

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

RAMAIANA MARIA DAVIES

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO PROCESSO DE EBULIÇÃO EM UM  
TERMOSSIFÃO DE VIDRO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO (TCC 2)

CURITIBA  
2017

RAMAIANA MARIA DAVIES

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO PROCESSO DE EBULIÇÃO EM  
UM TERMOSSIFÃO DE VIDRO**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

CURITIBA  
2017

## **TERMO DE ENCAMINHAMENTO**

Venho, por meio deste termo, encaminhar para apresentação a Proposta do Projeto de Pesquisa “ANÁLISE EXPERIMENTAL DO PROCESSO DE EBULIÇÃO EM UM TERMOSSIFÃO DE VIDRO”, realizada pela aluna RAMAIANA MARIA DAVIES, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Tcc2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos  
UTFPR - DAMEC

Curitiba, 16 de novembro de 2017

## TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a Proposta de Projeto de Pesquisa “ANÁLISE EXPERIMENTAL DO PROCESSO DE EBULIÇÃO EM UM TERMOSSIFÃO DE VIDRO”, realizada pela aluna RAMAIANA MARIA DAVIES, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos  
DAMEC, UTFPR  
Orientador

Prof. Dr. Moisés Alves Marcelino Neto  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Curitiba, 16 de novembro de 2017

## RESUMO

DAVIES, Ramaiana Maria. **Análise experimental do processo de ebulição em um termossifão de vidro**. 2017. 62 f. Monografia (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2017.

Os termossifões são dispositivos com grande potencial para aplicação em sistemas sustentáveis tais como coletores solares para aquecimento de água para uso em domicílios ou na indústria. A alta eficiência em vários sistemas de aquecimento se deve ao fato de os termossifões trabalharem com mudança de fase em seu interior, utilizando o calor latente de vaporização de um fluido de trabalho para intensificar a transferência de energia sob forma de calor. No projeto de um termossifão, diversas variáveis estão envolvidas no dimensionamento do sistema, dentre elas, o coeficiente convectivo bifásico no interior do evaporador. Esse coeficiente depende de características do escoamento no interior do tubo e, conseqüentemente, dos modos de ebulição encontrados. Dessa forma, este trabalho engloba uma revisão bibliográfica sobre tais modos de ebulição de forma generalizada, bem como correlações existentes na literatura de maneira direcionada aos termossifões. Além disso, com o objetivo de se verificar a confiabilidade de tais correlações para diferentes parâmetros operacionais, realizou-se experimentos em uma bancada com um termossifão de vidro. Foi utilizada água como fluido de trabalho e um resistor elétrico com intuito de simular uma fonte de calor. Os dados experimentais alimentaram uma metodologia proposta, baseado no balanço de energia aplicado ao evaporador do termossifão, a fim de estimar o coeficiente de transferência de calor bifásico experimental do processo de ebulição. Por fim, os coeficientes experimental e teórico foram comparados graficamente.

Palavras-chaves: **Termossifões, Mudança de Fase, Coeficiente Convectivo Bifásico, Modos de Ebulição.**

## ABSTRACT

DAVIES, Ramaiana Maria. **Experimental analysis of the boiling process in a glass thermosyphon.** 2017. 62 f. Monografia (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2017.

Thermosyphons are devices with great potential for application in sustainable systems such as solar collectors for heating water for use in homes or industry. The high efficiency in various heating systems is due to the fact that the thermosyphons work with phase change inside, using the latent heat of vaporization of a working fluid to intensify the transfer of energy in the form of heat. In the design of a thermosyphon, several variables are involved in the design of the system, among them, the biphasic convective coefficient inside the evaporator. This coefficient depends on the characteristics of the flow inside the tube and, consequently, on the boiling modes found. Thus, this work encompasses a literature review on such boiling modes in a generalized way, as well as existing correlations in the literature in a way directed to thermosiphones. In addition, in order to verify the reliability of such correlations for different operational parameters, experiments were carried out on a bench with a glass thermosyphon. Water was used as working fluid and an electric resistor in order to simulate a heat source. The experimental data fed a proposed methodology, based on the energy balance applied to the thermosyphon evaporator, in order to estimate the experimental biphasic heat transfer coefficient of the boiling process. Finally, the experimental and theoretical coefficients were compared graphically.

Keywords: **Thermosyphon, Phase Change, Biphasic Convective Coefficient, Boiling Modes.**

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema do princípio de funcionamento de um termossifão .....	16
Figura 2. Circulação natural da água num aquecedor solar assistido por termossifão .....	18
Figura 3. Coletor solar assistido por termossifões.....	19
Figura 4. Desenho esquemático de um trocador de calor assistido por termossifões. ....	21
Figura 5. Esquema de um forno para assar pão assistido por termossifões ....	22
Figura 6. Diferentes regimes de ebulição do metanol: (a) ebulição nucleada, (b) ebulição de transição e (c) ebulição de película.....	24
Figura 7. Curva de ebulição .....	25
Figura 8. escoamento em golfadas .....	29
Figura 9. Circuito térmico equivalente em um termossifão.....	30
Figura 10. Evaporador do termossifão equipado com o resistor elétrico.....	37
Figura 11. Região do evaporador do termossifão: (a) evidenciando a posição $z$ [cm] dos termopares, (b) com uma camada de lã de vidro e (c) com o isolamento externo de poliuretano.....	37
Figura 12. Detalhe do filtro para compressor instalado .....	38
Figura 13. Bancada experimental.....	39
Figura 14. Esquema simplificado do evaporador de um termossifão .....	41
Figura 15. Célula unitária do escoamento em golfadas para uma razão de preenchimento de 110% do evaporador.....	48
Figura 16. Gráficos do Coeficiente de transferência de calor local versus Comprimento do Termossifão para várias potências e para (a) $RP=70\%$ , (b) $RP=80\%$ , (c) $RP=90\%$ , (d) $RP=100\%$ e (e) $RP=110\%$ .....	51
Figura 17. Gráfico do coeficiente de transferência de calor bifásico médio experimental versus potência aplicada em função da razão de preenchimento .....	52
Figura 18. Gráfico do coeficiente de transferência de calor bifásico teórico versus potência aplicada em função da razão de preenchimento utilizando o modelo das resistências térmicas.....	53
Figura 19. Gráfico do coeficiente de transferência de calor bifásico médio de Rohsenow versus potência aplicada em função da razão de preenchimento ..	54

## LISTA DE SÍMBOLOS E ACRÔNIMOS

### Símbolos romanos

$A_c$	Área externa na região do condensador	[m <sup>2</sup> ]
$A_e$	Área externa na seção do evaporador	[m <sup>2</sup> ]
$A_w$	Área de seção transversal do termossifão	[m <sup>2</sup> ]
$c_p$	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
$C_{sf}$	Constante dependente da interface sólido-líquido	[-]
$d$	Diâmetro	[m]
$F$	Razão de preenchimento	[-]
$g$	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\bar{h}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção médio	[W/m <sup>2</sup> .K]
$h_{lv}$	Calor latente de vaporização	[kJ/kg]
$i$	Corrente elétrica	[A]
$k$	Condutividade térmica	[W/m.K]
$L$	Comprimento	[m]
$L_{ef}$	Comprimento efetivo de troca térmica	[m]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$Nu$	Número de Nusselt	[-]
$P_{atm}$	Pressão atmosférica	[kPa]
$Pr$	Número de Prandtl	[-]
$p_v$	Pressão de vapor	[atm]
$q$	Potência elétrica	[W]



$q''$	Fluxo de calor	[W/m <sup>2</sup> ]
$q''_{evap}$	Fluxo de calor absorvido pelo evaporador	[W]
$q''_{max}$	Fluxo de calor crítico	[W]
$q''_{min}$	Fluxo térmico mínimo	[W]
$r$	Raio	[m]
$R$	Resistência térmica	[K/W]
$Re$	Número de Reynolds	[-]
$T$	Temperatura	[K]
$\bar{T}_{p,ext}$	Temperatura média na superfície externa do evaporador	[K]
$\bar{T}_{p,int}$	Temperatura interna local do evaporador	[K]
$\Delta T_e$	Excesso de temperatura	[K]
$V$	Tensão	[V]
$V_e$	Volume do evaporador	[m <sup>3</sup> ]
$V_L$	Volume de fluido de trabalho	[m <sup>3</sup> ]

### Símbolos gregos

$\mu$	Viscosidade	[kg/s.m]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Tensão superficial	[Pa]

### Subscritos

$a$	Referente à seção adiabática
$BF$	Bifásico
$e$	Externo
$i$	Interno

<i>l</i>	Líquido
<i>p</i>	Parede do termossifão
<i>sup</i>	Condições na superfície
<i>sat</i>	Condições de saturação
<i>v</i>	Vapor

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>13</b>
1.1 Objetivos .....	14
1.1.1 Objetivo geral .....	14
1.1.2 Objetivos específicos .....	14
1.2 Justificativa.....	15
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>16</b>
2.1 Termossifão isolado e funcionamento .....	16
2.2 Aplicações de termossifões.....	17
2.2.1 Coletor Solar .....	17
2.2.2 Trocadores e Recuperadores de Calor .....	20
2.2.3 Fornos de cocção.....	21
2.3 Fenômenos Físicos.....	23
2.3.1 Modos de Ebulição.....	23
2.3.2 Escoamento em Golfadas .....	28
2.4 Correlações para a Ebulição em Termossifões.....	30
<b>3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b> .....	<b>36</b>
3.1 Introdução .....	36
3.2 Descrição da Bancada .....	36
3.3 Descrição do experimento.....	39
3.4 Método para análise dos resultados experimentais .....	40
3.4.1 Estimativa do coeficiente de transferência de calor bifásico experimental.....	41
3.4.2 Estimativa do coeficiente de transferência de calor teórico.....	42
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>47</b>
4.1 Introdução .....	47
4.2 Resultados experimentais .....	47
4.2.1 Resultados do coeficiente de transferência de calor bifásico experimental.....	48
4.2.2 Resultados do coeficiente de transferência de calor teórico .....	52
<b>5. CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>56</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>57</b>
<b>APÊNDICE A – CÓDIGO PARA IMPLEMENTAÇÃO NO SOFTWARE EES DO CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR</b>	

<b>BIFÁSICO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>59</b>
<b>APÊNDICE B – CÓDIGO PARA IMPLEMENTAÇÃO NO SOFTWARE EES DO CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR MÉDIO TEÓRICO .....</b>	<b>60</b>
<b>APÊNDICE C – CÓDIGO PARA IMPLEMENTAÇÃO NO SOFTWARE EES DO CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR MÉDIO TEÓRICO DE ROHSENOW .....</b>	<b>62</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Os tubos de calor vêm sendo empregados cada vez mais em projetos industriais e domésticos por possuírem tecnologia adaptável a várias aplicações, excelentes capacidades de transferência de calor e por serem economicamente viáveis. Os termossifões são dispositivos derivados dos tubos de calor, diferenciando-se destes por não terem uma estrutura porosa interna que movimentava o fluido de trabalho por capilaridade. Ambos trabalham com transferência de calor através da mudança de fase do fluido interno, porém, no termossifão o retorno do condensado à região aquecida do sistema se dá somente pela força da gravidade. Essa característica confere aos termossifões uma menor resistência térmica e, portanto, uma maior quantidade de calor pode ser transferida sob uma pequena diferença de temperaturas.

De acordo com Vasiliev e Kakaç (2013), uma das características mais atrativas para o emprego dos termossifões é que esta tecnologia não necessita da aplicação de uma potência externa para a circulação do fluido de trabalho, sendo dessa forma, adequados à: resfriamento de lâminas de turbina a gás, resfriamento de componentes eletrônicos, coletores solares, trocadores de calor, aplicações na indústria química e petrolífera, sistemas de armazenamento de energia, geração de potência termoelétrica, entre outras.

Além disso, os termossifões são mais simples de se fabricar do que os tubos de calor convencionais. Consiste basicamente de um tubo oco evacuado, confeccionado em material condutor, fechado nas extremidades, preenchido com um fluido de trabalho a uma razão de preenchimento. O princípio de funcionamento se baseia em um ciclo termodinâmico, onde o fluido de trabalho, localizado inicialmente na região inferior do tubo (evaporador), recebe energia de uma fonte quente, como gases resultantes de um processo de combustão ou o calor do sol, por exemplo. Ao entrar em ebulição, o fluido é direcionado para a parte superior do termossifão (condensador), onde libera a energia para uma corrente de fluido mais frio que se deseja aquecer, voltando à condição de condensado e retornando ao evaporador por gravidade, reiniciando o ciclo.

Para atender a esta vasta demanda de aplicações, vários modelos matemáticos e ferramentas preditivas foram desenvolvidos para se entender o desempenho e o comportamento térmico do fluido no interior do termossifão. A

transferência de calor é significativamente afetada por estes principais parâmetros: geometria do termossifão, temperatura e pressão de trabalho, fluido de trabalho e razão de preenchimento deste no evaporador. Apesar do grande número de dados experimentais, com diferentes parâmetros de operação, a modelagem dos fenômenos que ocorrem no termossifão ainda não foi completamente definida, apresentando resultados contraditórios entre alguns autores e erros significativos.

Com o objetivo de entender e quantificar a transferência de calor inerente ao processo de ebulição de termossifões, o presente trabalho apresenta uma revisão bibliográfica a respeito dos modos de ebulição aplicada ao termossifão (evaporador). Além disso, será feita uma análise experimental do processo de ebulição em um termossifão de vidro, com variadas razões de preenchimento no evaporador, utilizando água como fluido de trabalho, para se determinar a magnitude do coeficiente de transferência de calor bifásico. Em posse dos resultados experimentais, será possível realizar uma comparação com coeficientes de transferência de calor bifásico estimados através de correlações existentes da literatura. Dessa forma, o dimensionamento do termossifão terá maior confiabilidade e eficiência para o projeto dos equipamentos assistidos por essa tecnologia.

## **1.1 Objetivos**

### **1.1.1 Objetivo geral**

O objetivo geral deste trabalho é estimar experimental e teoricamente o coeficiente convectivo de transferência de calor bifásico na região do evaporador de um termossifão de vidro.

### **1.1.2 Objetivos específicos**

Para alcançar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos serão aplicados:

- a) Realizar uma revisão bibliográfica sobre correlações para a estimativa do convectivo de transferência de calor bifásico aplicado à um termossifão;
- b) Construir e instrumentar uma bancada experimental para a realização de

- testes com um termossifão de vidro;
- c) Analisar e comparar os coeficientes convectivos bifásicos teórico e experimental.

## **1.2 Justificativa**

Os termossifões são excelentes possibilidades de aplicações em sistemas que requerem o aproveitamento de energia térmica que seria desperdiçada para o meio ambiente. Dentre elas, o uso de termossifões em projetos de coletores solares é um recurso útil para melhorar a eficiência destes dispositivos, visto que os termossifões trabalham com mudança de fase em seu interior e conseqüentemente, altas taxas de transferência de calor podem ser alcançadas.

