

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**CARACTERIZAÇÃO TÉRMICA DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO DE  
NAFTALENO**

**Dissertação submetida à  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
Para a obtenção do grau de  
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**WAGNER BARBOSA ANGELO**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**CARACTERIZAÇÃO TÉRMICA DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO DE  
NAFTALENO**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA  
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Sendo aprovada em sua forma final.**

---

**Prof.<sup>a</sup> Márcia B. H. Mantelli, Ph.D. - Orientadora**

---

**Dr. Thomaz P. F. Borges – Co-orientador**

---

**Prof. Fernando Cabral, Ph.D. – Coordenador do Curso**

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Prof. Jader R. Barbosa Jr. Ph.D.**

---

**Dr. Fernando H. Milanez**

---

**Dr. Luís T. Furlan**

*Que haja transformação, e que comece comigo.  
(Marilyn Ferguson)*

*Este trabalho é dedicado aos meus pais,*

*Jorge Luiz Ângelo,*

*um exemplo de dedicação com os filhos e familiares,*

*à minha tão amada mãe,*

*Shirley Barbosa Ângelo,*

*que sempre prezou pela minha formação pessoal e profissional.*

## AGRADECIMENTOS

À minha orientadora, Márcia B. H. Mantelli, por acreditar na minha capacidade, pelo apoio e paciência e por me apresentar o mundo da pesquisa científica.

Ao Dr. Thomaz Borges, pela dedicação, pelas sinceras conversas, um exemplo de organização e competência.

Ao CNPq, CAPES e a Petrobrás por fornecer o suporte necessário.

Agradeço especialmente aos meus eternos amigos Jorge Luiz Góes de Oliveira, Fernando Fernandes Leal, Leonardo, Damian, Celso, Professor, a minha namorada Flávia que tanto amo, minha querida irmã Livia e toda a trupe pela valiosa amizade que temos. Agradeço a Deus por todos os amigos que surgiram durante este período no Laboratório, em especial aqueles com quem mais convivi. Leise Kely, Camilo, Geraldo, Thomaz, Gustavo, Rud Verscharen, João Touro, Charles, Carlos, Vanessa, Mila, Cleber, Prego, Luiz, Cláudia, Augusto, Rosângela, Lina, Joice e os demais. Também, e em especial, à contribuição de qualidade do João Batista na construção do aparato experimental e na realização dos demorados testes experimentais.

## RESUMO

O termossifão bifásico é um dispositivo tubular de grande condutância térmica, com o qual é possível confeccionar trocadores de calor dos mais variados tamanhos e geometrias. Em se tratando da substituição de certos trocadores convencionais, tais equipamentos têm atraído o interesse da indústria por resultarem em equipamentos com menores custos operacionais, maior segurança, robustez e confiabilidade, o que abre novas oportunidades de investimentos em eficiência energética de plantas de processo e utilidades.

A água tem sido o principal fluido de trabalho utilizado em termossifões bifásicos. No entanto, em alguns recuperadores de calor que operam em temperaturas médias na ordem de 300 °C, é impeditivo o uso da água como fluido de trabalho. Para estes casos, fluidos orgânicos têm sido utilizados pela indústria, particularmente o naftaleno.

Neste trabalho, propõe-se um modelo matemático para estimar os coeficientes de troca de calor internos de um termossifão bifásico em que utiliza naftaleno como fluido de trabalho. Este modelo foi aferido através de uma bancada experimental. Adicionalmente, foi realizada uma modelagem do desempenho de termossifões contendo impurezas no fluido de trabalho, na forma de gases não-condensáveis. A análise teórico-experimental indicou que o modelo desenvolvido é uma ferramenta conservativa para o dimensionamento térmico de trocadores com termossifões bifásicos com especificações próximas - mas não necessariamente idênticas - às dos tubos ensaiados na bancada.

Os resultados desse trabalho expõem claramente a relação causal entre a presença de gases não-condensáveis e a queda de desempenho dos termossifões bifásicos quando operando a temperaturas relativamente baixas. E mostra que os termossifões de naftaleno podem ter seu desempenho depreciado principalmente por efeitos de compressibilidade e de arraste de fluido.

## ABSTRACT

Two-phase thermosyphons is device which has a high thermal conductance. This device allows build up heat exchangers in many different geometries and sizes. The increasing of industry's interest in this specific heat exchanger is justified by the reduction of operational costs and the improvement of robustness, safety and reliability. The particularities of this technology have attracted new investments to the energy efficiency enhancement.

Water has been the main working fluid used inside the two-phase thermosyphons. However, it is not possible to use this working fluid in heat recovery equipments where mean temperatures over 300 °C take place. In such cases, organic working fluids, especially naphthalene, has been employed to replace water.

A mathematical model is developed to estimate the internal heat transfer coefficient of a two-phase thermosyphon which employs naphthalene as the working fluid. In order to evaluate the model performance, theoretical results are compared to experimental data. In addition, was developed a model including effects of non-condensable gases inside the thermosyphon. A theoretical-experimental analysis showed that the model developed here is a conservative to design heat exchangers composed of thermosyphons in a range of operational conditions close to ones encountered in this experimental study.

The results show a relation between the presence of the non-condensable gases and the drop in the thermosyphon performance at low temperature levels.. Additionally, it is showed that compressibility effects and drag forces can cause a decrease in the thermosyphon performance.

## SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 .....	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Motivação .....	1
1.2 Objetivos.....	4
CAPÍTULO 2 .....	6
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	6
2.1 O termossifão bifásico .....	6
2.2 O naftaleno .....	9
2.2.1 O naftaleno como um fluido de trabalho .....	11
2.3 Aparato de medição de termossifão bifásico .....	14
2.4 Limites de operação do termossifão bifásico .....	15
2.4.1 Limite de ebulição .....	17
2.4.2 Limite sônico .....	17
2.4.3 Limite de arraste de líquido .....	18
2.5 Características de início de operação do termossifão bifásico .....	19
2.6 Resistência térmica do termossifão bifásico.....	21
2.7 Correlações para ebulição nucleada em piscina .....	22
2.7.1 Correlação de ROHSENOW (1952).....	22
2.7.2 Correlação de COOPER (1984) .....	23
2.7.3 Correlação de STEPHAN e ABDELSALAM (1980).....	24
2.7.4 Correlação de KUTATELAZDZE (1959).....	24
2.8 Correlações para condensação em filme .....	25
2.8.1 Correlação de GROLL E RÖSLER (1992).....	25
2.8.2 Correlação de KAMINAGA (1997).....	26
2.9 Termossifões bifásicos de condutância variável .....	26
2.10 Conclusão .....	27



CAPÍTULO 3 .....	29
MODELOS ANALÍTICOS .....	29
3.1 Modelo físico .....	29
3.1.1 Validade da hipótese de meio contínuo .....	32
3.1.2 Validade da hipótese de ebulição nucleada .....	34
3.2 O modelo de resistências equivalentes .....	35
3.3 O modelo de resistências equivalentes .....	36
3.4 Modelo analítico da resistência térmica externa ao termossifão no condensador .....	40
3.5 Modelo analítico das resistências internas ao termossifão .....	45
3.5.1 Modelo analítico da resistência interna no evaporador .....	46
3.5.2 Modelo analítico da resistência interna no condensador .....	48
3.5.3 Determinação da temperatura do gás .....	52
3.5.4 Determinação da pressão do gás não-condensável .....	54
3.5.5 Comprimento efetivo do tubo com gás não-condensável .....	56
3.6 Cálculo dos limites de operação do termossifão de naftaleno .....	59
3.7 Conclusão .....	60
CAPÍTULO 4 .....	61
EXPERIMENTO .....	61
4.1 Descrição da bancada Experimental .....	61
4.2 Descrição do módulo de controle de taxa de calor .....	63
4.3 Descrição do módulo de medição de temperatura .....	65
4.4 Descrição detalhada do tubo termossifão testado .....	66
4.5 Sistema de aquecimento .....	68
4.5.1 Acoplamento térmico dos termopares do evaporador .....	69
4.6 Sistema de retirada do calor do condensador .....	70
4.6.1 Detalhes do acoplamento térmico dos termopares do condensador .....	71
4.7 Detalhes do isolamento térmico do conjunto .....	72
4.8 Preparação dos tubos termossifões .....	73
4.9 Conclusão .....	75
CAPÍTULO 5 .....	76
RESULTADOS .....	76
5.1 Metodologia de testes .....	76

5.2 Apresentação dos resultados.....	78
5.3 Apresentação dos resultados.....	80
5.3.1 Resistências externas ao termossifão.....	84
5.3.2 Resistências internas do termossifão .....	88
5.3.3 Resistência interna no condensador com gás não-condensável .....	92
5.3.4 Comparação de dados experimentais com resultados dos modelos analíticos..	101
5.3.5 Análise das incertezas nas medições e diferenças entre o modelo analítico e os resultados experimentais.....	105
CAPÍTULO 6 .....	109
CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....	109
5.4 Sugestões para trabalhos futuros .....	111
REFERÊNCIAS .....	113
ANEXO A .....	I
ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS .....	I
A.1 - Incerteza da medição de temperaturas.....	ii
A.1.1 Incerteza do sistema de aquisição.....	ii
A.1.2 Incerteza devido ao acoplamento térmico, posicionamento dos termopares e tratamento térmico da liga dos termopares.....	iii
A.1.3 Incerteza devido ao critério de regime permanente.....	iii
A.2 - Incerteza da taxa de calor transmitida .....	iv
A.3 Propagação da incerteza das medições.....	vii
A.4 - Incerteza combinada da resistência térmica interna no evaporador .....	viii
A.4.1 Incerteza padrão da temperatura média do evaporador .....	ix
A.5 - Incerteza combinada da resistência térmica interna no condensador.....	xi
A.5.1 Incerteza padrão da temperatura média do condensador.....	xi
A.6 Conclusão .....	xiii
ANEXO B .....	xiv
PROPRIEDADES DO NAFTALENO.....	xiv

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Diferença de um termossifão tubo de calor com estrutura porosa e um termossifão bifásico. ....	7
Figura 2.2 – Efeito do tipo de escoamento e o tipo de fluido no coeficiente de transferência de calor, (BEJAN <i>et al.</i> , 1996). ....	8
Figura 2.3 – Três representações da molécula do naftaleno. Fontes: MCKINNON <i>et al.</i> , (1998) e JOHNSON III, (2005). ....	9
Figura 2.4 – Pressão de vapor versus temperatura do naftaleno e da água. ....	10
Figura 2.5 – Aparato de teste para tubos de calor para temperaturas baixas e moderadas (DUNN e REAY, 1982). ....	14
Figura 2.6 – Limitações para transportar calor em um tubo de calor, traduzido de REAY e KEW, (2006). ....	16
Figura 2.7 – Modo de início de operação uniforme (a) - Partida normal; (b) - Partida com frente de vapor; (c) - Partida com frente de vapor com gás não-condensável. ....	20
Figura 3.1 – Modelo adotado para os fenômenos físicos que ocorrem dentro de um termossifão bifásico. ....	30
Figura 3.2 – Número de Knudsen versus a temperatura do gás para o naftaleno. ....	33
Figura 3.3 – Circuito térmico de um termossifão bifásico. ....	36
Figura 3.4 – Circuitos térmicos de um termossifão bifásico, (a) entre duas fontes de temperatura constante, (b) entre uma fonte de taxa constante no evaporador e uma fonte de temperatura constante no condensador. ....	38
Figura 3.5 – Croqui do calorímetro que retira o calor da região do condensador do termossifão para o aparato experimental e o circuito de resistências térmicas associadas. ....	42
Figura 3.6 – Circuito térmico da resistência externa do condensador considerando a condução de calor pelo suporte de fixação do calorímetro do condensador. ....	44
Figura 3.7 – Taxa de calor máxima teórica que o aparato experimental é capaz de fornecer ao termossifão. ....	45
Figura 3.8 – Coeficiente de transferência de calor para a ebulição nucleada calculado segundo as correlações de FOSTER e ZUBER (1955) apud COLLIER e THOME (1996), KUTATELDZE (1959) apud COLLIER e THOME (1996), STEPHAN E	

ABDELSALM (1980) e COOPER (1984), para o naftaleno em função da temperatura de vapor. ....	47
Figura 3.9 – Coeficiente de transferência de calor para a condensação em filme para o naftaleno segundo as correlações de GROLL E RÖSLER (1992), KAMINAGA (1997) e pelo modelo de NUSSELT (1916) apud (INCROPERA e DEWITT, 2003) versus a temperatura de vapor para 100, 50 e 10% da taxa de calor máxima teórica. ....	49
Figura 3.10 – Croqui do modelo teórico um termossifão com gases não-condensáveis mostrando o comprimento efetivo de funcionamento do termossifão.....	50
Figura 3.11 – Modelo de resistências térmicas para a estimativa da temperatura média do gás-não condensável. ....	52
Figura 3.12 – Modelo adotado para o cálculo da pressão interna quando existem gases não-condensáveis. ....	55
Figura 3.13 – Exemplos de perfis de temperaturas encontrados experimentalmente e utilizados para a escolha da curva sigmoideal utilizada para a regressão linear.....	56
Figura 3.14 – Curva sigmoideal (curva em forma de “S”).....	57
Figura 3.15 – Apresentação da função utilizada na regressão dos perfis de temperaturas externas experimentais.....	58
Figura 3.16 – Taxa de calor máxima transmitida versus a temperatura do vapor para uma correlação para previsão do limite sônico, e para cinco correlações para o limite de arraste e a taxa de calor máxima teórica transmitida pelo aparato, todas as curvas avaliadas para as propriedades do naftaleno.....	59
Figura 3.17 – Fluxo de calor versus a temperatura do vapor para a correlação para secagem do tubo segundo ZUBER (1955) apud COLLIER e THOME (1996) e para o tubo operando na sua máxima capacidade.....	60
Figura 4.1 – Vista externa do tubo termossifão, do bloco de aquecimento e do calorímetro que envolve o condensador.....	62
Figura 4.2 – Vista externa do tubo termossifão, do bloco de aquecimento e do calorímetro que envolve o condensador.....	63
Figura 4.3 – Diagrama mostrando o módulo de controle de taxa de calor.....	64
Figura 4.4 – Diagrama mostrando o módulo de medição de temperatura.....	66
Figura 4.5 – Descrição detalhada do tubo do termossifão utilizado nos testes: (a) fotografia do tubo (b) detalhe em corte da região superior e inferior; (c) croqui do corte frontal do tubo. ....	67

Figura 4.6 –Bloco de aquecimento do evaporador: (a) Croqui; (b) foto do aparato.....	68
Figura 4.7 – Detalhes do acoplamento térmico dos termopares do evaporador.....	69
Figura 4.8 – Descrição detalhada do isolamento da seção adiabática.....	70
Figura 4.9 – Detalhes do acoplamento térmico dos termopares do condensador: (a) Croqui; (b) foto do aparato. ....	72
Figura 4.10 – Croqui e Foto do isolamento térmico: (a) Croqui; (b) Foto do aparato sem a vermiculita que preenche a caixa de madeira. ....	73
Figura 5.1 – Temperaturas versus o tempo durante o processo de aquecimento do aparato. .....	78
Figura 5.2 – (a): temperaturas versus o tempo durante um teste típico e (b): temperaturas ao longo do comprimento do termossifão para a condição assumida de regime permanente.....	79
Figura 5.3 – Circuito térmico considerado no cálculo da resistência térmica experimental. .....	80
Figura 5.4 – Resistência do aparato em função da temperatura da seção adiabática e o percentual de cada parcela na resistência para várias condições: (a) termossifão sem argônio, (b) termossifão com argônio a 2 bar(abs), termossifão com argônio a 3 bar(abs) e termossifão com argônio a 11 bar(abs),.....	82
Figura 5.5 – Resultados das resistências térmicas experimentais do termossifão com purga e sem gases não-condensáveis. ....	84
Figura 5.6 – Resultados experimentais e a curva de regressão linear dos dados experimentais da resistência térmica externa do evaporador em função da temperatura da seção adiabática. ....	85
Figura 5.7 – Resultados experimentais e teóricos da resistência térmica externa do condensador em função da temperatura da seção adiabática.....	87
Figura 5.8 – Resistência térmica interna no evaporador versus a temperatura da seção adiabática para todas as condições testadas.....	89
Figura 5.9 – Coeficiente de transferência de calor para a resistência térmica no evaporador versus a temperatura da seção adiabática para todas as condições testadas. ....	90
Figura 5.10 – Resistência térmica no condensador versus a temperatura da seção adiabática sem gases não-condensáveis.....	91

Figura 5.11 – Coeficiente de transferência de calor para a resistência térmica no condensador versus a temperatura da seção adiabática para todas as condições testadas. .....	92
Figura 5.12 – Temperatura da parede externa do tubo em função da distância do início do evaporador para o termossifão antes da purga inicial, onde os pontos são os dados experimentais e as linhas tracejadas são a regressão não linear sobre a Eq. (3.22).....	94
Figura 5.13 – Temperatura da parede externa do tubo em função da distância a partir da extremidade do evaporador para o termossifão após a purga inicial, chamado de termossifão no termossifão com purga e sem argônio.....	95
Figura 5.16 – Definição da temperatura média do condensador e a temperatura média da região efetiva do condensador para o termossifão com argônio a 2 bar(abs) com a temperatura da seção adiabática a 250 °C.....	101
Figura 5.17 – Resultado teórico e experimental da posição da interface vapor-gás versus a temperatura da seção adiabática para o termossifão com 2 bar de argônio.....	102
Figura 5.18 – Imagem do termossifão de vidro operando com naftaleno a 226 °C mostrando um intenso arraste de líquido.....	104
Figura 5.19 – Resistências térmicas calculadas segundo a média integral da posição de todo o condensador e segundo a média integral para apenas a região efetiva do condensador versus a temperatura da seção adiabática para o termossifão com 2 bar de argônio.....	105
Figura 5.20 – Incertezas da resistência térmica para o tubo com purga e sem argônio, (taxas de calor variando de 113 a 603 W).....	107
Figura 5.21 – Incertezas da resistência térmica para o tubo com purga e 2 bar de argônio, (taxas de calor variando de 13 a 433 W) .....	108
Figura B.01 – Pressão de vapor versus temperatura para o naftaleno. Fonte:(por (CHIRICO <i>et al.</i> , 1993) CHIRICO, <i>et al.</i> (1993). .....	xvi

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Resistências térmicas do circuito térmico do termossifão bifásico. ....	37
Tabela 3.2 – Características geométricas dos tubos termossifões utilizadas para a análise de ordem de grandeza das resistências térmicas.....	40
Tabela 3.3 – Ordem de grandeza das resistências térmicas [°C/W] do termossifão bifásico de naftaleno.....	40
Tabela 4.1 – Condições de carregamento dos tubos.....	74
Tabela A.01 – Parcelas que contribuem para a incertezas da taxa de calor medida no calorímetro.....	iv
Tabela A.02 – Exemplo de combinações de temperaturas de saída e taxa de calor medida no calorímetro e as incertezas combinadas para uma vazão de 30 [l/min].....	v
Tabela A.03 – Incertezas no cálculo das fugas do calorímetro. ....	vi
Tabela A.04 – Resultados das incertezas para a fuga do calorímetro do condensador.....	vii
Tabela A.05 – Resumo das variáveis que contribuem para a incerteza das medições.....	viii
Tabela A.06 – Grupos de incertezas de medição que contribuem para a incerteza da medição da temperatura média do evaporador. ....	ix
Tabela A.07 – Resultados das incertezas que contribuem para a incerteza da medição da temperatura média do evaporador.....	x
Tabela A.08 – Resistência térmica do evaporador para o tubo com argônio a 2 bar(abs) e a incerteza padrão associada Temperatura da seção adiabática.....	x
Tabela A.09 – SEE para a curva sigmoidal para o tubo com purga e sem argônio.....	xii
Tabela A.10 – Resultados das incertezas que contribuem para a incerteza da medição da temperatura média do condensador.....	xiii
Tabela A.11 – Resistência térmica do condensador para o tubo com argônio a 2 bar(abs) e a incerteza padrão associada .....	xiii

## SIMBOLOGIA

### Alfabeto latino:

$a$	Constante da curva obtida por regressão linear para a resistência térmica externa no evaporador	$[\text{°C W}^{-1}]$
$A1, A2$	Constante da função sigmoidal	$[-]$
$A_c$	Área interna da seção transversal do termosifão	$[\text{m}^2]$
$A_{par}$	VolumeÁrea da parede cilíndrica interna do termosifão ocupada pelos gases não-condensáveis	$[\text{m}^3]$
$b$	Constante da curva obtida por regressão linear para a resistência térmica externa no evaporador	$[\text{°C}^{-1}\text{W}^{-1}]$
$C$	Condutância térmica	$[\text{W °C}^{-1}]$
$C_{10}H_{18}$	Fórmula química do naftaleno	-
$C_{12}F_{10}$	Fórmula química do decafluorbifenil	-
$cp$	Calor específico a pressão constante	$[\text{J kg}^{-1}\text{°C}^{-1}]$
$C_{sf}$	Coefficiente para a combinação fluido/superfície aquecedora.	-
$D_b$	Diâmetro da bolha	$[\text{m}]$
$D_i$	Diâmetro interno do termosifão	$[\text{m}]$
$e$	Número de Euler	$[-]$
$g$	Aceleração da gravidade	$[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$
$H$	Altura de uma cavidade fechada sob convecção natural	$[\text{m}]$
$h_{Cooper}$	Coefficiente de transferência de calor calculado segundo a correlação de COOPER (1984).	$[\text{W}^{-1} \text{m}^{-2}\text{°C}^{-1}]$
$h_{gas-par}$	Coefficiente de transferência de calor entre os gases não-condensáveis e a parede interna do condensador	$[\text{W m}^{-2}\text{°C}^{-1}]$
$h_{Kutat}$	Coefficiente de transferência de calor calculado segundo a correlação de KUTATELADZE (1959).	$[\text{W}^{-1} \text{m}^{-2}\text{°C}^{-1}]$
$h_{lv}$	Calor latente de vaporização	$[\text{kJ kg}^{-1}]$
$h_{St,Ab}$	Coefficiente de transferência de calor calculado segundo a correlação de STEPHAN e ABDELSALAM (1980).	$[\text{W}^{-1} \text{m}^{-2}\text{°C}^{-1}]$
$h_{vap-gas}$	Coefficiente de transferência de calor entre o vapor e os	$[\text{W m}^{-2}\text{°C}^{-1}]$



	gases não-condensáveis	
$k$	Condutividade térmica	$[\text{W m}^{-1} \text{°C}^{-1}]$
$Kn$	Número de Knudsen	$[-]$
$L$	Largura de uma cavidade fechada sob convecção natural	$[\text{m}]$
$l_c$	Comprimento da região do condensador	$[\text{m}]$
$L_{\text{efetivo}}$	Comprimento efetivamente útil do termossifão	$[\text{m}]$
$L_{\text{gas}}$	Volume ocupado pelos gases não-condensáveis	$[\text{m}]$
$l_m$	Comprimento característico da bolha	$[\text{m}]$
$M$	Pêso Molecular	$[\text{kg/kmol}]$
$N$	Número de mols	$[\text{kmol}]$
$n_{CT}$	Constante da equação de COLLIER e THOME (1996)	$-$
$N_M$	Número de mérito	$-$
$P$	Pressão	$[\text{Pa}]$
$P_{\text{gas}}$	Pressão média dos gases não-condensáveis	$[\text{Pa}]$
$Pr$	Número de Prandtl	$-$
$P_r$	Pressão reduzida adimensional	$-$
$Q$	Taxa de calor	$[\text{W}]$
$Q_{\text{ebulição}}$	Taxa de calor para atingir o limite de ebulição	$[\text{W}]$
$R$	Resistência térmica	$[\text{K W}^{-1}]$
$Ra$	Número de Rayleigh	$-$
$Ra_H$	Número de Rayleigh baseado no comprimento H	$[-]$
$Re$	Número de Reynolds	$-$
$R_{\text{Groll,Rosler}}$	Resistência térmica segundo a correlação de GROLL E RÖSLER (1992).	$[\text{°C W}^{-1}]$
$R_{\text{Kaminaga}}$	Resistência térmica segundo a correlação de KAMINAGA <i>et al.</i> (1997).	$[\text{°C W}^{-1}]$
$RMS$	Valor quadrático médio fracionado	$[\%]$
$R_p$	Rugosidade de pico	$[\mu\text{m}]$
$R_{\text{Rohs}}$	Resistência térmica segundo a correlação de ROHSENOW (1952).	$[\text{°C W}^{-1}]$
$s$	Parâmetro que governa o grau de inclinação da curva sigmoidal no ponto de inflexão	$[\text{m}]$
$S_{\text{adiab}}$	Parâmetro que governa o grau de inclinação da curva	$[\text{m}]$

	sigmoidal o ponto de inflexão na seção adiabática	
$s_{vap-gas}$	Parâmetro que governa o grau de inclinação da curva sigmoidal o ponto de inflexão na interface entre os gases não-condensáveis e o vapor	[m]
$T$	Temperatura	[K], [°C]
$T_{gas}$	Temperatura média dos gases não-condensáveis	[K]
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]
$V_{int}$	Volume interno do termossifão	[m <sup>3</sup> ]
$V_{sólido}$	Volume ocupado pelo fluido de trabalho no estado sólido	[m <sup>3</sup> ]
$x$	Variável independente da função sigmoidal	[m]
$x_{adiab}$	Ponto de inflexão da curva sigmoidal na seção adiabática	[m]
$x_{vap-gas}$	Ponto de inflexão da curva sigmoidal na interface entre os gases não-condensáveis e o vapor	[m]
$y_b$	Distância perpendicular da parede aquecedora	[m]

### Alfabeto Grego

$\alpha$	Difusividade térmica	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\beta$	Coeficiente de expansão isobárica $\frac{1}{\rho} \left( \frac{d\rho}{dT} \right)_{P=cte}$	[C <sup>o</sup> -1]
$\Delta T$	Diferença de temperatura	[°C]
$\phi$	Fluxo de calor	[W m <sup>-3</sup> ]
$\phi_{ebulição}$	Fluxo de calor para atingir o limite de ebulição	[W m <sup>-2</sup> ]
$\phi_{sônico}$	Fluxo de calor para atingir o limite sônico	[W m <sup>-2</sup> ]
$\lambda_{mol}$	Distância média entre as moléculas	[m]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[N s m <sup>-2</sup> ]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m]
$\psi$	Constante da equação de COLLIER e THOME (1996)	[-]
$\pi$	Valor da razão entre a circunferência de qualquer círculo e seu diâmetro	[-]
$\Re$	Constante dos gases ideais (8.31447215)	[J K <sup>-1</sup> mol <sup>-1</sup> ]
$\rho$	Massa específica	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\sigma_{mol}$	Diâmetro médio da molécula	[m]

$\sigma$	Tensão superficial	[N m <sup>-1</sup> ]
$\theta$	Ângulo de contato líquido/superfície aquecedora	[°]
$\omega$	Abcissa do ponto de inflexão da função sigmoidal	[m]

### Índices:

<i>0</i>	Condição do carregamento
<i>1...8</i>	Índices das resistências térmicas
<i>água</i>	Relativo à água do calorímetro que retira calor do condensador
<i>C</i>	Referente a região do condensador do termossifão.
<i>calculado</i>	Valor calculado
<i>cond</i>	Condensador.
<i>E</i>	Referente a região do evaporador do termossifão.
<i>evap</i>	Evaporador.
<i>ext</i>	Referente às trocas térmicas externas à parede do termossifão.
<i>gas</i>	Relativo aos gases não-condensáveis
<i>int</i>	Referente às trocas térmicas internas à parede externa do termossifão.
<i>l</i>	Fase líquida.
<i>medido</i>	Valor medido experimentalmente
<i>p</i>	Parede.
<i>pc</i>	Parede do condensador
<i>piscina</i>	Relativo ao fluido de trabalho líquido que se deposita no fundo do evaporador
<i>sat</i>	Saturação.
<i>sônico</i>	Referente ao limite sônico.
<i>tr</i>	Relativo a Fase líquida.
<i>v</i>	Fase vapor.

