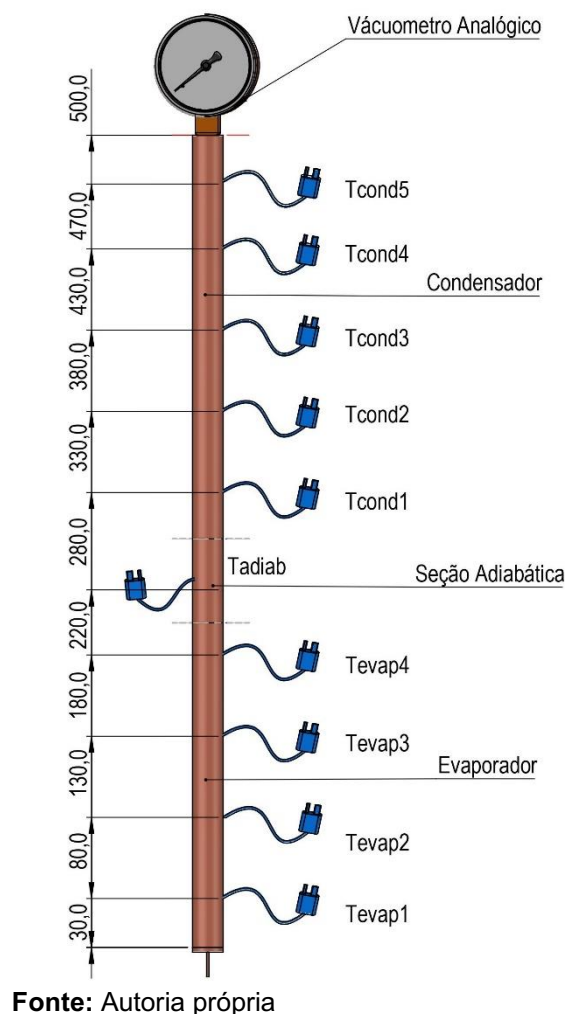
Fonte: Autoria Própria

O aparato experimental contém uma fonte de alimentação *Keysight™* U8002A, um computador *Dell™*, um *nobreak APC™ Back-UPS 600VA*, um sistema de aquisição de dados *Keysight™ 34970A* contendo um multiplexador *Keysight™ 34901A* com 20 canais e um suporte universal com garra.

3.3.2 Fixação dos Termopares

Para avaliar o desempenho térmico do termossifão em estudo foram utilizados termopares *Omega Engineering™* do tipo T. Primeiramente toda a parede externa do termossifão foi coberta com uma fita termosensível *Kapton™*. Os termopares foram então fixados na parte externa do dispositivo utilizando fita *Kapton™* em dez pontos pré-estabelecidos, sendo: quatro no evaporador (T_{evap1} , T_{evap2} , T_{evap3} e T_{evap4}) um na região adiabática (T_{adiab}) e mais cinco no condensador (T_{cond1} , T_{cond2} , T_{cond3} , T_{cond4} e T_{cond5}), conforme pode ser observado na Figura 6, além de um termopar para obtenção da temperatura ambiente (T_{amb}).

Figura 6 – Distribuição dos termopares ao longo do comprimento do termossifão [mm]

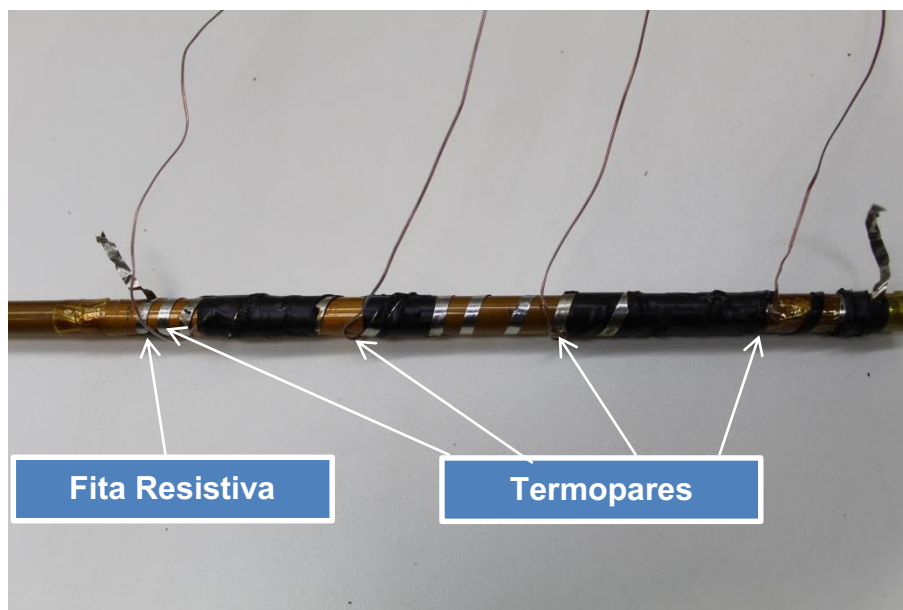


3.3.3 Dissipação de potência

A dissipação de potência necessária para avaliar o desempenho dos dispositivos passivos de transferência de calor em estudo foi fornecida através do efeito *Joule*. Para isso, uma fita resistiva de composição de liga de níquel-cromo foi disposta ao longo de todo o evaporador do termossifão, fixada com fita isolante *3M™*, conforme mostrado na Figura 7. Para que a dissipação de energia pelo efeito *Joule* fosse possível, as extremidades da fita resistiva foram conectadas à fonte de alimentação de potência utilizando-se cabos banana-jacaré.

Cuidado foi tomado para que os termopares não entrassem em contato com a fita resistiva, evitando assim a danificação dos termopares e também possíveis interferências nas leituras de temperaturas, que são baseadas na diferença de potencial presente no termopar resultante da diferença de temperatura presente nas extremidades da junção de dois materiais semicondutores (Efeito *Seebeck*).

Figura 7 – Termossifão com fita resistiva e termopares.

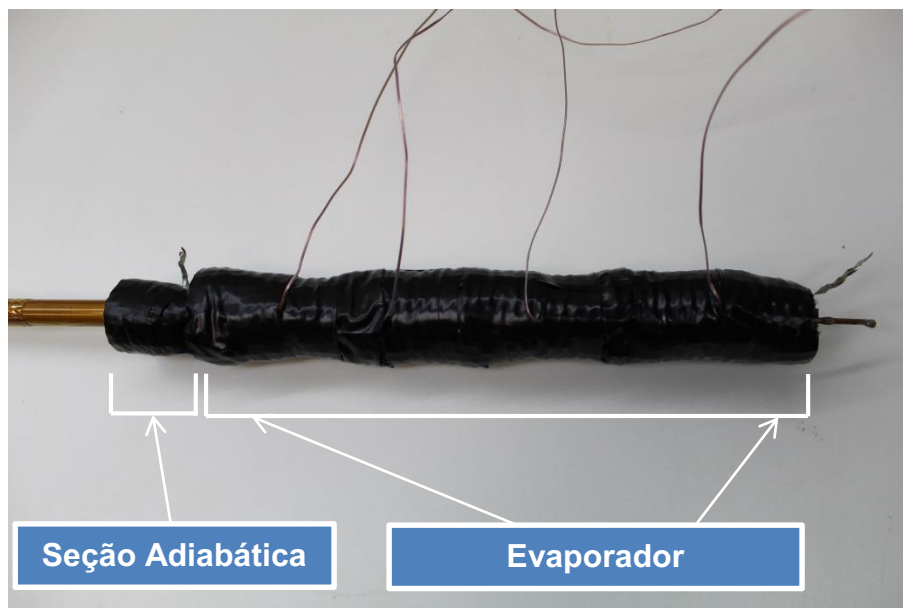


Fonte: Autoria própria.

3.3.4 Isolamento do evaporador e da região adiabática

É de extrema importância que a região do evaporador esteja isolada termicamente do ambiente externo, visando garantir a confiabilidade do estudo, de forma que o ambiente não influencie nessa região e todo o calor resultante do Efeito *Joule* seja transferido para o dispositivo passivo de transferência de calor (SANTOS *et al.*, 2020). Para isso foi utilizado polietileno preenchido com isolante térmico aeronáutico, ressaltando que o isolante esteve em contato direto com o evaporador e a seção adiabática. A Figura 8 mostra o isolamento da região do evaporador e da região adiabática.

Figura 8 – Isolamento da região do evaporador e da seção adiabática do termossifão.



Fonte: Autoria própria.

3.3.5 Resfriamento do condensador

Para promover o correto funcionamento do dispositivo passivo de transferência de calor, onde o fluido de trabalho é condensado na região do condensador, um ventilador foi posicionado de forma a promover um escoamento de ar nessa região. Dessa forma promoveu-se convecção forçada com o ar atmosférico ambiente, aumentando o coeficiente convectivo do ar nesse local específico e, dessa forma, intensificando a troca térmica convectiva.

3.3.6 Procedimento experimental

Com o auxílio da garra no suporte universal, o termossifão foi fixado pela seção adiabática, como mencionado anteriormente. Feito isso, o ventilador foi posicionado na região do condensador, a uma distância de 1,2m, promovendo um escoamento forçado de ar atmosférico com uma velocidade de 3,6m/s medida com termoanemômetro Digital Portátil *ITAN™* 720.

De forma a padronizar as condições ambientais de todos os testes experimentais, a temperatura do ambiente foi mantida em $20,0^\circ \pm 0,5^\circ\text{C}$ com o auxílio de um sistema de ar condicionado *Rhemm™*.

Os testes experimentais foram realizados para três inclinações distintas do termossifão, sendo elas 22,5° (Figura 9), 45° (Figura 10) e 90° (Figura 5) em relação a horizontal. Cargas térmicas de 10W a 60W, com passo de 10W, foram aplicadas na região do evaporador a partir do Efeito *Joule* resultante da aplicação de potência elétrica sobre a fita resistiva. Cada carga térmica foi mantida por 30 minutos com a finalidade de estabelecer o regime quase permanente. Imediatamente antes de variar a potência dissipada, a pressão mostrada no vacuômetro analógico foi anotada para cada dissipação de potência, com a finalidade de comparar os resultados de pressão interna experimental (P_{vac}) com a pressão de vapor (P_{vap}) determinada analiticamente. Para obtenção da pressão interna experimental, o valor da pressão atmosférica foi diminuída do valor lido no vacuômetro. Devido ao fato de o vacuômetro apresentar escala de 0 (pressão atmosférica) a -1bar (vácuo absoluto), a pressão atmosférica foi considerada como 1bar.

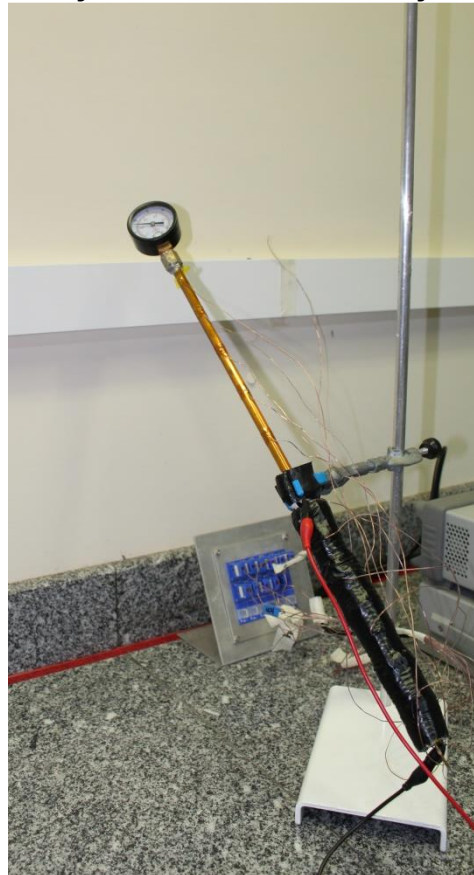
Figura 9 – Posição de teste de 22,5° em relação a horizontal.