Para o correto dimensionamento dos dispositivos, necessita-se conhecer o coeficiente de transferência de calor bifásico na região do evaporador, e assim, a capacidade de transporte de calor através do fluido de trabalho. Porém, o escoamento no interior do termosifão se torna complexo à medida que depende de muitas variáveis. Uma delas é a razão de preenchimento, que pode alterar significativamente o regime de ebulição no interior do evaporador.

Portanto, justifica-se o presente estudo devido à falta de correlações específicas na literatura para o dimensionamento do evaporador dos termossifões, que levem em consideração parâmetros iniciais importantes, como a razão de preenchimento.

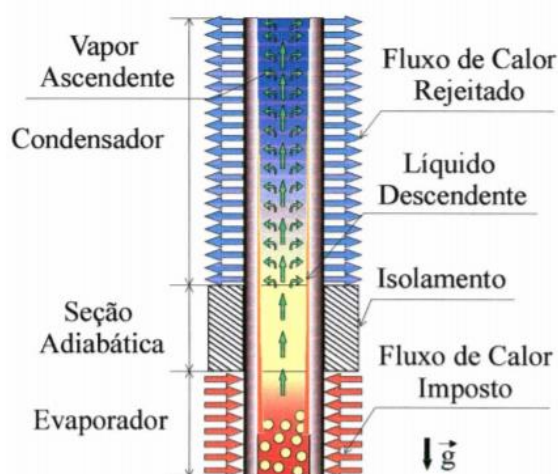
## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão descritos o princípio de funcionamento dos termossifões bifásicos, bem como as aplicações dessa tecnologia em meios industriais e domésticos. Além disso será feita uma revisão bibliográfica com as principais correlações existentes na literatura para o melhor entendimento dos fenômenos que ocorrem no interior do termossifão.

### 2.1 Termossifão isolado e funcionamento

O termossifão consiste basicamente de um tubo fechado nas extremidades, evacuado, de material condutor, preenchido posteriormente com uma determinada quantidade de fluido de trabalho. O corpo do tubo é dividido em três regiões distintas: o evaporador, localizado na parte inferior, onde o fluxo de calor é aplicado; o condensador, região mais fria, superior; e uma seção adiabática, localizada entre as duas primeiras, onde não há troca de calor com o ambiente. Em aplicações práticas ou para determinadas geometrias, a região adiabática é inexistente.

De acordo com Mantelli (2009), os termossifões são dispositivos eficientes pois, seu princípio de funcionamento envolve um ciclo bifásico fechado, onde o calor latente de vaporização e condensação são utilizados para transferir calor. O esquema do princípio de funcionamento de um termossifão é mostrado na Figura 1.



**Figura 1. Esquema do princípio de funcionamento de um termossifão**  
 Fonte: Adaptado de Mantelli (2009)



Primeiramente, o evaporador recebe determinada quantidade de fluxo de calor, como a incidência solar, fazendo com que o fluido de trabalho entre em ebulição e aos poucos suba em direção ao condensador, devido à diferença de pressão entre essas regiões. No condensador, o calor armazenado pelo vapor é retirado por um agente externo ao tubo, como um líquido refrigerante, por exemplo. Com isso, o fluido condensa e retorna por gravidade ao evaporador, fechando o ciclo no termossifão.

## **2.2 Aplicações de termossifões**

Trocadores de calor assistidos por termossifões podem ser aplicados em operações onde se almeja o aproveitamento de calor de uma fonte térmica, como gases da combustão (biomassa, derivados de petróleo). Normalmente esse calor seria desperdiçado para a atmosfera, sem recuperação de energia. Os termossifões podem substituir os tradicionais trocadores de calor ou, dependendo da aplicação, trabalhar como uma fonte auxiliar, promovendo maior eficiência ao processo.

As principais vantagens da aplicação dos termossifões em relação aos trocadores de calor são: flexibilidade geométrica, baixa manutenção, baixo custo, eficiente condução de calor e sua estrutura compacta. Algumas das principais aplicações industriais serão mostradas neste capítulo na sequência.

### **2.2.1 Coletor Solar**

Os sistemas de aquecimento de água domiciliar mais comuns utilizados no Brasil são através da energia elétrica ou da queima de algum combustível fóssil. Ambos, além de caros são recursos não renováveis, prejudiciais ao meio ambiente e, por isso, abre-se espaço para novas formas de energias sustentáveis.

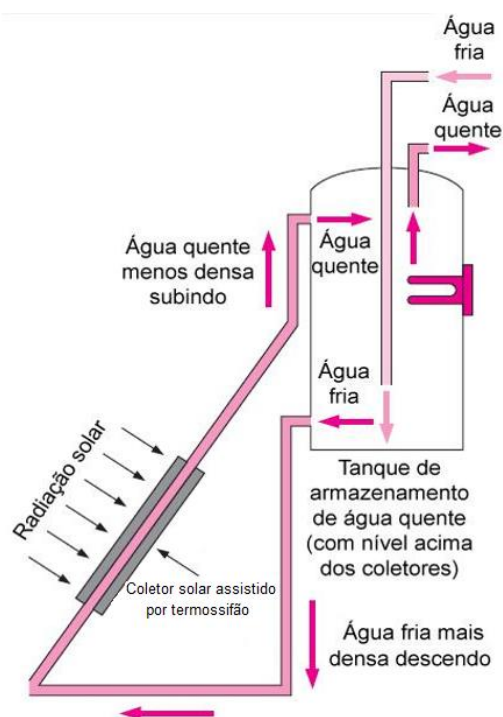
Segundo o Atlas brasileiro de energia solar (2014), o Brasil possui grande potencial de aproveitamento da energia solar durante todo o ano, pois está localizado em sua maior parte na região intertropical. Dessa forma, o aproveitamento da energia solar pode ser uma opção para a composição de um sistema de aquecimento, tendo a energia elétrica apenas como fonte auxiliar de

energia.

Os coletores solares dividem-se em dois grandes grupos: coletores solares sem concentração, que atingem uma temperatura máxima de 70°C para aplicações típicas de aquecimento de água domiciliar; e coletores solares com concentração óptica, utilizados quando uma temperatura maior é requerida.

Dente os coletores do primeiro grupo, destacam-se os coletores solares de placa plana, mais utilizados e conhecidos no Brasil. Estes são compostos por um feixe de tubos dispostos em uma caixa térmica absorvedora, feita geralmente de material metálico. A água que escoa no interior de cada tubo recebe o fluxo de calor, atuando como receptores da energia solar.

Os coletores solares assistidos por termossifões, conhecidos por coletores à vácuo, também classificados no grupo sem concentração, estão entre os mais eficientes, abaixo apenas daqueles que contém um dispositivo de rastreamento do sol, os quais são extremamente caros e utilizados em aplicações que requerem altas temperaturas (KALOGIROU, 2004). Um desenho esquemático representando o sistema de funcionamento de um coletor solar assistido por termossifão é mostrado na Figura 2.



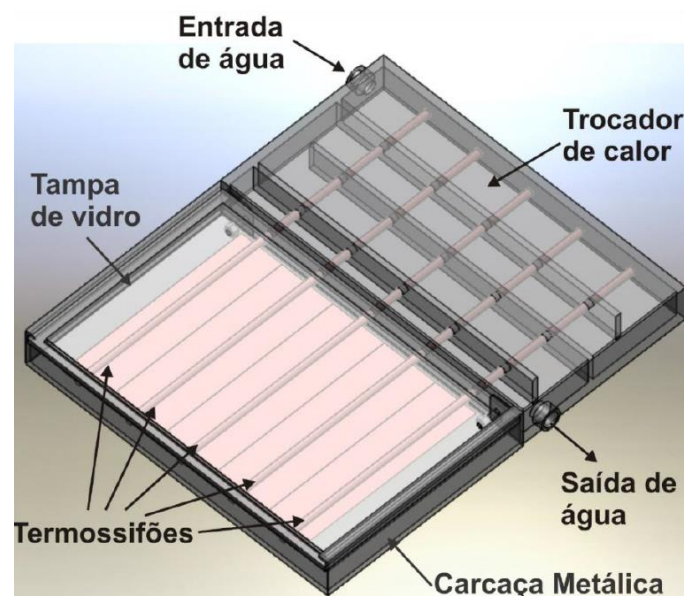
**Figura 2. Circulação natural da água num aquecedor solar assistido por termossifão**

Fonte: Adaptado de Cengel (2004)

O ciclo se inicia em um tanque de armazenamento com a água fria, que desce por gravidade até encontrar as placas coletoras assistidas pelos termossifões. Após receber a irradiação solar, a água circula no sentido ascendente e retorna ao tanque de armazenamento, onde permanece na região superior devido à sua menor massa específica em comparação à do fluido frio.

A alta eficiência desse sistema se deve ao fato de os termossifões trabalharem com mudança de fase em um ciclo bifásico fechado, sobretudo ao calor latente de vaporização do fluido, que intensifica a transferência de calor. Dessa forma, esses dispositivos são mais compactos quando comparados aos modelos convencionais (Reay e Kew, 2014).

Marquardt e Borges (2015) testaram em laboratório a eficiência de um coletor solar assistido por 5 termossifões de cobre com 700 mm de comprimento, tendo 60% do volume de cada evaporador preenchido com fluido de trabalho (água). Um esquema deste coletor solar pode ser visto na Figura 3.



**Figura 3. Coletor solar assistido por termossifões**  
 Fonte: Marquardt e Borges (2015)

Nesse estudo, os termossifões foram posicionados em duas cavidades metálicas: uma era o trocador de calor, que envolvia a região do condensador dos termossifões, ocorrendo, portanto, o aquecimento da água que passava pela cavidade; na outra parte se localizavam os evaporadores, cobertos por uma

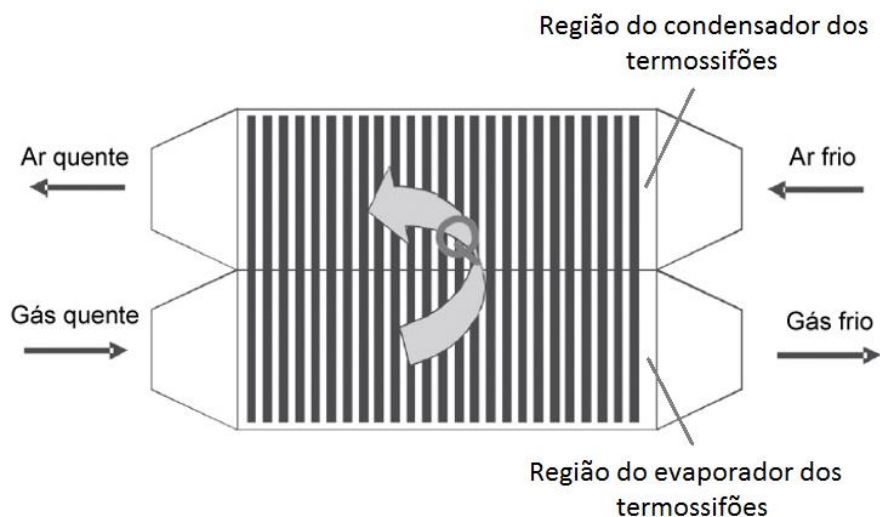
tampa de vidro, onde a irradiação solar deveria incidir. A eficiência deste coletor solar testado em laboratório pelas autoras, variou entre 59 e 74%, de acordo com a inclinação aplicada, de 9 a 25°. Este resultado é muito satisfatório quando comparado com outros coletores como o de Carvalho e Sionek (2014), que testaram em campo um coletor solar comercial de placa plana com uma área de absorção três vezes maior do que aquele assistido por termossifões e obtiveram uma eficiência média de 55%.

### **2.2.2 Trocadores e Recuperadores de Calor**

O termossifão ou tubo de calor é um dispositivo capaz de transportar grandes quantidades de calor quando submetido a pequenos gradientes de temperatura. Dessa forma, trocadores de calor assistidos por termossifões podem ser aplicados em operações onde se deseja aproveitar a energia de uma corrente de gases quentes, como os gases da combustão, que normalmente seriam desperdiçados para a atmosfera, para aquecer outro fluido. Podem ser utilizados em ciclos térmicos industriais como tecnologia auxiliar ou substituta dos trocadores de calor convencionais.

O trocador de calor assistido por termossifão é composto por um feixe de termossifões em paralelo, alocados na posição intermediária entre duas câmaras separadas: na câmara inferior, gases quentes circulam na superfície externa dos evaporadores, e na superior, uma corrente de fluido frio escoar na região dos condensadores, caracterizando assim um escoamento cruzado. A função da sequência de tubos é transferir o calor dos gases quentes, geralmente resultantes da combustão, para o fluido mais frio que se deseja aquecer. Embora o coeficiente convectivo de transferência de calor entre um fluido gasoso e a parede do termossifão seja pequeno, uma maneira de se melhorar a transferência de calor é aumentar a área externa dos tubos com o uso de aletas (MANTELLI, 2009).

A montagem dessa estrutura é feita em formato de uma carcaça retangular com as superfícies externas isoladas do meio ambiente, conforme representado na Figura 4, um esquema típico de um trocador de calor assistido por termossifões:



**Figura 4. Desenho esquemático de um trocador de calor assistido por termossifões.**

Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013)

Neste equipamento, os termossifões são agrupados em módulos, que podem ser removidos individualmente para manutenção. Esse modelo de montagem é interessante porque facilita a troca de componentes com defeito e diminui o tempo de pausa do equipamento. Além do mais, essa característica promove flexibilidade em operações que exigem maior ou menos troca de calor, de acordo com os requisitos de projeto ou com as condições de aplicação, pois os módulos podem ser retirados ou inseridos.