**Siglas:**

HPHE	<i>Heat Pipe Heat Exchangers</i>
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de calor
LEPTEN	Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia
TBF	Termossifão Bifásico Fechado
TPCT	Two-Phase Close Thermosyphon

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

O presente trabalho avalia o desempenho térmico de um termossifão bifásico de aço inox e naftaleno para as condições particulares do aparato experimental desenvolvido para esse fim. Um termossifão bifásico é um dispositivo para transmissão de calor que consiste basicamente de um tubo metálico, selado nas pontas e parcialmente preenchido por um fluido de trabalho. No caso do termossifão de naftaleno, o hidrocarboneto aromático  $C_{10}H_8$ , conhecido como naftaleno) é o fluido de trabalho.

Um tubo termossifão é basicamente dividido em três regiões principais: evaporador, onde calor é inserido no sistema; região adiabática, que pode ou não existir, e condensador, onde calor é retirado. Dentro do tubo do termossifão, o fluido está em mudança de fase, com ebulição na região do evaporador e condensação na região do condensador. O fluido de trabalho usado pode apresentar impurezas como a presença de algum gás volátil dentro do tubo ou pode haver a formação de gases não-condensáveis a partir de reações químicas. Estes gases tendem a se acumular na extremidade superior do tubo bloqueando parcialmente o condensador e degradando a eficiência térmica do sistema. Mais detalhes do funcionamento dos termossifões bifásicos são apresentados adiante.

Para que os termossifões sejam empregados em equipamentos industriais, é necessário modelar os fenômenos físicos que governam o seu funcionamento e, assim, prever com precisão o seu desempenho, garantir a sua vida útil, a sua segurança operacional, resultando em projetos mais eficientes e econômicos. O domínio dessa tecnologia requer modelos analíticos de qualidade, cálculos numéricos precisos e, principalmente, experimentos de qualidade. Este trabalho trata do estudo de termossifões que empregam naftaleno como fluido de trabalho, visando posterior uso em equipamentos para a indústria, principalmente a do petróleo.

### 1.1 Motivação

A eficiência energética das plantas industriais, como as de refino de petróleo, está inevitavelmente ligada à recuperação da energia dos produtos ou resíduos que saem dos

processos em temperaturas mais altas. Grande parte dos escoamentos que apresentam uma maior facilidade de aproveitamento da energia residual são tradicionalmente resfriados através de trocadores recuperadores de calor (WORRELL e GALITSKY, 2005). Por outro lado, correntes em temperaturas elevadas ( $>400$  °C), cujo aproveitamento energético é tecnicamente mais complicado por apresentarem, por exemplo, problemas de incrustações, de deposição de fuligem ou corrosão, são muitas vezes desprezadas nas análises de *Pinch* (OLIM *et al.*, 2003), justamente pela dificuldade tecnológica de construção de equipamentos para este fim.

A principal motivação para o estudo de um termossifão bifásico com naftaleno como fluido de trabalho é a possibilidade de sua aplicação em trocadores de calor que operam em temperaturas médias em torno de 300 °C. Neste nível de temperatura, os termossifões tradicionalmente estudados em laboratório que empregam a água ou outros fluidos como álcoois, acetona, etc., não podem ser empregados.

Os trocadores de calor que utilizam os termossifões bifásicos como dispositivos de transferência de calor, conhecidos por sua sigla em inglês, HPHE, *Heat Pipe Heat Exchangers*, são equipamentos com manutenção mais fácil e são mais robustos que os trocadores convencionais. Além disso, apresentam completa estanqueidade entre os escoamentos e são isentos de partes móveis. Estas características são realmente importantes no aproveitamento de calor de escoamentos em temperaturas mais elevadas e problemáticas. Salienta-se que um HPHE tem uma resistência térmica equivalente a um trocador convencional (VASILIEV, 2003), podendo apresentar um desempenho bem superior quando fatores como a perda de carga e os vazamentos são mais críticos.

A correta escolha do fluido de trabalho dos termossifões é essencial para o desempenho térmico dos equipamentos que empregam esses dispositivos como elementos de transferência de calor. Os fluidos empregados dependem primeiramente do nível de temperatura de trabalho, uma vez que operam na condição de saturação. O sódio e lítio, no estado líquido, são exemplos de fluidos de trabalho para aplicações com temperaturas acima de 250 °C; água, amônia e metanol, para aplicações em que a temperatura de trabalho varia entre baixa e moderada (250 a 25 °C); nitrogênio e hélio (no estado líquido) são exemplos de fluidos de trabalho para tubos que operam em temperaturas criogênicas (DEVARAKONDA e ANDERSON, 2005). Já para temperaturas entre 250 e 350 °C, os fluidos orgânicos são fortes candidatos a fluido de trabalho (VASILIEV *et al.*, 1988).

Dentre os poucos candidatos já testados para essa faixa de temperatura encontra-se o Naftaleno.

É de conhecimento geral que a água, devido as suas propriedades termofísicas, facilidade de obtenção e baixo custo, é o fluido de trabalho mais adequado para operação de 80 até 250° C. A principal vantagem do uso do naftaleno em relação à água como fluido de trabalho para a faixa de temperatura de 150 a 374 °C é a baixa pressão de vapor, que é aproximadamente uma ordem de grandeza menor que a da água. Acima de 374 °C a água está na condição supercrítica e não serve como um fluido de trabalho, enquanto o naftaleno tem uma temperatura crítica de 475 °C. Apesar de alguns dos fabricantes de trocadores de calor com termossifões bifásicos utilizarem o naftaleno como fluido de trabalho para estas faixas de temperatura, a literatura neste assunto é extremamente escassa. De acordo com a cuidadosa pesquisa bibliográfica desenvolvida neste trabalho, apenas o trabalho de (VASILIEV *et al.*, 1988) estuda o desempenho térmico e a aplicação dos termossifões com naftaleno.

Os fabricantes procuram manter como segredo industrial os procedimentos de carregamento e características internas dos termossifões. Nenhum dos fabricantes consultados (ABB Air Pre-heater Inc., hoje, Auston; Houston, Wuxi Shijia Heat Energy Equipment Co. Ltda) informa os procedimentos de fabricação nem mesmo as curvas de desempenho térmico de seus termossifões.

O LABTUCAL/LEPTEN vem desenvolvendo, desde a década de 90, projetos de equipamentos para a indústria do petróleo (Petrobrás), empregando tubos de calor e termossifões na solução de problemas térmicos, especialmente visando à conservação de energia nas suas plantas industriais. Até o momento, apenas termossifões que utilizam água como fluido de trabalho foram empregados. Porém, vislumbram-se diversas aplicações para esta tecnologia, envolvendo níveis de temperaturas mais elevados, onde a água não pode mais ser utilizada. Assim, o conhecimento do comportamento térmico de termossifões com fluidos de trabalho que operam a níveis maiores de temperatura é estratégico para o desenvolvimento de outros equipamentos no futuro próximo.

## 1.2 Objetivos

O objetivo principal do presente trabalho é estudar o funcionamento de termossifões de naftaleno quando operando em diferentes níveis de temperatura (consequência de diferentes condições de operação). Além disto, é importante obter valores dos coeficientes de troca térmica que envolvam o funcionamento de tubos termossifões, especialmente os internos, tendo em vista que o LABTUCAL desenvolve um software para o projeto de trocadores de calor com termossifões bifásicos e, para isto, necessita de dados que nem sempre estão disponíveis na literatura. Também se pretende estudar a influência no desempenho térmico da presença de gases não-condensáveis no fluido de trabalho. Assim, será possível projetar com maior precisão os trocadores de calor com termossifões bifásicos para o pré-aquecimento de ar. Um modelo matemático que utiliza a analogia entre circuitos térmicos e elétricos é desenvolvido e validado a partir dos dados obtidos em um protótipo experimental especialmente construído para este fim.

O presente trabalho se encontra dividido nos seguintes capítulos conforme apresentado a seguir.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica. Inicialmente são apresentados os termossifões bifásicos e a substância naftaleno. A seguir, aparatos de medição de desempenho de tubos de calor e termossifões são mostrados. Temas como as características de início de operação e os limites operacionais dos termossifões bifásicos também são incluídos, pois auxiliam na compreensão dos resultados experimentais. A revisão bibliográfica termina na apresentação de modelos para o comportamento térmico dos termossifões bifásicos encontrados na literatura.

No Capítulo 3 são desenvolvidos modelos unidimensionais para determinação da resistência térmica externa ao termossifão bifásico empregado no estudo experimental, a fim de estimar a máxima taxa de calor que o aparato experimental é capaz de transferir. A partir da estimativa da máxima taxa de calor a ser transmitida, as resistências térmicas internas são modeladas de duas formas: considerando que o termossifão é preenchido apenas com naftaleno e considerando que, além do naftaleno, há também a presença de um gás não-condensável.

No Capítulo 4 é descrita a bancada experimental montada para a medição do termossifão de naftaleno é descrita, bem como o procedimento de preparação do



termossifão. Além disso, o procedimento de carregamento do tubo e a metodologia experimental adotada são mostrados. Por fim, descreve-se a metodologia de tratamento dos dados experimentais.

No Capítulo 5 são apresentados e discutidos os resultados experimentais e analíticos obtidos, os quais são divididos em dois grupos: resultados da resistência externa ao termossifão e resultados das resistências internas do termossifão. As resistências internas do termossifão, por sua vez, são subdivididas em resistências sem a presença de gases não-condensáveis e com a presença de um gás não-condensável.

Finalmente, no Capítulo 6, são mostradas as conclusões finais do presente trabalho, apresentando sugestões para projetos futuros, assim como propostas para a continuação de pesquisas nesta área.

## CAPÍTULO 2

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta revisão bibliográfica serão apresentadas informações acerca dos fenômenos físicos que governam a operação de termossifões bifásicos e informações importantes sobre o naftaleno. Outros temas serão adicionalmente tratados como: presença e influência de gases não-condensáveis na operação de tubos termossifões; modelos e correlações para a determinação das resistências térmicas dos termossifões bifásicos e limites de transporte de calor dos termossifões bifásicos.

#### 2.1 O termossifão bifásico

Os termossifões bifásicos são classificados como um tipo de tubo de calor. Um tubo de calor consiste em um tubo metálico evacuado e selado nas pontas com ou sem estrutura porosa interna, como mostrado na Figura 2.1. Esse vaso hermético confina um fluido que, em condições normais de operação, está na condição de saturação com a presença da fase líquida e gasosa. É teoricamente dividido em três regiões distintas: evaporador, onde o calor adentra o sistema, a seção adiabática onde não há troca térmica com o meio externo, e o condensador, onde o calor é retirado do sistema. Em um tubo de calor com estrutura porosa, o líquido retorna para o evaporador movido pela força de capilaridade do meio poroso. Devido à presença desse meio poroso, o tubo de calor pode operar em qualquer posição, inclusive em ambientes sem gravidade, o que faz dos tubos de calor um dispositivo importante para a indústria espacial (PIORO e PIORO, 1997).

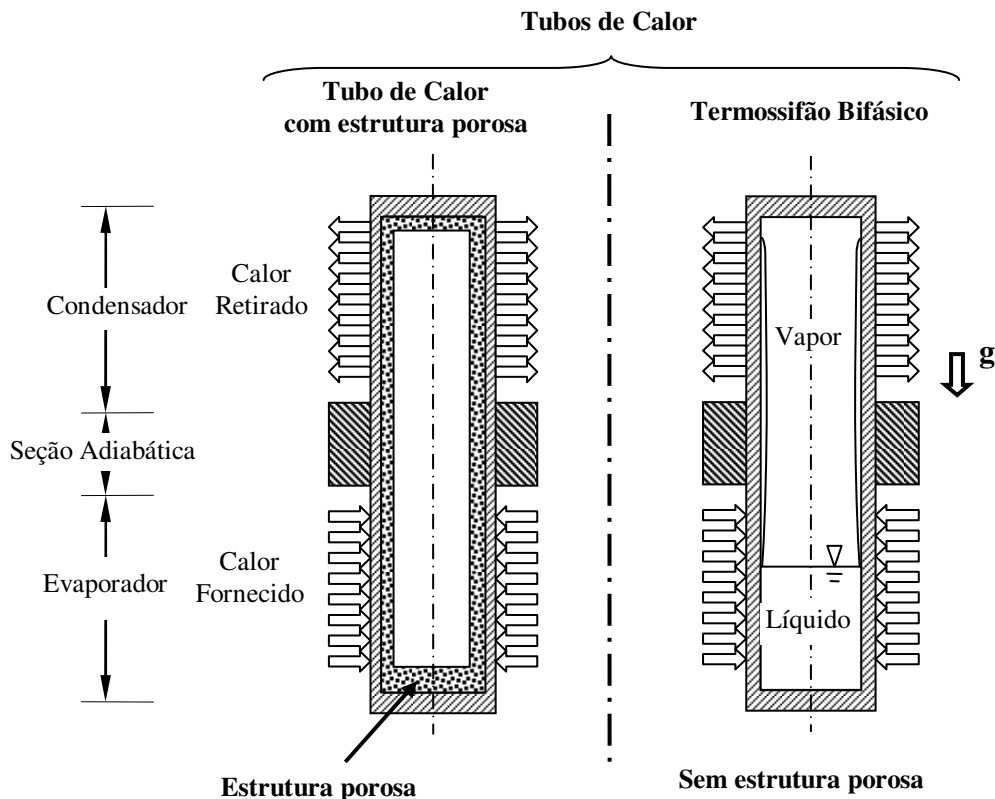


Figura 2.1 – Diferença de um termossifão tubo de calor com estrutura porosa e um termossifão bifásico.

Um termossifão bifásico do tipo fechado<sup>1</sup> (TBF) é um tubo de calor sem a estrutura capilar interna. Seu funcionamento exige uma força de campo para o retorno do fluido para o evaporador, geralmente a força da gravidade, conforme mostrado no lado direito da Figura 2.1. A alta condutância térmica desses dispositivos está diretamente ligada aos altos coeficientes de convecção dos fluidos em condições de ebulição e condensação. O gráfico da Figura 2.2 ilustra o efeito do tipo de escoamento e do tipo de fluido no coeficiente de transferência de calor, (BEJAN *et al.*, 1996), para diversos fluidos sob diferentes condições. Esta figura mostra que os processos de ebulição de líquidos, condensação da água e dos vapores orgânicos são, de maneira geral, os processos de transferência de calor que atingem os mais elevados coeficientes de convecção, superados apenas pelos coeficientes obtidos com os metais líquidos.

<sup>1</sup>PIORO e PIORO (1997) adotam a sigla TPCT *Two-Phase Close Thermosyphon*

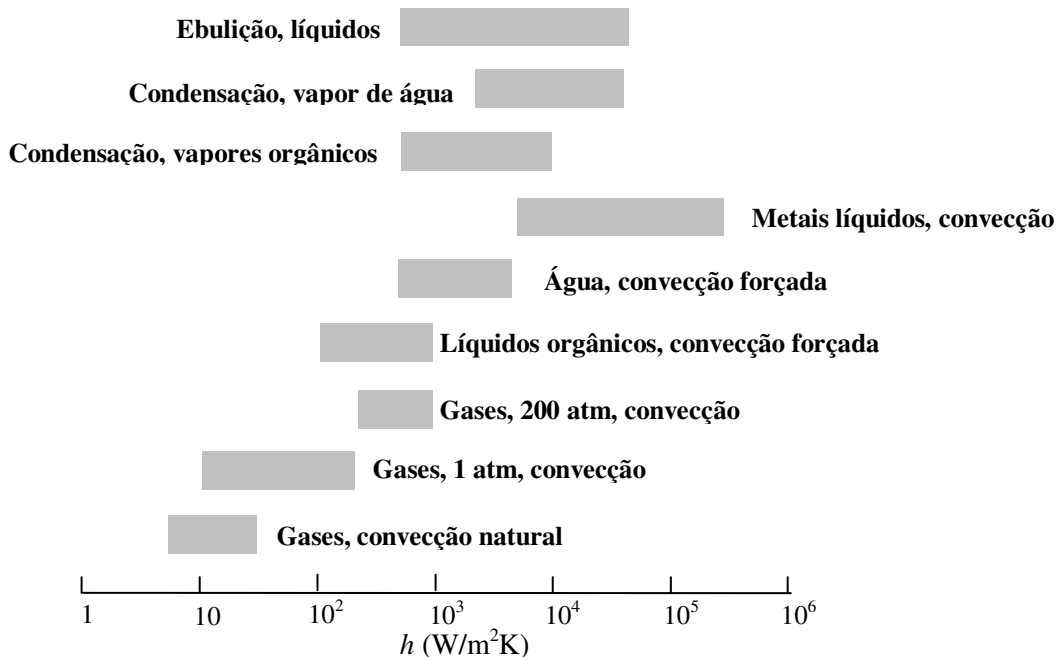


Figura 2.2 - Efeito do tipo de escoamento e o tipo de fluido no coeficiente de transferência de calor, (BEJAN *et al.*, 1996).

O processo de fabricação de termossifões bifásicos é mais simples e barato quando comparados aos tubos de calor com estrutura porosa, sendo, portanto, mais atrativos para a indústria (PIORO e PIORO, 1997).

Dois parâmetros são geralmente utilizados para se caracterizar termicamente um termossifão bifásico: a máxima taxa de transferência de calor ( $Q_{max}$  [W]) e a resistência térmica<sup>2</sup> ( $R$  [°C/W]). Entretanto, PAYAKARUK, *et al.* (2000) afirmaram que, embora as condições de máxima transferência de calor sejam teoricamente mais importantes, determinar as características do termossifão nas condições operacionais é essencial para as aplicações industriais.

<sup>2</sup> Resistência térmica é o diferencial de temperatura entre a fonte quente e a fonte fria dividido pela potência transmitida. A unidade no S.I. é [K/W]

## 2.2 O naftaleno

O naftaleno é um hidrocarboneto com um peso molecular de 128,16 g/mol, com uma estrutura de 10 carbonos e 8 hidrogênios ( $C_{10}H_8$ ). É um hidrocarboneto aromático com dois anéis benzênicos acoplados, organizados em uma estrutura plana de acordo a Figura 2.3. (BRUCE *et al.*, 1998)

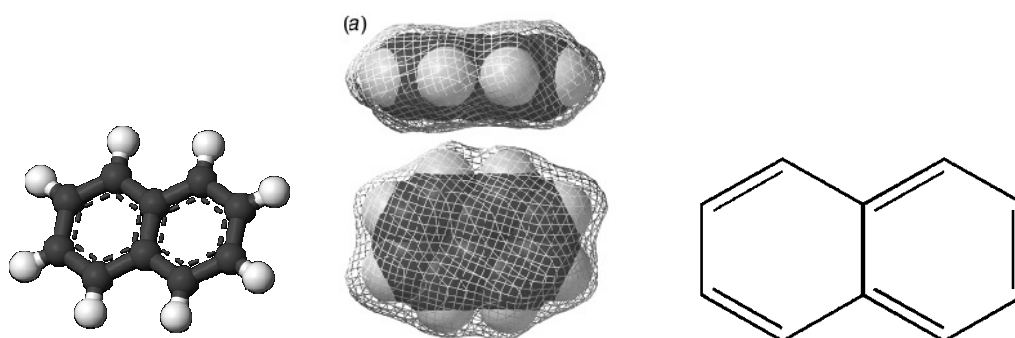


Figura 2.3 – Três representações da molécula do naftaleno. Fontes: MCKINNON *et al.*, (1998) e JOHNSON III, (2005).

A maioria das pessoas conhece o odor do naftaleno, através do contato com as bolinhas de naftalina, basicamente compostas por naftaleno, utilizadas para afastar insetos indesejáveis, principalmente em guarda roupas. O naftaleno puro é sólido em temperaturas abaixo de 82 °C, a sua temperatura crítica é de 475,25 °C e a pressão crítica de 41,05 bar. O gráfico da pressão de saturação em função da temperatura do naftaleno, mostrado na Figura 2.4, compara a curva de pressão de vapor do naftaleno com a curva da água, mostrando uma diferença aproximadamente constante e de uma ordem de grandeza entre as pressões de vapor do naftaleno e da água.

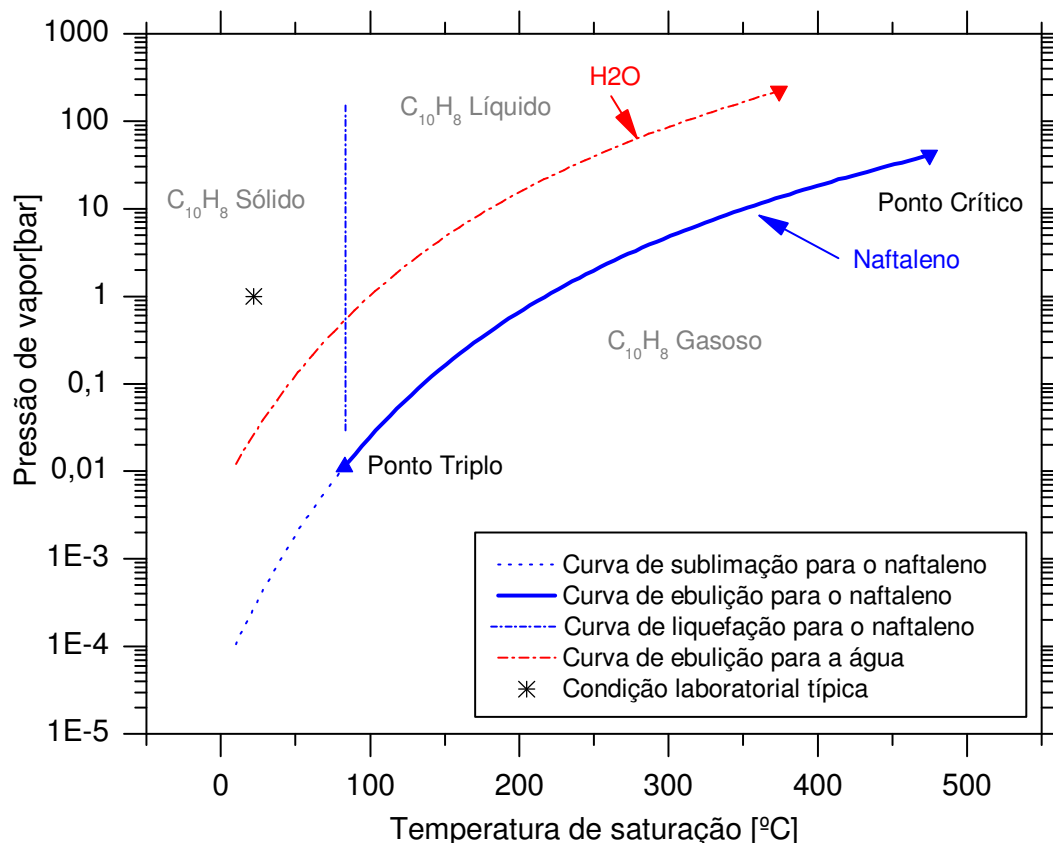


Figura 2.4 – Pressão de vapor versus temperatura do naftaleno e da água.

Seres humanos expostos ao naftaleno tanto por inalação quanto por contato com a pele desenvolvem a doença conhecida como anemia hemofílica. A anemia hemofílica é caracterizada principalmente por apresentar uma diminuição nos índices de hemoglobinas. Apenas um caso de anemia hemofílica por inalação sem contato com a pele foi encontrado<sup>3</sup>.