Fonte: Autoria própria.

A aquisição dos dados foi feita pelo sistema de aquisição de dados e salvos no software *Agilent™ Benchlink Data Logger 3* com o intervalo de 5 segundos entre cada registro de temperatura. De forma a garantir a confiabilidade dos resultados, para cada inclinação estudada, foram realizados três testes experimentais.

Figura 10 – Posição de teste de 45° em relação a horizontal.



Fonte: Autoria própria.

3.4 RESISTÊNCIA TÉRMICA

De acordo com Bergman & Lavine (2019), assim como a resistência elétrica está associada à condução de eletricidade, a resistência térmica é um fator que indica a capacidade do dispositivo em conduzir energia térmica. Para o caso de termossifões, a resistência térmica (R_{th}) é calculada pela diferença de temperatura entre a região do evaporador e a região do condensador dividida pela potência dissipada, como apresentado na Equação (14):

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{q} = \frac{T_{evap} - T_{cond}}{q}, \quad (14)$$

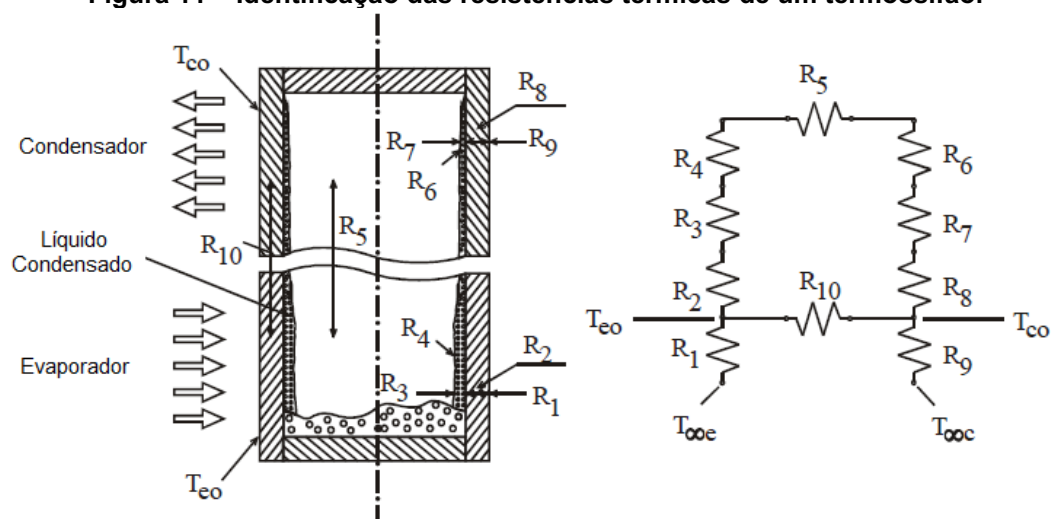
em que T_{evap} é a temperatura média do evaporador (média aritmética entre T_{evap1} , T_{evap2} , T_{evap3} e T_{evap4}), T_{cond} representa a temperatura média do condensador (média aritmética entre T_{cond1} , T_{cond2} , T_{cond3} , T_{cond4} e T_{cond5}) e q corresponde à carga térmica dissipada pela fita resistiva na região do evaporador do termossifão.

Os valores de resistência térmica foram então calculados levando-se em consideração os parâmetros experimentais de temperaturas e carga térmica aplicados e uma linguagem de programação computacional escrita no *software Engineering Equation Solver™ (EES™)*.

3.5 PRESSÃO DO VAPOR

Como parâmetro comparativo para a pressão interna obtida por meio do vacuômetro analógico, optou-se por selecionar a pressão do vapor, obtida a partir de um sistema de resistências térmicas equivalentes de um termosifão (MANTELLI, 2009), que pode ser observado na Figura 11.

Figura 11 – Identificação das resistências térmicas de um termosifão.



Fonte: Adaptado de Mantelli (2009).

A temperatura do vapor por ser estimada em função das temperaturas dos escoamentos externos ao evaporador e condensador, $T_{\infty e}$ e $T_{\infty c}$, respectivamente, das resistências térmicas de convecção no evaporador e condensador, R_1 e R_9 , respectivamente, e das resistências térmicas de condução na parede do evaporador e condensador, R_2 e R_8 , respectivamente. A equação para estimar a temperatura do vapor (T_v) é apresentada na Equação (15).

$$T_v = T_{\infty c} + \left(\frac{R_8 + R_9}{R_1 + R_2 + R_8 + R_9} \right) (T_{\infty e} - T_{\infty c}). \quad (15)$$

No caso em que é imposto um fluxo térmico constante na parede externa do evaporador, o valor de R_1 é igual a zero, e então ao se levar em consideração a temperatura do escoamento externo ao evaporador, a temperatura da parede externa dessa região é T_{eo} . Dessa forma, de acordo com Machado *et al.* (2020), a Equação (15) pode ser escrita como

$$T_v = T_{\infty c} + \left(\frac{R_8 + R_9}{R_2 + R_8 + R_9} \right) (T_{eo} - T_{\infty c}). \quad (16)$$

As resistências térmicas R_2 e R_8 representam as resistências térmicas de condução em um cilindro oco nas regiões do evaporador e condensador, respectivamente, e R_9 representa a resistência térmica de convecção sobre o condensador, sendo expressas por

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi l_{evap} k_s}, \quad (17)$$

$$R_8 = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi l_{cond} k_s}, \quad (18)$$

$$R_9 = \frac{1}{h_{e,cond} A_{cond}}, \quad (19)$$

sendo que, d_e e d_i representam os diâmetros externo e interno do invólucro, respectivamente, k_s corresponde à condutividade térmica do material que compõe o invólucro, $h_{e,cond}$ representa o coeficiente convectivo externo ao condensador, l_{evap} e l_{cond} representam os comprimentos do evaporador e condensador, respectivamente, e A_{cond} corresponde à área externa do condensador.

O coeficiente convectivo $h_{e,cond}$ da Equação (19) foi determinado utilizando a correlação de Churchill & Bernstein (1977) *apud* Bergman & Lavine (2019) para o número *Nusselt* médio para escoamento cruzado externo em cilindros – Equação (20). Essa correlação leva em conta a condutividade térmica (k) e o número de *Prandtl* (Pr) do fluido. O número de *Reynolds* (Re_D), expresso na Equação (21), calculado com base no diâmetro externo do condensador (d_e), massa específica (ρ_{ar}) e viscosidade dinâmica (μ_{ar}) do fluido e da velocidade do escoamento (u_∞).

$$\overline{Nu}_D = \frac{h_{e,cond} d_e}{k} = 0.3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0,4 / Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}, \quad (20)$$

$$Re_D = \frac{\rho_{ar} u_{\infty} d_e}{\mu_{ar}}. \quad (21)$$

As Equações (16) a (21) foram implementadas no *software Engineering Equation Solver™ (EES™)*, onde também foram inseridos os parâmetros experimentais e geométricos relacionados aos testes experimentais do termossifão. A partir disso, a temperatura do vapor foi determinada, assim como a pressão do vapor (P_{vap}), que corresponde à pressão de saturação em $T = T_v$. No Apêndice B encontra-se o programa desenvolvido a partir do *software Engineering Equation Solver™ (EES™)* para obtenção dos valores de P_{vap} e R_t .

3.6 ANÁLISE DE INCERTEZAS

Resultados de medições experimentais carregam consigo uma incerteza de medição, logo, torna-se necessário a verificação da propagação das incertezas de medições individuais de forma a estimar a incerteza de um resultado obtido a partir de medidas experimentais, ou seja, o cômputo de como as incertezas em cada uma das variáveis medidas se propagam para o valor da quantidade calculada (PEDOTT, 2012).

A análise de incertezas foi feita a partir do programa computacional *Engineering Equation Solver™ (EES™)*, que leva em consideração o Método de Propagação de Incertezas descrito em Taylor & Kuyatt (1994), na Nota Técnica NIST 1297 (*National Institute of Standards and Technology* – Instituto Nacional de Normas e Tecnologia), intitulada “*Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results*” – “Diretrizes para Avaliar e Expressar a Incerteza dos Resultados da Medição INNT”.

Supondo que as medidas individuais não estão relacionadas e são aleatórias, a incerteza U_Y de um resultado $Y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ com medidas em x_1, x_2, \dots, x_n pode ser determinada pela Equação (22), em que U_{x_i} representa a incerteza da variável x_i (*Engineering Equation Solver Contents*).

$$U_Y = \sqrt{\left\{ \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \right)^2 U_{x_i}^2 \right] \right\}}. \quad (22)$$

Dessa forma, considerando-se a Equação (14), por exemplo, a incerteza resultante dos valores de resistência térmica pode ser determinada pela Equação (23).

$$U_{R_{th}} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial R_{th}}{\partial T_{evap}} \right)^2 U_{T_{evap}}^2 + \left(\frac{\partial R_{th}}{\partial T_{cond}} \right)^2 U_{T_{cond}}^2 + \left(\frac{\partial R_{th}}{\partial q} \right)^2 U_q^2 \right]}. \quad (23)$$

Realizando as derivadas parciais, obtém-se a Equação (24), em que $U_{T_{evap}}$ e $U_{T_{cond}}$ podem ser determinados pelas Equações (25) e (26), respectivamente.

$$U_{R_{th}} = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{q} \right)^2 U_{T_{evap}}^2 + \left(-\frac{1}{q} \right)^2 U_{T_{cond}}^2 + \left(\frac{T_{cond} - T_{evap}}{q^2} \right)^2 U_q^2 \right]}, \quad (24)$$

$$U_{T_{evap}} = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{4} \right)^2 U_{T_{evap1}}^2 + \left(\frac{1}{4} \right)^2 U_{T_{evap2}}^2 + \left(\frac{1}{4} \right)^2 U_{T_{evap3}}^2 + \left(\frac{1}{4} \right)^2 U_{T_{evap4}}^2 \right]}, \quad (25)$$

$$U_{T_{cond}} = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{5} \right)^2 U_{T_{cond1}}^2 + \left(\frac{1}{5} \right)^2 U_{T_{cond2}}^2 + \left(\frac{1}{5} \right)^2 U_{T_{cond3}}^2 + \left(\frac{1}{5} \right)^2 U_{T_{cond4}}^2 + \left(\frac{1}{5} \right)^2 U_{T_{cond5}}^2 \right]}. \quad (26)$$

A Tabela 3 apresenta os valores de incerteza considerados para cada variável utilizada nos cálculos aqui descritos. Para o paquímetro e a escala milimetrada, a incerteza foi considerada como a metade da menor escala de leitura, ao passo que para os demais instrumentos foi considerado o informado na literatura ou então em fichas técnicas fornecidas pelos fabricantes.

Tabela 3 – Incertezas de medida.

Parâmetro	Instrumento	Incerteza	Unidade
Temperaturas	Termopar do Tipo T	$\pm 1,27$	$^{\circ}\text{C}$
Diâmetros	Paquímetro	$\pm 0,5$	mm
Comprimentos	Escala Milimetrada	$\pm 0,5$	mm
Potência	Fonte de Potência	$\pm 1\%$	W
Velocidade	Termo-Anemômetro	$\pm 2\%$	m/s
P_{vac}	Vacuômetro Analógico	$\pm 4\%$	bar

Fonte: Autoria própria.