### 2.2.3 Fornos de cocção

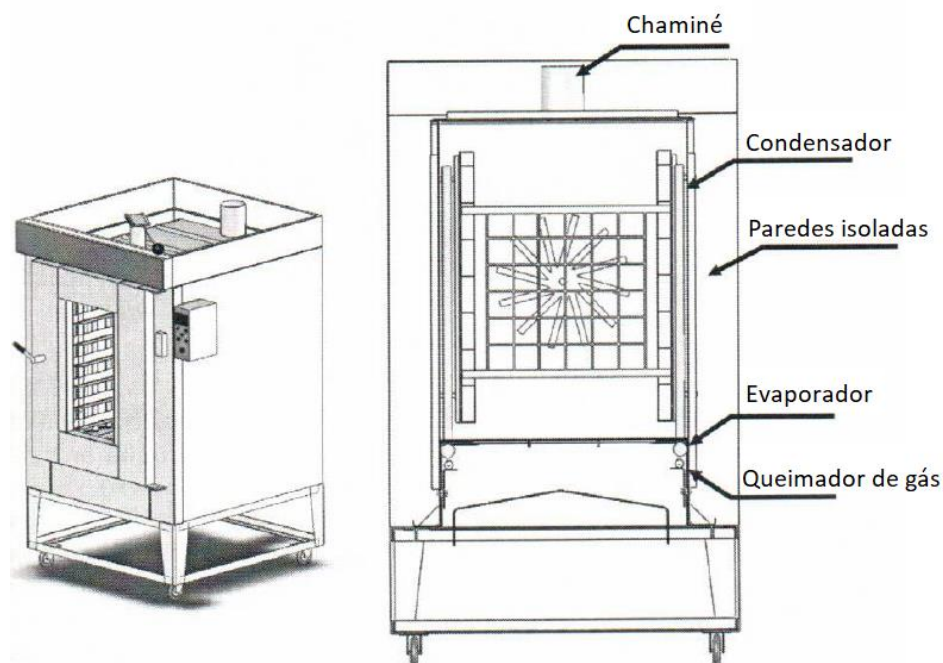
Diante da situação energética nacional, a energia elétrica tem se tornado escassa e cara e é normalmente utilizada em fornos de cocção no Brasil. Para se tornarem mais competitivas no mercado, as indústrias de pães procuram por fontes mais baratas de energia, processos fabris mais eficientes e melhoria do produto final. Nesse contexto, os termossifões podem atuar na otimização térmica desses fornos, devido a vantagens como alta condutividade térmica, atuando diretamente na eficiência da transferência de calor e simplicidade construtiva, sendo, portanto, economicamente viável. (Da Silva, 2001)

A maioria dos fornos de cocção elétricos atuais apresentam problemas de homogeneidade na distribuição do calor dentro da câmara, além de baixo desempenho, gerando um consumo desnecessário de energia elétrica. Neles, o

calor gerado é concentrado em cerca de 10% da área total da câmara, gerando regiões excessivamente quentes e a necessidade de se abrir manualmente o forno para rotacionar das bandejas e obter maior homogeneidade. (Da Silva, 2001)

Os termossifões são apropriados a várias aplicações em fornos industriais pois permitem que o calor alcance diretamente as regiões a se aquecer, além de apresentarem uma distribuição uniforme de temperatura (SILVA e MANTELLI, 2003).

Silva e Mantelli (2003) propuseram um modelo de aplicação dos termossifões em fornos de cocção (esquema na Figura 5): os termossifões são distribuídos verticalmente próximos às paredes laterais da câmara enquanto que na superfície inferior são alocados os queimadores de GLP (Gás Liquefeito de Petróleo), de forma que os gases da combustão fluem diretamente pela região dos evaporadores, porém sem se misturar com o ar do interior do forno. Ao transferir a energia uniformemente aos condensadores, essa configuração proporciona uma distribuição adequada de calor na câmara.



**Figura 5. Esquema de um forno para assar pão assistido por termossifões**

Fonte: Mantelli et al (2006)

## 2.3 Fenômenos Físicos

A importância do estudo dos modos de escoamento bifásicos se dá devido à grande quantidade de calor que pode ser transferida durante o processo de mudança de fase sob condições de equilíbrio e também a pequena diferença de temperatura e pressão. Ou seja, na ebulição altas taxas de transferência de calor podem ocorrer sem significativas mudanças na temperatura do fluido devido ao grande calor latente de vaporização absorvido. Segundo Incropera et al. (2003), as taxas e os coeficientes de transferência de calor na ebulição são, em geral, bem maiores do que aqueles associados à convecção de uma única fase.

Nesta seção serão apresentados os modos de ebulição em piscina e o escoamento em golfadas. Os termosifões são geralmente modelados em uma dessas formas, dependendo da aplicação.

### 2.3.1 Modos de Ebulição

O processo de ebulição ocorre quando a temperatura de um líquido excede a sua temperatura de saturação à uma determinada pressão devido ao processo de aquecimento do fluido. Apesar de apresentar algumas características singulares, a ebulição é considerada uma forma de transferência de calor por convecção, pois envolve movimentação de fluido na elevação das bolhas. De acordo com Çengel et al. (2004), a principal diferença em relação à convecção sem mudança de fase é que, na presença de duas fases, há a necessidade de se considerar os efeitos do calor latente de vaporização do fluido, da tensão superficial na interface líquido-vapor, bem como as suas propriedades em cada estado termodinâmico.

A ebulição está presente em várias aplicações de engenharia que envolvem altos fluxos térmicos, como um ciclo de potência em circuito fechado, evaporadores, ciclos de refrigeração por compressão de vapor e em equipamentos eletrônicos avançados (Incropera, 2003).

A ebulição é um fenômeno complexo devido às diversas variáveis envolvidas no processo de mudança de fase e aos distintos padrões de formação das bolhas que causam a movimentação do fluido. Um parâmetro importante para a determinação do modo de ebulição é o excesso de temperatura  $\Delta T_e$ ,

apresentado na equação (1):

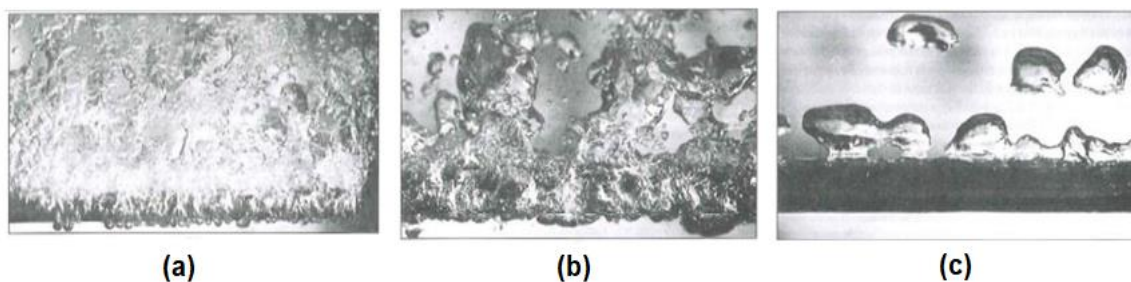
$$q'' = h(T_p - T_s) = h\Delta T_e \quad (1)$$

Onde  $q$  é o fluxo de calor ( $W/m^2$ ),  $h$  é o coeficiente de transferência de calor ( $W/m^2K$ ),  $T_p$  é a temperatura da parede da superfície analisada e  $T_s$  a temperatura de saturação do fluido.

De acordo com a presença de movimento da massa de fluido, a ebulição pode ser classificada como ebulição em piscina ou em convecção forçada. Na primeira, o líquido encontra-se quiescente (em repouso) e o único movimento observado se deve ao desprendimento das bolhas e as correntes de convecção natural. Já na ebulição em convecção forçada, a movimentação do fluido é induzida por meios externos, como uma bomba, sob a superfície aquecida. A seguir a ebulição em piscina, foco deste estudo, será detalhada, bem como suas correlações existentes na literatura.

### 2.3.1.1 Ebulição em Piscina

A ebulição em piscina refere-se à ebulição de fluidos estacionários. Esse processo varia consideravelmente dependendo das condições em que ocorre, tais como o nível de fluxo de calor aplicado na superfície sólida, as propriedades termofísicas do líquido e do vapor, o material da superfície e seu acabamento e o tamanho físico da superfície aquecida (CAREY, 1992). Nas fotografias da Figura 6 observa-se a natureza da formação de bolhas e seu movimento associado aos diferentes modos de ebulição do metanol em um tubo horizontal de cobre.

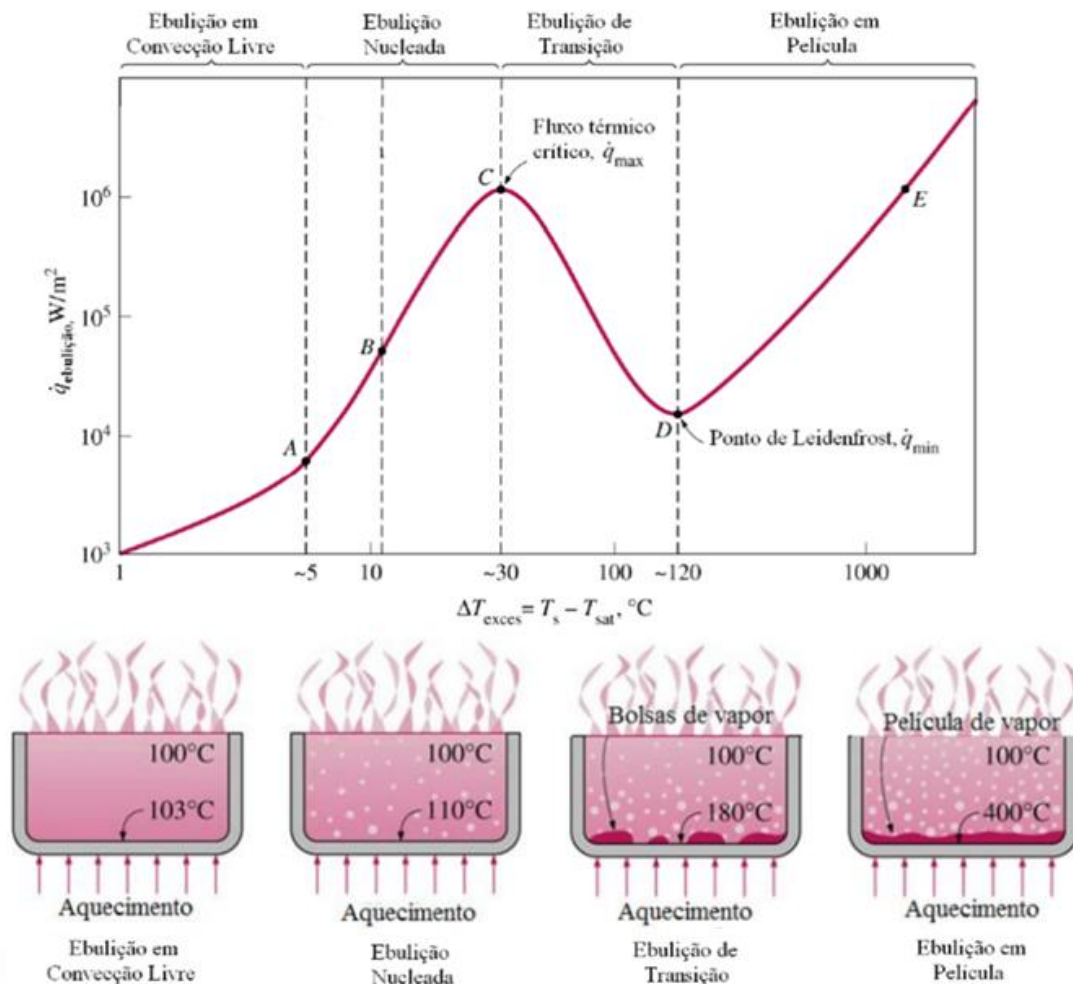


**Figura 6. Diferentes regimes de ebulição do metanol: (a) ebulição nucleada, (b) ebulição de transição e (c) ebulição de película**

Fonte: Adaptado de Cengel et al. (2004)



Para o melhor entendimento dos mecanismos físicos envolvidos no processo, utiliza-se a curva de ebulição (Fig. 7), onde os diferentes regimes de ebulição em piscina podem ser identificados de acordo com o valor do excesso de temperatura em função do fluxo de calor em ebulição.



**Figura 7. Curva de ebulição**  
Fonte: Adaptado de Cengel et al. (2004)

### 2.3.1.1.1 Ebulição com Convecção Natural

Região localizada abaixo do ponto A na curva de ebulição da Figura 7, a ebulição com convecção natural ocorre com um excesso de temperatura de aproximadamente  $5^{\circ}\text{C}$ . O movimento do fluido e a transferência de calor devem-se às correntes de convecção natural, por isso as correlações desse regime podem ser utilizadas para estimar os coeficientes e taxas de transferência de calor. Nas aplicações em termosifões, a ebulição em piscina com convecção

natural é geralmente desprezada, pois o coeficiente de transferência de calor é relativamente baixo.

### 2.3.1.1.2 Ebulição Nucleada

De acordo com Carey (1992), a região de ebulição nucleada (entre os pontos A e C=30°C) é dividida em bolhas isoladas (região A-B) e jatos ou colunas de bolhas (região B-C). A primeira caracteriza-se por poucos e separados sítios ativos de formação de bolhas que se desprendem da superfície e induzem uma considerável mistura de fluido, aumentando assim a troca direta de calor entre a superfície e o líquido em movimento. Com o aumento do excesso de temperatura, mais sítios se tornam ativos até o momento em que o espaçamento entre eles é pequeno o bastante para que ocorra a interferência e coalescência das bolhas, formando bolsões de vapor, o que caracteriza a região de jatos ou coluna de bolhas.

É desejável operar equipamentos no regime de ebulição nucleada pois altas taxas de transferência de calor estão associadas com valores relativamente pequenos do excesso de temperatura (INCROPERA et. al. 2003).

Nesse regime, a determinação da taxa de transferência de calor é complexa por que depende de fatores de difícil precisão, como número de sítios ativos de nucleação de bolhas e sua taxa de formação em cada local. Dessa forma, as correlações existentes são baseadas em dados experimentais. A correlação mais amplamente utilizada para a ebulição nucleada foi desenvolvida por Rohsenow (1952):

$$\frac{q''}{\mu_l h_{lv}} \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} = \frac{1}{C_{sf}}^{1/r} Pr_l^{-s/r} \left[ \frac{C_{pl}(T_p - T_{sat})}{h_{lv}} \right]^{1/r} \quad (2)$$

Onde  $q''$  é o fluxo de calor aplicado,  $h_{lv}$  o calor latente de vaporização,  $\sigma$  é a tensão superficial,  $Pr_l$  é o número de Prandtl do líquido,  $\mu_l$  a viscosidade dinâmica do líquido,  $C_{pl}$  é o calor específico a pressão constante do líquido,  $\rho_l$  a massa específica do líquido e  $\rho_v$  a do vapor. Originalmente, os valores de  $r=0,33$  e  $s=1$  para a água são recomendados.  $C_{sf}$  é uma constante dependente da interface sólido-líquido e seus valores tabelados serão discutidos no próximo

capítulo.

### 2.3.1.1.3 Ebulição no Regime de Transição

Em torno de 120°C de excesso de temperatura, a formação de bolhas é tão intensa que um filme de vapor cobre a superfície e atua como um isolamento térmico, devido à baixa condutividade do vapor. Por esse motivo o fluxo de calor diminui significativamente. Nesse regime ocorre uma transição entre a região de ebulição nucleada e a de filme, por isso ela é evitada na prática.

No entanto, no ponto C, final da ebulição nucleada, a taxa de evaporação é tão grande que a superfície fica coberta por bolhas, dificultando sua molhabilidade (habilidade de um líquido manter contato com uma superfície sólida). O fluxo de calor nesse ponto é chamado de fluxo de calor crítico, pois qualquer aumento adicional de energia é recebido pela superfície do aquecedor, fazendo com que sua temperatura suba repentinamente até o ponto E no gráfico. No entanto, esta temperatura pode estar além do ponto de fusão do material, ocasionando a queima da parede. Por isso, o ponto C é comumente denominado ponto de queima.