No relatório *Toxicological Review of Naphthalene*, BRUCE, et al. (1998) afirmaram que os dados disponíveis são inadequados para determinar uma relação causal entre a exposição ao naftaleno e o câncer em seres humanos. O naftaleno é um componente de misturas complexas associadas ao câncer, incluindo a fumaça do cigarro e as emissões da queima de carvão mineral e da combustão da madeira. (IARC, 1984; U.S. EPA, 1987

<sup>3</sup> Linick (1983) apud (BRUCE, et al., 1998) reportaram que uma mulher de 26 anos e sua filha de 4 anos, bem como sete parentes vivendo em outras duas casas tiveram anemia. Um excessivo número de esferas de naftaleno (usada por anos para inibir odores indesejáveis e controlar insetos) foram encontradas nas três casas. A análise de amostras do ar coletado revelou um nível de exposição de 20 partes por bilhão de naftaleno, mas o autor afirmou que os níveis podem ter sido bem maiores quando esferas novas eram introduzidas. Quando o uso das esferas de naftaleno foi descontinuado os sintomas desapareceram.

apud (BRUCE *et al.*, 1998)). Entretanto, a exposição de seres humanos ao naftaleno puro não foi estudada.

A agência de proteção ambiental dos Estados Unidos está conduzindo uma auditoria externa ao documento *Toxicological Review of Naphthalene*. Nessa auditoria, diversos especialistas são consultados para decidir se realmente o naftaleno é uma substância cancerígena. Até então (Setembro, 2007), as sugestões propostas pelos especialistas não foram aceitas pela EPA, mas as respostas levam a crer que irá se confirmar o potencial cancerígeno do naftaleno. Porém, salienta-se que a grande dificuldade de estabelecer uma relação causal entre o naftaleno e o câncer em seres humanos é o fato de que os indivíduos que estão expostos ao naftaleno estarem sempre expostos à outras substâncias com um maior potencial cancerígeno comprovado, como por exemplo a fumaça do cigarro e outros hidrocarbonetos presentes no petróleo.

O naftaleno tem toxicidade aguda em água salgada mesmo em baixa concentração, como por exemplo, 2,350  $\mu\text{g/l}$ , e pode afetar espécies mais sensíveis que as espécies já estudadas em concentrações ainda menores (SCHATZOW, 1980). As concentrações típicas do naftaleno no ar das cidades são em torno de 0,18 partes por bilhão. O odor forte do naftaleno é sentido a partir de 0,44  $\text{mg/m}^3$  (0.084 ppm) (BRUCE *et al.*, 1998).

O objetivo deste trabalho não é apresentar um estudo conclusivo sobre os perigos do uso do naftaleno, uma vez que esta não é a especialidade do autor. Porém, deve-se ressaltar que, conforme pesquisa bibliográfica, os perigos do naftaleno estão associados ao contato direto com o ser humano, normalmente em suas casas. Em um trocador de calor instalado em uma indústria, o naftaleno está confinado ao interior do tubo, sem contato com o ser humano, a não ser que haja um acidente. Mesmo neste caso, o perigo associado ao naftaleno é teoricamente menor do que outros normalmente encontrados neste mesmo ambiente. O uso corriqueiro deste fluido em aplicações industriais em países como os Estados Unidos e China, leva a crer que o naftaleno, como fluido de trabalho, não representa risco suficiente que o desqualifique como fluido de trabalho a ser empregado em tubos termossifões aplicados a trocadores de calor em aplicações industriais.

### **2.2.1 O naftaleno como um fluido de trabalho**

Usualmente, dois fatores são utilizados para avaliar a viabilidade de utilização de uma substância como fluido de trabalho de um tubo de calor: o número de mérito e a pressão de vapor. O número de mérito ( $N_M$ ) é definido por PETERSON (1994) como uma relação entre as propriedades desejáveis no numerador e não desejáveis no denominador e definido pela equação:

$$N_M = \frac{\rho\sigma h_{lv}}{\mu_l} \quad [ - ] \quad (2.1)$$

onde  $\rho$  é a densidade mássica,  $\sigma$  é a tensão superficial,  $h_{lv}$  o calor latente de vaporização e  $\mu_l$  a viscosidade do fluido. O mesmo autor afirma que um elevado número de mérito indica que uma determinada substância é um forte candidato a fluido de trabalho de um tubo de calor.

DEVARAKONDA e ANDERSON (2005) afirmaram que a faixa de temperatura entre 127 °C e 427 °C pode ser considerada como uma faixa intermediária de temperatura para as aplicações com tubos de calor. Também afirmam que a tecnologia de tubos de calor está amadurecida para temperaturas inferiores e superiores a essa faixa intermediária; já a faixa intermediária recebeu menos atenção ao longo dos anos. Existem vários candidatos a fluidos de trabalho para a faixa intermediária de temperatura, principalmente por apresentarem uma baixa pressão de vapor, dentre estes, a anilina, o naftaleno, o tolueno, a hidrazina e os fenóis. Nota-se que a água opera especialmente bem em temperaturas abaixo de 250 °C, enquanto que, para acima de 400 °C, os metais líquidos funcionam muito bem.

A alta pressão de vapor da água é o principal motivo para a não utilização da água em temperaturas mais altas. Uma regra geral é considerar que uma substância pode ser utilizada como fluido de trabalho até aproximadamente 100° C abaixo do seu ponto crítico (DEVARAKONDA e ANDERSON, 2005). Fazendo essa consideração, tem-se que a água pode ser utilizada até 275°C. É importante observar que o enfoque destes autores eram os tubos de calor para a indústria aeroespacial, onde altos valores para a tensão superficial são essenciais para o bombeamento do fluido nas estruturas capilares. Além disto, nestas aplicações, admitem-se pressões elevadas, pois os diâmetros são geralmente pequenos. Já para as aplicações com termostatos industriais, essas recomendações devem ser utilizadas com ressalva, pois os diâmetros dos tubos são consideravelmente maiores e o custo é



extremamente relevante, impossibilitando a escolha de materiais de alto desempenho, como é o caso da indústria aeroespacial.

ANDERSON (2007), em seu recente trabalho, realizou um teste de vida útil de 5520 horas com o naftaleno em um tubo de aço de baixa liga a uma temperatura de 350 °C, concluindo que o naftaleno não se degradou. Segundo o mesmo autor, o naftaleno é comprovadamente compatível com o aço inoxidável, com ligas de cobre-níquel e com o titânio em testes de longa duração em temperaturas de 320 °C. Também é mostrado que o naftaleno é compatível em temperaturas baixas com o alumínio e o aço de baixa liga. É comprovadamente compatível com o aço inoxidável apenas em testes de curta duração até temperaturas de 380 °C. Este mesmo autor acreditava que os compostos fluorados seriam mais estáveis que os mesmos compostos com hidrogênio, porém isso não foi verificado nos testes de vida útil. O decafluorobifenil ( $C_{12}F_{10}$ ) foi menos estável que o bifenil ( $C_{12}H_{10}$ ) nas mesmas condições. Já o  $\alpha$ -cloronaftaleno foi inutilizado após 642 horas, enquanto que o perfluoronaftaleno teve uma geração de gases não condensáveis a 215 °C.

O projeto Milliken Clean Coal Technology, fomentado pelo departamento de energia dos EUA incluiu um pré-aquecedor de ar que utilizou o naftaleno como fluido de trabalho com um insucesso inicial. De acordo com a avaliação feita pela empresa CONSOL (CONSOL, 1998), o trocador com tubos de calor foi posto em serviço em Dezembro de 1994 e as operações iniciais indicaram um desempenho significativamente inferior ao desempenho projetado. A causa apontada foi impureza do naftaleno. Segundo a consultoria, o produto fornecido não apresentava a pureza especificada pelo fabricante (ABB API). As análises dos tubos com naftaleno mostraram que os contaminantes do naftaleno tinham se decomposto, formando misturas de gases não condensáveis como o hidrogênio, dióxido de carbono e etileno. Os gases não-condensáveis reduziram o comprimento efetivo do tubo. Neste mesmo relatório, afirma-se que não se espera a geração contínua de gases não-condensáveis. Para aproveitar os tubos já fabricados, estes foram novamente evacuados “a frio” e purgados “a quente”. Testes posteriores mostraram que os termossifões assim tratados atingiram o desempenho esperado. O fabricante optou por instalar uma válvula de purga em cada termossifão. Como resultado, algumas válvulas vazaram e o odor do naftaleno pôde ser sentido. Não foi observada a geração de gases não-condensáveis após essa operação.

### 2.3 Aparato de medição de termossifão bifásico

A Figura 2.5 mostra um aparato padrão utilizado para avaliar um tubo de calor descrito por DUNN e REAY (1982). A potência elétrica fornecida é obtida facilmente a partir das medidas da tensão e da corrente elétrica. Para a retirada do calor no condensador, faz-se o uso de um simples trocador convectivo. Esse método é geralmente mais atraente do que os outros métodos possíveis, principalmente para tubos de calor operando em temperaturas menores que 400 °C. Com o uso de um banho de água no condensador, o controle da temperatura do condensador é estável e a medição da temperatura é precisa. A medida do calor retirado é feita pela variação de calor sensível na entrada e na saída do fluido que resfria o condensador. (DUNN e REAY 1982)

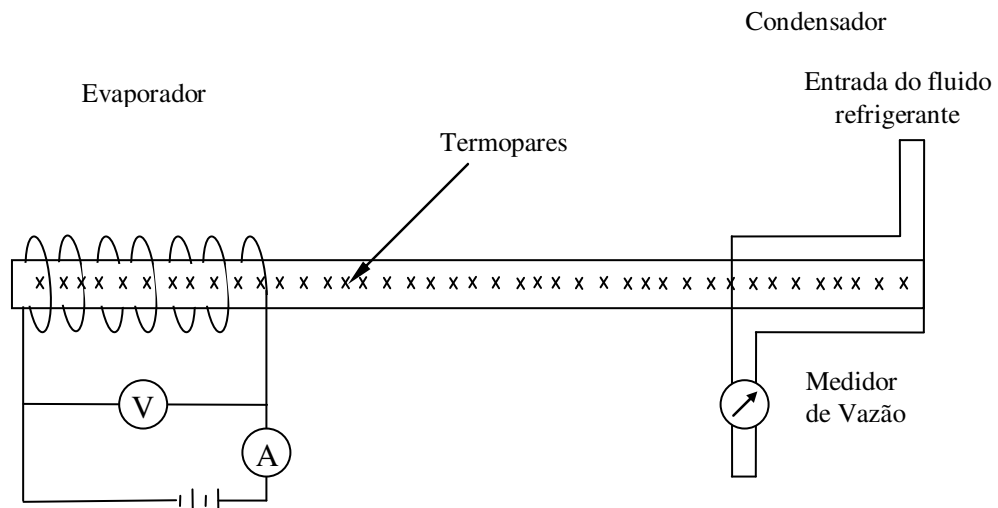


Figura 2.5 – Aparato de teste para tubos de calor para temperaturas baixas e moderadas (DUNN e REAY, 1982).

PETERSON (1994) afirmou que, como os gradientes ao longo do tubo de calor tendem a ser pequenos, a medição das temperaturas absolutas não é tão importante quanto a medição das diferenças de temperatura. Portanto, procedimentos de calibração que garantam que os termopares tenham os mesmos erros sistemáticos geralmente são necessários, mesmo que a incerteza no valor absoluto seja grande. Ou seja, o uso de termopares com incerteza no valor absoluto medido relativamente alto ( $\pm 0,5^\circ\text{C}$ ) é aceitável, desde que os termopares apresentem o mesmo erro sistemático.

VASILIEV, et al. (1988) apresentaram em detalhes um equipamento experimental desenvolvido para testes de termossifões com naftaleno como fluido de trabalho. O aparato é aquecido com resistor elétrico e termopares do tipo K (Cromel-Alumel) são soldados ao longo do aquecedor e do termossifão em distâncias iguais, permitindo a obtenção do perfil de temperatura ao longo do tubo. Os mesmos autores concluíram que o naftaleno pode ser usado como fluido de trabalho para o trocador de calor industrial que eles construíram e testaram. Neste trocador, a temperatura dos gases quentes está entre 800 e 1000 °C, sendo que a carga térmica é controlada variando-se a abertura da válvula que desvia o escoamento do trocador. O autor ainda cita a alternativa de se usar a mistura enxofre-iodo como fluido de trabalho, porém ressalta que a alta reatividade dessa mistura e a dependência da viscosidade do enxofre com a temperatura, tornam o termossifão instável.

## **2.4 Limites de operação do termossifão bifásico**

A capacidade de transporte de calor de um tubo de calor é, em geral, muito alta, mas não infinita. Em algumas situações, principalmente quando a taxa de calor a ser transmitida é muito alta, certos fenômenos físicos que ocorrem no interior dos tubos podem limitar a capacidade de transportar esta energia, resultando nos limites de operação.

Algumas condições de temperatura de operação e taxa de calor transmitida resultam na secagem do evaporador, ou seja, indisponibilidade do fluido de trabalho na região do evaporador. Essas condições são extremamente importantes do ponto de vista de segurança, visto que a secagem do evaporador ocasiona um rápido aumento da temperatura das paredes do tubo, muitas vezes levando ao colapso do mesmo. Porém, a maneira como o evaporador do tubo termossifão está acoplado termicamente ao meio externo determina a temperatura máxima que a parede do tubo pode atingir. Nas aplicações industriais, as situações em que os tubos termossifões estão em ambientes com trocas térmicas predominantemente convectivas são bastante comuns.

A máxima temperatura da parede do tubo é a temperatura do escoamento que banha externamente o evaporador. Portanto, quando se considera aplicações cuja temperatura máxima é inferior a 700 °C e o aço inox é o material do tubo, o risco de falha por ruptura do vaso pode ser evitado através de um correto dimensionamento do vaso e ou da liga do aço.

Uma situação de limitação de transporte de calor diferente das condições de secagem do evaporador ocorre quando o termossifão está submetido a condições de baixa pressão de vapor e baixa densidade do fluido de trabalho. Nesses casos, a transferência de calor é sensivelmente menor que nas condições normais para uma determinada diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador. Essa condição é chamada de limite sônico.

A Figura 2.6, retirada de DUNN e REAY (1978), resume graficamente o desempenho global de um tubo de calor genérico, cujo funcionamento é restrito por cinco limites de operação: limite viscoso, limite de arraste de líquido, limite sônico, limite de ebulição e limite de capilaridade. Já os efeitos que limitam um termossifão bifásico se resumem ao limite de arraste de líquido, limite de ebulição e o limite sônico, que serão descritos a seguir.

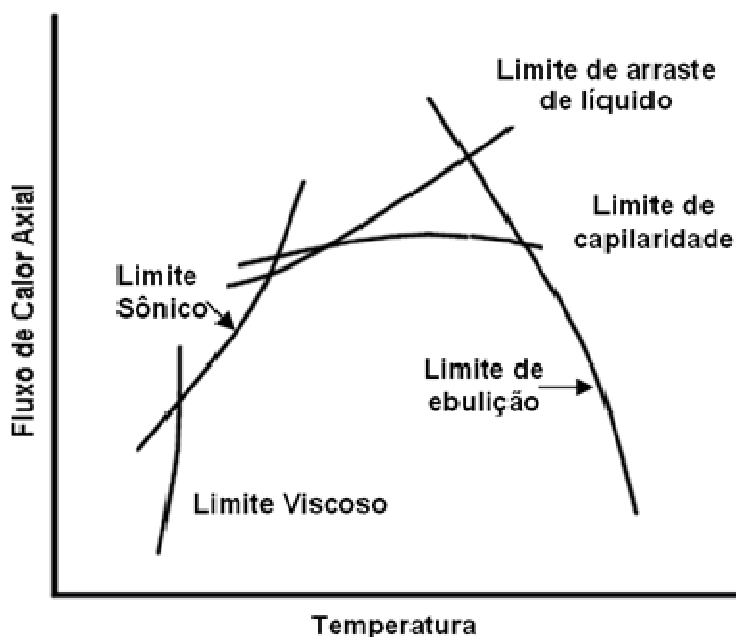


Figura 2.6 – Limitações para transportar calor em um tubo de calor, traduzido de REAY e KEW, (2006).

### 2.4.1 Limite de ebulição

Vários estudos apresentam as diversas fases do processo de ebulição de um fluido (CAREY, 1992). O limite de ebulição está relacionado ao processo de ebulição nucleada do fluido contido no evaporador. Este limite ocorre quando da secagem da superfície interna do evaporador, sendo normalmente associado à operação de termossifões com pequena quantidade de fluido de trabalho e que operam sob altos fluxos de calor na seção do evaporador. Ocorre durante a transição da ebulição nucleada na piscina de líquido para a ebulição em película, quando o fluxo de calor crítico é atingido. Neste ponto, as bolhas de vapor geradas na piscina coalescem em uma película de vapor isolando a parede do tubo. Devido à baixa condutividade térmica do vapor, a temperatura da parede, sujeita ao fluxo de calor, continua aumentando e pode atingir o ponto de fusão do material da parede do tubo. Este limite, para termossifões, pode ser determinado pela seguinte expressão: (BROST 1996):

$$\phi_{ebuli\tilde{c}ao} = \frac{Q_{ebuli\tilde{c}ao}}{A_c} = 0,12 h_{lv} \rho_v^{0,5} [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{0,25} \quad (2.2)$$

, onde  $\phi_{ebuli\tilde{c}ao}$  é o fluxo de calor dado pela divisão a taxa de calor transmitida ( $Q_{ebuli\tilde{c}ao}$ ) e pela área de seção interna do termossifão ( $A_c$ ), sendo que,  $h_{lv}$  é a entalpia de vaporização,  $\rho_v$  é a densidade do vapor,  $g$  a aceleração da gravidade,  $\sigma$  é a tensão superficial e  $\rho_l$  é a densidade do líquido.

Conforme relata PAYAKARUK, *et al.*(2000), o limite de ebulição geralmente está bem acima das condições operacionais observadas em termossifões industriais.

### 2.4.2 Limite sônico

O limite sônico ocorre quando o vapor, gerado dentro do evaporador e que caminha para o condensador, atinge a velocidade sônica, a máxima velocidade possível. Neste caso, um aumento da taxa de calor aplicada ou diminuição da temperatura do condensador não altera a quantidade de vapor transportado e o escoamento fica bloqueado (INCROPERA e DEWITT, 2003) , tal como ocorre em um bocal convergente-divergente (SILVERSTEIN, 1992). Diferente do limite de ebulição e de arraste de condensado, o limite sônico não implica na secagem da superfície interna do evaporador.

DUNN e REAY (1978) mostraram que o limite sônico pode ser calculado por um modelo unidimensional, assumindo que os efeitos do atrito podem ser desprezados, que as forças de inércia são dominantes e que o vapor se comporta com um gás ideal. O limite sônico tende a aparecer em condições de baixa massa específica e baixa pressão, bem como para pequenas áreas de seções transversais de transporte de vapor. Estas condições tendem a ser atingidas em termossifões com fluidos de baixa pressão de vapor, operando em temperaturas abaixo da temperatura ideal para sua operação. A seguinte expressão é sugerida por estes pesquisadores:

$$\phi_{sônico} = \frac{Q_{sônico}}{A_c} = 0,474kh_{lv}\sqrt{\rho_v P_v} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.3)$$

onde,  $\phi_{sônico}$  é o fluxo de calor dado pela divisão da taxa de calor transmitida pelo termossifão ( $Q_{sônico}$ ) pela área da seção transversal de passagem do vapor, que é aproximada pela área de seção interna ( $A_c$ ),  $k$  a condutividade térmica,  $h_{lv}$  é a entalpia de vaporização,  $\rho_v$  é a massa específica do vapor e  $P_v$  a pressão de vapor .

### 2.4.3 Limite de arraste de líquido

A interação entre o fluxo contracorrente vapor-líquido e a força cisalhante viscosa na interface líquido-vapor pode inibir o retorno do líquido para o evaporador. Quando isto ocorre, o tubo de calor atinge o limite de arraste. Um aumento do fluxo de calor eleva a velocidade do vapor, a qual pode provocar uma instabilidade na superfície do líquido. Pode haver formação de ondas e a força cisalhante interfacial pode tornar-se maior do que a força de gravitacional do líquido, resultando no arraste de gotículas de líquido no fluxo de vapor na direção ao condensador.

PETERSON (1994) apresenta em detalhes várias correlações para prever o limite de arraste de condensado. Algumas dessas correlações são aplicadas para termossifões cujo fluido de trabalho é o naftaleno. As propriedades do naftaleno e os resultados destas correlações são apresentados no próximo capítulo.

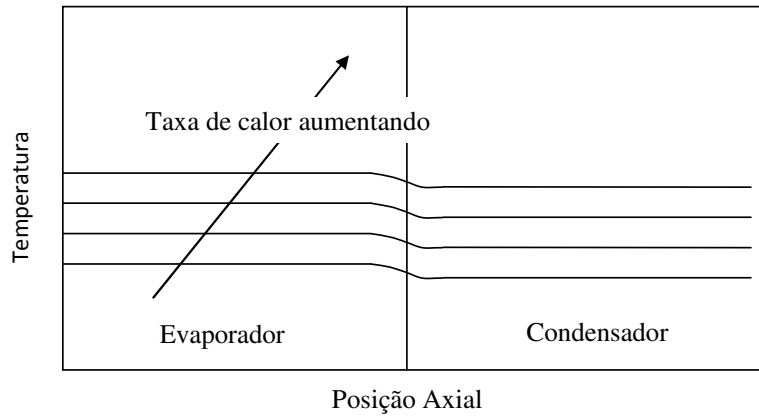
## 2.5 Características de início de operação do termossifão bifásico

Antes de ser colocado em operação, um termossifão bifásico está normalmente em equilíbrio térmico com o ambiente, sendo que a temperatura ambiente pode ser superior ou inferior à temperatura de operação do termossifão. Quando o termossifão está na temperatura ambiente o fluido de trabalho está, em geral, em uma das três fases: sólida, líquida e gasosa (supercrítica) e essa fase irá influenciar sensivelmente as características de início de operação. Quando o termossifão de naftaleno começa a ser aquecido o naftaleno está na fase sólida e na fase vapor sofrendo o processo de sublimação até atingir uma temperatura de aproximadamente 82 °C onde começa a surgir a fase líquida.

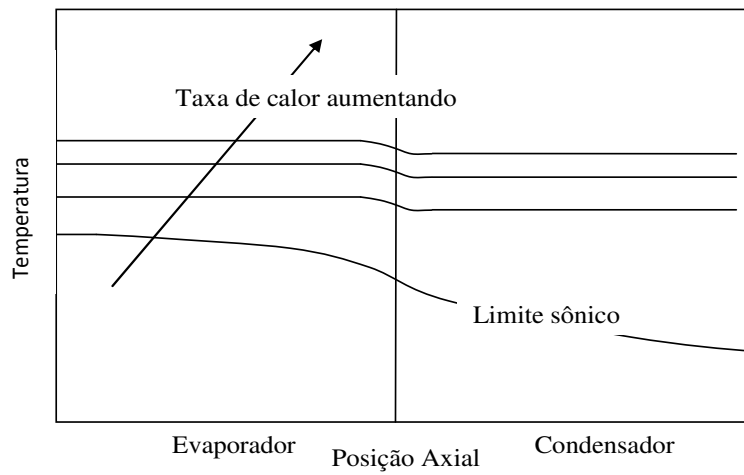
COTTER (1967) apud PETERSON (1994), identificaram três tipos fundamentais de início de operação. A Figura 2.7 (a) mostra a partida de um termossifão que inicia a sua operação em uma condição de pressão de vapor alta, como é o caso da água. A Figura 2.7 (b) mostra a partida de um termossifão com uma baixa pressão de vapor, mostrando a presença do limite sônico enquanto as temperaturas são baixas. Já Figura 2.7 (c) mostra a partida de um termossifão com a presença dos gases não-condensáveis.

Para os termossifões que iniciam sua operação a partir do estado sólido, como no caso do naftaleno, o limite sônico é facilmente atingido no início de operação do sistema, uma vez que, quando o fluido está no estado sólido, o tubo se encontra em vácuo, o qual acelera o vapor gerado até que este atinja a velocidade sônica. Além dos escoamentos sônicos, a geometria e posição do fluido ainda no estado sólido dentro do tubo é também importante. Esse sólido pode estar em contato com as paredes, estar em blocos no fundo do evaporador ou mesmo aderido às paredes do condensador.

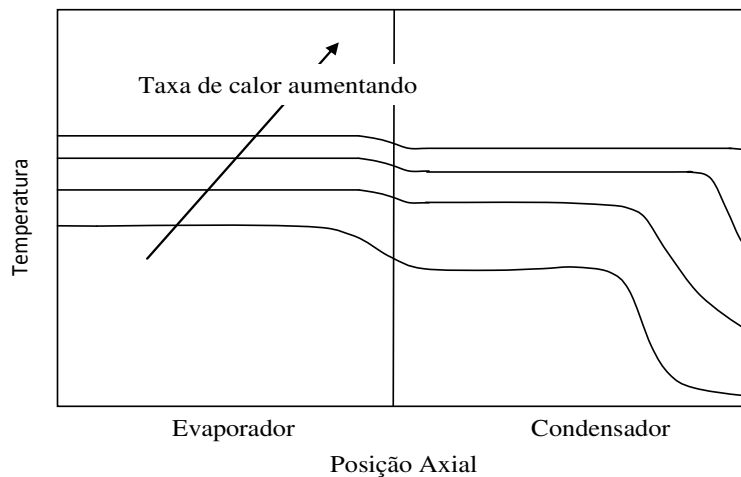
ANTONIUK e EDWARDS (1990) apud OCHTERBECK e PETERSON (1993) listaram três tipos básicos de congelamento do fluido de trabalho nos tubos de calor: “*Suction freezeout*” que corresponde ao congelamento do fluido deixando uma região do tubo de calor sem líquido para a operação, “*Freezing blowby*”, para o caso onde ocorre um completo bloqueio da passagem de líquido e vapor e “*Difuzion feezeout*”, para quando o vapor localizado na região do condensador (superior) difunde para a porção do condensador onde estão os gases não-condensáveis.



(a) - partida uniforme (alta pressão de vapor na temperatura ambiente)



(b) - Partida com frente de vapor



(c) - Partida com frente de vapor com gases não-condensáveis

Figura 2.7 – Modo de início de operação uniforme (a) - Partida normal; (b) - Partida com frente de vapor; (c) - Partida com frente de vapor com gás não-condensável.