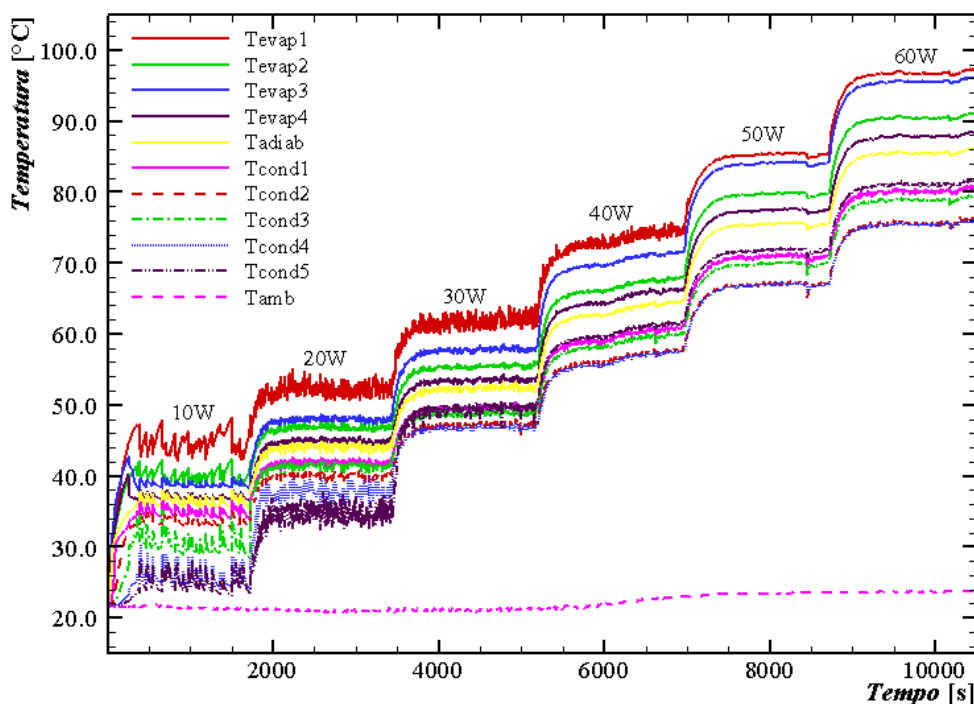
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo os resultados experimentais do desempenho térmico e da pressão interna do termossifão nas diferentes inclinações estudadas são mostrados. Há ainda uma comparação entre eles.

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

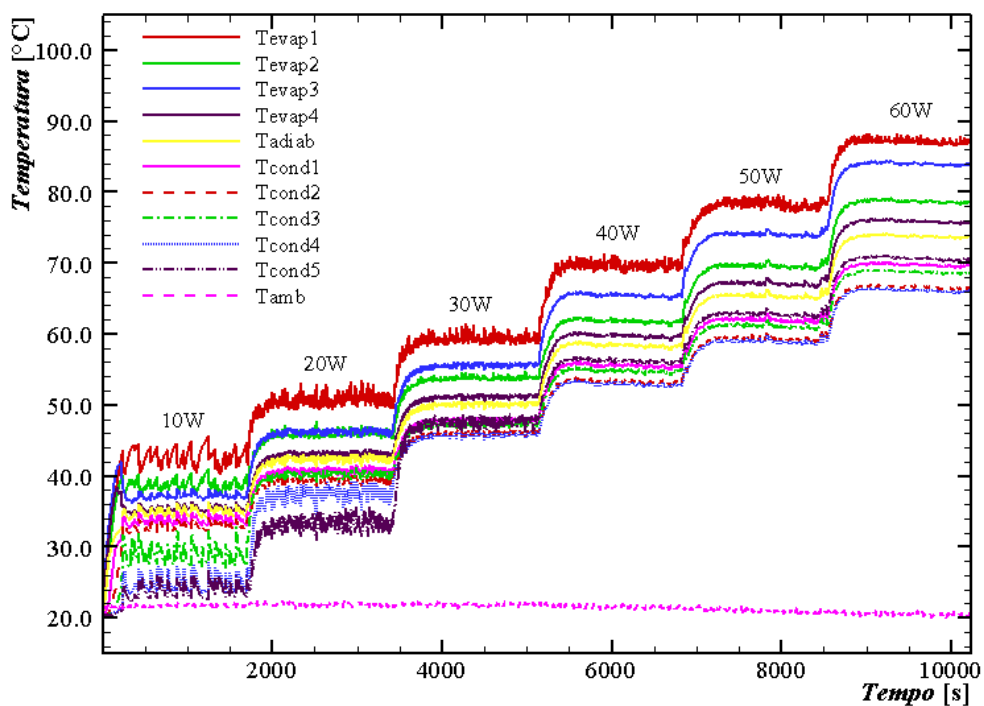
Os resultados obtidos com os testes experimentais mostram o comportamento do termossifão sob diferentes inclinações. As potências variaram entre 10W a 60W, sendo acrescida de 10W a cada 30 minutos. Os resultados experimentais para o comportamento da temperatura de cada termopar acoplado ao termossifão em função do tempo podem ser visualizados nas Figuras Figura 12 a Figura 14, para as inclinações de 22,5°, 45° e 90° com a horizontal, respectivamente. Os resultados apresentados correspondem a apenas um teste para cada inclinação.

Figura 12 – Distribuição de temperaturas em função do tempo para a inclinação de 22,5°.



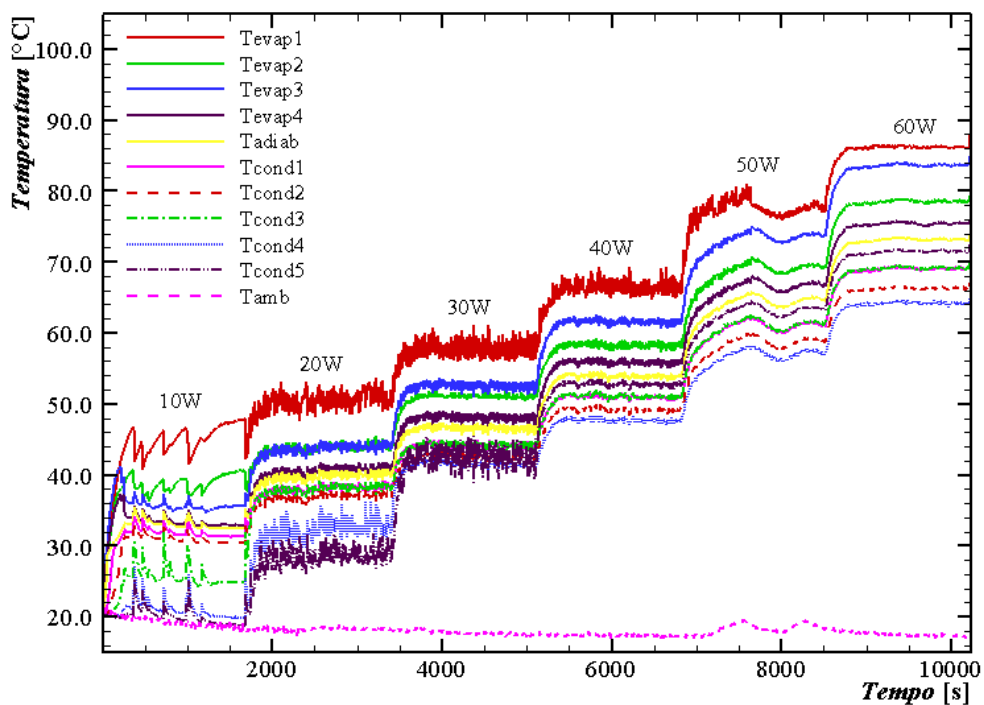
Fonte: Autoria própria.

Figura 13 – Distribuição de temperaturas em função do tempo para a inclinação de 45°.



Fonte: Autoria própria.

Figura 14 – Distribuição de temperaturas em função do tempo para a inclinação de 90°.



Fonte: Autoria própria.

Observando as Figuras Figura 12 a Figura 14 é possível perceber que todas as inclinações apresentaram comportamento semelhante em relação à distribuição de temperaturas. Inicialmente as temperaturas estão em equilíbrio, aumentando conforme as cargas térmicas eram aplicadas, e então estabilizando novamente ao atingir regime quase permanente. As temperaturas da região do evaporador foram maiores que a temperatura da seção adiabática, que por sua vez também foi maior que as temperaturas na região do condensador.

Para a primeira carga térmica aplicada (10W) é possível perceber que, antes de atingir o regime quase permanente, as temperaturas do evaporador apresentaram alguns picos. Esses picos ocorrem pelo fato de que, devido à razão de preenchimento e também à inclinação do termosifão, algumas regiões do evaporador possuem menor massa para aquecer, uma vez que não estão em contato com o fluido de trabalho. A partir do momento em que o vapor do fluido de trabalho condensa e retorna para o evaporador pelas paredes do invólucro, os valores de temperatura estabilizam.

Ainda é válido citar que a ocorrência de instabilidades nas temperaturas pode estar relacionada com o fenômeno de *Geyser Boiling*, causado pela rápida formação e “explosão” de uma bolha de vapor. Durante a formação da bolha, ocorre um aumento da altura de coluna de líquido no evaporador. A partir do momento que a bolha atinge a interface líquido-vapor, a bolha estoura, espalhando uma névoa quente e de alta velocidade devido à condensação do vapor resultante de uma súbita diminuição de pressão, aquecendo a região do condensador em uma forma de aquecimento por pulverização. Como a energia utilizada para mudança de fase líquido-vapor provém da piscina de líquido e também das paredes do evaporador, verificam-se quedas na temperatura dessa região, que ocorrem no mesmo instante e em mesma intensidade que o aumento de temperatura na região do condensador (MANTELLI, 2020).

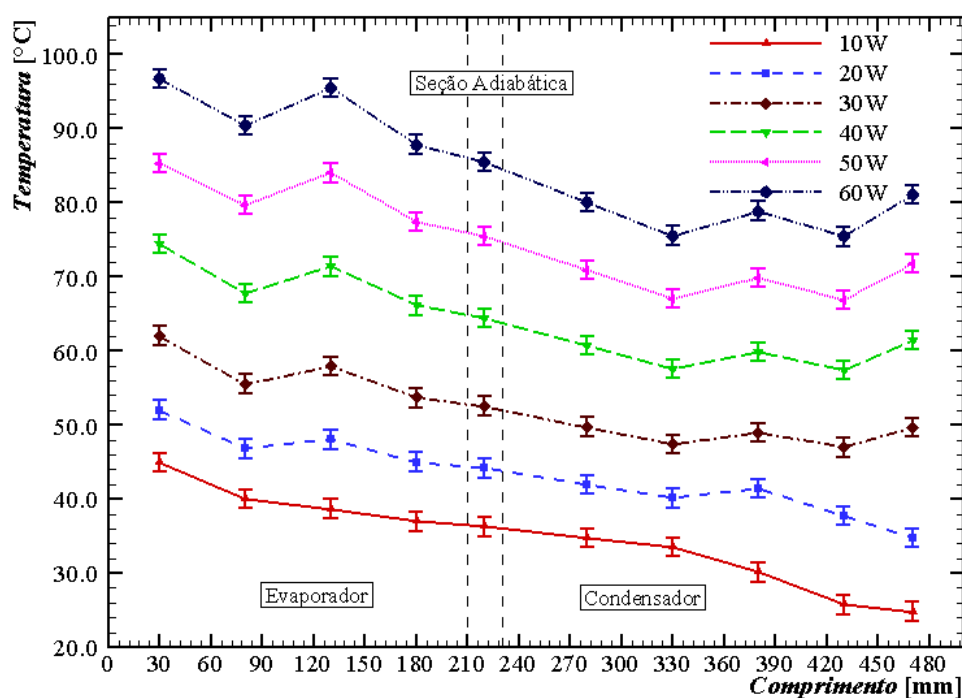
Outro fator que pode estar correlacionado com instabilidades nos valores de temperaturas é a presença de gases não condensáveis no interior do dispositivo. Esses gases podem ser provenientes de impurezas no invólucro ou fluido de trabalho, ou até mesmo da não retirada por completo do ar no interior do dispositivo durante o processo de evacuação. Isso reduz a eficiência do dispositivo uma vez que esses gases se acumulam na região superior do condensador, não permitindo

que ocorra a mudança de fase do fluido de trabalho nessa região (MANTELLI, 2020).