Dessa forma, no projeto de equipamentos de transferência de calor é importante conhecer o fluxo de calor crítico  $q''_{m\acute{a}x}$  para evitar a queima da superfície. Assim, Kutatelatze (1959) determinou teoricamente a seguinte relação para o fluxo de calor máximo:

$$q''_{m\acute{a}x} = C_k \rho_v^{1/2} h_{lv} [g (\rho_l - \rho_v) \sigma]^{1/4} \quad (3)$$

Onde o valor da constante  $C_k$  é cerca de 0,131, baseado em experimentos em cilindros horizontais.

### 2.3.1.1.4 Ebulição em Filme (Película)

A partir do ponto D da curva de ebulição, a superfície do aquecedor está totalmente coberta por uma película de vapor estável, responsável pelas baixas taxas de transferência de calor nessa região, e o fluxo térmico atinge um valor mínimo. A partir daí, com o aumento da temperatura, o fluxo térmico volta a

aumentar devido às trocas de calor por radiação através da manta de vapor.

O limite inferior deste regime possui interesse prático, pois se o fluxo térmico cair para um valor abaixo desse mínimo, o filme de vapor irá colapsar e a condição de ebulição nucleada será reestabelecida (Incropera, 2003). Assim, Zuber (1974) deduziu a correlação a seguir para o fluxo de calor mínimo (ponto D):

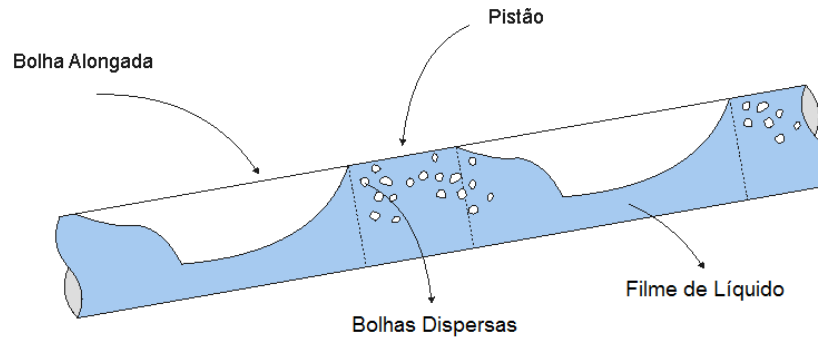
$$q''_{min} = C \rho_v h_{lv} \left[ \frac{g \pi (\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l - \rho_v)^2} \right]^{1/4} \quad (4)$$

As propriedades são avaliadas na temperatura de saturação e o valor da constante  $C$  é 0,09.

### 2.3.2 Escoamento em Golfadas

Em função da variação dos parâmetros operacionais, como um acréscimo de fluxo de calor no evaporador do termossifão, o líquido quiescente passa a ter um diferente padrão de escoamento conhecido como escoamento em golfadas (*slug flow*). A principal característica desse padrão de escoamento se refere à forma em que as duas fases estão distribuídas, o que provoca variação da velocidade e comprimento das bolhas a medida em que o tempo passa e dificulta sua caracterização e modelagem.

O escoamento em golfadas consiste da passagem intermitente de duas estruturas distintas: o pistão (*slug*) composto por uma fase contínua de líquido que pode conter uma fração de gás disperso em pequenas bolhas; e a bolha alongada, que é formada por um bolsão de gás que ocupa a maior parte da seção transversal do tubo. O conjunto dessas duas estruturas é conhecido como célula unitária, esquematizada na figura 8.



**Figura 8. Escoamento em golfadas**  
 Fonte: adaptado de Chelski (2010)

A transferência de calor no interior do termossifão se altera significativamente com a mudança da ebulição em piscina para o escoamento em golfadas. Dessa forma, é importante se obter uma correlação que expresse corretamente esse modelo. Apesar de haver uma gama de estudos a respeito do escoamento em golfadas disponíveis na literatura, este ainda não é entendido por completo devido à complexidade do escoamento e as correlações existentes são acompanhadas de erros significativos.

Kandlikar (1990) obteve uma correlação para o cálculo do coeficiente convectivo em escoamentos forçados bifásicos para o escoamento em golfadas. Levando em consideração a influência da ebulição nucleada e da convecção forçada sobre o coeficiente de transferência de calor global do escoamento, Kandlikar propôs as duas correlações apresentadas a seguir:

$$\frac{h_{BF}}{h} = 0,6683 \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,1} X^{0,16} (1 - X)^{0,64} + 1058 \left( \frac{q''}{\dot{m}'' h_{lv}} \right)^{0,7} (1 - X)^{0,8} \quad (5)$$

$$\frac{h_{BF}}{h} = 1,136 \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,45} X^{0,72} (1 - X)^{0,08} + 667,2 \left( \frac{q''}{\dot{m}'' h_{lv}} \right)^{0,7} (1 - X)^{0,8} \quad (6)$$

Estas se aplicam para o cálculo do coeficiente convectivo em um duto vertical, para a água em escoamento forçado. A equação 5 refere-se a um escoamento onde a convecção forçada se sobressai, enquanto que na equação 6 a ebulição nucleada contribui mais para a transferência de calor. Nas duas equações acima, o parâmetro  $X$  refere-se à fração mássica do vapor no fluido,  $h_{lv}$  é a entalpia de vaporização,  $\dot{m}''$  é a vazão mássica por unidade de área transversal,  $h$  é o coeficiente convectivo de transferência de calor monofásico e  $h_{BF}$  o bifásico. O maior valor de  $h_{BF}$  obtido nas correlações indica em qual região

o escoamento se encontra e deve ser usado para a análise.

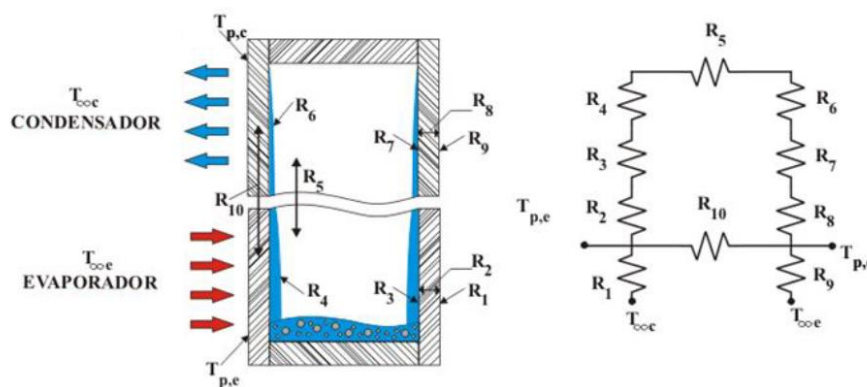
## 2.4 Correlações para a Ebulição em Termossifões

A modelagem matemática tem por objetivo estimar a capacidade de transferência de calor de um termossifão, para que se possa projetar corretamente o equipamento a ser assistido por esta tecnologia. Essa modelagem é feita através da analogia com os circuitos elétricos, um modo simples e preciso de cálculo para sistemas com escoamento unidimensional em regime permanente.

Segundo Groll e Rosler (1992), a resistência térmica global é definida como a diferença da média das temperaturas do evaporador ( $\bar{T}_e$ ) e do condensador ( $\bar{T}_c$ ), dividido pela potência transferida,  $q$ :

$$R = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{q} \quad (7)$$

A resistência térmica representa a dificuldade de passagem de calor, ou seja, quanto maior sua magnitude, menor será a capacidade de transferência de calor. Na Figura 9 é mostrado um esquema de um termossifão com 10 resistências térmicas, apresentadas a seguir.



**Figura 9. Circuito térmico equivalente em um termossifão.**

**Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013, p. 419)**

As resistências térmicas  $R_1$  e  $R_9$  referem-se ao caminho percorrido da fonte de calor até a parede externa do evaporador e do condensador, respectivamente, o qual depende do mecanismo de transferência de calor adotado. Nesse caso, as resistências térmicas da parede do tubo para o

ambiente externo são definidas pelas equações:

$$R_1 = \frac{1}{h_e A_e} \quad (8)$$

$$R_9 = \frac{1}{h_c A_c} \quad (9)$$

Onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor com o ambiente externo,  $A$  a área externa do tubo e os subscritos  $e$  e  $c$  referem-se à região do evaporador e condensador respectivamente.

Uma vez que o calor da fonte encontra a região externa do termossifão, ele é transferido por condução através do material da parede na direção radial ( $R_2$  no evaporador e  $R_8$  no condensador) e axial ( $R_{10}$ ). As expressões para a determinação das resistências térmicas no sentido radial são conhecidas na literatura e podem ser calculadas como segue, aplicadas a cilindros:

$$R_2 = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi L_e k_{vidro}} \quad (10)$$

$$R_8 = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi L_c k_{vidro}} \quad (11)$$

Onde  $d_e$  e  $d_i$  são os diâmetros externo e interno do termossifão,  $L_e$  é o comprimento do evaporador,  $L_c$  é o comprimento do condensador e  $k_{vidro}$  é a condutividade térmica da parede do tubo de vidro.

A resistência térmica no sentido axial,  $R_{10}$  pode ser determinada através da equação (12).

$$R_{10} = \frac{L_{ef}}{A_w k_{vidro}} \quad (12)$$

Onde  $A_w$  é a área da seção transversal do tubo e  $L_{ef}$  é o comprimento efetivo de troca térmica, calculado da seguinte forma:

$$L_{ef} = L_a + \frac{1}{2}(L_e + L_c) \quad (13)$$

$L_a$  representa o comprimento da seção adiabática.

O fluido no interior do termossifão está na condição de líquido saturado, de forma que qualquer acréscimo de calor ocasionará a ebulição do mesmo. Por isso, quando o calor da parede do evaporador encontra o líquido de trabalho, dá-se início à ebulição. Dessa forma, devido à variação de densidade das duas fases, causada pelo aumento de temperatura, o vapor é direcionado por gravidade às regiões mais frias.

Segundo Groll e Rösler (1992), esse fenômeno ocasiona dois regimes distintos de transferência de calor: o regime de ebulição em piscina, representado pela resistência térmica  $R_{3p}$ , e o regime de ebulição em filme, representado por  $R_{3f}$ . Assim, a resistência de evaporação  $R_3$  pode ser obtida através da junção das contribuições desses dois fenômenos:

$$R_3 = R_{3p}F + R_{3f}(1-F) \quad (14)$$

Onde a razão de preenchimento  $F$  pode ser calculada pela razão entre o volume de fluido de trabalho ( $V_L$ ) e o volume do evaporador:

$$F = \frac{V_L}{V_e} \quad (15)$$

De acordo com Groll e Rösler (1992), contribuição individual das parcelas da resistência térmica para ebulição em piscina e em filme líquido são mostradas a seguir, nas equações (16) e (17):

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi q^{0,4} (\pi d_i L_e)^{0,6}} \quad (16)$$

$$R_{3f} = \frac{0,345 q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_e \psi^{4/3}} \quad (17)$$

Onde  $\phi$  e  $\psi$  são dados por:

$$\phi = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} C_{pl}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left( \frac{\rho_v}{\rho_{atm}} \right)^{0,23} \quad (18)$$



$$\Psi = \left( \frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (19)$$

O vapor advindo da região do evaporador encontra as paredes internas do condensador, onde tem seu calor retirado para formar o condensado. Este envolve a região superior do termossifão no formato de um filme que aumenta sua espessura até retornar, por gravidade, ao evaporador. A resistência térmica associada com a condensação é a  $R_7$  e pode ser calculada pela equação a seguir:

$$R_7 = \frac{1}{h_c 2\pi r_i L_c} \quad (20)$$

Mantelli et al. (2009) realizaram um estudo comparativo baseado em dados experimentais e correlações para a transferência de calor de vários pesquisadores e concluíram que o coeficiente convectivo no condensador de termossifões  $h_c$  é melhor representado por:

$$Nu \equiv \frac{h_c d_i}{k_l} = 25 Re_l^{0,25} Pr_l^{0,4} \quad (21)$$

Onde  $Pr_l$  é o número de Prandtl do líquido,  $Re_l$  é o número de Reynolds,  $k_l$  é a condutividade térmica do líquido,  $d_i$  é o diâmetro interno e  $r_i$  o raio interno do tubo. Nessa configuração, o número de Reynolds pode ser determinado por

$$Re_l = \frac{4q}{\pi d_i h_{lv} \mu_l} \quad (22)$$

Onde  $q$  é a taxa de transferência de calor em W.

Baseado na análise de Nusselt para a condensação, Groll e Rösler (1992) sugeriram uma relação para a resistência térmica  $R_7$  que não depende do coeficiente de convecção:

$$R_7 = \frac{0,345 q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_c \Psi^{4/3}} \quad (23)$$

A resistência térmica associada ao escoamento do vapor e à queda de

temperatura de saturação é representada por  $R_5$ . Aplicando o modelo de gás ideal, tem-se:

$$R_5 = \frac{T_v (p_{ve} - p_{vc})}{h_{lv} \rho_v q} \quad (24)$$

Onde  $T_v$  é a temperatura do vapor,  $p_{ve}$  e  $p_{vc}$  são as pressões de vapor do evaporador e do condensador respectivamente e  $q$  a potência transferida.

As duas últimas resistências a serem definidas da figura 9, são a  $R_4$  e  $R_6$ , localizadas em série entre as resistências de evaporação ( $R_3$ ) ou condensação ( $R_7$ ) e a resistência de vapor ( $R_5$ ). Essas resistências estão associadas com a queda de pressão devido à curvatura na interface líquido-vapor, tanto na região do evaporador quanto na do condensador. Nessa região, embora considerada em equilíbrio em sistemas com condições de regime permanente, as moléculas de líquido e vapor se movimentam devido à contínua vaporização e condensação do fluido. Essa movimentação provoca uma certa queda de pressão na interface que, apesar de pequenas, podem ser significativas para sistemas menores, como em aplicações com componentes eletrônicos. Duas equações da literatura são propostas para expressar tais resistências térmicas:

$$R_4 = \frac{R T^2 (2\pi R T)^{1/2}}{h_{lv}^2 \rho_{ve} A_e} \quad (25)$$

$$R_6 = \frac{R T^2 (2\pi R T)^{1/2}}{h_{lv}^2 \rho_{vc} A_c} \quad (26)$$

Onde  $R$  é a constante universal do gás,  $\rho_v$  a pressão de vapor,  $A$  é a área de troca de calor entre o termossifão e a fonte (subscrito  $e$  para a região do evaporador e  $c$  para a do condensador),  $T$  é a temperatura de operação e  $h_{lv}$  o calor latente de vaporização.