## 2.6 Resistência térmica do termossifão bifásico

Na literatura, a resistência térmica total em regime permanente de termossifões bifásicos é normalmente modelada a partir da equivalência entre circuitos térmicos e elétricos, como se observa no modelo de MANTELLI *et al.*(1999). O circuito térmico utilizado por estes autores está apresentado na Figura 2.8, onde as resistências térmicas relativas ao escoamento externo ao tubo, tanto na região do evaporador quanto na região do condensador, são incluídas. Os diversos fenômenos físicos são modelados a partir de resistências térmicas que são associadas em série e em paralelo. As resistências térmicas que compõem este circuito térmico, definidas como a razão entre uma diferença de temperatura e a taxa de calor transferida, são calculadas utilizando-se correlações de condutância térmica, obtidas a partir da literatura. Como um modelo semelhante foi adotado no presente trabalho, a explicação mais detalhada do circuito térmico da Fig.2.10 será fornecida no próximo capítulo. Nesta revisão bibliográfica serão apresentadas as correlações da literatura que podem ser úteis para a determinação das resistências térmicas.

É interessante notar que MANTELLI *et al.*(1999) compararam diversas correlações desenvolvidas para termossifões bifásicos verticais, tanto para o evaporador quanto para o condensador, mostrando que estas apresentaram grandes discrepâncias tanto nos valores dos coeficientes de transferência de calor quanto nas tendências da curva dos coeficientes em função da taxa de calor transmitida.

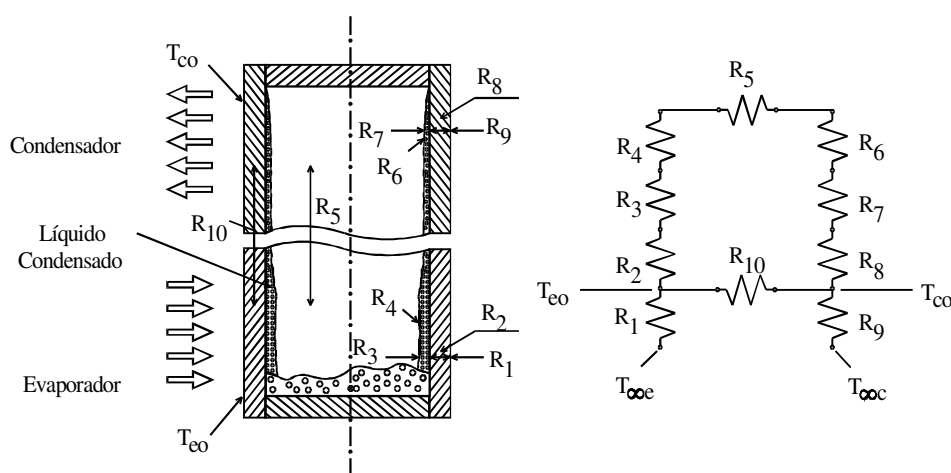


Figura 2.8 – Circuito elétrico equivalente de um termossifão. FONTE: MANTELLI *et al.*, (1999).

## 2.7 Correlações para ebulição nucleada em piscina

Neste item serão apresentadas algumas correlações desenvolvidas para a ebulição nucleada em piscina. Segundo COLLIER e THOME (1996), para que ocorra ebulição de um fluido em contato com uma superfície aquecida, é necessário que a superfície apresente uma temperatura superior à temperatura de saturação do líquido. Esta diferença de temperatura é conhecida como superaquecimento. Geralmente essa diferença é expressa por uma correlação empírica mostrada na Eq. (2.4), onde :

$$T_p - T_{sat} = \psi \phi^{n_{CT}}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.4)$$

onde  $T_p$  é a temperatura na parede,  $T_{sat}$  é a temperatura de saturação,  $\psi$  e  $n$  são constantes que dependem das propriedades físicas do líquido e do vapor e das propriedades de nucleação da superfície e  $\phi$  é o fluxo de calor, sendo que o coeficiente  $n_{CT}$  usualmente está entre 0,25 e 0,5 (COLLIER e THOME, 1996). Dentre as muitas correlações existentes que utilizam números adimensionais para representar o fenômeno de ebulição, neste trabalho serão empregadas as equações de ROHSENOW (1952), de STEPHAN e ABDELSALAM (1980) para fluidos orgânicos e de KUTATELADZE (1959).

### 2.7.1 Correlação de ROHSENOW (1952)

A correlação de ROHSENOW (1952) é função das propriedades térmicas do fluido de trabalho e da diferença entre a temperatura da superfície aquecedora e de saturação do fluido de trabalho, sendo dada pela expressão:

$$R_{Rohs} = \frac{h_{lv}^2 (C_{sf} Pr_l^s)^3}{\mu_l \left( \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{0.5} cp_l^3 (T_p - T_{sat})^2 A_{evap}} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (2.5)$$

onde  $R_{Rohs}$  [ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ] é a resistência térmica associada à evaporação segundo a correlação de Rohsenow,  $h_{lv}$  é a diferença de entalpia entre a fase líquida e a fase vapor,  $C_{sf}$  é o coeficiente para a combinação entre fluido e superfície aquecedora,  $Pr_l$  é o número de

Prandtl do líquido,  $\mu_l$  é a viscosidade dinâmica do líquido,  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\rho_l$  é a massa específica do líquido,  $\rho_v$  é a massa específica do vapor,  $\sigma$  é a tensão superficial,  $cp_l$  é o calor específico à pressão constante do líquido,  $T_p$  é a temperatura da parede aquecedora,  $T_{sat}$  é a temperatura de saturação e  $A_{evap}$  é a área interna do evaporador.

Nesta correlação, existem dois coeficientes que variam de valor conforme o tipo de material utilizado nos tubos e de acordo com o fluido de trabalho empregado no termostato bifásico. O coeficiente  $C_{sf}$  depende da combinação entre o líquido e o material da superfície aquecedora.

### 2.7.2 Correlação de COOPER (1984)

Baseado em um extensivo estudo, COOPER (1984) obteve uma correlação para o coeficiente de transferência de calor em função da pressão reduzida ( $P_r$ ), da massa molecular ( $M$ ) e de um parâmetro de rugosidade ( $R_p$ , em  $\mu m$ ) e da taxa de calor transmitida ( $\phi$ ). Essa correlação é válida para pressões reduzidas entre 0,001 e 0,9 e massas moleculares entre 2 a 200 g/mol. Essa faixa cobre a grande maioria dos pontos experimentais do presente trabalho. A correlação de Cooper é dada por:

$$h_{Cooper} = 55 P_r^{0,12-0,21 \log_{10}(R_p)} (\log_{10}(P_r))^{-0,55} M^{-0,5} \phi^{0,67} \quad [\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}] \quad (2.6)$$

COLLIER e THOME (1996) citam o mesmo trabalho, mas apresentam a equação anterior em uma versão utilizando o logaritmo natural e recomendada para uso para fluidos orgânicos, cujas propriedades físicas não estão bem determinadas, na seguinte forma:

$$h_{Cooper} = 55 P_r^{0,12-0,4343 \ln(R_p)} (-0,4343 \ln(P_r))^{-0,55} M^{-0,5} \phi^{0,67} \quad [\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}] \quad (2.7)$$

Os mesmos autores recomendam o valor 1 para a rugosidade de pico quando essa é desconhecida.

### 2.7.3 Correlação de STEPHAN e ABDELSALAM (1980)

Utilizando um método estatístico de análise de regressão linear, STEPHAN e ABDELSALAM (1980) desenvolveram diversas correlações para a ebulição nucleada em piscina com diferentes fluidos (COLLIER e THOME, 1996). Dentre estas:

$$\frac{h_{St,Ab} D_b}{k_l} = 0,0546 \left[ \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\phi D_b}{k_l T_{sat}} \right) \right]^{0,67} \left( \frac{h_{lv} D_d^2}{\alpha_l^2} \right)^{0,248} \left( \frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l} \right)^{-4,33} \quad [-] \quad (2.8)$$

,onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor,  $D_b$  é o diâmetro característico da bolha

$$D_b = 0,0208\theta \left[ \frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad [m] \quad (2.9)$$

,  $\theta$  é o ângulo de contato entre a superfície aquecedora e o fluido,  $\sigma$  é a tensão superficial,  $g$  a aceleração da gravidade,  $\rho_l$  e  $\rho_v$  são a densidade do líquido e do vapor,  $\phi$  é o fluxo de calor na superfície,  $k_l$  é a condutividade térmica do líquido,  $T_{sat}$  a temperatura de saturação,  $h_{lv}$  a entalpia de vaporização,  $\alpha_l$  é a difusividade térmica dada por:

$$\alpha = \frac{k_l}{\rho_l c p_l} \quad [m^2/s] \quad (2.10)$$

e, finalmente,  $c p_l$  é o calor específico do líquido.

Nota-se que esta correlação é função das propriedades físicas do fluido de trabalho, da geometria do evaporador, da temperatura de saturação, do diâmetro de partida da bolha ( $D_b$ ) e da difusividade térmica ( $\alpha$ ).

### 2.7.4 Correlação de KUTATELAZDZE (1959)

Uma outra correlação também utilizada para se estimar o fenômeno da ebulição nucleada é a correlação de KUTATELADZE (1959), que leva em conta o tamanho da bolha formada em tal processo. A expressão para esta correlação é:

$$h_{Kutat} = 0,0007 \left( \frac{k_l}{l_m} \right) Pr_l^{0,35} \left( \frac{\phi l_m}{\rho_v h_{lv} \nu_l} \right)^{0,7} \left( \frac{P_{sat} l_m}{\sigma} \right)^{0,7}, \quad [\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}] \quad (2.11)$$

onde,  $h_{Kutat}$  é o coeficiente de transferência de calor para a ebulição,  $k_l$  é a condutividade térmica da fase líquida,  $\phi$  é o fluxo de calor,  $l_m$  é o comprimento característico da bolha formada na ebulição que é dado por:

$$l_m = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad [\text{m}] \quad (2.12)$$

, sendo que,  $\sigma$  é a tensão superficial,  $g$  a aceleração da gravidade,  $\rho_l$  e  $\rho_v$  são respectivamente a densidade do líquido e do vapor,  $Pr_l$  é o número de Prandtl do líquido,  $P_{sat}$  é a pressão de saturação,  $h_{lv}$  a entalpia de vaporização e  $\nu_l$  é a viscosidade dinâmica do líquido.

## 2.8 Correlações para condensação em filme

Neste item serão apresentadas duas correlações desenvolvidas para a condensação em termosifões bifásicos. São elas: correlação de GROLL E RÖSLER (1992) e de KAMINAGA (1997).

### 2.8.1 Correlação de GROLL E RÖSLER (1992)

A correlação de GROLL E RÖSLER (1992) é função de várias propriedades físicas do fluido de trabalho, bem como da quantidade de calor inserida no sistema e de aspectos geométricos termosifão bifásico. A resistência térmica associada a condensação é dada pela expressão:

$$R_{Groll,Rosler} = \frac{0,235 Q^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} l_c \left( \frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/3}} \quad [\text{W}/^\circ\text{C}] \quad (2.13)$$

onde,  $Q$  é a taxa de calor aplicada,  $D_i$  o diâmetro interno do tubo do termosifão,  $g$  a aceleração da gravidade,  $l_c$  o comprimento do condensador,  $h_{lv}$  o calor latente de vaporização,  $k_l$  a condutividade térmica do líquido,  $\rho_l$  a massa específica do líquido e  $\mu_l$  a viscosidade dinâmica do líquido.

### 2.8.2 Correlação de KAMINAGA (1997)

KAMINAGA *et al.* (1997), estudaram experimentalmente a condensação em termosifões bifásicos. Baseados na tradicional dependência funcional da convecção forçada, obtiveram uma regressão linear, obtendo a seguinte equação:

$$R_{Kaminaga} = \frac{D_i \pi}{k_l} 0,16 \text{Re}_f^{-0,25} \text{Pr}_l^{-0,4}, \quad [-] \quad (2.14)$$

onde,  $D_i$  é o diâmetro interno do termosifão,  $\pi$  é o valor da razão entre a circunferência de qualquer círculo e seu diâmetro, o número de Reynolds é obtido a partir da expressão:

$$\text{Re}_f = \frac{4Q}{\pi D_i h_{lv} \mu_l}, \quad [-] \quad (2.15)$$

, e  $\text{Pr}_l$  é o número de Prandtl do líquido. Sendo que  $Q$  é a taxa de calor transmitida pelo vapor,  $\pi$  é o valor da razão entre a circunferência de qualquer círculo e seu diâmetro,  $D_i$  é o diâmetro interno da seção transversal do tubo,  $h_{lv}$  é a entalpia de vaporização e  $\mu_l$  é a viscosidade dinâmica.

## 2.9 Termossifões bifásicos de condutância variável

PETERSON (1994) afirmou que a presença de gases não-condensáveis em tubos de calor normalmente não é desejável, pois estes tendem a se acumular no condensador, diminuindo a sua área efetiva de troca térmica. Porém, a presença de uma quantidade controlada de gases não condensáveis pode proporcionar o controle da condutância térmica

de tubos de calor. Os tubos de calor carregados com uma quantidade de gases não-condensáveis com o intuito de controlar a condutância térmica são denominados de tubos de calor de condutância variável (*Variable Conductance Heat Pipes - VCHP*). Nestes casos, na região final do condensador há um reservatório de gases não condensáveis, cuja temperatura pode ser controlada pela própria temperatura da fonte quente ou mesmo a partir de um resistor elétrico. Aumentando-se a temperatura do reservatório ocorre a expansão dos gases não condensáveis, que passam a ocupar parcialmente uma parte da região do condensador, diminuindo a sua condutância térmica efetiva. Reduzindo a temperatura do reservatório, o gás não condensável se contrai e a condutância térmica efetiva do dispositivo aumenta.

Um estudo de termossifões com condutividade térmica variável foi realizado por SAUCIUC, *et al.* (1996). Estes autores primeiramente observaram experimentalmente a influência de gases não condensáveis no desempenho térmico de tubos que operam em temperaturas baixas. Nesse trabalho, também desenvolveram um modelo para prever o comprimento que estes gases ocupam no tubo. Foi observado que a variação da temperatura não provoca o efeito de histerese associado à presença de gases não condensáveis. Os resultados mostram que o comprimento da região afetada no fim do condensador é principalmente função da quantidade desses gases. Foi definido nesse trabalho que a interface entre os gases não-condensáveis e o vapor do fluido de trabalho é observada a partir das quedas bruscas de temperatura ao longo do comprimento do tubo. Estes autores propuseram, para efeitos de modelagem, a divisão do condensador em duas regiões: a região superior, onde os gases não-condensáveis são confinados e onde não ocorre condensação e a região inferior, onde há a presença de vapor, o qual se condensa.

## 2.10 Conclusão

A revisão bibliográfica aqui apresentada contém apenas alguns dos trabalhos mais diretamente ligados ao estudo teórico e experimental de termossifões bifásicos de naftaleno, que tratam de seu desempenho térmico e da sua modelagem. O naftaleno como fluido de trabalho é também discutido. É ainda incluída uma pequena discussão sobre termossifões de condutância variável, onde gases não condensáveis são inseridos nos condensadores, visando o controle da condutância térmica do dispositivo. Os resultados

obtidos para este tipo de dispositivo podem ser utilizados no entendimento dos fenômenos físicos resultantes da presença de gases não condensáveis no condensador do tubo em estudo aqui. Em diversos pontos nesta dissertação, ainda se fará referência a outros trabalhos na literatura. Para facilitar o entendimento do presente trabalho, optou-se por apresentar estes trabalhos ao longo do texto, à medida que os assuntos forem surgindo..

Muitos dos resultados da literatura apresentados neste capítulo serão utilizados no capítulo seguinte, na modelagem da condutância de termossifões com naftaleno e dos coeficientes de troca de calor internos ao termossifão no condensador e no evaporador. Porém, os modelos revistos não foram originalmente propostos para o naftaleno e isso pode gerar algumas incertezas.



## CAPÍTULO 3

### MODELOS ANALÍTICOS

O objetivo deste capítulo é apresentar modelos analíticos que descrevam os fenômenos físicos observados em termossifões bifásicos cujo fluido de trabalho é o naftaleno. Procura-se de forma especial obter os coeficientes de troca de calor internos, tanto do condensador quanto do evaporador através de correlações da literatura.

Primeiramente modela-se a troca térmica externa ao condensador, pois normalmente, para um termossifão bem dimensionado, as resistências externas são as que dominam o processo de transferência de calor. Além disto, a partir das resistências externas, é possível determinar a taxa de calor transmitida pelo termossifão e portanto o fluxo de calor nas paredes, uma vez que a ebulição e a condensação dependem do fluxo de calor nas paredes do tubo. Após a taxa de calor máxima teórica transmitida ser conhecida, utiliza-se correlações da literatura para determinar as resistências térmicas internas, considerando que o termossifão está com naftaleno puro. Em seguida, considera-se a presença de um gás não-condensável no termossifão.

#### 3.1 Modelo físico

A Figura 3.1 apresenta um desenho esquemático da modelagem física adotada para desenvolver o modelo matemático. Na base do termossifão encontra-se uma quantidade de fluido de trabalho está acumulado na forma líquida. Considera-se que o fluxo de calor fornecido para o termossifão ocorre somente na região do fluido líquido, sempre em ebulição nucleada. Logo acima do evaporador segue uma seção adiabática, onde não ocorre transferência de calor. No condensador, a condensação inicia-se logo abaixo dos gases não condensáveis que estão depositados na região superior. Considera-se que o escoamento bifásico que ocorre dentro do termossifão se dá no modo anular, onde o vapor segue pela região central e o líquido condensado retorna formando um filme uniforme junto à superfície interna do termossifão. Finalmente, na região superior do condensador é considerada a presença dos gases não condensáveis que praticamente inutilizam

termicamente essa região. Entretanto, a transferência de calor é considerada como ocorrendo principalmente por convecção natural.

Deve-se observar que, esse modelo é uma simplificação dos fenômenos envolvidos no estudo dos escoamentos bifásicos com transferência de calor que envolvem ebulição e condensação. Dentre os fenômenos desconsiderados se inclui: o arraste de gotas de líquido pelo vapor, a ebulição convectiva do filme de líquido que chega no evaporador, fenômenos de difusão entre as substâncias, assim como a variação nas propriedades físico-químicas da mistura, dependendo das concentrações. Esses fenômenos são interligados, dependentes do campo gravitacional, das características de rugosidade das superfícies, incluindo gases adsorvidos nas superfícies internas e da interação entre o fluido e a superfície.

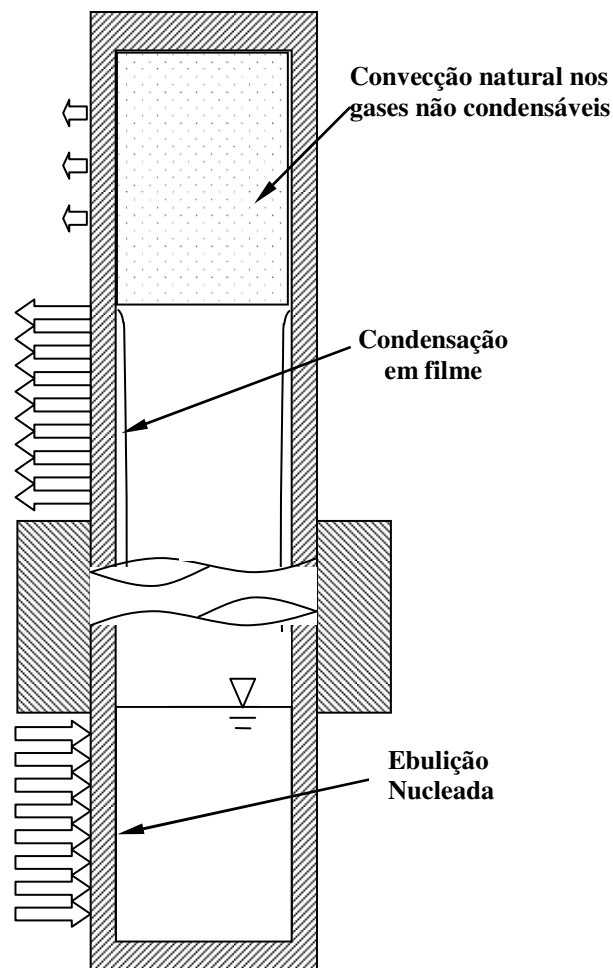


Figura 3.1 – Modelo adotado para os fenômenos físicos que ocorrem dentro de um termossifão bifásico.

É importante lembrar que a incerteza das propriedades de transporte de calor e termodinâmicas são, de maneira geral, desconhecidas. Neste trabalho foi feita uma minuciosa busca destas propriedades na literatura, observando-se que estas são escassas para as condições de saturação.

Quando o espaçamento entre as moléculas do gás é grande em relação às dimensões do vaso, os modelos que adotam a hipótese do contínuo não são válidos. Como já observado, no presente estudo, naftaleno é empregado como fluido de trabalho. Nas condições de temperatura ambiente, este material está no seu estado sólido e a pressão dentro dos tubos é bastante baixa. Assim, quando o sistema opera em temperaturas abaixo de 30 °C, erros significativos devido à hipótese do contínuo começam a ser observados.

Para modelar a transferência de calor dentro de um termosifão bifásico, uma série de hipóteses simplificadoras é adotada. A analogia térmica de um circuito elétrico é utilizada, onde várias resistências térmicas são combinadas. As resistências térmicas são estimadas, utilizando equações semi-empíricas da literatura para estimar os coeficientes de troca térmica que normalmente são função da temperatura e do fluxo de calor na superfície. As principais hipóteses simplificadoras adotadas foram:

1. Regime Permanente.
2. Os fenômenos ocorrem em condições onde é válida a hipótese do contínuo.
3. A ebulição ocorre sempre no regime de ebulição nucleada.
4. Condensação ocorre exclusivamente no modo de condensação em filme, formando um filme uniforme por toda a superfície da parede interna do tubo.
5. O fluido de trabalho é uma substância pura.
6. A difusão dos gases não-condensáveis na fase líquida é desprezível.
7. Quando em operação, os gases não-condensáveis se separam do fluido de trabalho, se concentrando no topo do tubo.
8. Os fluidos envolvidos estão bem delimitados por superfícies de controle fixas.

9. O naftaleno é um fluido newtoniano.
10. Não existem reações químicas significativas.
11. A transferência de calor dentro do termosifão pode ser modelada como unidimensional.

Algumas das hipóteses assumidas exigem um cuidado especial, visando garantir a validade das mesmas no modelo proposto.

### 3.1.1 Validade da hipótese de meio contínuo

Para as dimensões e condições operacionais dos termosifões de naftaleno com diâmetros maiores que 10 mm, a hipótese do contínuo é sempre válida para temperaturas maiores que 30 °C, onde o número de Knudsen, definido como a razão entre a distância média entre as moléculas e o diâmetro do tubo é maior que 0,01, ou seja:

$$Kn = \frac{\lambda_{mol}}{D_i} \quad [-] \quad (3.1)$$

, onde  $Kn$  é o número de Knudsen,  $\lambda_{mol}$  é a distância média entre as moléculas e  $D_i$  é o diâmetro interno do tubo.

A equação de Navier Stokes e a equação de Fourier para a transferência de calor estão fundamentadas na hipótese de que o meio é contínuo. Entretanto quando o comprimento médio entre as moléculas se aproxima da ordem de grandeza do meio, essas equações deixam de representar corretamente os escoamentos. Segundo JOHNSON III (2005) a máxima distância entre os átomos que compõem a molécula de naftaleno é de 0,72181 nm obtida utilizando-se o método de Austin. O trabalho de JIN, *et al.*, (2005) reporta um valor semelhante (0,7184 nm).

Assumindo que as moléculas não se atraem e considerando essas como pequenas esferas duras de diâmetro  $\sigma_{mol}$ , a teoria de Maxwell permite avaliar o caminho livre médio entre as moléculas (SIEGEL e HOWEL, 1972), que está relacionado com o diâmetro interno do tubo através do número de Knudsen, resultando na equação:

$$Kn_{tr} = \frac{1}{D_i} \frac{k_{Boltzmann}}{\sqrt{2\pi\sigma_{molecular}^2} P_{sat}(T)} T, \quad [-] \quad (3.2)$$

onde  $k_{Boltzmann}$  é a constante de Boltzmann e  $T$  [K] é a temperatura do gás (TOURNIER e EL-GENK, 1996),  $\pi$  é o valor da razão entre a circunferência de qualquer círculo e seu diâmetro,  $\sigma_{molecular}$  é o diâmetro molecular médio,  $P_{sat}$  é a pressão de saturação que é função da temperatura conforme indicado na Eq. 3.2.

O número de Knudsen foi obtido, a partir da Eq. (3.2), para o naftaleno, o mercúrio e o sódio<sup>4</sup>, utilizando-se da equação de Antoine (PERRY e GREEN, 1997) para o cálculo da pressão de vapor de cada fluido e considerando os diâmetros moleculares dos respectivos elementos como sendo 0,72181, 0,314 e 0,105 nanômetros respectivamente. A Figura 3.2 mostra o número de Knudsen versus a temperatura em °C para os três fluidos, e três regiões: Contínuo, Transição e Molecular Livre, separadas pelos critérios utilizados por (TOURNIER e EL-GENK, 1996), mostrando que a hipótese do contínuo pode ser assumida para temperaturas acima de 30 °C. É importante salientar uma pequena quantidade de gases não-condensáveis diminuirá sensivelmente a temperatura de transição.