A influência da temperatura ambiente no comportamento das temperaturas do dispositivo também pode ser observada na Figura 14 para a carga térmica de 50W, em que uma variação brusca da temperatura ambiente resultou em alterações significativas no comportamento das demais temperaturas.

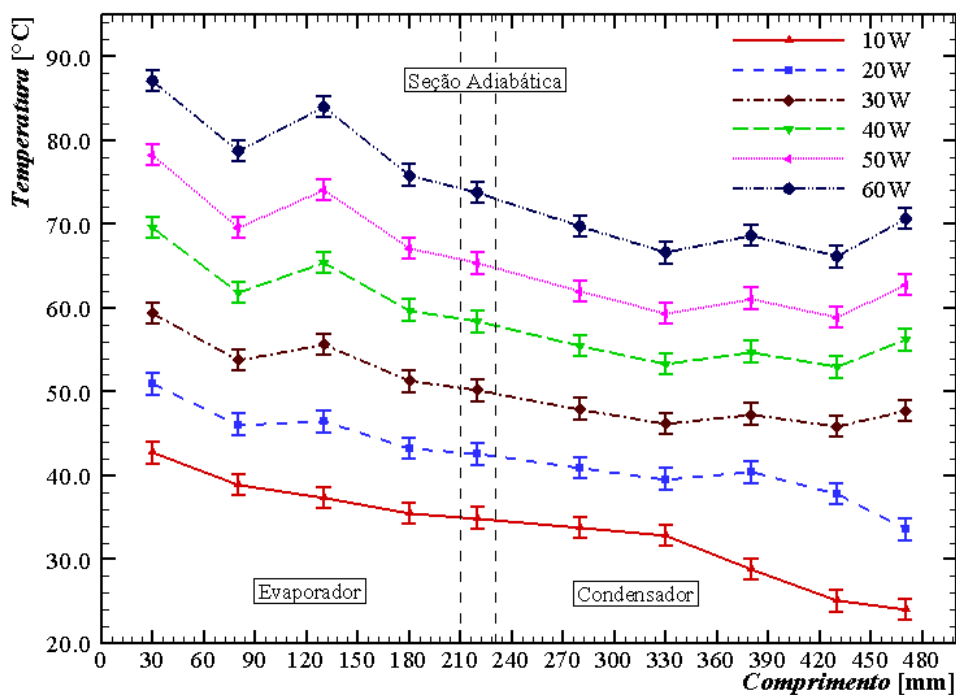
As Figuras 15 a 17 apresentam os resultados de temperatura (em regime quase permanente) ao longo do comprimento do termostifão para as inclinações de 22,5°, 45° e 90° com a horizontal, respectivamente.

Figura 15 – Temperaturas em função do comprimento para a inclinação de 22,5°.



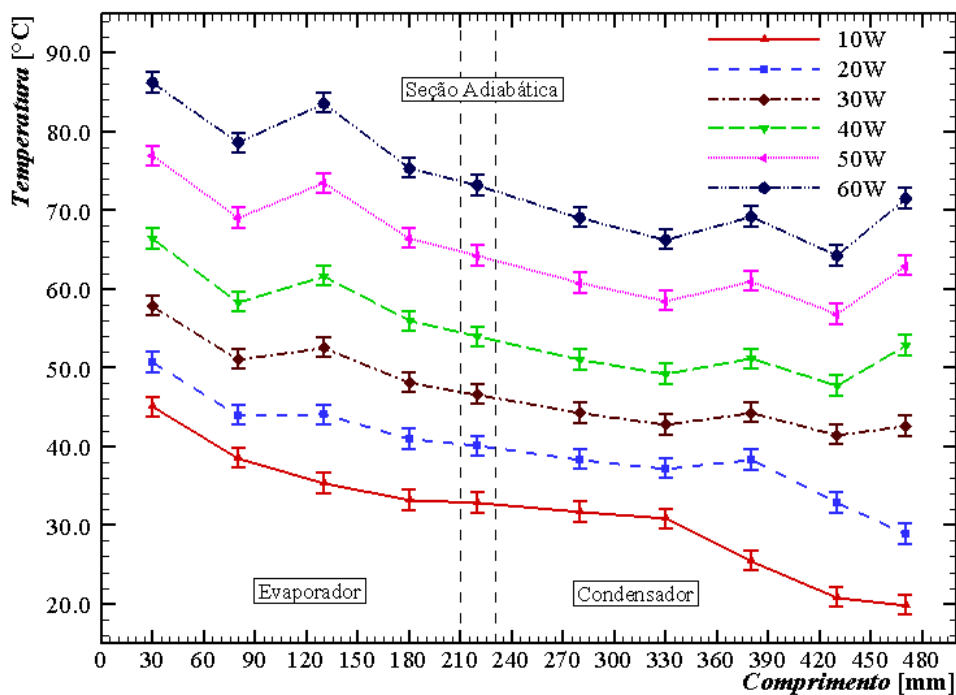
Fonte: Autoria própria.

Figura 16 – Temperaturas em função do comprimento para a inclinação de 45°.



Fonte: Autoria própria.

Figura 17 – Temperaturas em função do comprimento para a inclinação de 90°.



Fonte: Autoria própria.

As Tabelas 4 a 6 apresentam os valores de temperatura (em regime quase permanente) para cada termopar em função da carga térmica aplicada para as inclinações de 22,5°, 45° e 90° com a horizontal, respectivamente.

Tabela 4 – Temperatura de regime quase permanente ao longo do comprimento do termossifão inclinado a 22,5°.

Carga Térmica [W]	T_{evap1} [°C]	T_{evap2} [°C]	T_{evap3} [°C]	T_{evap4} [°C]	T_{adiab} [°C]	T_{cond1} [°C]	T_{cond2} [°C]	T_{cond3} [°C]	T_{cond4} [°C]	T_{cond5} [°C]
10	44,9	40,0	38,7	37,0	36,3	34,8	33,6	30,1	25,7	24,8
20	52,0	46,8	48,0	45,0	44,2	41,9	40,1	41,4	37,7	34,8
30	62,0	55,6	58,0	53,7	52,5	49,7	47,4	49,0	47,0	49,7
40	74,5	67,7	71,4	66,1	64,4	60,7	57,6	59,8	57,4	61,4
50	85,3	79,7	84,0	77,4	75,5	70,9	67,1	69,9	66,9	71,8
60	96,7	90,4	95,5	87,8	85,5	80,1	75,6	78,9	75,4	81,1

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5 – Temperatura de regime quase permanente ao longo do comprimento do termossifão inclinado a 45°.

Carga Térmica [W]	T_{evap1} [°C]	T_{evap2} [°C]	T_{evap3} [°C]	T_{evap4} [°C]	T_{adiab} [°C]	T_{cond1} [°C]	T_{cond2} [°C]	T_{cond3} [°C]	T_{cond4} [°C]	T_{cond5} [°C]
10	42,7	38,9	37,3	35,5	34,9	33,8	32,9	28,8	25,0	24,1
20	50,9	46,1	46,4	43,3	42,6	40,9	39,6	40,4	37,9	33,6
30	59,4	53,8	55,7	51,2	50,2	47,9	46,2	47,3	45,8	47,8
40	69,5	61,8	65,4	59,7	58,4	55,5	53,3	54,8	52,9	56,2
50	78,3	69,6	74,1	67,1	65,3	62,0	59,3	61,1	58,9	62,8
60	87,1	78,7	84,0	75,8	73,7	69,7	66,6	68,7	66,1	70,6

Fonte: Autoria própria.

A partir das Figuras 15 a 17 e das Tabelas 4 a 6 é possível notar que, em geral, a temperatura apresentou a tendência de reduzir ao longo do comprimento do termossifão (no sentido do evaporador para o condensador), o que era esperado. Apesar disso, foi verificado uma diferença de temperaturas pequena entre as seções dos termossifões, o que é condizente com a característica desses dispositivos passivos de transferência de calor, que transferem altas taxas de calor em grandes distâncias com baixos gradientes de temperatura (REAY *et al.*, 2014). Em geral, as maiores temperaturas foram observadas para a inclinação de 22,5°, enquanto as menores foram observadas para a inclinação de 90° com a horizontal.

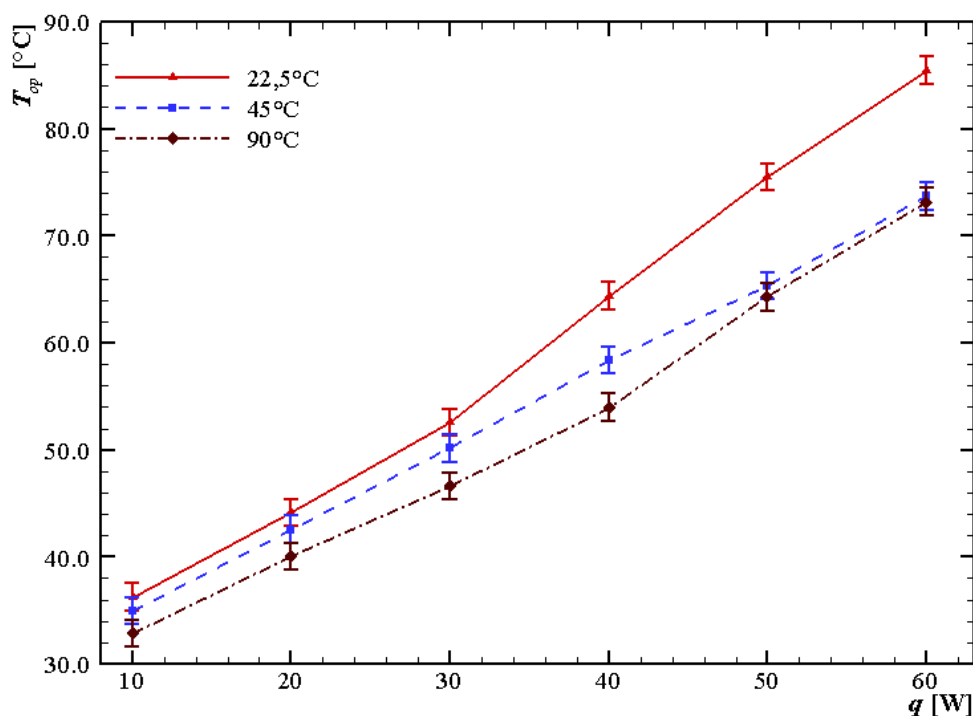
Tabela 6 – Temperatura de regime quase permanente ao longo do comprimento do termossifão inclinado a 90°.