Combinando todas as resistências do circuito térmico, a seguinte expressão representa a resistência equivalente:

$$R = R_1 + [(R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8)^{-1} R_{10}^{-1}]^{-1} + R_9 \quad (27)$$

Geralmente a resistência térmica do material da parede na direção axial,  $R_{10}$  é muito grande em relação as outras resistências do circuito e, por se encontrar em paralelo com as mesmas, poderá ser desprezada. Da mesma forma, a resistência térmica associada ao escoamento do vapor,  $R_5$  e as resistências associadas com a queda de pressão devido à curvatura da interface líquido-vapor,  $R_4$  e  $R_6$  são geralmente negligenciadas por serem muito menores do que as demais e estarem em série no circuito. Dessa forma, o circuito térmico resultante pode ser definido por:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_7 + R_8 + R_9 \quad (28)$$

A metodologia das resistências térmicas de Groll e Rosler (1992) será simplificada nesse trabalho para a determinação do coeficiente de transferência de calor bifásico teórico (Capítulo 4). Somente a resistência térmica da região do evaporador,  $R_3$ , será considerada na análise.

### **3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL**

#### **3.1 Introdução**

Nesse capítulo será apresentado a metodologia experimental utilizada, desde os materiais e métodos para a aquisição de dados, descrição da bancada e do experimento, até a modelagem matemática final do coeficiente convectivo no interior do evaporador.

#### **3.2 Descrição da Bancada**

Para a realização dos experimentos com o termossifão, foi construída uma bancada de testes nas dependências do laboratório do Núcleo de Escoamento Multifásico (NUEM) da UTFPR, composta pelos seguintes equipamentos: um termossifão de vidro bipartido entre a região do evaporador e do condensador, um sistema de aquisição de dados (Agilent 34970 A com 20 canais), uma fonte de potência (Agilent U8002A) e um computador, além de componentes secundários para auxiliar na montagem do experimento como uma bomba de vácuo, uma bureta e o sistema de ventilação.

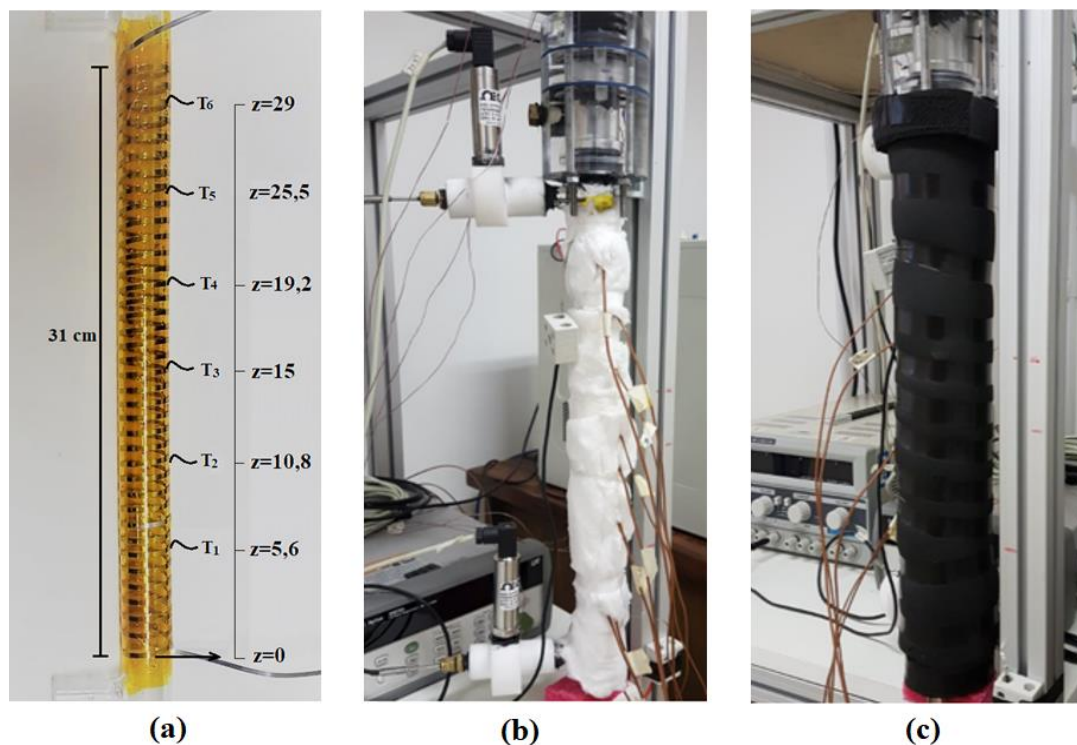
O evaporador do termossifão, mostrado na Figura 10, possui as seguintes dimensões: comprimento de 31 cm, diâmetro interno do tubo de 25,6 mm e diâmetro externo de 30 mm. Esta região foi envolta por uma fita metálica de Níquel-Cromo em forma de espiral, utilizada como resistor elétrico para simular o aquecimento do evaporador devido à passagem de corrente advinda da fonte de potência. O resistor foi fixado à superfície do tubo com o auxílio de uma fita Kapton (Hikari), que suporta altas temperaturas, até em torno de 260°C e possui alta condutividade térmica. A Figura 10 mostra também dois orifícios que dão acesso ao lado interno do tubo de vidro, equipados com sensores para aquisição de dados de temperatura e pressão internos do fluido. Em cada prolongamento foi instalado um sensor do tipo termoresistor de platina (RTD Pt100) para a medição da temperatura e um transdutor de pressão de alta precisão (Omega PX419) que mede pressão absoluta até 50 psi (3,45 bar).



**Figura 10. Evaporador do termossifão equipado com o resistor elétrico**

Fonte: Autoria própria

Com o objetivo de se aferir a temperatura do termossifão durante o experimento, 14 termopares do tipo T foram fixados às superfícies: 6 na região externa do evaporador, 4 no exterior do isolamento de poliuretano e 4 na região do condensador. Além disso, para evitar a perda de calor para o ambiente, a região do evaporador foi envolta por um isolamento de lã de vidro e de poliuretano. A posição  $z$  dos termopares ( $T_1$  a  $T_6$ ) e a sequência de isolamento são mostradas na Figura 11.



**Figura 11. Região do evaporador do termossifão: (a) evidenciando a posição  $z$ [cm] dos termopares, (b) com uma camada de lã de vidro e (c) com o isolamento externo de poliuretano**

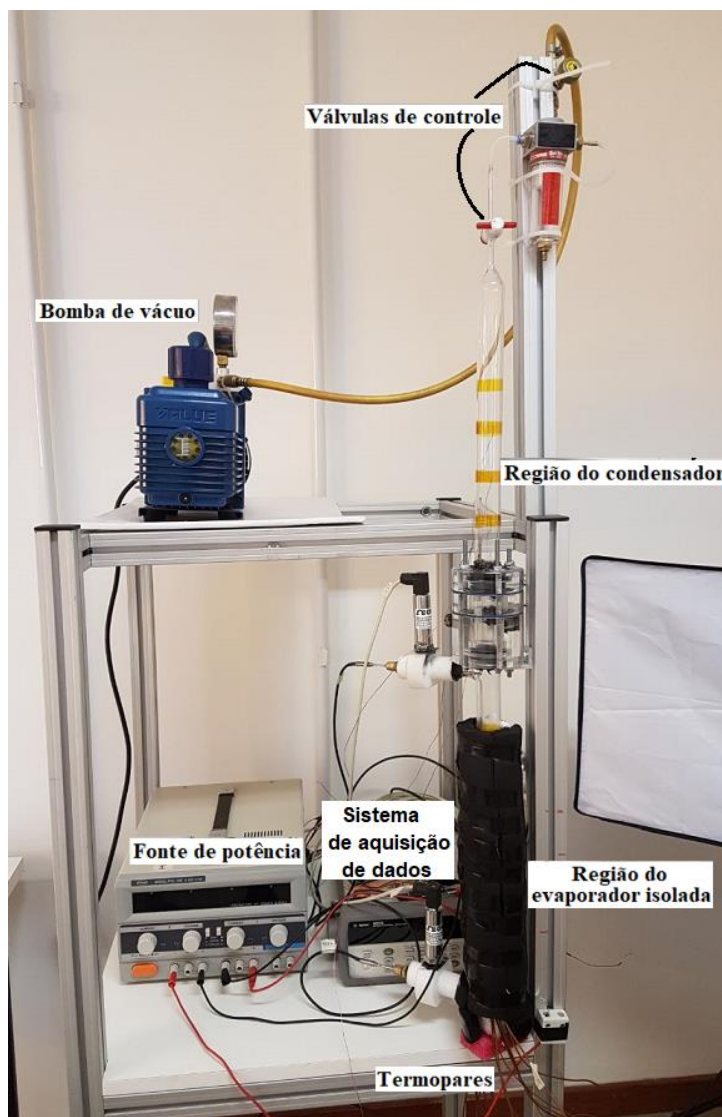
Fonte: autoria própria

Na região superior à válvula do condensador foi instalado um filtro para compressor simples, com o objetivo de impedir que o fluido de trabalho escoasse até a bomba de vácuo, deteriorando-a. Ele foi conectado à região superior do condensador e à mangueira que acessa a bomba de vácuo através de mangueiras flexíveis e de dois engates rápidos, como mostrado na Figura 12.



**Figura 12. Detalhe do filtro para compressor instalado**  
Fonte: Autoria própria

A configuração de montagem da bancada com o termossifão e demais equipamentos é mostrada na Figura 13.



**Figura 13. Bancada experimental**  
Fonte: Autoria própria

### 3.3 Descrição do experimento

Iniciou-se o experimento evacuando o termossifão para retirar os gases não condensáveis do interior do tubo, reduzir a pressão interna e, conseqüentemente, a temperatura de ebulição do fluido de trabalho. Para isso, utilizou-se uma bomba de vácuo ligada a uma mangueira de borracha flexível, conectada a uma válvula de controle de fluxo e esta a uma mangueira de silicone, que acessa diretamente o interior do termossifão (configuração mostrada da região superior do termossifão na Figura 13).

Logo após, tomando os devidos cuidados para que o ar não retornasse ao interior do equipamento, o fluido de trabalho foi inserido com o auxílio de uma

bureta conectada a uma mangueira de silicone em diversas razões de preenchimento: 70, 80, 90 e 100 e 110% do volume do evaporador. O fluido de trabalho utilizado foi água mineral (pH de 6,7 e condutividade elétrica de 256  $\mu\text{S}/\text{cm}$  a 25°C).

A fita metálica resistiva que envolve uniformemente a parte externa do evaporador do termossifão foi submetida a uma diferença de potencial em suas extremidades, por meio da fonte de potência. Através dela foi possível ajustar a tensão elétrica no resistor bem como a corrente elétrica fornecida. Com a passagem de corrente, a região foi aquecida por efeito Joule, simulando a irradiação solar. A potência aplicada (taxa de transferência de calor),  $q$  pode ser relacionada com a corrente elétrica  $i$  e a tensão  $V$  através da lei de Joule:

$$q = iV \quad (29)$$

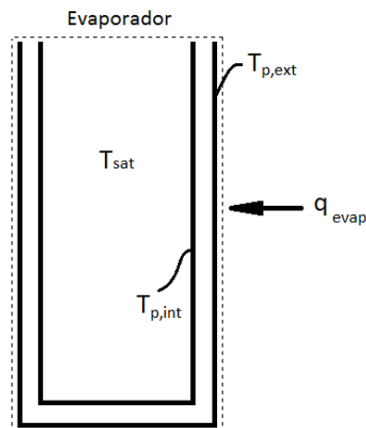
As potências aplicadas foram de 70, 80, 90 e 100W para cada razão de preenchimento. Aferia-se as temperaturas e pressões através de um software fornecido pela própria empresa fabricante do sistema de aquisição de dados. Quando os termopares indicavam cerca de 80°C a bomba de vácuo era ligada e assim mantinha-se por aproximadamente 10 minutos, a fim de que o sistema alcançasse o estado de regime permanente. O sistema de ventilação no condensador permaneceu ligado durante todo o experimento, a fim de retirar calor do fluido de trabalho, retornando assim à região do evaporador. Por fim, os dados provenientes dos sensores foram armazenados.

### 3.4 Método para análise dos resultados experimentais

Um esquema simplificado da região do evaporador do termossifão é representado na Figura 14, onde  $T_{p,ext}$  é temperatura da parede externa, medida pelos termopares,  $T_{p,int}$  é a temperatura interna do tubo,  $T_{sat}$  é a temperatura de saturação do fluido de trabalho à determinada pressão, medido através do termoresistor e  $q_{evap}$  é a taxa de transferência de calor adicionado ao evaporador do termossifão através da fonte de potência. Note que estão sendo desprezadas as transferências de calor para o ambiente (tubo isolado) e a potência elétrica que está sendo aplicada ao evaporador é igual a energia transferida para o fluido



no interior do termossifão.



**Figura 14. Esquema simplificado do evaporador de um termossifão**  
**Fonte: Autoria própria.**

Com a configuração mostrada acima, o objetivo inicial será encontrar uma expressão que represente de forma adequada a temperatura interna da parede do evaporador. Em posse deste e dos demais parâmetros iniciais, obter-se-á experimentalmente o coeficiente de transferência de calor bifásico no interior do evaporador do termossifão. Embora não haja na literatura correlações que considerem a contribuição da razão de preenchimento no cálculo do coeficiente convectivo, este valor estimado, poderá ser comparado àqueles das correlações vistas no capítulo anterior.

### 3.4.1 Estimativa do coeficiente de transferência de calor bifásico experimental

De acordo com a teoria da ebulição, quando a temperatura da superfície interna  $T_{p,int}$  é superior à temperatura de saturação do líquido  $T_{sat}$  correspondente à sua pressão, a ebulição se inicia. O calor é transferido da superfície sólida para o líquido e a forma apropriada da lei do resfriamento de Newton, evidenciando o coeficiente de transferência de calor local, é:

$$h_z^{exp} = \frac{q_{evap}}{(T_{p,int} - T_{sat})A_{sup,e}} \quad (30)$$

O coeficiente convectivo médio para toda a superfície do evaporador,  $\bar{h}_z^{exp}$ , e

local são relacionados da seguinte forma:

$$\bar{h}_{BF}^{exp} = \frac{1}{A_{sup,e}} \int_{A_{sup,e}} h_z dA \quad (31)$$

Note que, na Eq. (30), necessita-se de uma estimativa da temperatura média da parede interna do termossifão para calcular o coeficiente convectivo no interior do mesmo.

De acordo com Incropera et al. (2003), a resistência térmica de condução pode ser definida como a razão entre um potencial motriz e a correspondente taxa de transferência de calor, conforme mostrado na equação (32).

$$R = \frac{T_{p,ext} - T_{p,int}}{q_{evap}} \quad (32)$$

Para sistemas radiais, como no caso de cilindros ocos, expostos a fluidos com diferentes temperaturas nas superfícies interna e externa, a resistência térmica tem a forma:

$$R = \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi k_{vidro} L_e} \quad (33)$$

Onde  $r_e$  e  $r_i$  referem-se ao raio externo e interno da parede do tubo,  $k_{vidro}$  é a condutividade térmica do material do termossifão, no caso vidro e  $L_e$  é o comprimento da seção do evaporador.