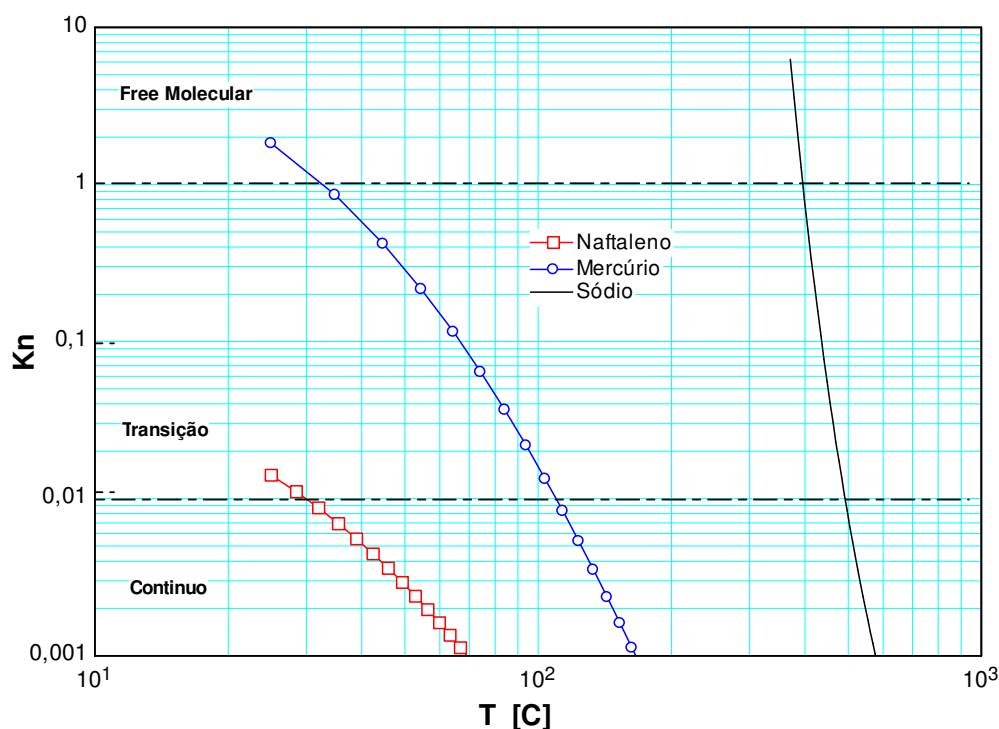


Figura 3.2 – Número de Knudsen versus a temperatura do gás para o naftaleno.

<sup>4</sup> O mercúrio e sódio foram incluído para fazer uma comparação com os resultados obtidos por TOURNIER e EL-GENK, (1996)

### 3.1.2 Validade da hipótese de ebulição nucleada

Para calcular os coeficientes de transferência de calor, é assumida a condição de ebulição nucleada. Os fluxos térmicos experimentados no aparato estão bem abaixo dos fluxos térmicos necessários para atingir a crise de ebulição (fluxo crítico), entretanto os baixos fluxos de calor podem manter a operação do termossifão na região de convecção natural. Para avaliar a condição de início da ebulição nucleada, várias correlações podem ser utilizadas, todas baseadas na condição de equilíbrio de Gibbs para uma bolha de vapor, na equação de Clausius-Clapeyron e em algumas hipóteses mecanicistas cuidadosamente detalhadas no trabalho de (KAMIL *et al.*, 2005). A seguinte expressão resulta destas hipóteses:

$$(T_p - T_{sat}) = \frac{\mathfrak{R}T_b T_{sat}}{h_{lv}} \ln \left( 1 + \frac{2\sigma C_1}{y_b P_{sat}} \right), \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.3)$$

onde  $T_p$  [K] é a temperatura de parede  $T_{sat}$  [K] é a temperatura de saturação,  $R$  é a constante universal dos gases ideais,  $h_{lv}$  a diferença de entalpia entre o líquido e o vapor,  $T_b$  é a temperatura da bolha,  $\sigma$  é a tensão superficial,  $y_b$  é distância perpendicular a da parede até o topo da bolha acoplada a cavidade,  $P_{sat}$  é a pressão de saturação e  $C_1$  é o valor constante  $(1 + \cos \theta)$ , onde  $\theta$  é o ângulo de contato entre o líquido e a superfície aquecedora. Esta correlação é a base para a maioria das correlações com embasamento fenomenológico para prever o início da ebulição nucleada. Com algumas hipóteses simplificadoras (KAMIL *et al.*, 2005) obtiveram a seguinte equação, que pode ser aplicada diretamente para determinar o fluxo para início da ebulição nucleada:

$$q = k_l \left( \frac{2\sigma C_1 \mathfrak{R} T_{sat}^2 \left[ 1 - \frac{\mathfrak{R} T_{sat}}{h_{lv}} \ln \left( 1 + \frac{2\sigma C_1}{y_b P_s} \right) \right]^{-2}}{y_b^2 P_{sat} h_{lv} \left( 1 + \frac{2\sigma C_1}{y_b P_s} \right)} \right) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.4)$$

onde,  $k_l$  é a condutividade de líquido,  $\sigma$  é a tensão superficial,  $C_1$  é o valor constante  $(1 + \cos \theta)$ , onde  $\theta$  é o ângulo de contato entre o líquido e a superfície aquecedora,  $T_{sat}$  a temperatura de saturação,  $\mathfrak{R}$  é a constante dos gases ideais,  $h_{lv}$  a entalpia de vaporização,

$y_b$  é distância perpendicular a da parede até o topo da bolha acoplada a cavidade e é assumida como sendo igual ao diâmetro característico da bolha (KAMIL *et al.*, 2005),  $P_{sat}$  é a pressão de saturação.

Os resultados dessa equação, quando implementada para as propriedades do naftaleno e para a geometria do tubo estudado, mostram que os fluxos para início da ebulição nucleada variam entre 11 e 1500 W/m<sup>2</sup>, bem menores que 5600 W/m<sup>2</sup> que é o menor fluxo fornecido no aparato experimental. Tem-se assim que a hipótese de ebulição nucleada parece razoável para as condições do experimento.

### 3.2 O modelo de resistências equivalentes

A partir das hipóteses assumidas na seção anterior, um modelo matemático para a resistência de um termossifão é apresentado a seguir.

Para caracterizar a capacidade de um termossifão de transmitir calor é utilizado o conceito de condutância térmica dada em W/°C. A condutância térmica global ou efetiva  $C$  é a razão entre a carga térmica  $Q$  [W] e a diferença de temperaturas entre evaporador e condensador ( $\Delta T$  em °C) na condição de regime permanente. O inverso da condutância térmica é a resistência térmica efetiva de acordo com:

$$C = R^{-1} = \frac{Q}{\Delta T} \quad [\text{W}/^\circ\text{C}] \quad (3.5)$$

A partir do esquema da Fig.3.1, o circuito térmico composto por 9 resistências térmicas é obtido, como mostrado na Figura 3.3. A descrição das resistências deste circuito é mostrada na Tabela 3.1.

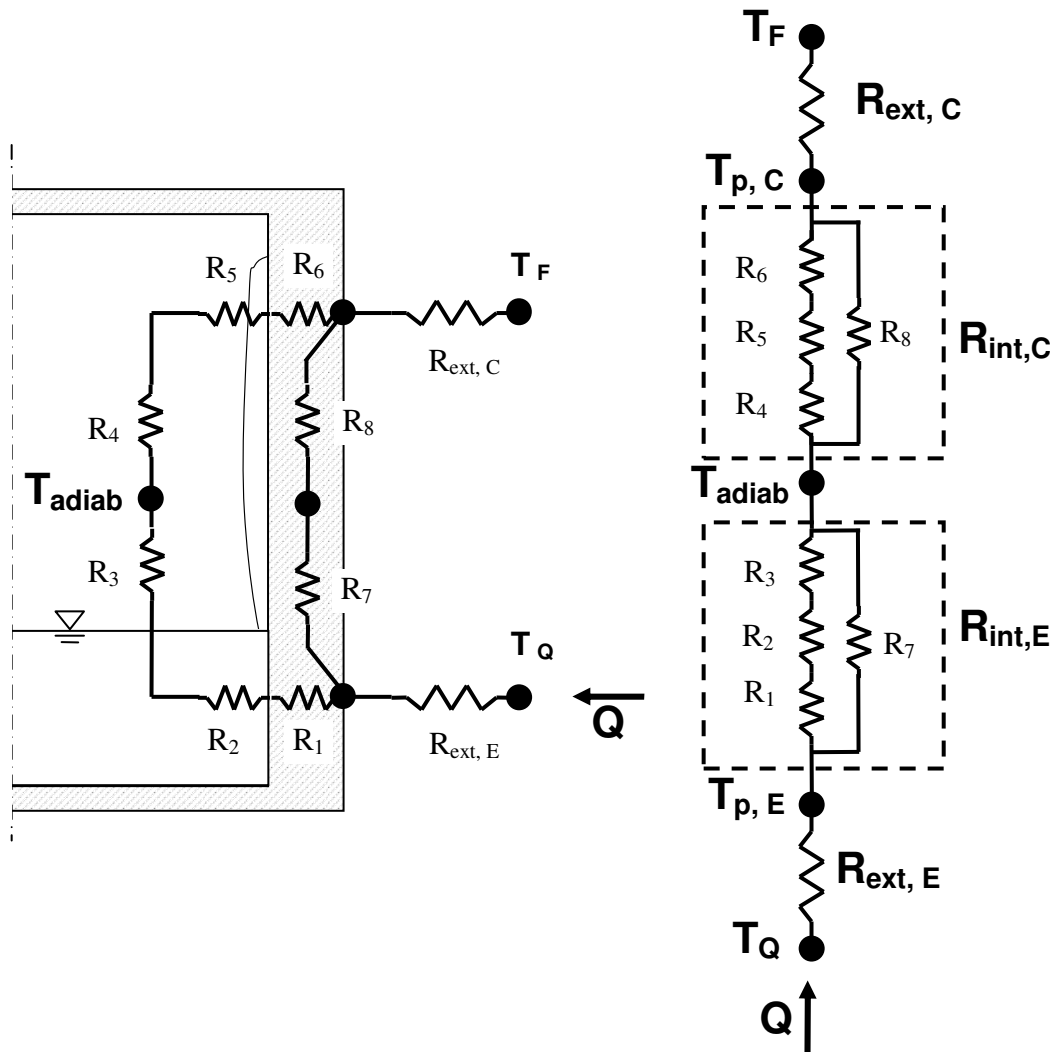


Figura 3.3 – Circuito térmico de um termostato bifásico.

### 3.3 O modelo de resistências equivalentes

A partir das hipóteses assumidas na seção anterior, um modelo matemático para a resistência de um termostato é apresentado a seguir.

Para caracterizar a capacidade de um termostato de transmitir calor é utilizado o conceito de condutância térmica dada em  $W/^\circ C$ . A condutância térmica global ou efetiva  $C$  é a razão entre a carga térmica  $Q$  [W] e a diferença de temperaturas entre evaporador e condensador ( $\Delta T$  em  $^\circ C$ ) na condição de regime permanente. O inverso da condutância térmica é a resistência térmica efetiva de acordo com:



$$C = R^{-1} = \frac{Q}{\Delta T} \quad [W/^{\circ}C] \quad (3.6)$$

A partir do esquema da Fig. 3.1, o circuito térmico composto por 9 resistências térmicas é obtido, como mostrado na Tab. 3.1. A descrição das resistências deste circuito é mostrada na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Resistências térmicas do circuito térmico do termossifão bifásico.

R <sub>1</sub>	Condução na parede do tubo no evaporador.
R <sub>2</sub>	Ebulição (Resistência térmica entre a temperatura média de parede e a temperatura média do líquido).
R <sub>3</sub>	Considera a resistência térmica devido à interface líquido-vapor, à perda de carga e aos efeitos de compressibilidade entre a região do evaporador (inferior) e parte inferior da seção adiabática.
R <sub>4</sub>	Considera resistência térmica devido à interface líquido-vapor, à perda de carga e aos efeitos de compressibilidade entre a região do condensador (superior) e parte superior da seção adiabática.
R <sub>5</sub>	Condensação na parede do condensador.
R <sub>6</sub>	Condução através da parede do tubo na direção radial e na região do condensador.
R <sub>7</sub>	Condução na direção longitudinal na parede do tubo no evaporador.
R <sub>8</sub>	Condução na direção longitudinal na parede do tubo no condensador.
R <sub>ext, C</sub>	Resistência externa na região do condensador (entre a parede externa do termossifão na região do condensador e a fonte fria).
R <sub>ext, E</sub>	Resistência externa na região do evaporador (entre a parede externa do termossifão na região do evaporador e a fonte quente).
R <sub>int, E</sub>	Resistência térmica equivalente do evaporador, que agrupa os efeitos internos ao termossifão dentro da região do evaporador (inferior).
R <sub>int, C</sub>	Resistência térmica equivalente do condensador, que agrupa os efeitos internos do termossifão dentro da região do condensador (superior).

Um bom aparato de medição deve simular bem as condições da aplicação final do dispositivo. No presente caso, os coeficientes de transferência de calor governados pelos fenômenos de ebulição e de condensação são dependentes da taxa de calor transmitida.

Portanto, para que as condições de teste do aparato sejam semelhantes às condições da aplicação industrial, é desejável que o termostato seja testado em temperaturas e em fluxos de calor semelhantes aos que serão encontrados na aplicação industrial.

A Figura 3.4 (a) ilustra o circuito térmico de um termostato operando entre duas fontes de calor com temperaturas constantes, o que representa bem a as aplicações onde o termostato está entre duas fontes de temperaturas constantes. Já a Figura 3.4 (b) representa o circuito térmico para o aparato de medição, onde o potencial de temperatura do evaporador é substituído por uma fonte de taxa de calor controlada. É importante salientar que, enquanto na primeira situação, circuito (a), a temperatura do termostato é definida como um balanço entre as resistências externas do evaporador e do condensador, na segunda configuração, o circuito (b), a temperatura é definida pela resistência externa do condensador e pela taxa de calor fornecida.

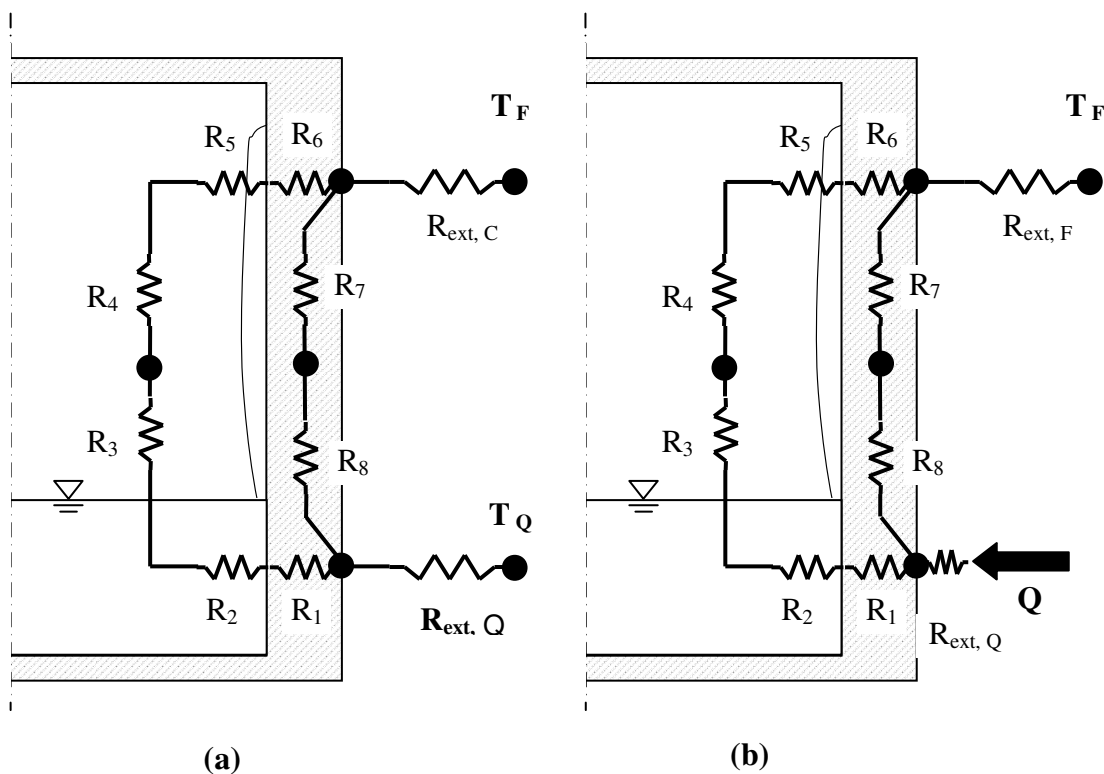


Figura 3.4 - Circuitos térmicos de um termostato bifásico, (a) entre duas fontes de temperatura constante, (b) entre uma fonte de taxa constante no evaporador e uma fonte de temperatura constante no condensador.

Para que um aparato que utiliza a água como fluido refrigerante mantenha termossifão em condições de fluxos térmicos semelhantes às condições industriais (aproximadamente 5-50 kW/m<sup>2</sup>) é necessário introduzir uma resistência térmica adicional entre o tubo termossifão e o calorímetro de água (essa resistência adicional será mostrada a seguir). Caso contrário, apenas fluxos de calor muito acima dos encontrados nas aplicações industriais seriam capazes de manter o termossifão de naftaleno nas temperaturas desejadas.

Uma análise preliminar da ordem de grandeza das resistências térmicas do circuito térmico do aparato de medição desenvolve-se utilizando alguns dados geométricos do termossifão estudado, apresentados na Tabela 3.2, aplicando-se os valores típicos dos coeficientes de transferência de calor mostrados na Figura 2.2.

Tabela 3.2 – Características geométricas dos tubos termossifões utilizadas para a análise de ordem de grandeza das resistências térmicas.

Diâmetro interno	19,4 mm
Diâmetro externo	25,4 mm
Comprimento do evaporador	0,29 m
Comprimento da seção adiabática	0,48 m
Comprimento do condensador	0,33 m
Área interna da seção do tubo	2,70 cm <sup>2</sup>
Área interna do condensador	0,02 m <sup>2</sup>
Área externa do condensador	0,03 m <sup>2</sup>
Área interna do evaporador	0,02 m <sup>2</sup>
Área externa do evaporador	0,02 m <sup>2</sup>
Condutividade média a 250 °C do aço AISI316	18,3 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>

Os resultados da análise de ordem de grandeza são apresentados na Tabela 3.3 e mostram que a resistência de condução longitudinal ( $R_7$  e  $R_8$ ) é na ordem de mil vezes maior que as resistências através do fluido de trabalho, como essas resistências estão em paralelo com a transmissão de calor pelo fluido de trabalho (Figura 3.4). Conseqüentemente apenas uma parcela residual da taxa de calor será transmitida no

sentido longitudinal pelas paredes do tubo termossifão, permitindo desprezar essa resistência térmica do circuito.

Tabela 3.3 - Ordem de grandeza das resistências térmicas [ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ] do termossifão bifásico de naftaleno.

$R_{\text{ext},Q}$ – Resistência de contato entre a parede externa e a fonte de taxa de calor constante (obtida experimentalmente).	$10^{-2}$	1%
$R_1$ – Resistência de condução na parede do evaporador.	$10^{-2}$	1%
$R_2$ – Resistência de ebulição.	$10^{-2}$	1%
$R_3$ – Resistência de queda de pressão ao longo do evaporador e na metade inferior da seção adiabática.	$10^{-7}$	0%
$R_4$ - Resistência de queda de pressão ao longo do condensador e na metade inferior da seção adiabática.	$10^{-7}$	0%
$R_5$ – Resistência de condensação.	$10^{-2}$	1%
$R_6$ – Resistência de condução na parede do condensador.	$10^{-2}$	1%
$R_7$ - Resistência de condução longitudinal pelo tubo na região do evaporador.	$10^1$	0% (em paralelo)
$R_8$ - Resistência de condução longitudinal pelo tubo na região do condensador.	$10^1$	0% (em paralelo)
$R_{\text{ext},F}$ - Resistência entre a parede externa e a fonte fria.	$10^0$	95%

A Tabela 3.3 mostra que a resistência entre a parede externa e a água do condensador corresponde a 95% da resistência térmica total. Isso significa que temperatura média do termossifão será determinada principalmente por essa resistência térmica e pela taxa de calor fornecida no evaporador. Nota-se também, que a resistência de contato entre a fonte quente e o evaporador é pequena e foi obtida experimentalmente baseada nos resultados experimentais que são mostrados no próximo capítulo.

A queda de temperatura do vapor ao longo do comprimento do tubo, representada pelas resistências  $R_3$  e  $R_4$ , ocorre devido variações da pressão de vapor ao longo da seção adiabática. Essa variação é resultado da perda de carga ao longo do tubo e de efeitos de compressibilidade que ocorre quanto das temperaturas são baixas ( $<150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), onde a velocidade do vapor se aproxima da velocidade do som no meio, conforme será mostrado no estudo do limite sônico, ainda neste capítulo.

### 3.4 Modelo analítico da resistência térmica externa ao termossifão no condensador

A Figura 3.5 mostra um croqui ilustrativo do calorímetro construído para remover o calor da região do condensador (região superior) do termossifão. Esse calorímetro é parte integrante do aparato experimental e utiliza a água para remover o calor do tubo termossifão. Porém, a água não entra em contato direto com o tubo porque existe uma cavidade com ar, mostrada no detalhe no canto superior direito da Figura 3.5. Essa cavidade produz o efeito de isolamento térmico desejado para reduzir a taxa de calor transmitida pelo termossifão a valores compatíveis com as aplicações industriais. Nesta figura,  $R_8$  representa a resistência da troca térmica entre a parede do tubo e o ar estático que preenche a cavidade entre o calorímetro e o termossifão;  $R_9$  representa esta mesma resistência entre o ar e a parede do calorímetro,  $R_{10}$  é a resistência a troca térmica por condução na direção radial da parede interna do calorímetro,  $R_{11}$  é a resistência à radiação entre as paredes da cavidade;  $R_{12}$  é a resistência por convecção da água do calorímetro próximo a sua parede interna,  $R_{13}$  é a resistência à condução pela parede interna do calorímetro na região da seção adiabática e finalmente  $R_{14}$  é a resistência pelo isolante térmico na região da seção adiabática, paralela a resistência  $R_{13}$ .

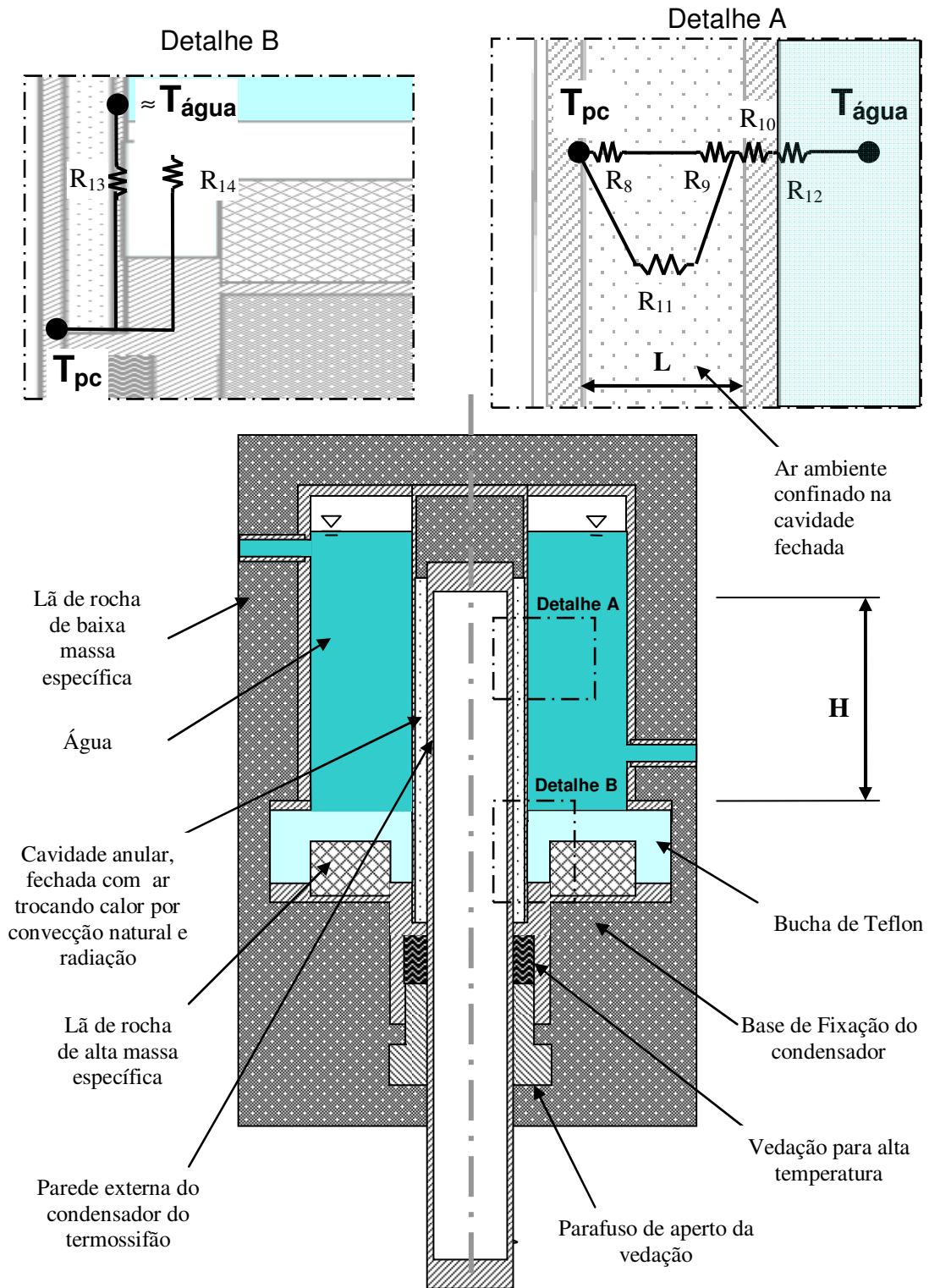


Figura 3.5 – Croqui do calorímetro que retira o calor da região do condensador do termostato para o aparato experimental e o circuito de resistências térmicas associadas.

O volume anular entre o tubo termossifão e o reservatório de água é preenchido com ar atmosférico e forma uma cavidade fechada. Como a espessura da camada de ar é de aproximadamente 5 mm, não se espera convecção do ar. A troca térmica nessa cavidade é considerada por condução unidimensional e modelada segundo o circuito de resistências térmicas do Detalhe A da Figura 3.5.