Carga Térmica [W]	T_{evap1} [°C]	T_{evap2} [°C]	T_{evap3} [°C]	T_{evap4} [°C]	T_{adiab} [°C]	T_{cond1} [°C]	T_{cond2} [°C]	T_{cond3} [°C]	T_{cond4} [°C]	T_{cond5} [°C]
10	45,0	38,5	35,3	33,2	32,8	31,7	30,8	25,5	20,8	19,9
20	50,7	44,0	44,0	40,9	40,1	38,3	37,2	38,3	32,9	28,9
30	57,9	51,1	52,6	48,1	46,6	44,2	42,7	44,3	41,5	42,6
40	66,4	58,3	61,6	55,9	54,0	51,0	49,2	51,1	47,7	52,8
50	76,9	69,0	73,4	66,5	64,3	60,8	58,5	61,0	56,8	63,0
60	86,2	78,5	83,6	75,4	73,2	69,1	66,3	69,2	64,3	71,5

Fonte: Autoria própria.

A Figura 18 apresenta os valores de temperatura de operação (T_{op}) em função da carga térmica dissipada para todas as inclinações. A temperatura de operação foi considerada como a temperatura da seção adiabática dos dispositivos passivos.

Figura 18 – Temperaturas de operação para as inclinações de 22,5°, 45° e 90°.

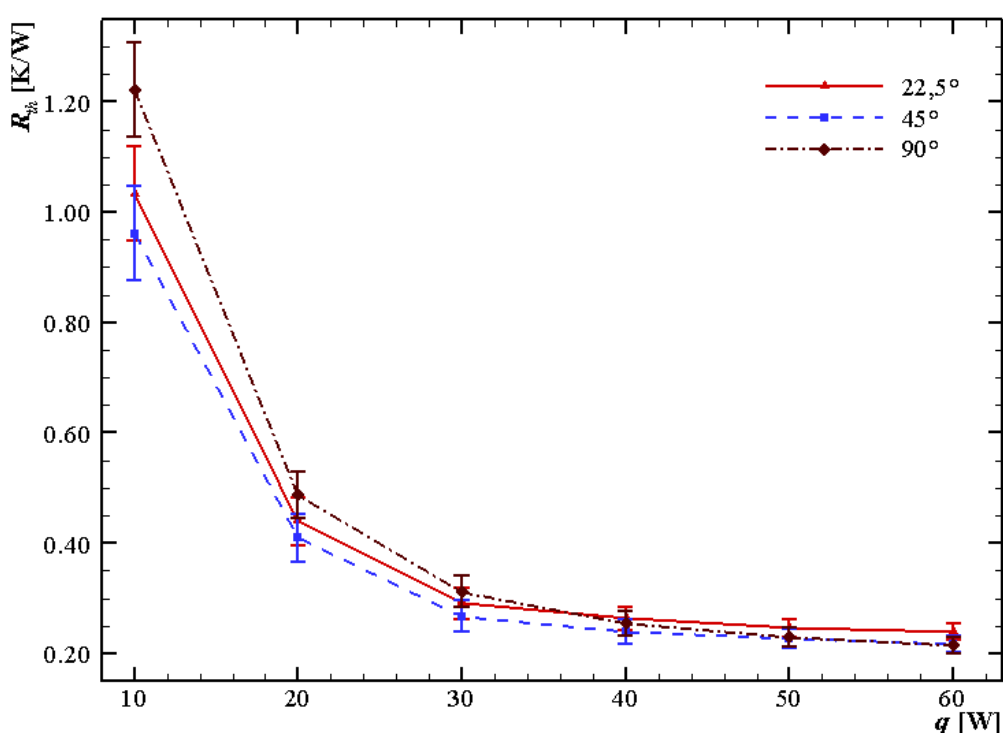


Fonte: Autoria própria.

Pode ser verificado a partir da Figura 18 que esse resultado é condizente com os demais resultados apresentados anteriormente, uma vez que as maiores temperaturas foram observadas para a inclinação de 22,5°, enquanto as menores foram observadas para a inclinação de 90° com a horizontal.

A Figura 19 e a Tabela 7 apresentam os resultados de resistência térmica com sua respectiva incerteza experimental para as inclinações de 22,5°, 45° e 90° com a horizontal em função da carga térmica aplicada.

Figura 19 – Resistência térmica para as inclinações de 22,5°, 45° e 90°.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 7 - Resistências térmica [K/W] calculadas para cada inclinação.

Carga Térmica [W]	Inclinação		
	22,5°	45°	90°
10	1,03 ± 0,18	0,96 ± 0,18	1,22 ± 0,18
20	0,44 ± 0,09	0,41 ± 0,09	0,49 ± 0,09
30	0,29 ± 0,06	0,27 ± 0,06	0,31 ± 0,06
40	0,26 ± 0,05	0,24 ± 0,04	0,25 ± 0,05
50	0,25 ± 0,04	0,23 ± 0,04	0,23 ± 0,04
60	0,24 ± 0,03	0,22 ± 0,03	0,21 ± 0,03

Fonte: Autoria própria.

Um melhor desempenho para a inclinação de 45° era esperado, uma vez que, ao se analisar a Figura 4, pode ser notado que os maiores valores de f_3 são verificados para inclinações próximas a 45° . Dessa forma, pela Equação (4), quanto maior o valor de f_3 , maior a carga térmica permissível a ser transferida pelo dispositivo antes que se atinja o limite de arrasto.

Avaliando a Figura 19, assim como a Tabela 7, pode ser notado que, tratando-se de valores absolutos, em geral, a inclinação de 45° apresentou os menores valores de resistência térmica. Esse fato tende a levar à conclusão de que tal inclinação apresentou o melhor desempenho térmico, uma vez que, analisando a Equação (14), para um mesmo gradiente de temperaturas, quanto menor a resistência térmica, maior será a carga térmica dissipada, então um termossifão com menor resistência térmica é o dispositivo que transfere calor de forma mais eficiente.

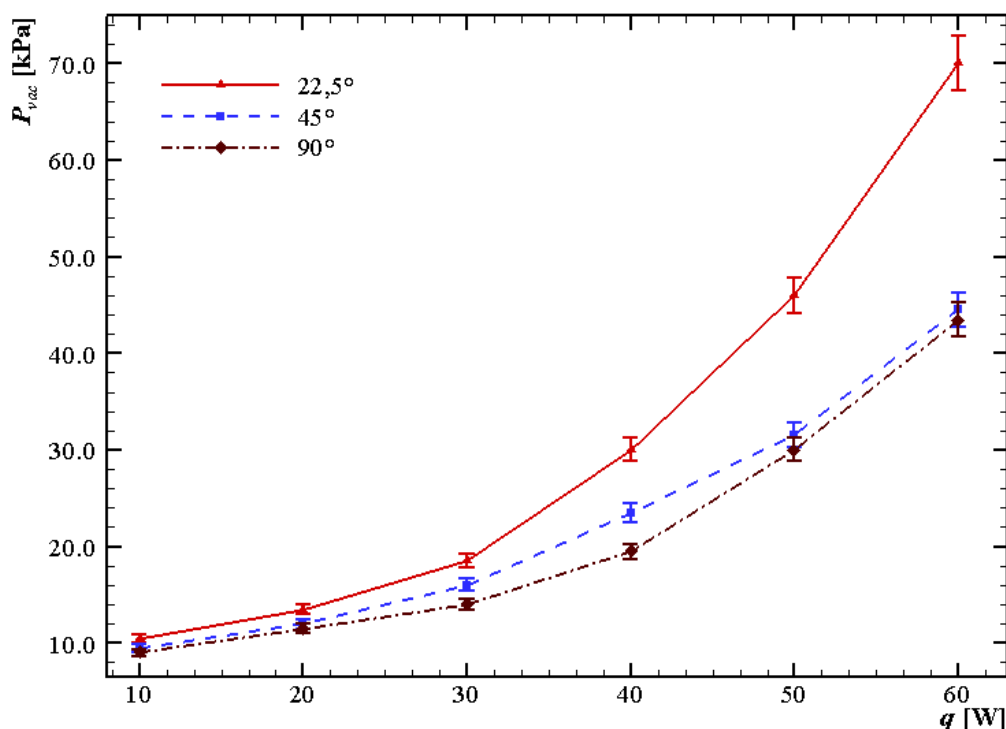
Apesar disso, ao se levar em consideração as incertezas experimentais, pode ser notado que, com exceção da carga térmica de 10W, para todas as inclinações os valores de resistência térmica estão sobrepostos, tornando-se inconclusivo qual inclinação apresentou melhor desempenho térmico.

A Figura 20 apresenta os valores de pressão interna para as diferentes inclinações em função da carga térmica dissipada obtidos a partir da leitura do vacuômetro analógico nos testes experimentais.

A pressão em estado de equilíbrio, sem aplicação de carga térmica, foi de $5,8\text{kPa} \pm 0,2 \text{ kPa}$. Esse fato corrobora com a discussão das Figuras 12 a 14, uma vez que, à temperatura de 20°C , a água apresenta uma pressão de saturação de aproximadamente $2,3\text{kPa}$, evidenciando assim a presença de gases não condensáveis no interior do dispositivo passivo de transferência de calor.

Observando a Figura 20 pode ser notado que, independente da carga térmica aplicada, quanto menor a inclinação do dispositivo, menor é o valor da pressão interna no termossifão. Esse fato pode ser relacionado com as Figuras 14 a 16, uma vez que foi observado que quanto menor a inclinação, menores são os valores de temperatura dos dispositivos passivos de transferência de calor, então, quanto menor a temperatura, menor também a pressão interna.

Figura 20 – Pressão interna em função da dissipação de potência para as inclinações de 22,5°, 45° e 90°.

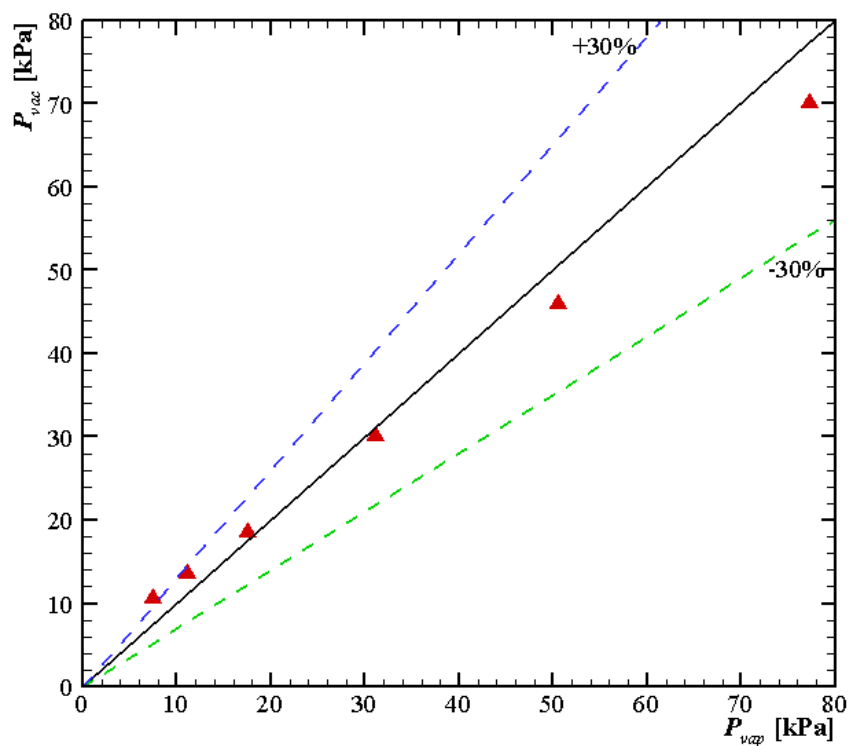


Fonte: Autoria própria.