Combinando as duas equações anteriores, chega-se à equação (34) a seguir, uma estimativa da temperatura média da parede interna do termossifão.

$$T_{p,int} = T_{p,ext} - \frac{\ln \frac{r_e}{r_i} q_{evap}}{2\pi k_{vidro} L_e} \quad (34)$$

### 3.4.2 Estimativa do coeficiente de transferência de calor teórico

#### 3.4.2.1 Modelo de Rohsenow

O modelo de Rohsenow baseia-se no princípio de que o processo de

crescimento e liberação das bolhas induz a movimentação do líquido ao redor da parede, o que gera uma agitação local, facilitando o transporte de calor da superfície adjacente. Ou seja, inicialmente a transferência de calor se dá como um simples processo de convecção com uma única fase e, por isso, os altos coeficientes convectivos associados com o regime de ebulição nucleada (Carey, 1992).

Dessa forma, Rohsenow desenvolveu uma correlação para o coeficiente de transferência de calor médio no processo de ebulição nucleada, através de um método empírico, dado por:

$$q_s'' = \mu_l h_{fg} \left( \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{1/2} \left( \frac{c_{p,l} \Delta T_e}{C_{sf} h_{fg} Pr^n} \right)^3 \quad (35)$$

Em que as diferentes propriedades do fluido, como a massa específica  $\rho$ , a viscosidade  $\mu$  e a condutividade térmica  $k$  são avaliadas à temperatura de saturação correspondente à pressão local.  $C_{sf}$  é uma constante dependente da interface sólido-líquido e seus valores tabelados podem ser encontrados na Tabela 1. Apesar de os valores tabelados darem uma boa estimativa do valor de  $C_{sf}$ , recomenda-se que, quando possível, seja conduzido um experimento com o objetivo de se determinar um valor mais apropriado para essa constante, de acordo com a particular combinação sólido líquido de interesse. Se isso não for possível e a combinação sólido-líquido não estiver listada na Tabela 1, uma primeira aproximação de  $C_{sf} = 0,013$  é recomendada (Carey 1992).

**Tabela 1. Valores da constante  $C_{sf}$  na correlação de Rohsenow (Equação 35) para diferentes combinações líquido-superfície**

Combinação líquido-superfície	$C_{sf}$
Água-cobre riscado	0.0068
Água-aço inoxidável esmerilhado e polido	0.0080
Água-cobre polido	0.0128
Água-aço inoxidável atacado quimicamente	0.0133
Água-aço inoxidável polido mecanicamente	0.0132
Água-cobre esmerilhado tratado com parafina	0.0147
Água-níquel (tubo vertical)	0.006
Água-aço inoxidável (tubo horizontal)	0.015
Água-aço inoxidável (tubo vertical)	0.020
Água-cobre (tubo vertical)	0.013
Álcool etílico-cromo	0.0027
Benzeno-cromo	0,0101
n-Pentano-cobre esmerilhado	0.0049
n-Pentano-cobre polido	0.0154
n-Pentano-níquel polido	0.0127
Tetracloroeto de carbono-cobre polido	0.0070
Tetracloroeto de carbono-cobre (tubo vertical)	0.013

Fonte: Carey (1992)

Conhecendo-se o fluxo de calor aplicado, o coeficiente de transferência de calor pode ser encontrado através da forma apropriada da lei do resfriamento de Newton citada acima, equação (30).

### 3.4.2.2 Modelo das resistências térmicas no evaporador

Como citado anteriormente, a analogia entre circuitos elétricos e térmicos é uma técnica simples e precisa para se determinar a capacidade de transferência de calor e distribuição de temperaturas em um termossifão. A resistência térmica global  $R$  do sistema pode ser relacionada com a potência aplicada  $q$  através da seguinte equação:

$$R = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{q} \quad (36)$$

Onde  $\bar{T}_e$  é a temperatura no evaporador e  $\bar{T}_c$  a no condensador.

O fluido no interior do termosifão está na condição de líquido saturado, de forma que qualquer acréscimo de calor ocasionará a ebulição do mesmo. Por isso, quando o calor da parede do evaporador encontra o líquido de trabalho, dá-se início à ebulição. Dessa forma, devido à variação de densidade das duas fases, causada pelo aumento de temperatura, o vapor é direcionado por gravidade à regiões mais frias. Esse fenômeno ocasiona dois regimes distintos de transferência de calor: o regime de ebulição em piscina, representado pela resistência térmica  $R_{3p}$ , e o regime de ebulição em filme, representado por  $R_{3f}$ . Assim, a resistência de evaporação  $R_3$  pode ser obtida através da junção das contribuições desses dois fenômenos:

$$R_3 = R_{3p}F + R_{3f}(1-F) \quad (37)$$

Onde a razão de preenchimento  $F$  pode ser calculada pela razão entre o volume de fluido de trabalho ( $V_L$ ) e o volume do evaporador:

$$F = \frac{V_L}{V_e} \quad (38)$$

A contribuição individual das parcelas da resistência térmica para ebulição em piscina e em filme líquido foram sugeridas por Groll e Rösler (1992) e são mostradas a seguir, nas equações (39) e (40):

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi q^{0,4} (\pi d_i L_e)^{0,6}} \quad (39)$$

$$R_{3f} = \frac{0,345 q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_e \Psi^{4/3}} \quad (40)$$

Sendo  $L_e$  o comprimento do evaporador,  $d_i$  o diâmetro interno do evaporador,  $C_{pl}$  o calor específico do líquido à pressão constante,  $p_{atm}$  a pressão atmosférica e os parâmetros  $\phi$  e  $\Psi$  definidos por:

$$\phi = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} C_{pl}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left( \frac{\rho_v}{\rho_{atm}} \right)^{0,23} \quad (41)$$

$$\Psi = \left( \frac{\hbar v k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (42)$$

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Introdução

Este capítulo apresentará os resultados obtidos nos experimentos e aqueles encontrados através das correlações supracitadas existentes na literatura.

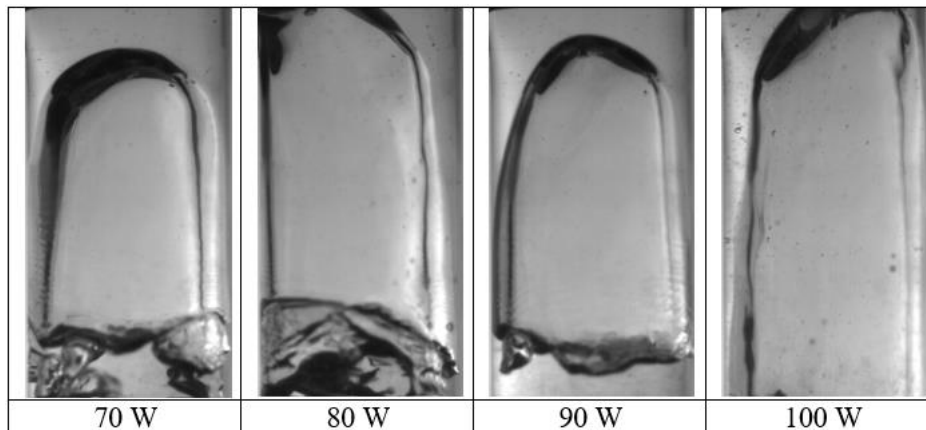
### 4.2 Resultados experimentais

O regime de escoamento observado em todos os testes alternou-se entre o escoamento em golfadas (*slug flow*) e o regime de ebulição nucleada. A suposição anterior de que o regime de ebulição encontrado seria o de ebulição nucleada, confirmou-se calculando o excesso de temperatura  $\Delta T$  (Eq. 1) e utilizando a curva de ebulição (Fig. 7). Os valores médios do excesso de temperatura para cada teste são mostrados na Tabela 2.

**Tabela 2. Excesso de temperatura  $\Delta T$**

RP Pot	70%	80%	90%	100%	110%
70W	7,344049	7,374014	7,164439	6,746549	8,412454
80W	7,143651	7,937677	7,427548	9,322845	8,878081
90W	7,245828	9,01317	9,00414	9,724231	10,69367
100W	8,648345	8,6306	11,1242	9,9454	10,87183

A bolha de Taylor encontrada no escoamento em golfadas para uma razão de preenchimento de 110% do evaporador pode ser vista na Figura 15 para todas as potências testadas.



**Figura 15. Célula unitária do escoamento em golfadas para uma razão de preenchimento de 110% do evaporador**

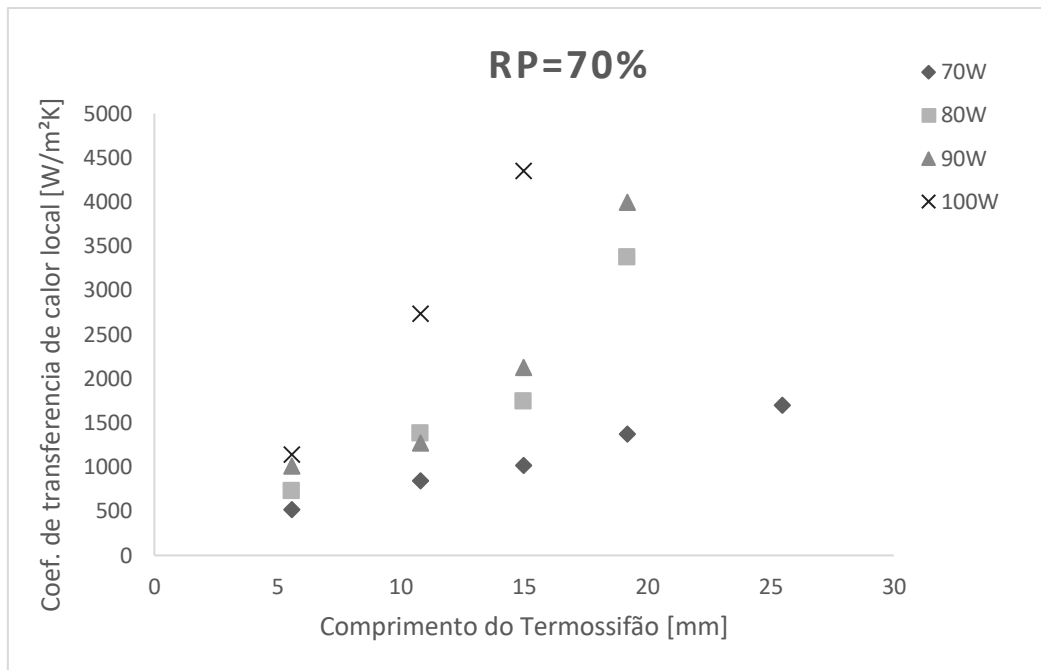
Fonte: autoria própria.

#### 4.2.1 Resultados do coeficiente de transferência de calor bifásico experimental

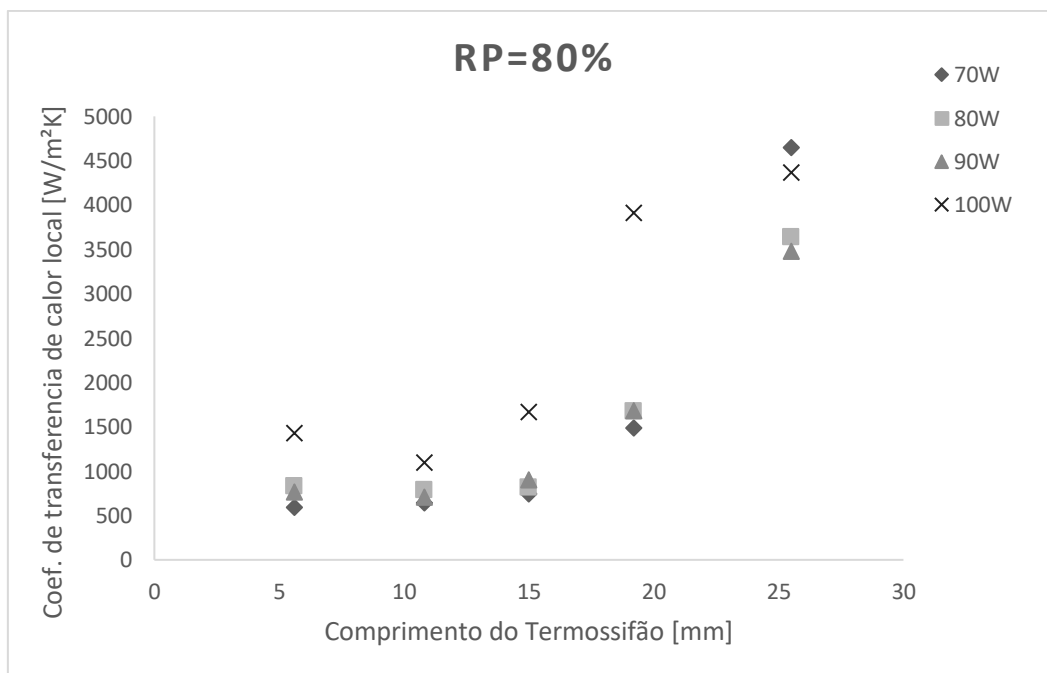
Através da metodologia para análise dos resultados experimentais descrito na seção 3.4.1 e do *software EES* (código no Apêndice A), gerou-se um gráfico do coeficiente de transferência de calor bifásico local em função da altura do evaporador -  $h_{local}$  ( $W/m^2K$ ) versus distância  $z$  (cm) - para cada potência e para cada razão de preenchimento testada (Fig. 16). As curvas encontradas são crescentes no sentido positivo de  $z$ , mostrando que o coeficiente de transferência de calor é maior na região superior do evaporador. Pode-se notar também que, na maioria dos casos, quanto maior a potência, maior o coeficiente convectivo encontrado.

Note que alguns pontos foram omitidos dos gráficos, como por exemplo no gráfico (a) da Figura 16 para a potência de 100W. Esse fato deveu-se a incertezas no processo experimental ou movimentação indevida dos termopares para cima da fita metálica resistiva, que estava em uma temperatura muito superior à da parede de vidro. Tratava-se de um erro pontual, pois os valores obtidos ficaram muito acima da média, e comprometeriam os resultados posteriores do coeficiente de transferência de calor bifásico médio.