BEJAN (1995) mostrou que quando a relação entre altura ( $H$ ) e largura ( $L$ ) é maior que o número de Rayleigh elevado ao expoente 0,25:

$$\frac{H}{L} > (Ra_H)^{0,25}, \quad [-] \quad (3.7)$$

a contribuição da convecção natural é pequena e a temperatura irá variar linearmente ao longo da direção horizontal da cavidade, resultando numa resistência térmica na ordem da resistência da condução pura. O número de Rayleigh é dado por:

$$Ra_H = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\alpha\nu} \quad [-] \quad (3.8)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade;  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica a pressão constante;  $\Delta T$ , a diferença entre a temperatura de parede e a temperatura global do fluido dentro da cavidade;  $H$  é o comprimento característico da altura da cavidade;  $\alpha$ , a difusividade térmica e  $\nu$  é a viscosidade cinemática.

O gradiente térmico proporcionado pela cavidade de ar é na ordem de  $10^2$  °C, e em conseqüência, é necessário considerar a parcela do calor que é transmitida para a água através do conjunto que fixa o condensador ao tubo termossifão. É interessante salientar que o dispositivo de fixação mostrado na Figura 3.5 foi desenvolvido para permitir a variação do comprimento do condensador a fim de permitir estudos futuros sobre o efeito de diferentes áreas de condensador.

A existência de resistências de contato entre as superfícies dos diferentes materiais dificulta a modelagem da condução através do dispositivo de fixação do tubo. Um estudo simplificado que desconsidera as resistências de contato e considera que o principal fluxo de calor se dá pela seção do tubo que envolve a cavidade anular de ar, ou seja, através da resistência  $R_{13}$ , apresentada no Detalhe B da Figura 3.5, mostrando que a condução de calor pelo tubo que envolve a cavidade de ar (nota-se que não é o calor conduzido pelo tubo termossifão, mas o calor conduzido pelo tubo que envolve o tubo termossifão com

uma camada de ar entre eles) é cerca de 5 vezes menor que a condução de calor pela região anular, composta pelas resistências  $R_8$ ,  $R_9$  e  $R_{11}$ .

Unindo os circuitos térmicos do Detalhe A e do Detalhe B da Figura 3.5 em um único circuito, temos o circuito da Figura 3.6, onde  $T_{pc}$  é a temperatura média na parede do condensador,  $T_{\text{água}}$  é a temperatura média da água e as resistências térmicas são as mesmas mostradas anteriormente na Figura 3.5. Com esse conjunto de resistências térmicas a ordem de grandeza da taxa de calor máxima teórica que o termossifão irá transmitir pode ser estimada, pois esse conjunto de resistências correspondem à resistência externa do condensador que é a maior resistência térmica do circuito. Essa taxa de calor máxima teórica é aquela que seria transmitida se o termossifão apresentasse uma resistência térmica nula, ou seja, se todas as outras resistências térmicas internas ao termossifão fossem nulas deixando o termossifão completamente isotérmico. Desta forma, determina-se a taxa de calor máxima teórica que pode ser transmitida pelo aparato se, por hipótese, o termossifão apresentar uma condutância infinita.

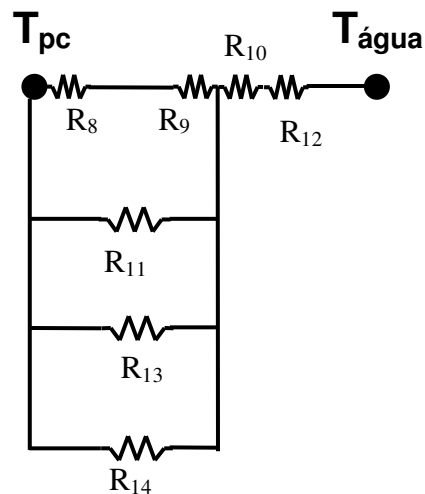


Figura 3.6 - Circuito térmico da resistência externa do condensador considerando a condução de calor pelo suporte de fixação do calorímetro do condensador.

O resultado da análise anterior é apresentado através das curvas com linhas contínuas da Figura 3.7. Esta curva contínua corresponde a potência máxima teórica transmitida pelo aparato que ocorreria hipoteticamente se a contribuição da resistência do termossifão for nula, ou seja se a resistência global (resistências térmicas internas ao



termossifão + resistências térmicas externas) for igual a parcela das resistências térmicas externas.

A linha tracejada vermelha com a legenda de 50%, corresponde á potência transmitida quando a resistência global é duas vezes superior que a resistência externa, ou seja, a resistência do termossifão é igual a resistência externa do condensador. Já a linha pontilhada azul com a legenda de 10% corresponda a condição em que a resistência global (resistências internas do termossifão + resistências externas) é 10 vezes maior que a resistência externa do condensador, ou seja, a resistência do termossifão é 9 vezes maior que a resistência externa do condensador.

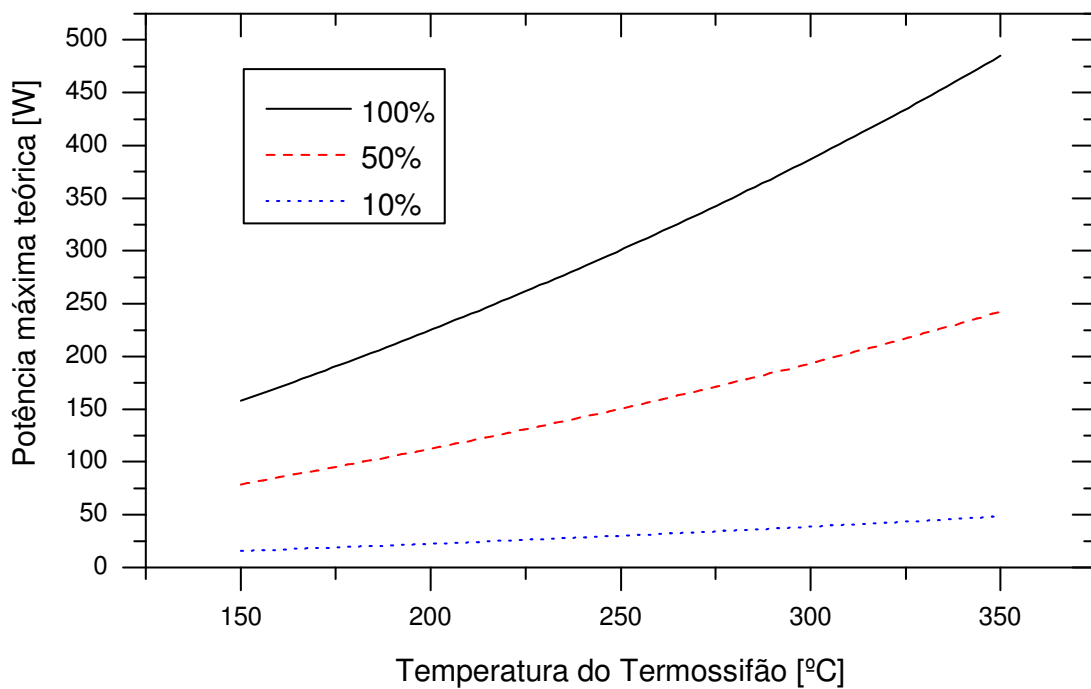


Figura 3.7 – Taxa de calor máxima teórica que o aparato experimental é capaz de fornecer ao termossifão.

### 3.5 Modelo analítico das resistências internas ao termossifão

O nível de taxa de calor de operação dos tubos termossifões de naftaleno utilizando o aparato desenvolvido no presente trabalho é um dado essencial para a determinação das resistências internas do termossifão utilizando correlações da literatura.

Primeiramente, calculam-se as contribuições das resistências  $R_1$  e  $R_6$  (ver Fig.3.3) que se referem à condução de calor através da parede cilíndrica do evaporador e do condensador, respectivamente. Para a geometria do termosifão cilíndrico estudado, a lei de Fourier para a transmissão de calor por condução nas paredes resulta nas seguintes equações para as resistências  $R_1$  e  $R_6$ , respectivamente:

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{d_{ext,evap}}{d_{int,evap}}\right)}{2\pi k_p l_{evap}} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (3.9)$$

$$R_6 = \frac{\ln\left(\frac{d_{ext,cond}}{d_{int,cond}}\right)}{2\pi k_p l_{cond}} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (3.10)$$

onde  $d_{ext,evap}$  e  $d_{ext,cond}$  são os diâmetros externos do evaporador e do condensador e  $d_{int,evap}$  e  $d_{int,cond}$  são os diâmetros internos do evaporador e do condensador,  $l_e$  e  $l_c$  são os comprimentos do evaporador e condensador e  $k_p$  é a condutividade térmica do material e  $\pi$  é o valor da razão entre a circunferência de qualquer círculo e seu diâmetro.

### 3.5.1 Modelo analítico da resistência interna no evaporador

A resistência devido à vaporização do fluido de trabalho é calculada segundo a equação:

$$R_2 = \frac{1}{h_{piscina} (\pi d_{int,evap} L_{piscina})} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (3.11)$$

onde  $d_{int,evap}$  é o diâmetro interno do evaporador,  $L_{piscina}$  é a profundidade do volume de fluido de trabalho líquido no fundo do evaporador e  $h_{piscina}$  é o coeficiente de troca térmica de ebulição em piscina e  $\pi$  é o valor da razão entre a circunferência de qualquer círculo e seu diâmetro.

Além da ebulição em piscina na região inundada pelo líquido no fundo do evaporador existe também ebulição na película de líquido que desce do condensador, chamada ebulição convectiva. Optou-se pela aproximação  $L_{piscina} = L_{evap}$ , isto é, aproximar

a altura ocupada pelo volume de líquido como sendo o comprimento do evaporador inteiro. Essa aproximação se justifica por dois motivos principais. Primeiro, porque o fator de enchimento é de 80 %, isto é, a altura que o volume de líquido ocupa praticamente todo o evaporador. Segundo, porque a presença intensa de bolhas de vapor dentro da piscina de líquido eleva a altura efetiva do volume de líquido.

Os coeficientes de transferência de calor  $h_{piscina}$  [ $\text{W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ] são avaliados para ebulição nucleada em piscina com as propriedades do naftaleno e apresentados no gráfico da Figura 3.8, que mostra os valores analíticos de quatro correlações diferenciadas pelos símbolos e pela cor da linha. Cada correlação é avaliada para a condição de 100%, 50% e 10% do fluxo máximo teórico calculado na subseção anterior. Nota-se que as correlações mais recentes - (STEPHAN e ABDELSALAM, 1980) e (COOPER, 1984) apresentam valores semelhantes e intermediários às duas correlações mais antigas e que todas as correlações apresentaram uma forte dependência com a temperatura do vapor.

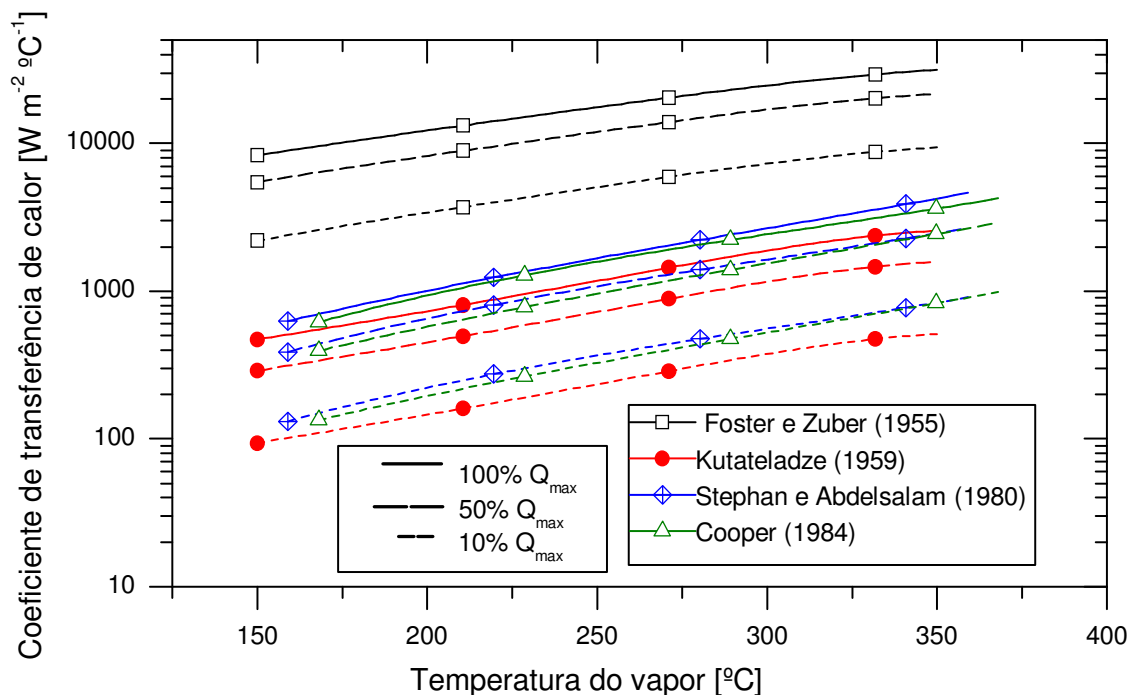


Figura 3.8 – Coeficiente de transferência de calor para a ebulição nucleada calculado segundo as correlações de FOSTER e ZUBER (1955) apud COLLIER e THOME (1996), KUTATELDZE (1959) apud COLLIER e THOME (1996), STEPHAN E ABDELSALM (1980) e COOPER (1984), para o naftaleno em função da temperatura de vapor.

### 3.5.2 Modelo analítico da resistência interna no condensador

O coeficiente de transferência de calor de condensação é definido segundo a equação:

$$R_2 = \frac{1}{h_{cond} (\pi d_{int,cond} L_{cond})} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (3.12)$$

onde  $d_{int,cond}$  é o diâmetro interno do condensador,  $L_{cond}$  é o comprimento do condensador e  $h_{cond}$  é o coeficiente de transferência de calor do condensador e  $\pi$  é o valor da razão entre a circunferência de qualquer círculo e seu diâmetro.

O coeficiente de transferência de calor é avaliado por três correlações para a condensação condensação em filme, que estão apresentadas em detalhes na Seção 2.8. Os resultados são apresentados em função da temperatura de vapor na

Figura 3.9 para as propriedades do naftaleno. Os valores dos coeficientes obtidos a partir das correlações da literatura mostram que os modelos de Groll e Nusselt concordam muito bem entre si, mas apresentam valores bem discrepantes para os resultados obtidos com o modelo de Kaminaga, tanto em termos de valores absolutos quanto em termos de tendência, com o aumento da temperatura.

Os trabalhos de ZHOU e COLLINS (1995), SAUCIUC *et al.* (1996) e STEVANOVIC *et al.* (2006) mostraram que os gases não-condensáveis se fixam no final do condensador dos termosifões bifásicos verticais. Estes autores afirmam que a interface é, em geral, bem definida e estável. Isso permitiu a esses autores uma modelagem simplificada, onde os gases não-condensáveis são considerados completamente separados do vapor saturado. A abordagem que segue é baseada nos trabalhos citados.

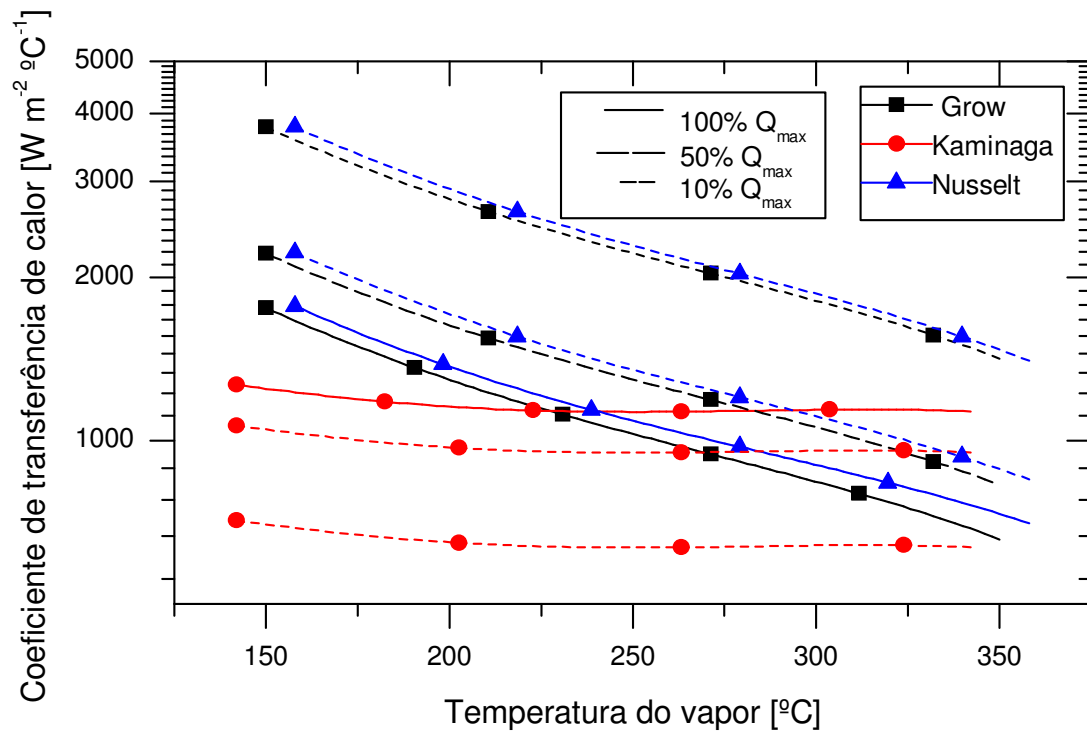


Figura 3.9 – Coeficiente de transferência de calor para a condensação em filme para o naftaleno segundo as correlações de GROLL E RÖSLER (1992), KAMINAGA (1997) e pelo modelo de NUSSELT (1916) apud (INCROPERA e DEWITT, 2003) versus a temperatura de vapor para 100, 50 e 10% da taxa de calor máxima teórica.

Para estudar o efeito dos gases não-condensáveis no desempenho térmico do termossifão bifásico de naftaleno, considera-se que, com a operação do tubo de calor, os gases não condensáveis se acumulam na região do condensador e que o termossifão opera normalmente até encontrar a região superior preenchida com o gás não-condensável. Assim, define-se um comprimento efetivo do tubo termossifão ( $L_{efetivo}$ ), mostrado na Figura 3.10.

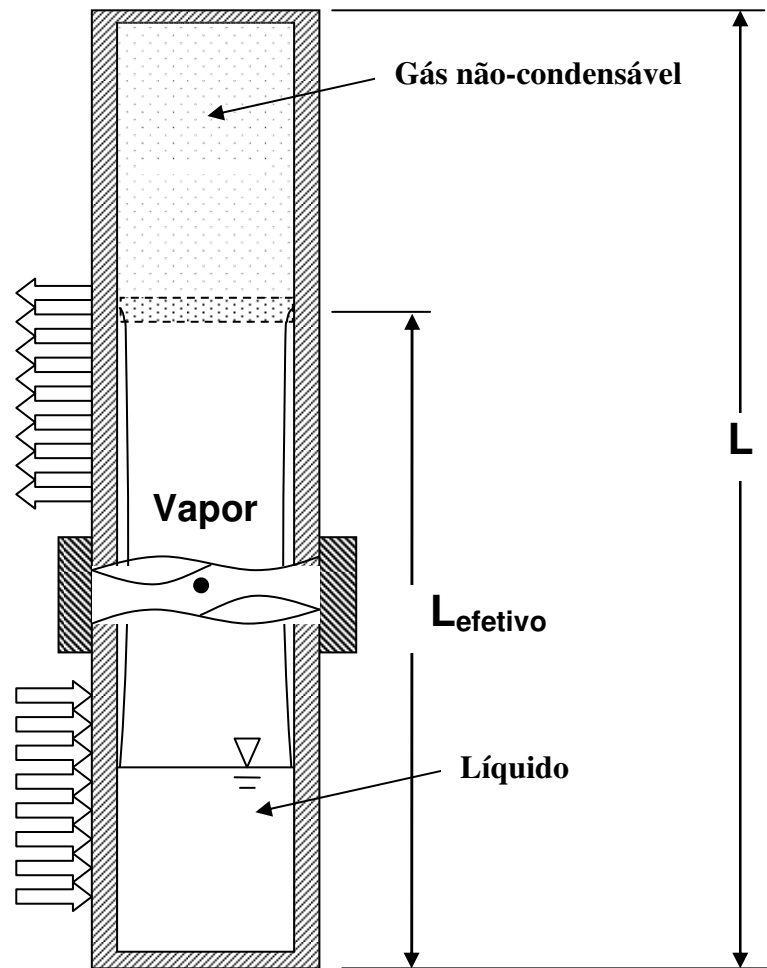


Figura 3.10 – Croqui do modelo teórico um termostato com gases não-condensáveis mostrando o comprimento efetivo de funcionamento do termostato.

Para viabilizar a obtenção de uma estimativa do comprimento efetivo, as seguintes hipóteses simplificadoras são assumidas:

1. Os gases não-condensáveis estão separados do vapor saturado e estão no topo do tubo.
2. Não há difusão entre o gás e o vapor saturado.
3. Os gases não-condensáveis são modelados como um único gás, cujo comportamento é assumido sendo de um gás ideal.
4. Os gases não-condensáveis se mantêm estacionários.
5. A condução longitudinal através da parede metálica do tubo é desprezível.

6. Não há recirculações na interface entre o vapor e o gás não condensável.
7. A região do condensador é teoricamente dividida em duas regiões, uma região com gases não-condensáveis e sem condensação e outra região abaixo da interface vapor-gás, onde a condensação ocorre sem a influência do gás não-condensável.

Medindo a quantidade mássica de gás que está dentro do termossifão na condição de carregamento e assumindo que não há reações de geração ou de consumo de gás, tem-se pelo princípio de conservação das espécies, que o número de mols de gás dentro do tubo não varia. Com as hipóteses anteriores, o número de mols pode ser calculado a partir do peso molecular do gás e das condições termodinâmicas no momento do carregamento, através da equação:

$$N_0 = \frac{P_0 V_0}{\mathfrak{R} T_0}, \quad [\text{kmol}] \quad (3.13)$$

onde  $P_0$  é a pressão,  $V_0$  é o volume,  $T_0$  é a temperatura em [K] e  $\mathfrak{R}$  é a constante dos gases ideais (o índice 0, zero, indica a condição de carregamento). O volume inicial de gás é o volume interno do tubo menos o volume do naftaleno sólido na temperatura de carregamento, conforme a seguinte equação:

$$V_0 = (V_{\text{int}} - V_{\text{sólido}})_0 \quad [\text{m}^3] \quad (3.14)$$

onde  $V_{\text{int}}$  é o volume interno e  $V_{\text{sólido}}$  é o volume do sólido na temperatura de carregamento.

Assim, o comprimento efetivo,  $L_{\text{efetivo}}$  [cm], pode ser calculado através da equação dos gases ideais, substituindo o volume pelo produto do comprimento do tubo pela área de seção interna, conforme a equação:

$$L_{\text{gas}} = \frac{1}{A_c} \frac{N_0 \mathfrak{R} T_{\text{gas}}}{P_{\text{gas}}} \quad [\text{m}] \quad (3.15)$$

Para estimar este comprimento é necessário conhecer as condições termodinâmicas de temperatura e pressão médias desse gás.

### 3.5.3 Determinação da temperatura do gás

A segunda lei da termodinâmica nos assegura que a temperatura do gás não-condensável está entre a temperatura do vapor e a temperatura da parede externa do termostato. Um modelo de resistências térmicas que fornece uma estimativa para a temperatura do gás-não condensável é apresentado no detalhe da Figura 3.11.

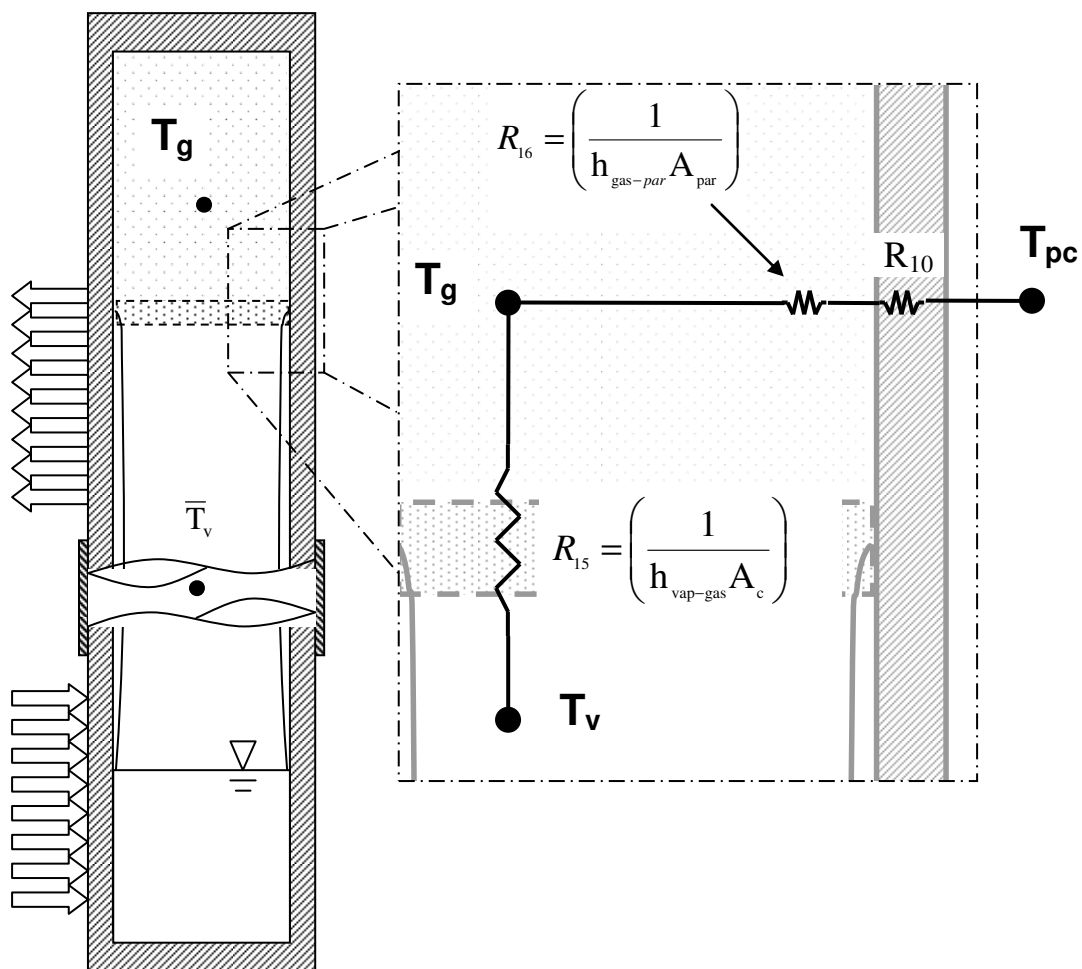


Figura 3.11 – Modelo de resistências térmicas para a estimativa da temperatura média do gás-não condensável.

onde, T<sub>v</sub> é a temperatura média do vapor, T<sub>g</sub> a temperatura média do gás não-condensável, T<sub>pc</sub> é a temperatura na parede do condensador, R<sub>15</sub> é a resistência térmica entre T<sub>v</sub> e T<sub>g</sub>, R<sub>16</sub> é a resistência térmica entre T<sub>g</sub> e a temperatura interna da parede, R<sub>10</sub> é a resistência térmica associada à condução na parede, sendo que h<sub>vap-gas</sub> é o coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o gás não-condensável e h<sub>gas-par</sub> é o



coeficiente de transferência de calor entre o gás e a parede e finalmente as áreas estão representadas por  $A_c$  que é a área de uma seção transversal e  $A_{par}$  é a área da parede do condensador ocupada pelos gases não-condensáveis.