Isso é corroborado com os resultados obtidos em Xu *et al.* (2018), onde foi verificado que quanto mais próximo o termossifão estiver da horizontal, maior será a formação de bolhas na parede do evaporador, dessa forma, acarretando em aumento da temperatura da parede do evaporador e também flutuação de temperatura. Neste contexto, com inclinações menores o termossifão tende a apresentar maiores valores de temperatura para uma dada dissipação de calor, portanto, menor desempenho térmico tendo elevada resistência térmica. Com maior temperatura decorrente da formação de bolhas e maiores dissipações de potência, conseqüentemente, ocorre maior pressão interna, o que justifica o comportamento apresentado na Figura 20.

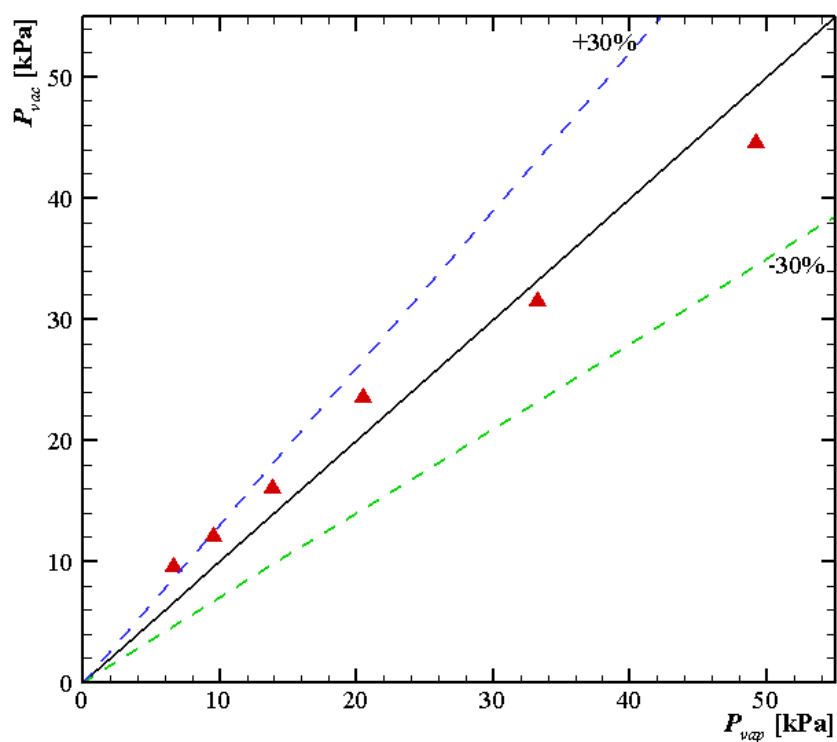
Ainda é possível comparar pressão indicada no vacuômetro (P_{vac}) com a pressão do vapor (P_{vap}) calculada pelo programa computacional *Engineering Equation Solver™* (EES™). As Figuras 21 a 23 apresentam essa comparação para as inclinações de 22,5°, 45° e 90°, respectivamente. A Tabela 8 apresenta os valores de pressão do vapor, pressão interna e suas incertezas em função da inclinação e da carga térmica aplicada.

Figura 21 – Pressão do vapor (P_{vap}) versus Pressão interna (P_{vac}) para a inclinação de 22,5°.



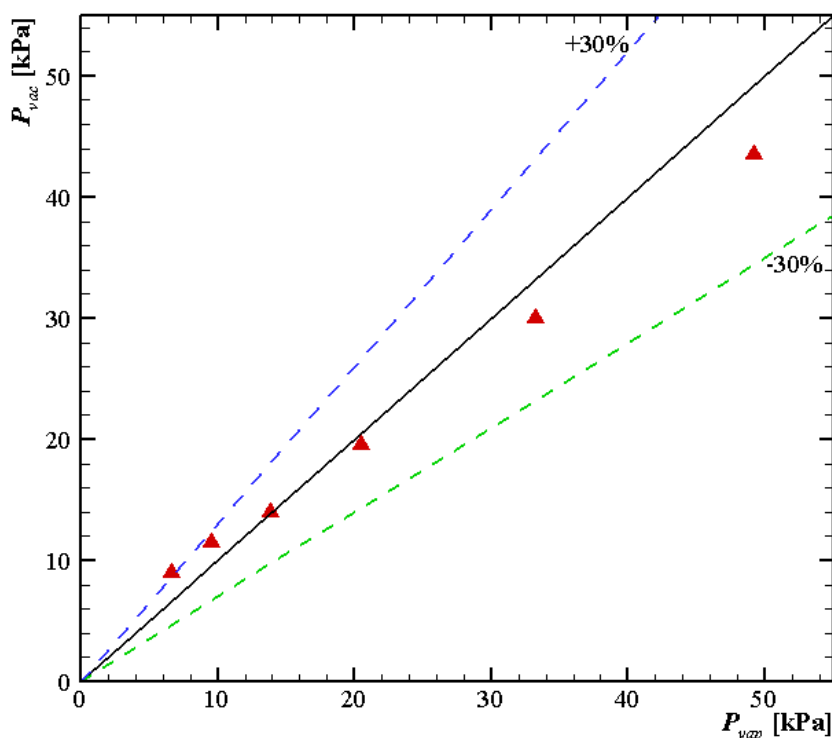
Fonte: Autoria própria.

Figura 22 – Pressão do vapor (P_{vap}) versus Pressão interna (P_{vac}) para a inclinação de 45°.



Fonte: Autoria própria.

Figura 23 – Pressão do vapor (P_{vap}) versus Pressão interna (P_{vac}) para a inclinação de 90° .



Fonte: Autoria própria.

Tabela 8 – Valores de pressão do vapor (P_{vap}) e pressão interna (P_{vac}).

Carga Térmica [W]	Inclinação					
	22,5°		45°		90°	
	P_{vap} [kPa]	P_{vac} [kPa]	P_{vap} [kPa]	P_{vac} [kPa]	P_{vap} [kPa]	P_{vac} [kPa]
10	7,4 ± 0,25	10,5 ± 0,42	6,8 ± 0,23	9,5 ± 0,38	6,6 ± 0,23	9,0 ± 0,36
20	11,2 ± 0,36	13,5 ± 0,54	10,4 ± 0,34	12,0 ± 0,48	9,5 ± 0,33	11,5 ± 0,46
30	17,6 ± 0,52	18,5 ± 0,74	15,8 ± 0,48	16,0 ± 0,64	13,9 ± 0,43	14,0 ± 0,56
40	31,0 ± 0,85	30,0 ± 1,20	24,0 ± 0,69	23,5 ± 0,94	20,4 ± 0,60	19,5 ± 0,78
50	50,5 ± 1,28	46,0 ± 1,84	34,3 ± 0,93	31,5 ± 1,26	33,2 ± 0,90	30,0 ± 1,20
60	77,3 ± 1,83	70,0 ± 2,80	50,1 ± 1,28	44,5 ± 1,78	49,2 ± 1,26	43,5 ± 1,74

Fonte: Autoria própria.

Analisando as Figuras 21 a 23, assim como a Tabela 8, pode ser notado que as maiores variações entre os valores de pressão ocorreram para as cargas térmicas de 10W e 20W, sendo 41,24% e 21,07% para a inclinação de $22,5^\circ$, 43,24% e 25,75% para a inclinação de 45° e de 35,71% e 25,71% para a inclinação de 90° com a horizontal. Pode ser verificado então, que com a exceção de três valores, os valores de pressão interna obtidos a partir da leitura do vacuômetro analógico estiveram entre uma diferença relativa de 30% com os valores calculados analiticamente.

Dessa forma, pode ser verificado que a metodologia utilizada para aferição da pressão interna dos dispositivos passivos de transferência de calor apresentou resultados positivos nos quesitos de facilidade de construção e também custo, permitindo uma visualização satisfatória do comportamento da pressão interna com o acréscimo da carga térmica e também com a variação da inclinação dos termossifões.

Apesar disso, essa metodologia não apresentou resultados satisfatórios de pressão interna em comparação à pressão de vapor determinada analiticamente, não permitindo que se utilize esses dados como forma de validação de modelos numéricos, por exemplo.

Alternativas para superar esse fato seriam a calibração do instrumento de medição a partir de outros instrumentos que forneçam valores mais fidedignos aos obtidos analiticamente, ou então utilizar outros instrumentos de maior confiabilidade e precisão, obtendo assim diferenças relativas abaixo de 5%.

5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica descreveu a construção de um termossifão feito em um tubo de cobre e preenchido com água destilada, contendo um vacuômetro analógico em sua extremidade para aferição da pressão interna do dispositivo passivo de transferência de calor. O termossifão foi testado em três inclinações diferentes, $22,5^\circ$, 45° e 90° , a partir da dissipação de calor sobre o evaporador resultante da dissipação de potência sobre uma fita resistiva, e resfriamento do condensador por meio de convecção forçada a ar atmosférico.

O desempenho do termossifão em cada inclinação foi verificado a partir de uma análise térmica, levando-se em consideração a distribuição de temperaturas no dispositivo em função do tempo, temperatura de operação, resistência térmica e pressão interna em função da carga térmica aplicada na região do evaporador.

A partir da análise térmica foi verificado experimentalmente que, para as condições operacionais aplicadas e características do termossifão, não foi possível determinar a melhor inclinação do ponto de vista do desempenho térmico, uma vez que todos os valores de resistência térmica associadas às incertezas apresentaram valores muito próximos para todas as inclinações, impossibilitando uma conclusão definitiva.

Além disso, foi verificado experimentalmente que quanto maior a inclinação do termossifão, menor a sua pressão interna, que aumenta em função do aumento da carga térmica aplicada. Os dois fatos estão relacionados com a temperatura interna do dispositivo passivo de transferência de calor. Com a operação em maiores inclinações, são formadas menos bolhas na parede do evaporador, resultando em menores temperaturas na parede dessa seção, além de menores flutuações de temperatura. Assim, quanto menor a temperatura interna, menor também a pressão. O contrário ocorre com o aumento da carga térmica aplicada, que resulta em maiores temperaturas e também maior pressão interna do termossifão.

A partir do programa computacional *Engineering Equation Solver*TM (*EES*TM) e de considerações de resistência térmica no interior do termossifão, foi determinada a pressão de vapor do dispositivo passivo de transferência de calor para as diferentes condições de teste experimental, comparando-a com a pressão interna

obtida a partir da leitura do vacuômetro analógico. Foi verificado que, em geral, a diferença relativa entre os valores de pressão foi menor que 30%, fornecendo uma visualização satisfatória do comportamento da pressão interna em função da carga térmica e da inclinação.

Apesar disso, considerando-se o uso dos valores de pressão interna para obtenção de outras grandezas relacionadas à operação dos termossifões, pode ser notado que o vacuômetro analógico utilizado não apresentou um resultado satisfatório, sendo então necessário a calibração desse instrumento, ou então o uso de instrumentos com maior precisão e confiabilidade, para a validação de modelos numéricos, por exemplo.

Como sugestões para trabalhos futuros, propõem-se:

- Utilizar outros fluidos de trabalho para verificação da pressão de trabalho;
- Utilizar vacuômetro com capacidade operacional maior para avaliação de potências maiores;
- Avaliar inclinações entre 90° e 45° para determinação de inclinação ótima;
- Verificar diferentes razões de preenchimento;
- Realizar testes experimentais com o condensador resfriado com convecção forçada com água;
- Repetir os testes experimentais com outro instrumento para aquisição de dados de internos no termossifão.