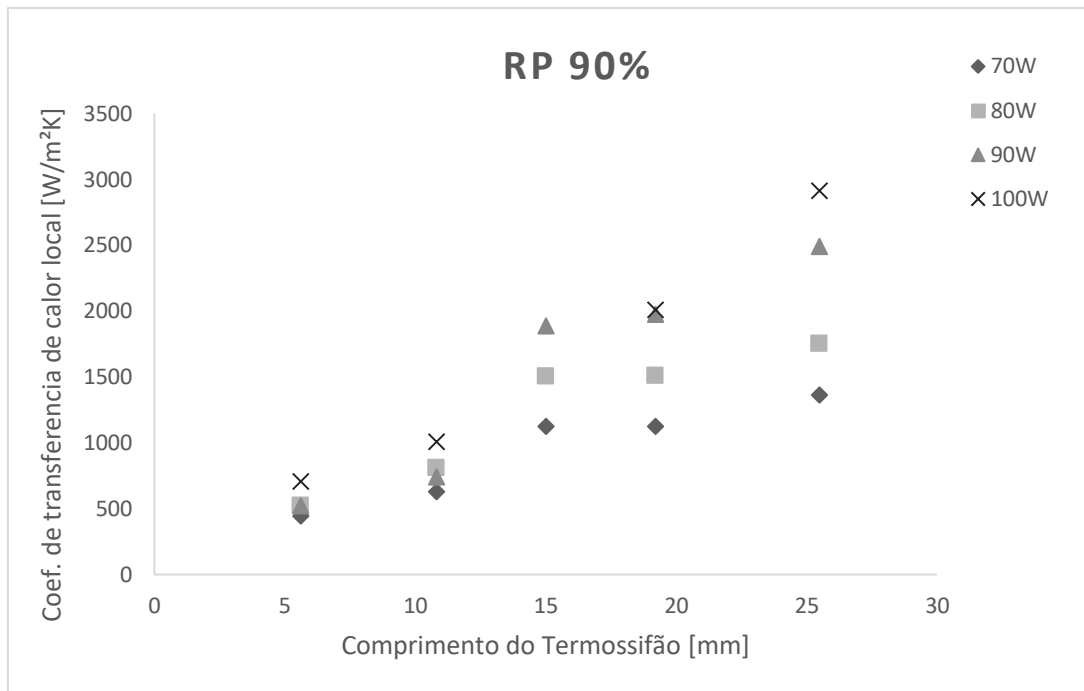




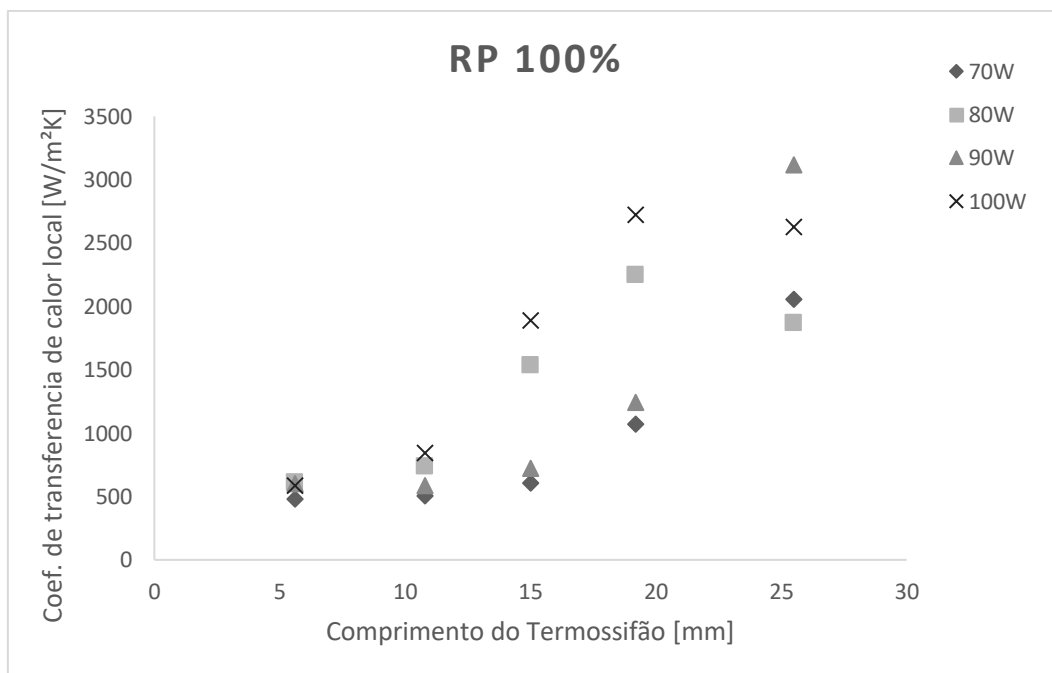
(a)



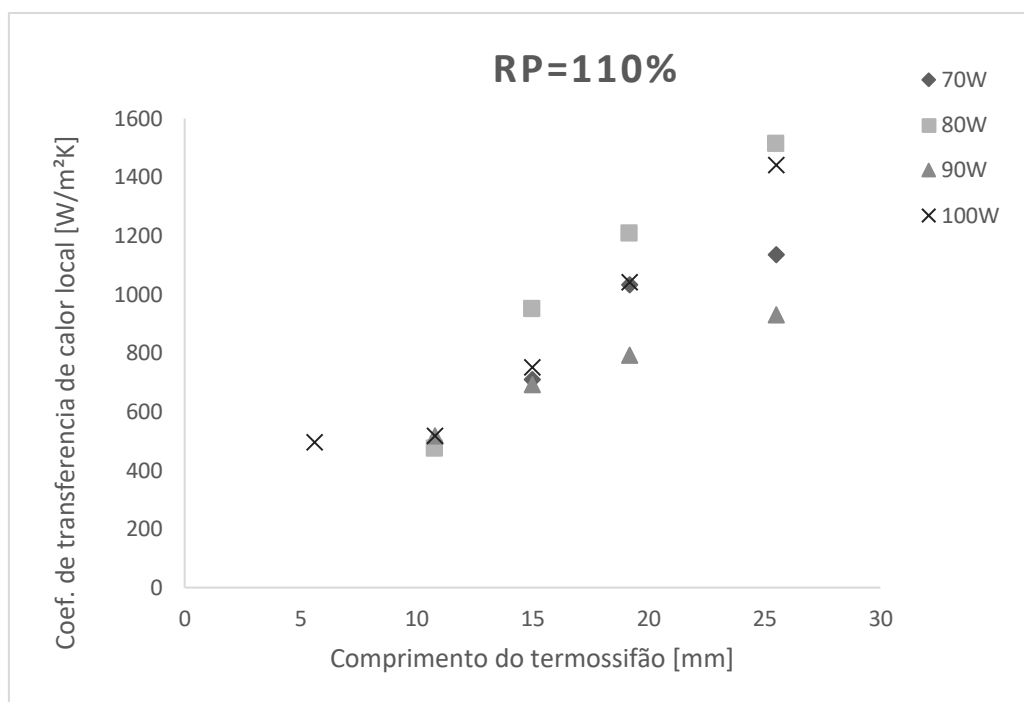
(b)



(c)



(d)



(e)

**Figura 16. Gráficos do Coeficiente de transferência de calor local versus Comprimento do Termossifão para várias potências e para (a) RP=70%, (b) RP=80%, (c) RP=90%, (d) RP=100% e (e) RP=110%**

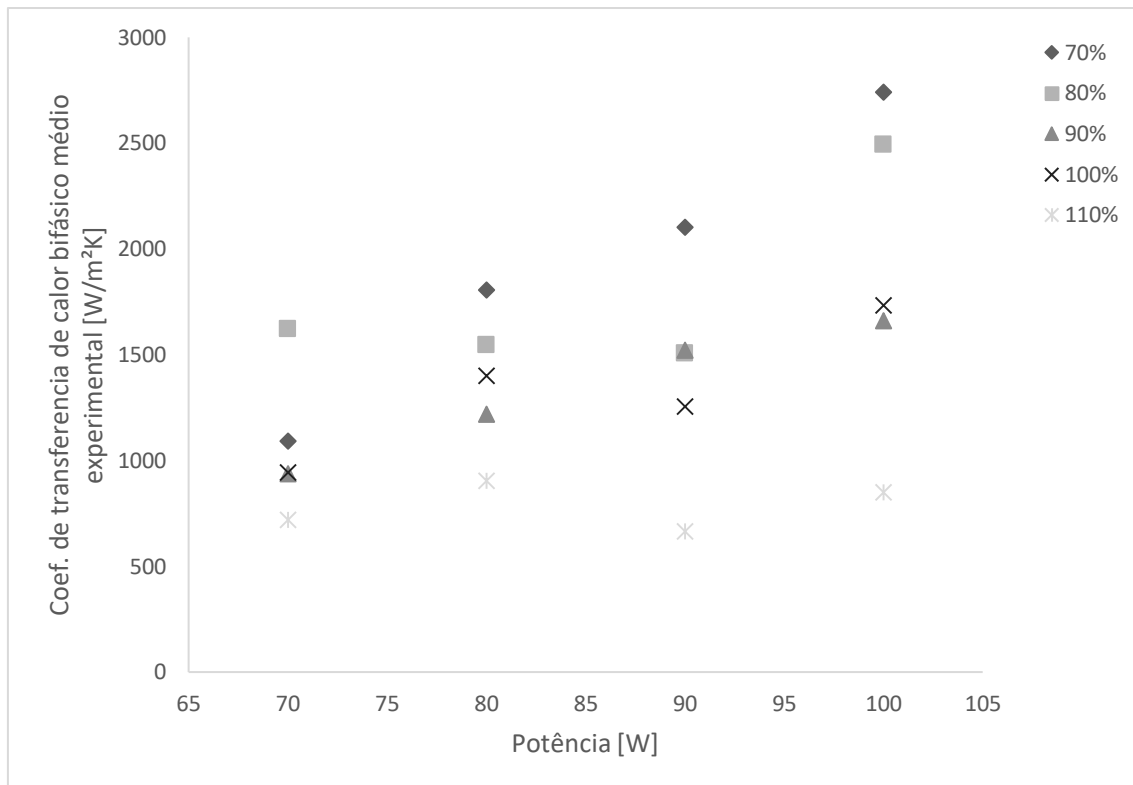
Fonte: autoria própria

Utilizando a equação (31), o coeficiente de transferência de calor bifásico médio experimental foi calculado para cada curva dos gráficos da Figura 16, resultando nos valores mostrados na Tabela 3.

**Tabela 3. Coeficiente de transferência de calor bifásico médio (W/m²K)**

<b>Pot \ RP</b>	<b>70%</b>	<b>80%</b>	<b>90%</b>	<b>100%</b>	<b>110%</b>
<b>70</b>	1092,095	1621,827	938,376	945,3842	720,6266
<b>80</b>	1805,917	1546,883	1220,05	1401,588	904,0744
<b>90</b>	2104,214	1505,386	1522,719	1254,565	665,3983
<b>100</b>	2741,782	2493,758	1660,085	1733,721	849,7455

Em seguida gerou-se o gráfico do coeficiente de transferência de calor bifásico médio versus potência aplicada em função da razão de preenchimento (Figura 17).



**Figura 17. Gráfico do coeficiente de transferência de calor bifásico médio experimental versus potência aplicada em função da razão de preenchimento**

Fonte: autoria própria

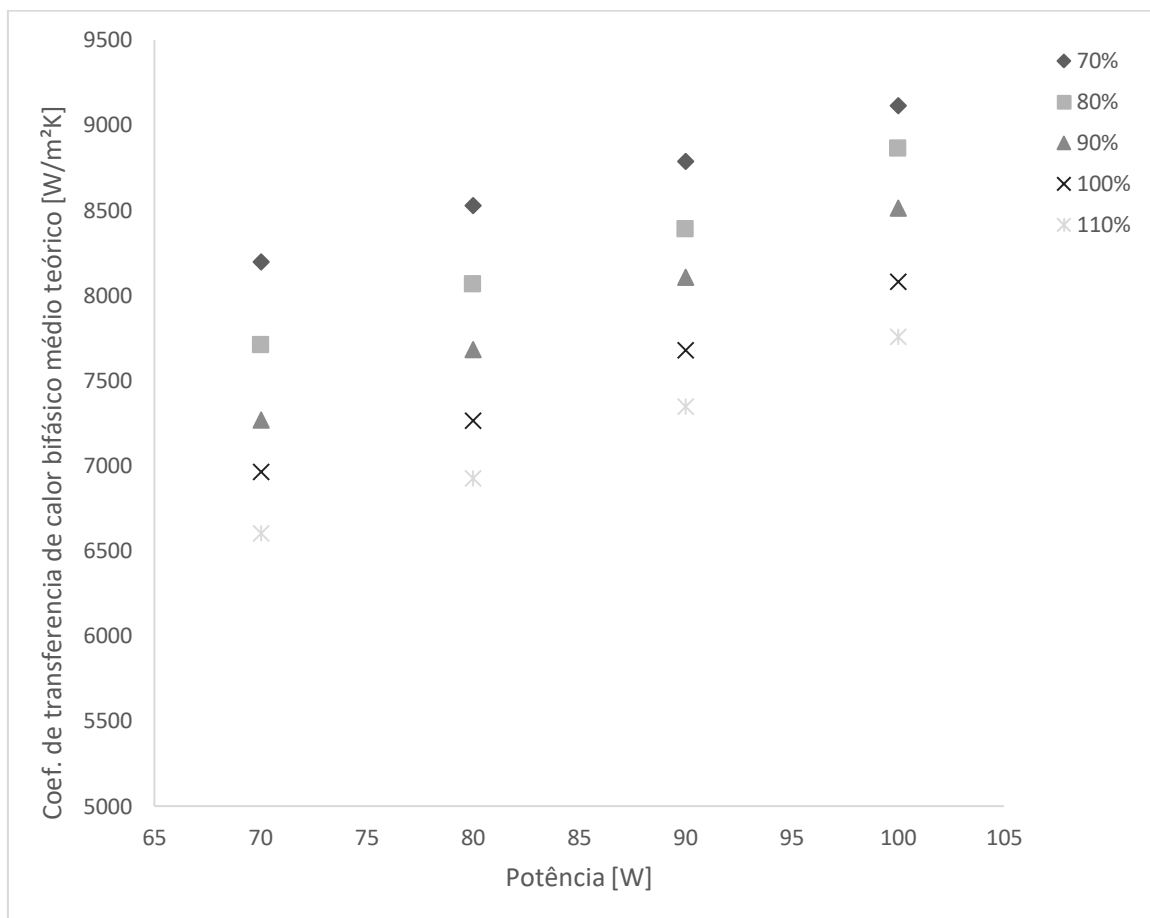
Observa-se que a tendência das curvas é uma relação diretamente proporcional entre o crescimento do  $\bar{h}_{BF}$  e da potência aplicada. Nota-se também que os maiores coeficientes convectivos foram alcançados com uma razão de preenchimento de 70% do evaporador do termossifão, enquanto que os mais baixos foram obtidos com 110% do evaporador preenchido.

## 4.2.2 Resultados do coeficiente de transferência de calor teórico

### 4.2.2.1 Modelo das resistências térmicas no evaporador

Seguindo o modelo das resistências térmicas, descrito na seção 3.4.2.2 e com o auxílio do *software EES*, o coeficiente de transferência de calor médio teórico foi calculado em função das potências e das razões de preenchimento.

Os resultados são apresentados no gráfico da Figura 18 e o programa implementado encontra-se no Apêndice B.