A Figura 3.11 não está em escala (as informações da geometria do condensador são mostradas na Tabela 3.2). Para compreensão das hipóteses que serão assumidas a seguir, é importante notar que a área da superfície interna do condensador é aproximadamente 100 vezes maior que a área da seção transversal do volume interno.

Quando os gases não-condensáveis ocupam um volume significativo do condensador, a sua temperatura não é muito afetada pelo vapor do fluido de trabalho, uma vez que a área da interface vapor e gases não condensáveis é pequena quando comparada à área entre o vapor e a parede lateral do tubo (por volta de duas ordens de grandezas menor). Em outras palavras, de acordo com a Figura 3.11, a resistência  $R_{16}$  é muito menor que a resistência  $R_{15}$ . Isso faz a temperatura média do vapor se aproximar da temperatura da parede externa do condensador, permitindo introduzir, sem grandes erros, a hipótese simplificadora de que o coeficiente de troca térmica na superfície de contato entre o vapor e os gases não condensáveis é igual ao coeficiente de troca térmica entre os gases e a parede fria do tubo, ou seja:

$$h_{vap-gas} = h_{gas-par} \quad [\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}] \quad (3.16)$$

Quando o comprimento que o gás não condensável ocupa no condensador é muito pequeno ( $< 5$  cm), a área de convecção interna passa a ser da mesma ordem de grandeza da área da seção transversal e a temperatura do gás fica muito mais sensível aos coeficientes de troca térmica  $h_{vap-gas}$  e  $h_{gas-par}$ , dificultando a análise. Além disto, se observam as influências dos efeitos de troca térmica na ponta do tubo. Essa condição não é analisada no presente trabalho.

Adotando-se a hipótese de que os gases não-condensáveis ocupam uma parte significativa do condensador, maior que 5 cm, ou seja mais que 5% do comprimento do tubo, a temperatura dos gases não-condensáveis pode ser modelada segundo a equação:

$$T_{gas} = T_v - R_{15} \frac{(T_v - T_{PC})}{(R_{15} + R_{16} + R_{10})} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.17)$$

, onde  $T_{gas}$  é a temperatura do gás não-condensável,  $T_v$  a temperatura do vapor,  $R_{15}$  é a resistência térmica equivalente entre o vapor e o gás não-condensável,  $T_{pc}$  é a temperatura na parede externa do termossifão,  $R_{16}$  é a resistência térmica entre o gás e a parede interna do termossifão e finalmente,  $R_{10}$  é a resistência de condução pela parede.

Assumindo ainda que o coeficiente de transferência de calor do gás é da mesma ordem de grandeza que o coeficiente equivalente para a condução pura, tem-se que:.

$$T_{gas} = T_v - \left( \frac{\left( \frac{L_{gas}}{2} \right)}{k_{gas} A_c} \right) \left( \frac{(T_v - T_{PC})}{\left( \frac{\left( \frac{L_{gas}}{2} \right)}{k_{gas} A_c} + \frac{\ln\left( \frac{d_i}{d_{agulha}} \right)}{2\pi k_{gas} L_{gas}} + \frac{\ln\left( \frac{d_e}{d_i} \right)}{2\pi k_{par} L_{gas}} \right)} \right) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.18)$$

onde,  $T_{gas}$  é a temperatura do gás não-condensável,  $T_v$  é a temperatura do vapor,  $L_{gas}$  é o comprimento ocupado pelo gás,  $T_{pc}$  é a temperatura na parede externa do termossifão,  $k_{gas}$  é a condutividade térmica do gás,  $A_c$  é a área de seção transversal interna do tubo termossifão,  $d_i$  é o diâmetro interno do termossifão,  $d_{agulha}$  é o diâmetro externo do capilar introduzido dentro do tubo termossifão,  $d_e$  é o diâmetro externo do tubo,  $k_{gas}$  é a condutividade térmica do gás,  $\pi$  é o valor da razão entre a circunferência de qualquer círculo e seu diâmetro, finalmente,  $k_{par}$  é a condutividade térmica na parede do tubo termossifão.

### 3.5.4 Determinação da pressão do gás não-condensável.

A Figura 3.12 mostra o gás concentrado no topo do tubo para o caso do termossifão em operação, sem misturar com o vapor do fluido de trabalho. Fazendo um equilíbrio de forças na interface do gás e do vapor, tem-se que a pressão do gás precisa ser igual à pressão do vapor de naftaleno para que a interface não se mova.

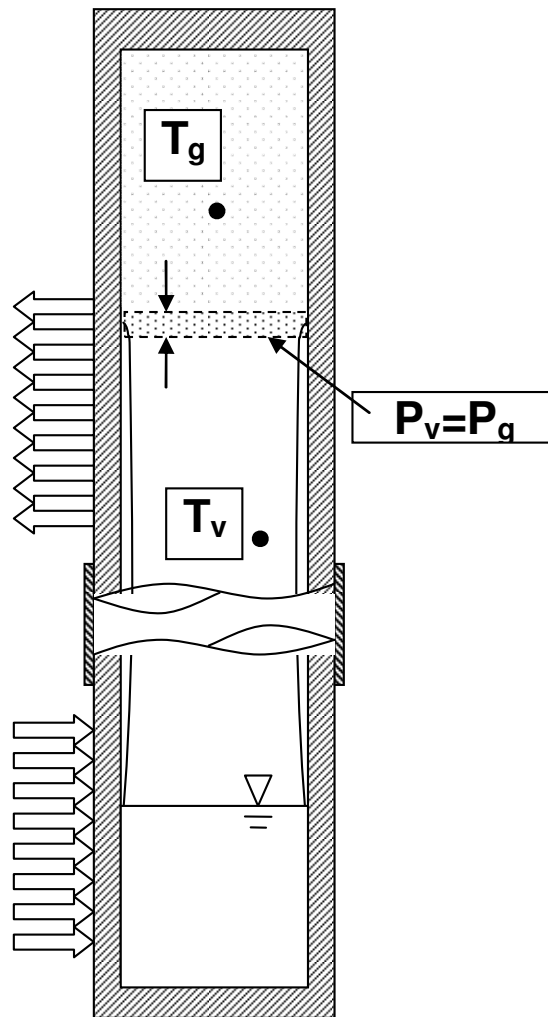


Figura 3.12 – Modelo adotado para o cálculo da pressão interna quando existem gases não-condensáveis.

Esse modelo não é válido quando o volume do gás ocupa praticamente todo o volume interno do termossifão. Essa condição ocorre com facilidade no termossifão do presente estudo devido à baixa pressão de vapor do naftaleno. Por exemplo, deixando que o volume interno do termossifão seja preenchido com o ar atmosférico, a pressão interna do tubo é de 1 atm, enquanto na temperatura ambiente a pressão de vapor do naftaleno será de  $10^{-8}$  atm, ou seja, o ar ocupa todo o volume do tubo e a pressão do gás não é igual a pressão de vapor do naftaleno. Isso ocorre porque a interface mostrada na Figura 3.12 atingiu a base do espaço interno. Nessa temperatura e com essa quantidade de gás não-condensável, o modelo adotado não pode ser aplicado.

### 3.5.5 Comprimento efetivo do tubo com gás não-condensável

Conforme se será detalhado no Capítulo 5, os perfis de temperatura ao longo do comprimento do tubo na presença de gases não condensáveis apresentam um perfil semelhante aos apresentado na Fig. 3.13.

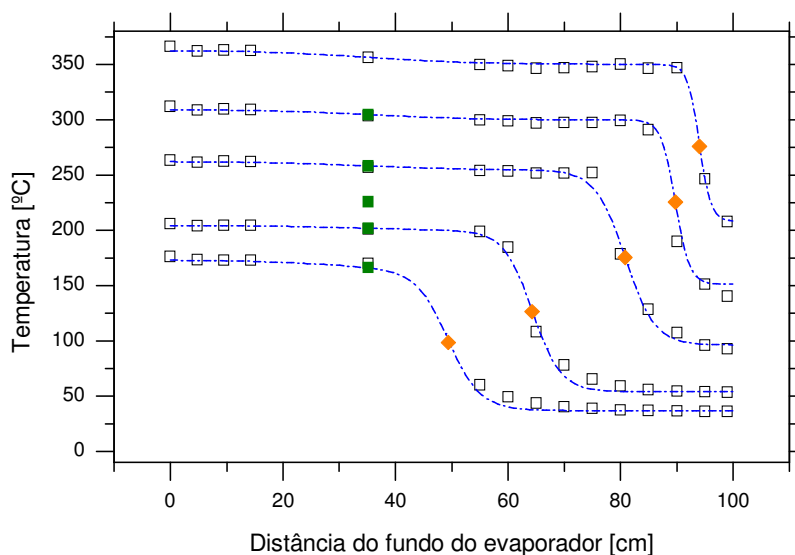


Figura 3.13 – Exemplos de perfis de temperaturas encontrados experimentalmente e utilizados para a escolha da curva sigmoidal utilizada para a regressão linear.

Para representar este comportamento térmico, a superposição de duas funções de sigmóides (curvas em forma de S) (HOEHLER, 1995) foi escolhida para ilustrar esta variação. A função sigmoidal refere-se a um caso especial de uma função aplicada à logística e a sua forma mais simples é:

$$y(x) = \frac{1}{(1 + e^x)}. \quad [-] \quad (3.19)$$

onde,  $y$  é a variável dependente,  $x$  a variável independente e  $e$  é o número de Euler

Esta função é a solução da equação diferencial ordinária sujeita à condição inicial  $y(0) = 0,5$ :

$$\frac{dy}{dx} = y(1 - y) \quad [-] \quad (3.20)$$

A Equação 3.18 pode ser modificada para a seguinte forma:

$$y(x) = \frac{A_1 - A_2}{1 + e^{\left(\frac{x-\omega}{s}\right)}}, \quad [-] \quad (3.21)$$

onde  $A_1$  é o patamar superior e  $A_2$  é o patamar inferior,  $\omega$  é a abscissa do ponto de inflexão e  $s$  é o parâmetro que governa o grau de inclinação da curva no ponto de inflexão. Nota-se que a inflexão da curva é simétrica e o ponto de inflexão está exatamente na posição intermediária entre os patamares, conforme a Figura 3.14.

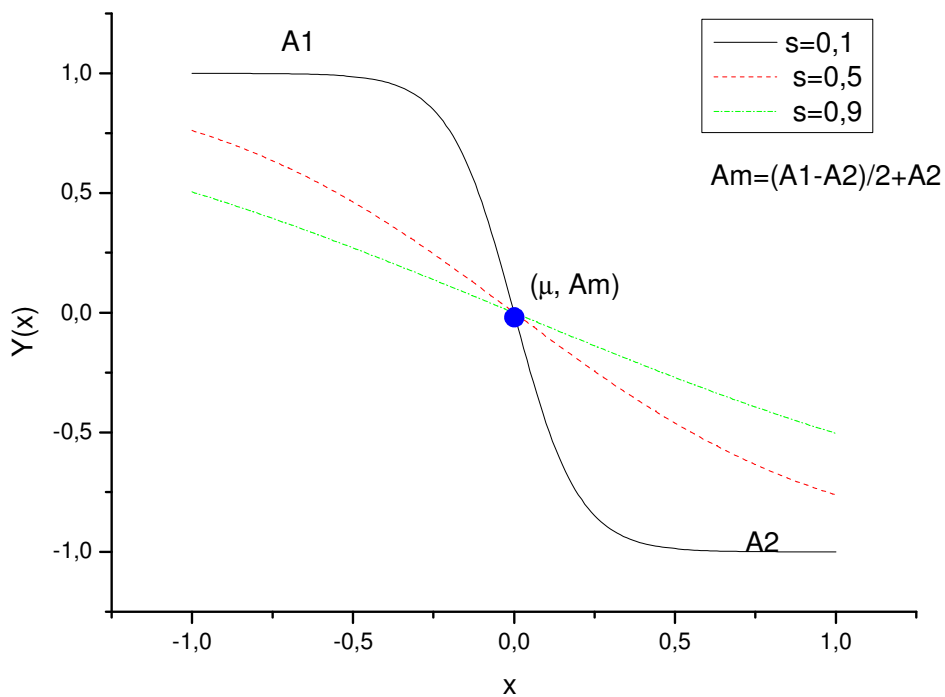


Figura 3.14 – Curva sigmoideal (curva em forma de “S”).

A superposição de duas curvas sigmóides resulta na equação:

$$T(x) = \frac{T_{cond} - T_{gas}}{1 + e^{\left(\frac{x-x_{vap-gas}}{s_{vap-gas}}\right)}} + \frac{T_{evap} - T_{cond}}{1 + e^{\left(\frac{x-x_{adiab}}{s_{adiab}}\right)}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.22)$$

Os principais parâmetros desta equação são mostrados na Figura 3.15, onde  $T_{evap}$  é a temperatura aproximada do evaporador,  $T_{gas}$  é a temperatura aproximada dos gases não-condensáveis e  $T_{cond}$  é a temperatura aproximada do condensador sem os gases não-condensáveis formando um patamar intermediário. O ponto  $(x_{adiab}, T_{adiab})$  está na posição intermediária da seção adiabática e a temperatura  $T_{adiab}$  é considerada a temperatura da seção adiabática, que para a maioria dos casos é a temperatura do vapor. O ponto  $(x_{interface}, T_{interface})$  é um dos pontos de inflexão da curva e representa onde está a interface vapor-gás.

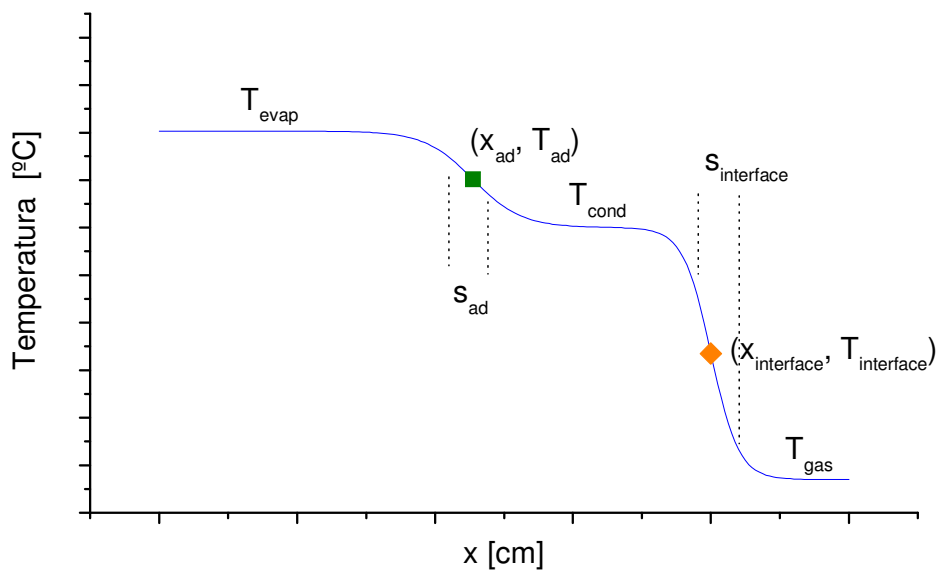


Figura 3.15 – Apresentação da função utilizada na regressão dos perfis de temperaturas externas experimentais.

Essa função é capaz de representar satisfatoriamente o perfil de temperatura na parede externa do termossifão e capta os dois pontos de inflexão que aparecem nos gráficos experimentais: o primeiro ocorre na seção adiabática e o segundo ocorre na interface vapor-gás.

### 3.6 Cálculo dos limites de operação do termossifão de naftaleno

Dentre os limites pesquisados, o sônico e o de arraste restringem a taxa de calor transmitida. A Figura 3.16 apresenta as taxas de calor correspondentes aos limites sônico (uma curva baseada na correlação de DUNN e REAY (1978) e ao limite de arraste (cinco correlações, ver Seção 2.4.3). Por esta figura observa-se que a curva do limite sônico está bem acima das outras curvas e que a curva de operação do tubo na taxa de calor máxima teórica (curva com linha preta contínua) se encontra na região dos limites de arraste. Assim, conclui-se que o tubo termossifão testado neste trabalho opera próximo ao limite de arraste de líquido. Isso se deve, principalmente, pelo baixo calor latente de vaporização do naftaleno quando comparado com o da água e a grande relação de comprimento por diâmetro do tubo ( $L/d_h$ ) que é em torno de 100 vezes.

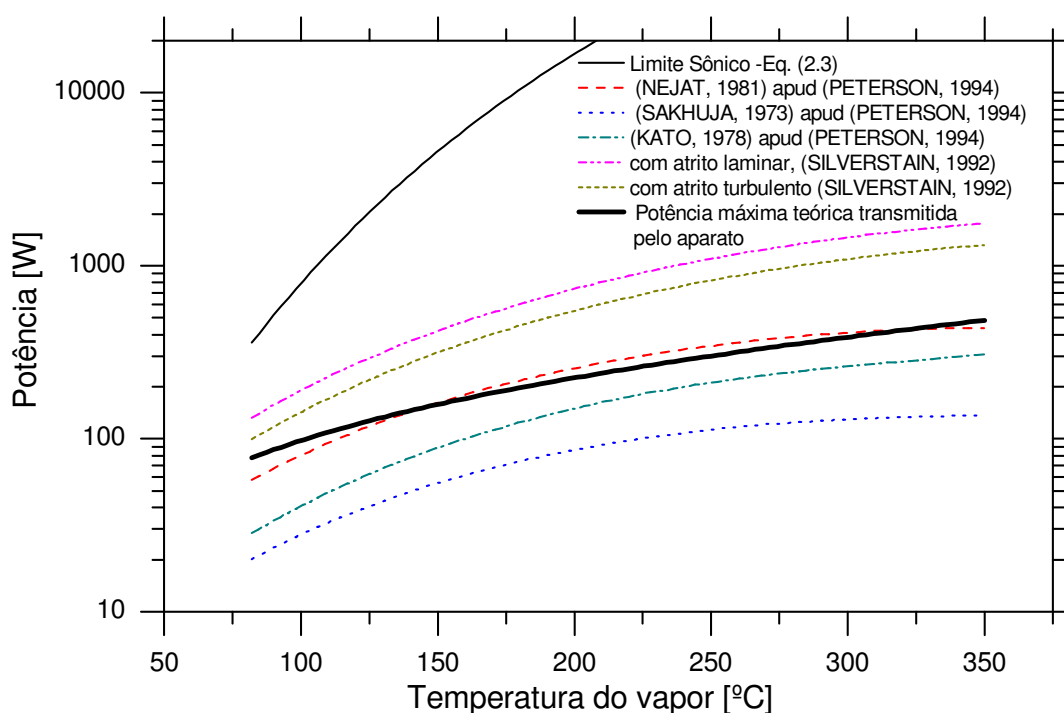


Figura 3.16 – Taxa de calor máxima transmitida versus a temperatura do vapor para uma correlação para previsão do limite sônico, e para cinco correlações para o limite de arraste e a taxa de calor máxima teórica transmitida pelo aparato, todas as curvas avaliadas para as propriedades do naftaleno.

A secagem do evaporador pelo fenômeno do *dry-out* só ocorre em fluxos de calor muito acima dos fluxos obtidos na condição experimental, como se pode observar na Fig.

3.17, que apresenta a correlação de ZUBER (1955) implementada para as propriedades do naftaleno.

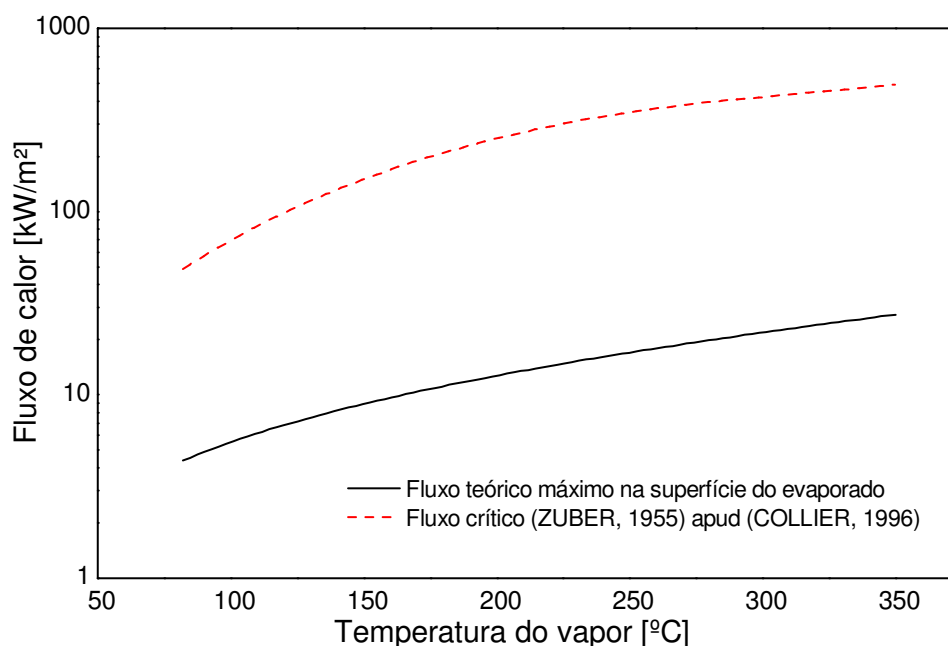


Fig. 3.17 – Fluxo de calor versus a temperatura do vapor para a correlação para secagem do tubo segundo ZUBER (1955) apud COLLIER e THOME (1996) e para o tubo operando na sua máxima capacidade.

### 3.7 Conclusão

Neste capítulo foram utilizadas correlações da literatura para a determinação dos coeficientes de transferência de calor por ebulição e por condensação para o naftaleno e um modelo para estimar a influência dos gases não-condensáveis na resistência térmica global de tubos termosifões com naftaleno como fluido de trabalho. Tem-se um modelo analítico para a resistência térmica do termosifão que não leva em consideração nenhum resultado experimental, sendo assim um modelo baseado apenas em hipóteses, assim como em considerações e correlações da literatura. Portanto não é apenas uma correlação dos dados experimentais, que abrange a variação dos parâmetros estudados, e sim um modelo que tende a ser válido para outras situações diferentes das condições deste estudo experimental. Os modelos analíticos desenvolvidos aqui serão comparados com os resultados experimentais no capítulo de resultados.



## CAPÍTULO 4

### EXPERIMENTO

O aparato experimental construído no presente trabalho para o estudo de termossifões de naftaleno será descrito neste capítulo, Primeiramente será descrito o conjunto que está diretamente em contato com o termossifão, para, em seguida, apresentar o aparato, que é dividido em dois módulos: o módulo de transmissão e controle da taxa de calor e o módulo de medição de temperatura. Ênfase é dada à disposição e à forma de fixação dos termopares no tubo termossifão, pois o objetivo principal do aparato é medir a resistência térmica do tubo. Inclui-se também, a descrição dos procedimentos dos testes e alguns detalhes do tratamento dos dados experimentais.

#### 4.1 Descrição da bancada Experimental

De maneira geral, a bancada experimental do presente trabalho não difere muito da maioria dos aparatos de medição de tubos de calor citados na revisão bibliográfica. Porém a faixa de temperatura para o qual o aparato é desenvolvido não é uma faixa de temperatura usualmente estudada (DEVARAKONDA e ANDERSON, 2005). Para permitir as medidas de temperaturas e taxas de calor do termossifão em condições semelhantes a sua aplicação industrial foi adotada uma pequena cavidade preenchida com ar, localizada entre a superfície externa do termossifão na região do condensador e a superfície interna do calorímetro de água, conforme o detalhe apresentado na Figura 3.5.

A Figura 4.1. apresenta uma fotografia geral da montagem experimental, incluindo o aparato propriamente dito, envolto em isolante dentro da caixa de madeira, o banho de temperatura controlada e a fonte de alimentação dos resistores.



Figura 4.1 – Vista externa do tubo termossifão, do bloco de aquecimento e do calorímetro que envolve o condensador.

A Figura 4.2 mostra o tubo termossifão envolto pelo bloco de aquecimento na região do evaporador (inferior) e pelo calorímetro de água na região do condensador (superior). A mesma figura apresenta também a entrada e a saída de água do calorímetro e a região adiabática do tubo (mostrada sem o isolante térmico de vermiculita). Esse conjunto é fixado cuidadosamente na posição vertical utilizando-se um medidor de nível manual (com bolha de ar).