REFERÊNCIAS

AGUIAR, V. M. **Influência da razão de preenchimento e da inclinação no desempenho térmico de termossifões**. 2016. 135 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2016.

ANTONINI ALVES, T.; KRAMBECK, L.; SANTOS, P. H. D., 2018. **Heat pipe and thermosyphon for thermal management of thermoelectric cooling**. In: ARANGUREN, P. (Org.). **Bringing thermoelectricity into reality**. London, UK: InTech, 2018.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. D. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro, BRA: LTC, 2019.

BROST, O. **Closed Two Phase Thermosyphons**, Class Notes. IKE, University of Stuttgart, Germany (1996).

BUSSE, C. A. Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 16, n. 1, p. 169-186, 1973.

CHURCHILL, S. W.; BERNSTEIN, M. A. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. **Journal of Heat Transfer**, v. 99, n. 2, p. 300-306, 1977.

ENGINEERING EQUATION SOLVER CONTENTS. **Uncertainty Propagation**. Disponível online em < <https://www.fchart.com/ees/eeshelp/1mvc0zd.htm>>. Acesso em 05 de abril de 2021.

ESPIRITO SANTO, M. **Análise experimental de diferentes configurações de termossifões para aplicação em coletor solar**, 2017. 115 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2017.

HU, M.; ZHENG, R.; PEI, G.; WANG, Y.; LI, J.; JI, J. Experimental study of the effect of inclination angle on the thermal performance of heat pipe photovoltaic/thermal (PV/T) systems with wickless heat pipe and wire-meshed heat pipe. **Applied Thermal Engineering**, v. 106, p. 651-660, 2016.

KIM, Y.; SHIN, D. H.; KIM, J. S.; YOU, S. M.; LEE, J. Boiling and condensation heat transfer of inclined two-phase closed thermosyphon with various filling ratios. **Applied Thermal Engineering**, v. 145, p. 328-342, 2018.

KRAMBECK, L.; BARTMEYER, G. A.; FUSÃO, D.; SANTOS, P. H. D.; ANTONINI ALVES, T. Experimental research of capillary structure technologies for heat pipes. **Acta Scientiarum. Technology**, v. 42, e48189, 2020.

KRAMBECK, L.; BARTMEYER, G. A.; SOUZA, D. O.; FUSÃO, D.; SANTOS, P. H. D.; ANTONINI ALVES, T. Experimental thermal performance of different capillary structures for heat pipes. **Energy Engineering (Print)**, v. 118, p. 1-14, 2021.

KRAMBECK, L. **Investigação experimental do desempenho térmico de telas metálicas em tubos de calor**. 2016. 90 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2016.

KRAMBECK, L.; NISHIDA, F. B.; AGUIAR, V. M.; SANTOS, P. H. D.; ANTONINI ALVES, T. Thermal performance evaluation of different passive devices for electronics cooling. **Thermal Science**, v. 23, p. 1151-1160, 2019.

KRAMBECK, L.; VANAT, K. J.; SANTOS, P. H. D.; ANTONINI ALVES, T. Uma correlação do número de Kutateladze para termossifões verticais. **Anais do XXII Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, CREEM 2015**, 2015.

KRAMBECK, L.; VANAT, K. J.; SANTOS, P. H. D.; ANTONINI ALVES, T. Uma correlação do número de Kutateladze para termossifões inclinados. **Boletim Técnico da Faculdade de Tecnologia de São Paulo**, v. 42, p. 103, 2016.

KUMARESAN, G.; VENKATACHALAPATHY, S.; ASIRVATHAM, L. G.; WONGWISES, S. Comparative study on heat transfer characteristics of sintered and mesh wick heat pipes using CuO nanofluids. **International Communications in**

MACHADO, P. L. O.; SOUZA, R. O.; SZMOSKI, R. M.; MACHADO, V. O. O.; ANTONINI ALVES, T. Comparison of the experimental performance of a thermosyphon with its thermal design. In: 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT, 2020. **Proceedings of the 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT**. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas - ABCM, 2020.

MANTELLI, M. B. H. **Curso sobre tubos de calor e termossifões**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

MANTELLI, M. B. H. **Thermosyphons and Heat Pipes: Theory and Applications**. Springer Nature, 2020.

NISHIDA, F. B. **Desenvolvimento de tubos de calor com microranhuras fabricadas por eletroerosão a fio**. 2016. 158 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2016.

PEDOTT, A. Notas de Aula: **Metrologia e ensaios**. UFRGS, Porto Alegre, 2012.

PEI, W.; ZHANG, M.; LI, S.; LAI, Y.; DONG, Y.; JIN, L. Laboratory investigation of the efficiency optimization of an inclined two-phase closed thermosyphon in ambient cool energy utilization. **Renewable Energy**, v. 133, p. 1178-1187, 2019.

PETERSON, G. P. **An introduction to heat pipes: modeling, testing and application**. New York, USA: John Wiley & Sons, 1994.

REAY, D. A.; KEW, P. A.; MCGLEN, R. J. **Heat pipes: theory, design and applications**. Waltham, MA, USA: Elsevier, 2014.

REJI, A. K.; KUMARESAN, G.; SATARHI, A.; SAIGANESH, A. G. P.; SURIYA, K. R.; SHELTON, M. M. Performance analysis of thermosyphon heat pipe using aluminum oxide nanofluid under various angles of inclination. **Materials Today: Proceedings**, available online, 2020.

SANTOS, P. H. D.; ANTONINI ALVES, T.; OLIVEIRA JUNIOR, A. M. M.; BAZZO, E. Analysis of a flat capillary evaporator with a bi-layered applications. **Thermal Science**, v. 24, p. 1951-1962, 2020.

SANTOS, P. H. D.; VICENTE, K. A. T.; REIS, L. S.; MARQUARDT, L. S.; ANTONINI ALVES, T. Modeling and experimental tests of a copper thermosyphon. **Acta Scientiarum. Technology (Online)**, v. 39, p. 59-68, 2017.

STREMEL, G. K. **Avaliação experimental do desempenho térmico de termossifões com nanofluido como fluido de trabalho**. 2017. 77 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2017.

TAYLOR, B. N.; KUYATT, C. E. **Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results**. 1994.

XU, Z.; ZHANG, Y.; LI, B.; WANG, C.-C.; LI, Y. The influences of the inclination angle and evaporator wettability on the heat performance of a thermosyphon by simulation and experiment. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 116, p. 675-684, 2018.

YANG, X.; YAN, Y. Y.; MULLEN, D. recent developments of lightweight, high performance heat pipes. **Applied Thermal Engineering**., v. 33-34, p3 1-14, 2012.

ZHANG, T; ZHENG, W.; WANG, L.; YAN, Z.; HU, M. Experimental study and numerical validation on the effect of inclination angle to the thermal performance of solar heat pipe photovoltaic/thermal system. **Energy**, v. 223, 120020, 2021.

ZOHURI, B. Other types of heat pipes. In: **Heat Pipe Design and Technology**. Springer, Cham, 2016. p. 431-449.

APÊNDICE A – Determinação dos limites operacionais a partir do *EES™*

```
Function If_f_1(Bo)
  if (Bo<10) then f_1 = -0,025*(Bo)^2+0,726*Bo+3,359 else f_1=8,2
  if_f_1:=f_1
end
```

```
Function If_f_2(k_p)
  if (k_p<=(4*(10)^4)) then f_2=(k_p)^(-0,17) else f_2=0,165
  if_f_2:=f_2
end
```

```
Procedure solve(Bo;beta : f_3)
if (0 <= Bo) and (Bo<=1) Then
f_3=(-0,00012*(beta)^2+0,01962*beta+0,19110)
Endif
if (1,001<Bo) and (Bo<3) Then
f_3=(-0,00019*(beta)^2+0,02472*beta+0,30621)
Endif
if (Bo>=3) Then
f_3=(-0,00026*(beta)^2+0,02836*beta+0,52326)
Endif
End
```

//Limites Operacionais Termossifão

//Dimensões do Termossifão

```
D_int = 7,35*Convert('mm';'m') "Diâmetro Interno"
L_evap = 210*Convert('mm';'m') "Comprimento do Evaporador"
L_adiab = 20*Convert('mm';'m') "Comprimento do Condensador"
L_cond =270*Convert('mm';'m') "Comprimento do Condensador"
L_eff = (L_adiab + (L_evap + L_cond)/2)
A_v = (pi*(D_int)^2)/4
```

//Propriedades do fluido

```
rho_v = Density(Water;T=T;x=1)
rho_l = Density(Water;T=T;x=0)
P_v = P_sat(Water;T=T)
mu_v = Viscosity(Water;T=T;x=1)
sigma=SurfaceTension(Water;T=T)
g = 9,78718 "Aceleração da gravidade para Ponta Grossa - PR"
h_lv = (Enthalpy(Water;T=T;x=1)-Enthalpy(Water;T=T;x=0))
```

//Cálculo dos Limites Operacionais

//Sônico (Busse 1973)

```
q_sonico = 0,474*h_lv *A_v*(rho_v*P_v)^(1/2)
```

//Viscoso (Busse 1973)

```
q_visco = (D_int/2)^2*h_lv*A_v*rho_v*P_v/(16*mu_v*L_eff)
```

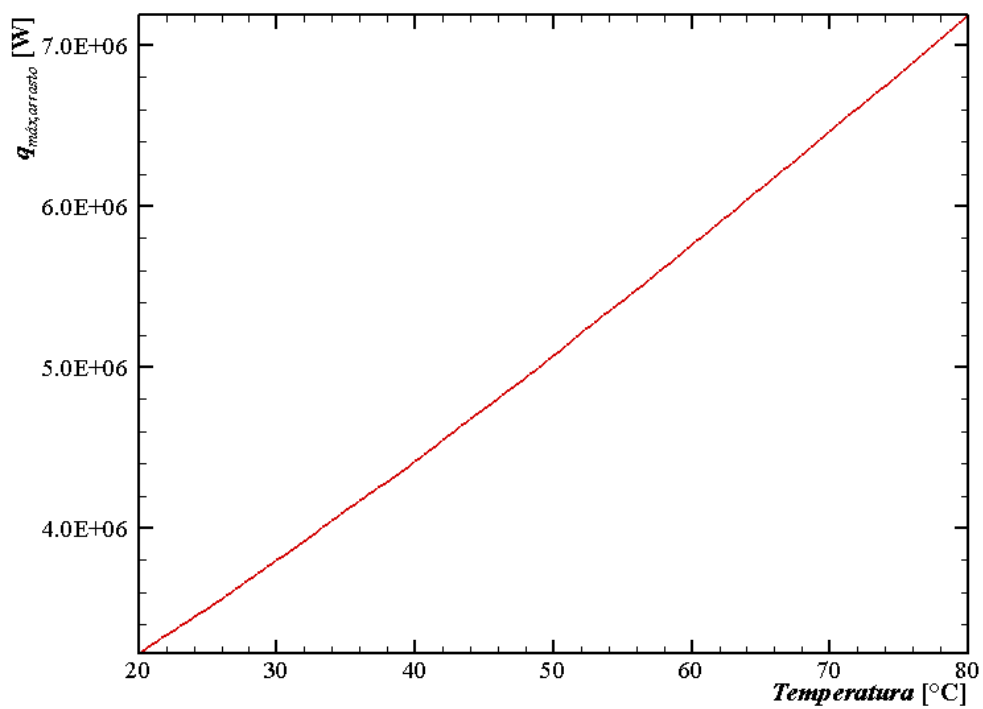
//Arrasto (Brost 1996)

```
Call solve(Bo;beta : f_3)
Bo =D_int*((g*(rho_l-rho_v)/sigma))^(1/2)
f_1 = -0,025*(Bo)^2+0,726*Bo+3,359
k_p = P_v/((g*(rho_l-rho_v)*sigma)^(1/2))
f_2 = If_f_2(k_p)
beta = 25
q_arrasto = f_1*f_2*f_3*h_lv*(rho_v)^(1/2)*(g*(rho_l-rho_v)*sigma)^(1/4)
```