**Figura 18. Gráfico do coeficiente de transferência de calor bifásico teórico versus potência aplicada em função da razão de preenchimento utilizando o modelo das resistências térmicas**

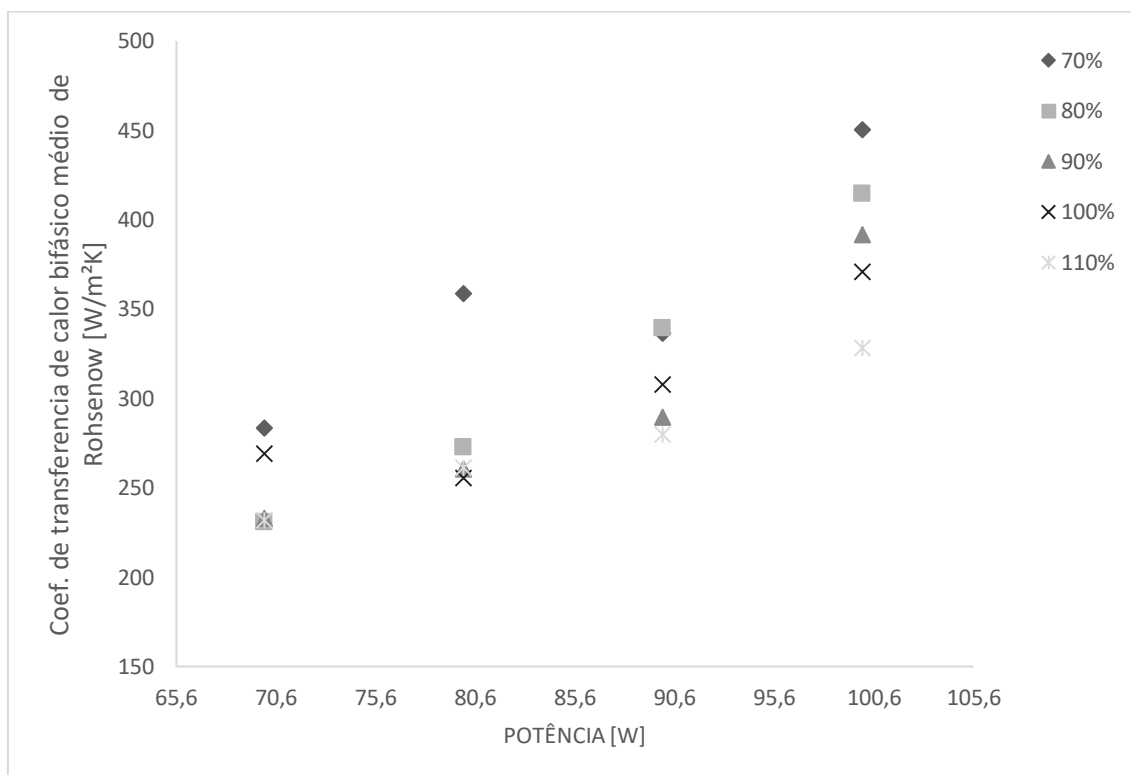
Fonte: autoria própria.

Os valores do coeficiente de transferência de calor utilizando o modelo das resistências térmicas no evaporador são muito maiores do que aqueles medidos experimentalmente. Dentre os principais motivos para essa diferença, encontra-se: dificuldades de modelagem do experimento, como a vedação eficiente do sistema para que a pressão se mantenha constante; perda do fluxo de calor do resistor através do isolamento; imprecisão nos equipamentos. Além disso, o modelo das resistências térmicas leva em consideração a contribuição individual das parcelas da resistência térmica para ebulição em piscina (eq. 39) e em filme líquido (eq. 40). Portanto, a influência do escoamento em golfadas não foi contabilizada.

Porém, é possível observar tendências semelhantes entre os resultados obtidos para o  $\bar{h}_{BF}$  experimental e teórico. Ambos crescem à medida que a potência aumenta e são inversamente proporcionais à razão de preenchimento do evaporador.

#### 4.2.2.2 Modelo de Rohsenow

Utilizando a Equação (35) o coeficiente de transferência de calor médio proposto por Rohsenow foi calculado com auxílio do *software* EES (Apêndice C) e os resultados obtidos são mostrados na Figura 19.



**Figura 19. Gráfico do coeficiente de transferência de calor bifásico médio de Rohsenow versus potência aplicada em função da razão de preenchimento**

Fonte: autoria própria

Os resultados obtidos utilizando a correlação de Rohsenow estão abaixo daqueles encontrados experimentalmente, bem como daqueles utilizando o modelo das resistências térmicas no evaporador. Tal discrepância deve-se à sensibilidade da correlação à variação de temperatura,  $\Delta T$ . Por ser elevado ao cubo, pequenas variações na temperatura superficial provocam significativas

mudanças no coeficiente convectivo. Além disso, a correlação de Rohsenow leva em consideração o regime de ebulição nucleada completamente desenvolvido e durante os experimentos com fluxos térmicos mais baixos, observa-se o regime de ebulição nucleada parcial (região A-B na Figura 7).

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho descreveu uma análise teórica e experimental de um termossifão bifásico de vidro à diferentes potências e razões de preenchimento, evidenciando os modos de ebulição em seu interior. Para isso, realizou-se uma revisão bibliográfica com as correlações existentes em trabalhos anteriores, para o levantamento de uma equação que melhor representasse o coeficiente de transferência de calor bifásico teórico. Além disso, após os experimentos, uma metodologia de cálculo foi proposta para a estimativa do coeficiente de transferência de calor bifásico experimental.

Os resultados encontrados para o  $\bar{h}_{BF}$  experimental estão de acordo com a literatura por estarem bem acima dos valores do coeficiente de transferência de calor típicos de convecção natural, quando não há mudança de fase. Porém os resultados foram significativamente menores do que àqueles encontrados pela correlação de Groll e Rösler (1992) das resistências térmicas aplicado à termossifões, devido a diferenças do escoamento em questão em relação àquele realizado pelos pesquisadores e imprecisões inerentes ao processo experimental. Além disso, os resultados obtidos através da correlação de Rohsenow ficaram abaixo da média devido a aproximações iniciais recomendadas para as constantes  $C_{sf}$ ,  $r$  e  $s$ , bem como a sensibilidade dessa correlação à variações da temperatura da superfície.

No entanto, a presença do escoamento em golfadas para todas as potências aplicadas e em todas as razões de preenchimento do evaporador, são de grande importância para fins de análise do processo, pois esse fenômeno influencia significativamente a transferência de calor pelo fluido de trabalho.

As divergências encontradas são aceitáveis levando em conta a dificuldade de modelagem do processo, a complexidade de escoamentos com mudança de fase e a falta de um padrão de escoamento. Por fim, justifica-se conduzir outros estudos que verifiquem a influência de razões de preenchimento mais baixas no evaporador, se aprofundem nos modos de escoamento nos termossifões, bem como correlações específicas para mensurar a transferência de calor.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CARVALHO, F. R.; SIONEK, M. C., Análise térmica de um coletor solar plano. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso. (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2014.

CENGEL, Y. A., PÉREZ J. H., Heat transfer: a practical approach., McGraw-Hill Education, Mexico, 2004.

CHELSKI, Alisson. Estudo experimental dos escoamentos em golfadas com mudança de direção. 2010. 98 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2010.

DA SILVA, A.K., Análise de um forno de cocção de pães assistido por termossifões de duas fases. 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal De Santa Catarina, Santa Catarina, 2001.

GROLL, M., RÖSLER, S., Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosyphons, Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, 17, 91–151 (1992).

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6 ed. John Wiley & Sons, Inc., 2003.

KUTATELATZE, S. S., Heat Transfer in Condensation and Boiling. AEC-tr-3770, p. 129, 1959.

MANTELLI, M. B. H., MILANEZ, F. H., MARTINS, G. J. M., ZIMMERMAN, R. NUERENBERG S., Termossifões em árvore aplicados a fornos de cocção de pães: maior eficiência energética. 1º Seminário da Rede Gás & Energia, 2006a.

MANTELLI, M. B. H., MILANEZ, F.H., A Loop Thermosyphon for Asphalt Tank Heating, 8th IHPS, Kumamoto, Japan, 2006b.

MANTELLI, M. B. H., Disciplina: Tubos de Calor e Termossifões, Notas de aula, 2009.

MANTELLI, M. B. H., Thermosyphon Technology for Industrial Applications. Chapter 11 of Heat Pipes and Solid Sorption Transformations Fundamentals and Practical Applications, 1. ed, L. L. Vasiliev and Sadik Kaka, Taylor & Francis, 2013.

MARQUARDT, L. D. S., BORGES, V. Y. S., Desenvolvimento de um coletor solar assistido por termossifões. 2015. 88f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2015.

REAY, D., KEW, P. Heat pipes: theory, design and applications. fifth ed. Butterworth-Heinenmann; 2014.

ROHSENOW, W. M., A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids. Trans. ASME, 74, p. 969-976, 1952.

SAHA, P., ZUBER, N. Point of net vapor generation and vapor void fraction in subcooled boiling, Proceedings of Fifth International Heat Transfer Conference, Vol. 4, pp175-179, 1974.

SILVA, A. K., MANTELLI, M. B. H., Thermal Applicability of Two Phase Thermosyphon in Cooking Chambers: Experimental and Theoretical Analysis. Applied Thermal Engineering, Elsevier, v. 24, p. 717–733, 2003.

VASILIEV L.L; KAKAÇ S. Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications; CRC Press, 2013

VAN P. CAREY. Liquid-vapor phase-change phenomena: An introduction to the Thermo physics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment. Series in chemical and mechanical engineering. G.F. Hewitt and C.L. Tien, Editors, 1992.

**APÊNDICE A – CÓDIGO PARA IMPLEMENTAÇÃO NO SOFTWARE EES DO CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR BIFÁSICO EXPERIMENTAL**

```

L_evap = 32[cm]*convert(cm;m)
D_int = 25,6[mm]*convert(mm;m)
D_ext = 30[mm]*convert(mm;m)
"T_ext = 79,23[C]"
"T_sat = 67,39[C]"
k_vidro=conductivity(Glass_Pyrex; T=T_ext)
"Cáculo da Temperatura Interna:"
"Q_dot_evap = 100[W]"
R_t_evap= ln(D_ext/D_int)/(2*Pi*k_vidro*L_evap)
Q_dot_evap = (T_ext - T_int)/R_t_evap
"Cáculo do h bifásico:"
A_evap = Pi*D_ext*L_evap
q_dprime_evap = Q_dot_evap/A_evap
q_dprime_evap = h_BF*(T_int - T_sat)

```

## APÊNDICE B – CÓDIGO PARA IMPLEMENTAÇÃO NO SOFTWARE EES DO CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR MÉDIO TEÓRICO

L\_evap = 31[cm]\*convert(cm;m)

D\_int = 25,6[mm]\*convert(mm;m)

D\_ext = 30[mm]\*convert(mm;m)

"T\_ext = 79,2265098[C]"

"T\_sat = 67,39403922[C]"

P\_int = 18 [kPa]

k\_vidro=1,2

F=1,1

"Cáculo da Temperatura Interna:"

"Q\_dot\_evap = 100[W]"

R\_t\_evap\_parede= (ln(D\_ext/D\_int))/(2\*Pi\*k\_vidro\*L\_evap)

Q\_dot\_evap = (T\_ext - T\_int)/R\_t\_evap\_parede

"Cáculo do h bifásico:"

A\_evap = Pi\*D\_ext\*L\_evap

q\_dprime\_evap = Q\_dot\_evap/A\_evap

q\_dprime\_evap = h\_BF\*(T\_int - T\_sat)

"Cáculo do h bifásico:"

A\_evap\_int = Pi\*D\_int\*L\_evap

R\_t\_evap = 1/(h\_bar\_int\*A\_evap\_int)

R\_t\_evap = R\_3

g = 9,81[m/s^2]

"Resistencias térmicas"

R\_3f = (0,345\*(Q\_dot\_evap^(1/3)))/((D\_int^(4/3))\*(g^(1/3))\*L\_evap\*(Y^(4/3)))

Y = ((DELTAh\_vap\*(k\_l^3)\*(rho\_l^2))/mu\_l)^(1/4)

R\_3 = R\_3p\*F + R\_3f\*(1-F)

R\_3p = 1/((g^0,2)\*Phi\*(Q\_dot\_evap^0,4)\*(A\_evap\_int^0,6))

rho\_l=density(Water;T=T\_sat;x=0)

$Cp_l = cp(\text{Water}; T=T_{\text{sat}}; x=0)$

$k_l = \text{conductivity}(\text{Water}; T=T_{\text{sat}}; x=0)$

$\mu_l = \text{viscosity}(\text{Water}; T=T_{\text{sat}}; x=0)$

$\rho_v = \text{density}(\text{Water}; T=T_{\text{sat}}; x=1)$

$\nu_L = \text{kinematicviscosity}(\text{Water}; T=T_{\text{int}}; P=P_{\text{int}})$

$\Delta h_{\text{vap}} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{\text{sat}}; x=1) - \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{\text{sat}}; x=0)$

$p_v = p_{\text{sat}}(\text{Water}; T=T_{\text{sat}})$

$p_{\text{atm}} = 101,325[\text{kPa}]$

$\Phi = (((\rho_l^{0,65}) * (k_l^{0,3}) * (Cp_l^{0,7})) / ((\rho_v^{0,25}) * (\Delta h_{\text{vap}}^{0,4}) * (\mu_l^{0,1}))) * (p_v / p_{\text{atm}})^{0,23}$

**APÊNDICE C – CÓDIGO PARA IMPLEMENTAÇÃO NO SOFTWARE EES DO CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR MÉDIO TEÓRICO DE ROHSENOW**

"T\_sup=317"

"T\_sat=316,3"

"q\_s=2105,25"

g=9,81 [m/s^2]

P\_atm=103825 [Pa]

D\_e=0,03 [m]

D\_i=0,0256 [m]

l\_evap=0,31 [m]

A\_evap=pi\*D\_e\*l\_evap

q\_evap=q\_s\*A\_evap

P\_sat=pressure(**Water**, T=T\_sat; x=0)

rho\_l=density(**Water**, T=T\_sat; x=0)

sigma=surfacetension(**Water**, T=T\_sat)

rho\_v=density(**Water**, T=T\_sat; x=1)

mu\_l=viscosity(**Water**, T=T\_sat; x=0)

mu\_v=viscosity(**Water**, T=T\_sat; x=1)

visc\_cinel=mu\_v/rho\_v

cp\_l=cp(**Water**, T=T\_sat; x=0)

cp\_g=cp(**Water**, T=T\_sat; x=1)

Pr\_l=prandtl(**Water**, T=T\_sat; x=0)

h\_l=enthalpy(**Water**, T=T\_sat; x=0)

h\_g=enthalpy(**Water**, T=T\_sat; x=1)

k\_l=conductivity(**Water**, T=T\_sat; x=0)

h\_fg=h\_g-h\_l

C\_sf=0,013

h\_rohsenow=((q\_s/h\_fg)^0,67)\*(((mu\_l/(sqrt(sigma/(g\*(rho\_l-rho\_v))))))^0,33)\*(cp\_l/C\_sf)\*(1/(Pr\_l^1,7))))

h\_bar=q\_s/(T\_sup-T\_sat)