//Ebulição (Brost 1996)

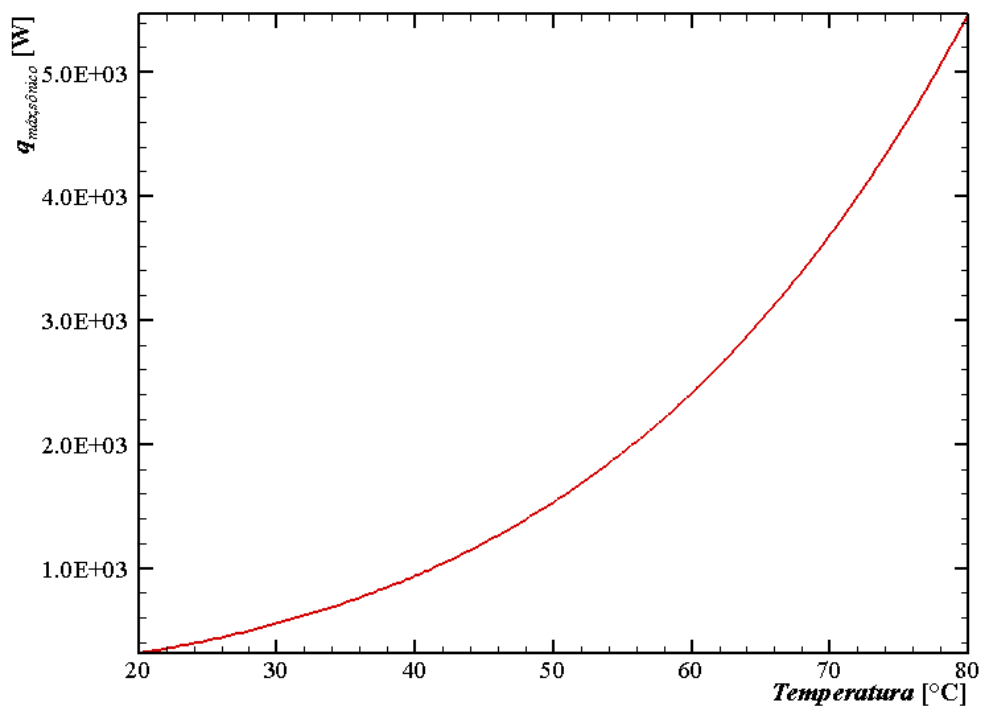
```
q_ebulicao = 0,12*h_lv*(rho_v)^(1/2)*(g*(rho_l-rho_v)*sigma)^(1/4)
```

Figura 24 – Limite de Arrasto.



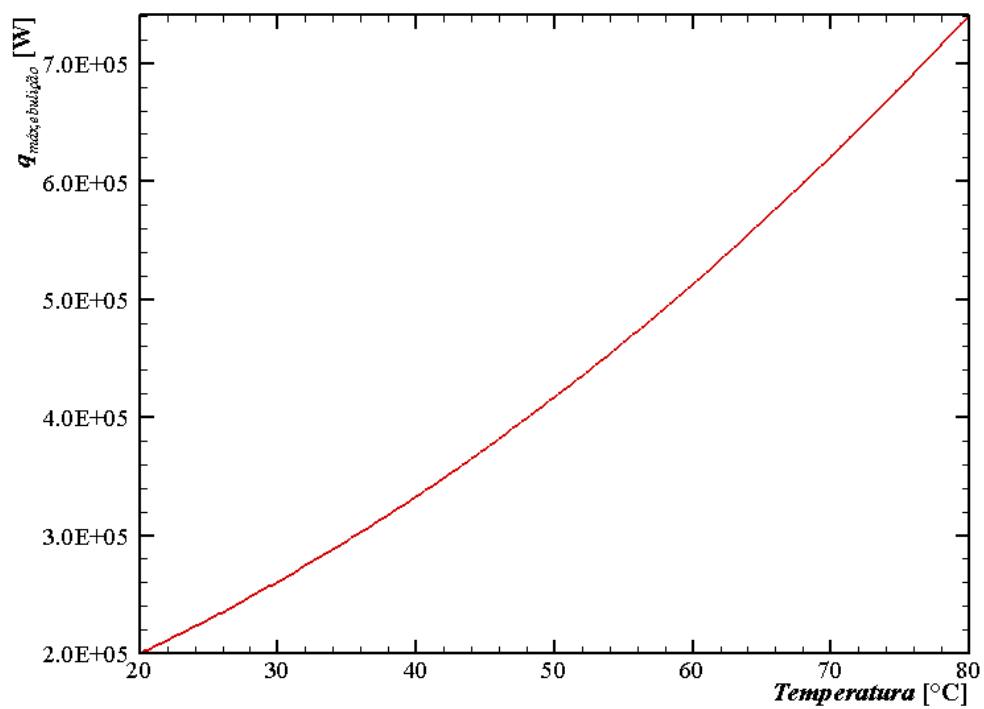
Fonte: Autoria própria.

Figura 25 – Limite Sônico.



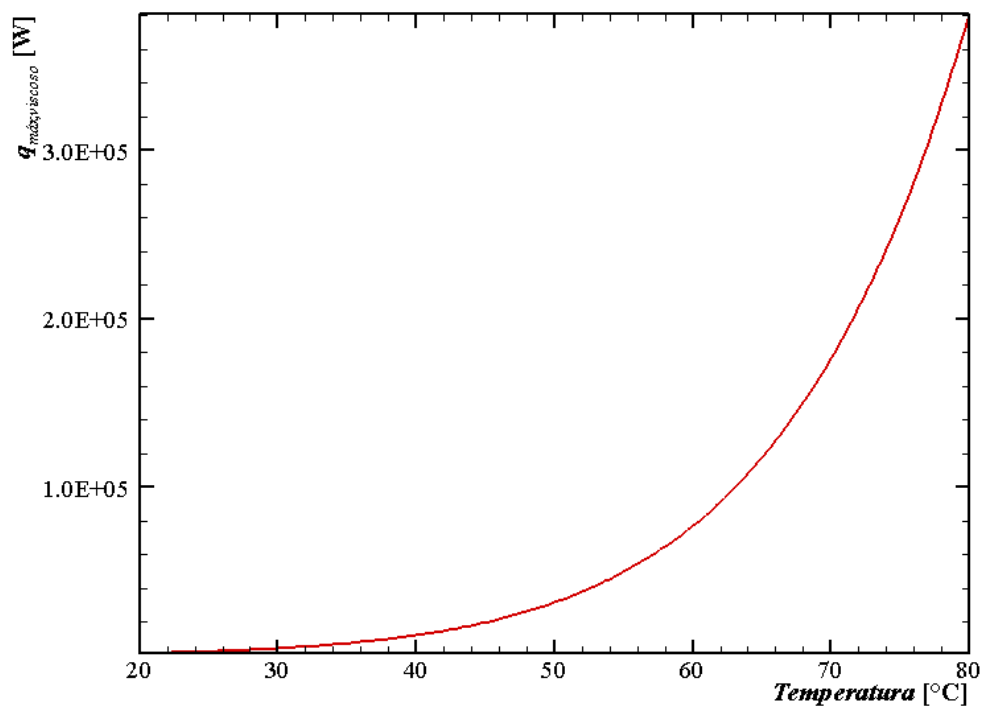
Fonte: Autoria própria.

Figura 26 – Limite de Ebulição.



Fonte: Autoria própria.

Figura 27 – Limite Viscoso.



Fonte: Autoria própria.

APÊNDICE B – Determinação da Resistência Térmica e Pressão do Vapor

"Parâmetros Geométricos"

d_int = 7,35*Convert('mm';'m') "Diâmetro Interno"
d_ext=9,45*Convert('mm';'m') "Diâmetro Externo"
L_evap = 210*Convert('mm';'m') "Comprimento do Evaporador"
L_cond=270*Convert('mm';'m') "Comprimento do Condensador"
A_cond=pi*d_ext*L_cond "Área externa do Condensador"

"Parâmetros Operacionais"

Patm=101325 "Pressão Atmosférica [Pa]"
u_ar=3,6 "Velocidade do Ar"
u_ar_var=u_ar*2/100 "incerteza da medida de velocidade do ar"
Tevap1=45,00842574 "Temperatura primeiro termopar evaporador"
Tevap2=38,53014851 "Temperatura segundo termopar evaporador"
Tevap3=35,31915842 "Temperatura terceiro termopar evaporador"
Tevap4=33,18985149 "Temperatura quarto termopar evaporador"
Tcond1=31,67182178 "Temperatura primeiro termopar condensador"
Tcond2=30,80284158 "Temperatura segundo termopar condensador"
Tcond3=25,45188119 "Temperatura terceiro termopar condensador"
Tcond4=20,83400000 "Temperatura quarto termopar condensador"
Tcond5=19,85969307 "Temperatura quinto termopar condensador"
Tar=18,96936634 "Temperatura do Ar"
Tfilme=(Tar+AVERAGE(Tcond1;Tcond2;Tcond3;Tcond4;Tcond5))/2 "Temperatura de Filme ar/condensador"
q=20,0904 "Carga térmica aplicada no evaporador"
q_var=q/100 "Incerteza da medida da carga térmica"

"Incertezas"

Temperatura: +-1,27°C
Carga Térmica: +-1%
Velocidade do ar: +-2%
Comprimentos e diâmetro: +-0,0005m"

"Propriedades"

rho_ar=Density(Air_ha;T=Tfilme;P=Patm)
mu_ar=Viscosity(Air_ha;T=Tfilme;P=Patm)
k_ar=Conductivity(Air_ha;T=Tfilme;P=Patm)
Pr_ar=Prandtl(Air_ha;T=Tfilme;P=Patm)
k_s=401

"Determinação do coeficiente convectivo h"

Re = (rho_ar*u_ar*d_ext)/(mu_ar) "Determinação do Reynolds do escoamento"
Nusselt = 0,3+(0,62*Re^(1/2)*Pr_ar^(1/3))/((1+(0,4/Pr_ar)^(2/3))^(1/4))*(1+(Re/282000)^(5/8))^(4/5)
"Cálculo do número de Nusselt"
h_cond = (k_ar*Nusselt)/d_ext "Determinação do coeficiente convectivo"

"Determinação da Pressão de Vapor - Projeto térmico"

R_2=ln(d_ext/d_int)/(2*pi*L_evap*K_s) "Resistência de condução no Evaporador"
R_8=ln(d_ext/d_int)/(2*pi*L_cond*K_s) "Resistência de condução no Condensador"
R_9=1/(h_cond*A_cond) "Resistência de convecção no Condensador"
T_vapor= Tar+((R_8+R_9)/(R_2+R_8+R_9))*(AVERAGE(Tevap1;Tevap2;Tevap3;Tevap4)-Tar)
"Cálculo da temperatura do Vapor"
P_vapor=P_sat(Water;T=T_vapor)*Convert('Pa';'kPa') "Cálculo da Pressão do Vapor"

"Resistência Térmica"

Rth=(AVERAGE(Tevap1;Tevap2;Tevap3;Tevap4)-
AVERAGE(Tcond1;Tcond2;Tcond3;Tcond4;Tcond5))/(q)