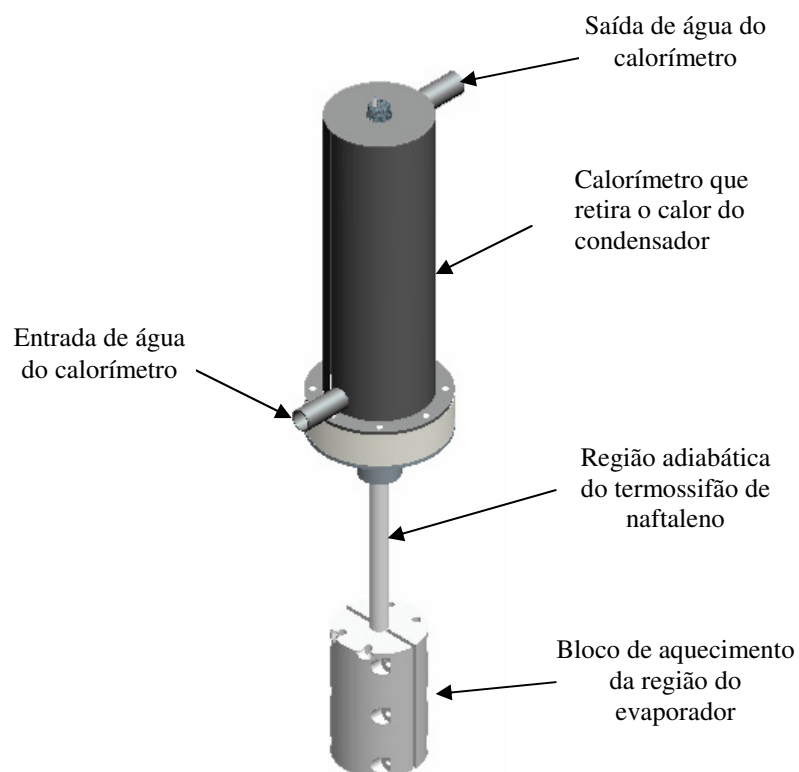


Figura 4.2 – Vista externa do tubo termossifão, do bloco de aquecimento e do calorímetro que envolve o condensador.

O conjunto mostrado na Figura 4.2, bem como os equipamentos acessórios que compõem a bancada experimental, são divididos em dois módulos funcionais: módulo de controle de taxa de calor e módulo de medição de temperaturas, os quais são descritos a seguir.

## 4.2 Descrição do módulo de controle de taxa de calor

A Figura 4.3 mostra um fluxograma do sistema de transmissão de taxas de calor, nomeando os componentes do módulo de controle de taxa de calor, os quais são detalhados nos próximos parágrafos.

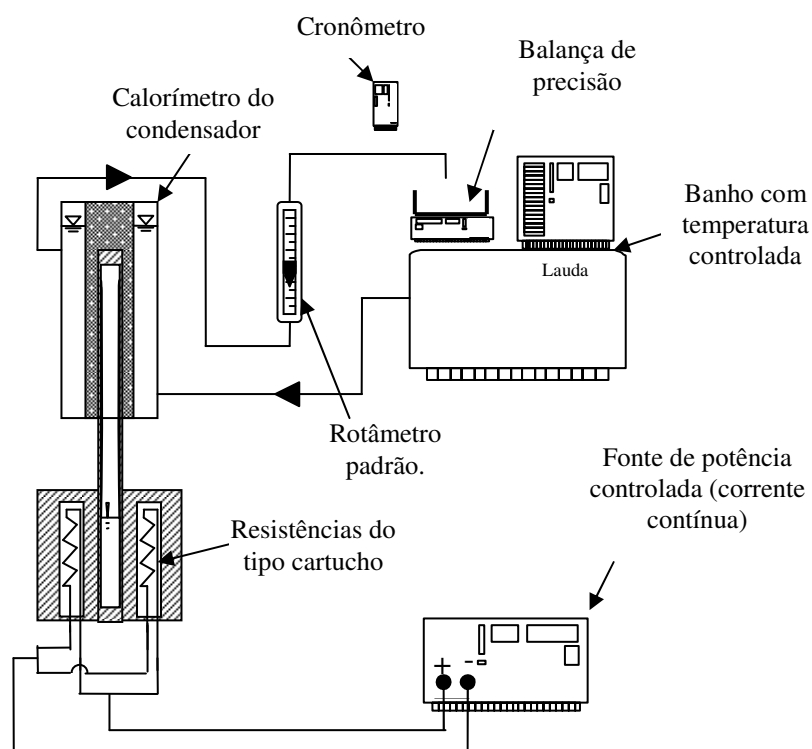


Figura 4.3 – Diagrama mostrando o módulo de controle de taxa de calor.

A potência elétrica é fornecida para o tubo termossifão por uma fonte de corrente contínua (TECPOWER, 25 kW (max), 0-224 V, 0-10A). A leitura do potencial elétrico é feita a partir de um leitor digital cuja menor escala é de 1 V para a diferença de potencial elétrico e 0,1 A para a corrente elétrica. Essa taxa de calor é transmitida para um bloco de aquecimento, feito de alumínio extrudado, através de quatro resistências elétricas do tipo cartucho de  $0,4 \Omega$  cada uma inseridas em furos no bloco de alumínio.

A taxa de calor é retirada do tubo termossifão por um calorímetro de água na região do condensador (região superior) com a água entrando a aproximadamente  $9 \text{ }^\circ\text{C}$  e saindo a no máximo  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ . A vazão de água é medida utilizando-se o método gravimétrico. As medições de vazão são realizadas por amostragem com um béquer de 2 litros está sobre uma balança de precisão, cuja menor escala é de 0,01 g. O béquer é colocado para receber a água que retorna do calorímetro no mesmo instante em que um cronômetro manual é acionado para computar o tempo de enchimento do béquer. No mesmo circuito existe ainda um rotâmetro padrão (5-60 l/h e calibrado a  $15^\circ\text{C}$ ) utilizado apenas como regulagem

grosseira da vazão de água. Finalmente a água retorna ao banho de temperatura controlada (marca Lauda).

### 4.3 Descrição do módulo de medição de temperatura

As temperaturas são medidas com termopares de Cromel-Alumel (marca Ohmega) soldados na superfície do tubo termossifão por solda do tipo TIG, nas posições mostradas na Figura 4.4. O funcionamento de um termopar simples envolve sempre uma junta de medição e uma junta de referência (WHITE, 2005). A junta de referência de todos os termopares está inserida em uma única caixa isotérmica, onde um bloco de cobre é utilizado para uniformizar a temperatura do conjunto, que é isolado do ambiente com poliuretano expandido, garantindo assim que todas as juntas de referência estejam na mesma temperatura. A junta de referência, mantida na mesma temperatura para todos os termopares permite uma maior precisão nas medidas do potencial elétrico gerado por cada termopar, pois a contribuição no potencial elétrico relativo à temperatura da junta de referência é a mesma para todos os termopares. Assim, conhecendo-se a temperatura de um termopar é possível eliminar o erro sistemático cometido para a leitura de todos os outros termopares. Portanto, é utilizado um termômetro de mercúrio calibrado, cuja menor escala é de 0,1 °C como temperatura de referência. Esse termômetro está inserido juntamente com mais dois termopares dentro de uma garrafa térmica, mostrada na Figura 4.4.

O conjunto de termopares foi calibrado com um forno de calibração de termopares especialmente para este fim, obtendo uma curva que correlaciona a tensão medida com a temperatura e a incerteza associada ao sistema. O diferencial de tensão medido por cada um dos termopares é convertido com o uso de um computador pessoal e do software Labview®, onde a curva de calibração é introduzida para a leitura das temperaturas no momento da medição. Cada leitura de tensão é realizada com um tempo de integração de 0,12 s. A incerteza expandida para uma confiabilidade de 95% é de 0,2 °C, para diferenças de temperaturas, e de 0,7 °C para medição das temperaturas absolutas.

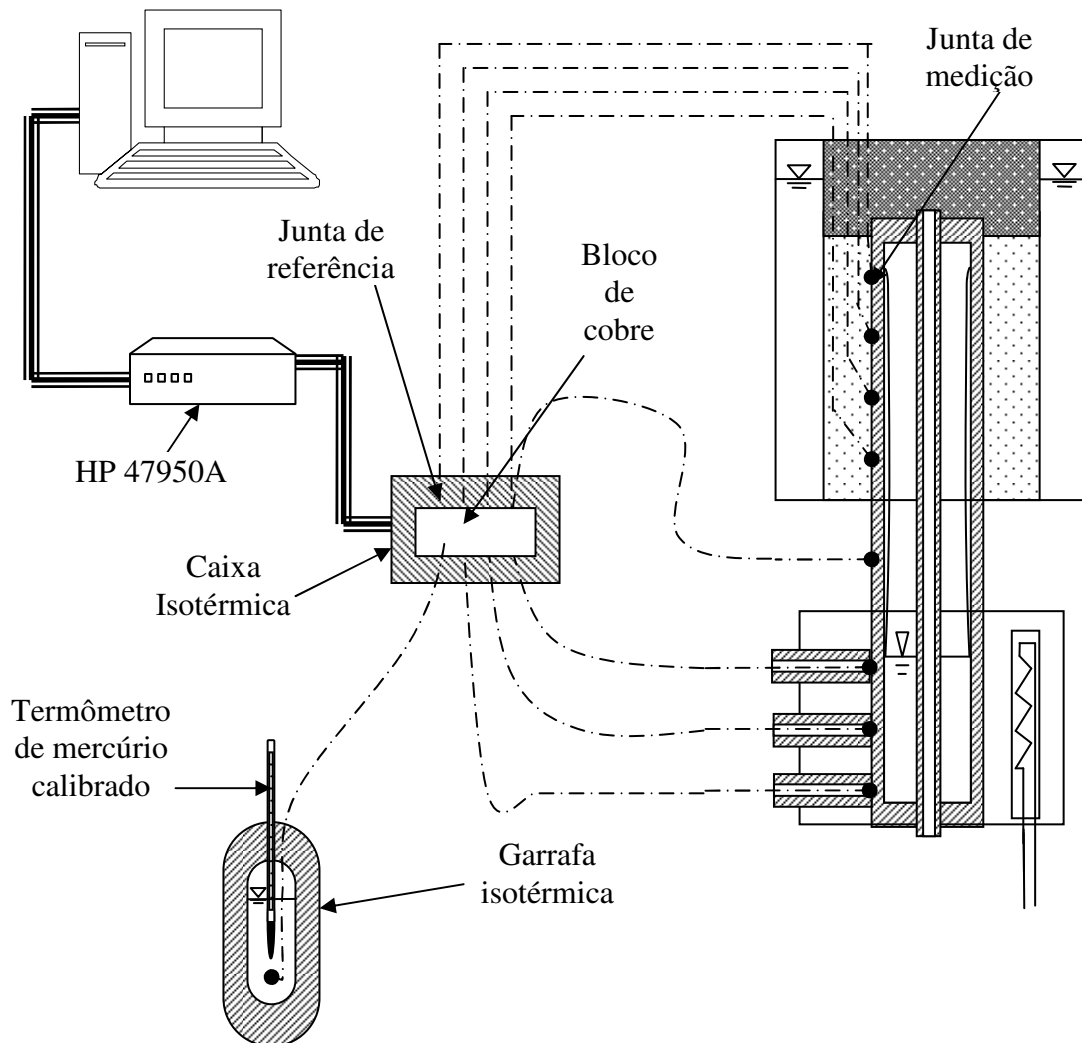


Figura 4.4 – Diagrama mostrando o módulo de medição de temperatura.

#### 4.4 Descrição detalhada do tubo termossifão testado

O tubo principal, que forma o corpo do termossifão, é um tubo de aço inox AISI 304 com diâmetro externo de 25,4 mm, 3,0 mm de espessura de parede e 1 m de comprimento. Esse tubo é fechado nas extremidades com um anel do mesmo material do tubo por solda TIG (Tungsten Inert Gas) como mostrado na Figura 4.5 Um tubo mais fino, com diâmetro externo de 6,3 mm e 1,5 mm de espessura de parede é soldado concentricamente ao tubo principal. Esse tubo mais fino foi instalado com a intenção de permitir o acesso de um termopar encapsulado para a medição da temperatura do vapor ao longo do termossifão.

É interessante notar que esse tubo interno não foi utilizado para medir temperaturas por dificuldades em se obter um bom acoplamento térmico entre a ponta do termopar encapsulado e o tubo principal. Não permitindo a obtenção de medidas confiáveis de temperatura.

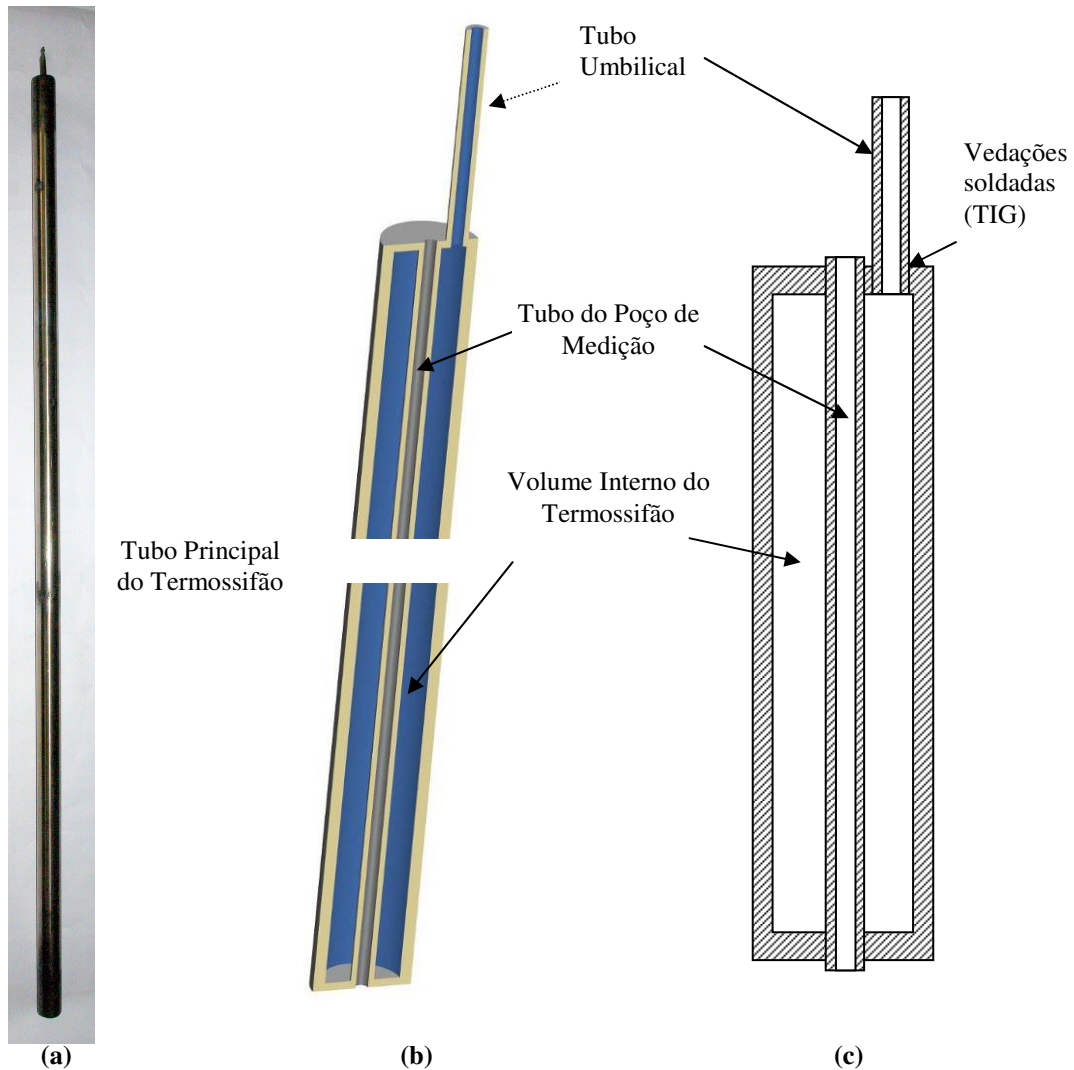


Figura 4.5 – Descrição detalhada do tubo do termossifão utilizado nos testes: (a) fotografia do tubo (b) detalhe em corte da região superior e inferior; (c) croqui do corte frontal do tubo.

## 4.5 Sistema de aquecimento

O sistema de aquecimento do evaporador constitui-se de um cilindro de alumínio bipartido conforme a Figura 4.6 e a Figura 4.7. As duas metades são comprimidas contra o tubo do termossifão por 6 parafusos de aço inox, com um torque de aproximadamente 40 N·m em cada parafuso. Em cada bloco existem três furos transversais, por onde os termopares serão passados para serem soldados na parede do termossifão e dois furos longitudinais onde são introduzidas as resistências elétricas do tipo cartucho.



Figura 4.6 –Bloco de aquecimento do evaporador: (a) Croqui;

(b) foto do aparato.



#### 4.5.1 Acoplamento térmico dos termopares do evaporador

Para a medição da temperatura da parede externa do tubo termossifão na região do evaporador, foram utilizados termopares do tipo K para alta temperatura, com revestimento de lã de vidro. Os termopares foram soldados no tubo com solda TIG. O diâmetro dos fios do termopar é de aproximadamente 0,7 mm. A condução do calor pelo termopar influencia na temperatura medida principalmente na região do evaporador (Figura 4.7) e esse efeito foi reduzido com a introdução de um tubo de cobre acoplado ao tubo do termossifão, deixando os primeiros centímetros do termopar em uma temperatura próxima da temperatura do tubo. Como os primeiros centímetros do termopar estão em uma região praticamente isotérmica, garantida pela alta condutividade do cobre, não há condução de calor para a junta de medição. Vale lembrar que o tubo de cobre no qual o termopar é inserido não toca o bloco de alumínio.

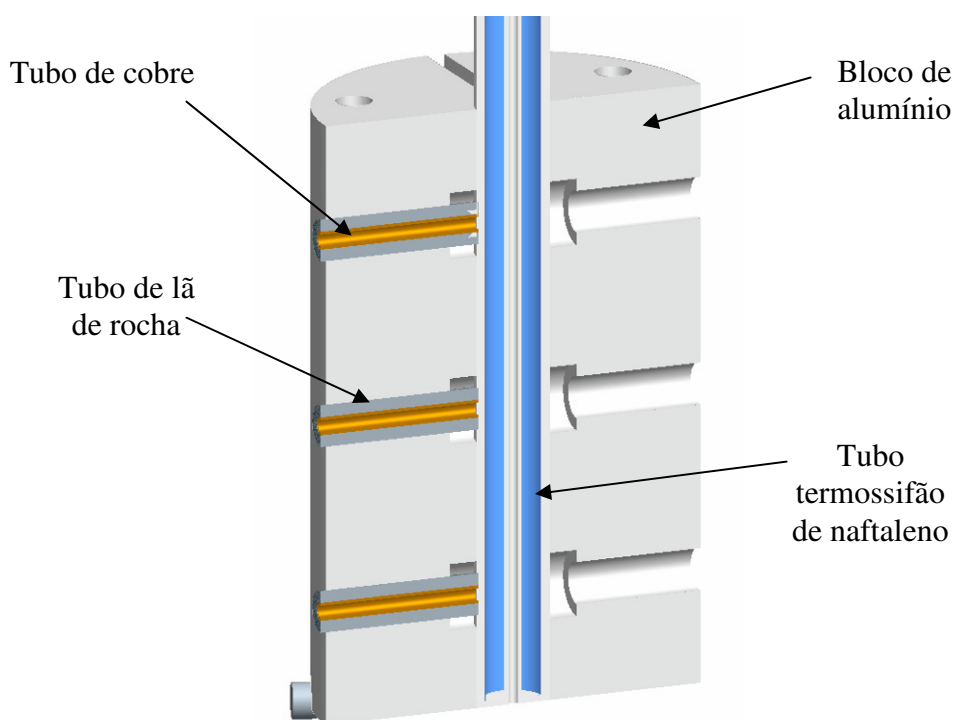


Figura 4.7 – Detalhes do acoplamento térmico dos termopares do evaporador.

### 4.6 Sistema de retirada do calor do condensador

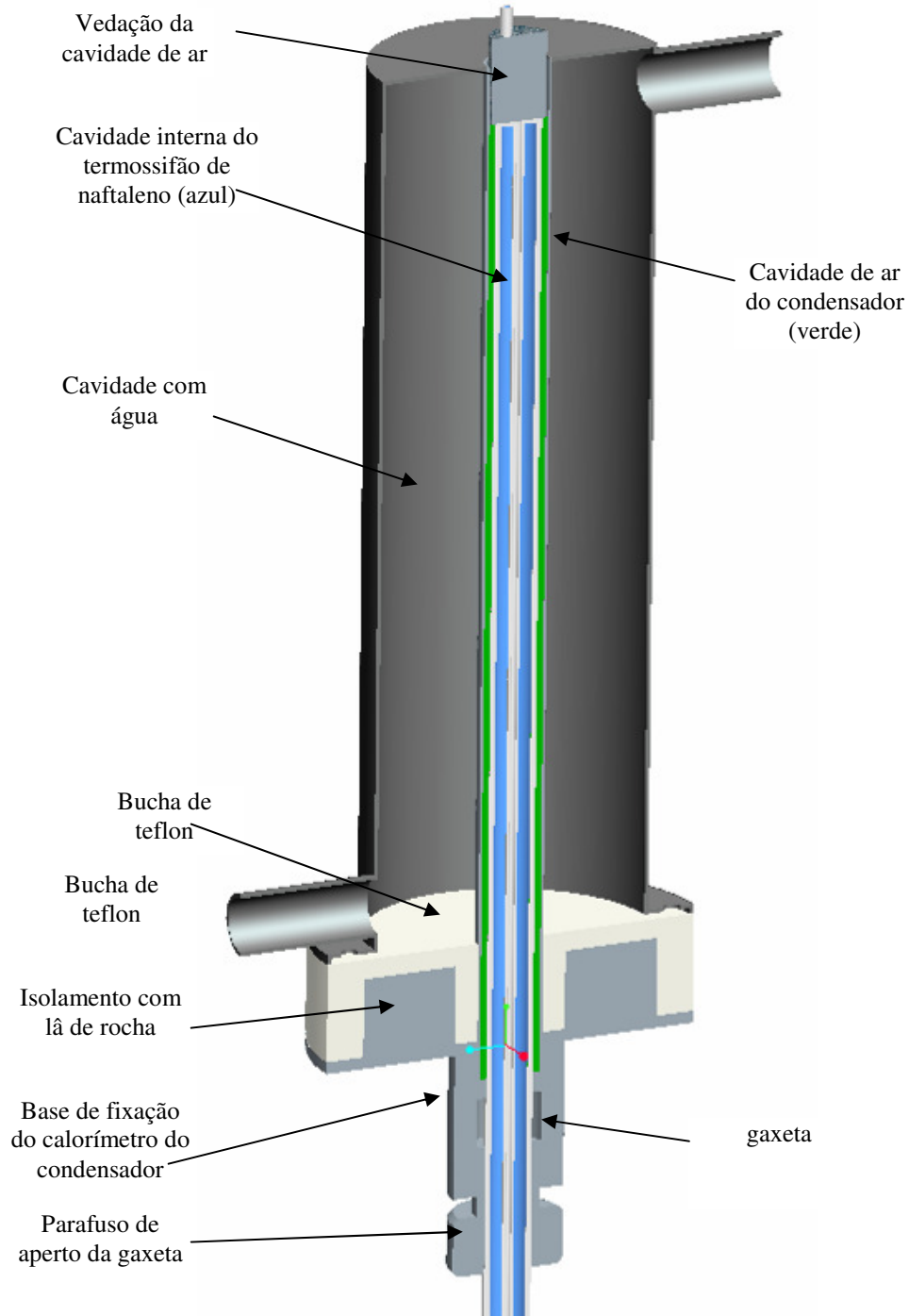


Figura 4.8 – Descrição detalhada do isolamento da seção adiabática.

A Figura 4.8 mostra uma vista em corte do sistema de refrigeração do condensador, onde são indicados os principais itens. O sistema é fixado no termossifão na região da seção adiabática por uma bucha, chamada de base de fixação do calorímetro do condensador. Essa bucha confina uma gaxeta que é comprimida contra o tubo termossifão por um parafuso vazado, chamado de parafuso de aperto da gaxeta.

A parte superior do tubo termossifão é refrigerada indiretamente pela água do banho isotérmico. O tubo do termossifão está inserido dentro de um outro tubo de aço inox AISI 316, com um diâmetro externo de 38,4 mm e com espessura de parede de 1,5 mm. Assim, forma-se um volume anular entre o tubo termossifão o tubo interno do condensador com aproximadamente 5 mm de folga entre os dois tubos. Por essa região anular passam os termopares que estão soldados na parede do tubo termossifão.

O ar entre o tubo e a água se faz necessário, pois aumenta de forma controlada a resistência térmica entre o tubo e a água de refrigeração, permitindo que níveis mais altos de temperatura sejam alcançados no termossifão. Caso contrário, a taxa de calor que deveria ser transmitida para manter o tubo em alta temperatura ( $\sim 350^\circ$ ) seria muito alta, e não seria condizente com a situação real na maioria das aplicações industriais como, por exemplo, em um pré-aquecedor de ar.

#### **4.6.1 Detalhes do acoplamento térmico dos termopares do condensador**

Os termopares do condensador foram soldados com espessamentos de 5 cm. Em cima de cada junta de medição soldada foi colocada uma pequena quantidade ( $\sim 4$  mm) de lã de rocha e uma pequena placa de mica (Figura 4.9 –). Antes da lã de rocha e da folha de mica ser colocada o conjunto foi pintado com uma tinta preta para alta temperatura ( $600^\circ\text{C}$ ).

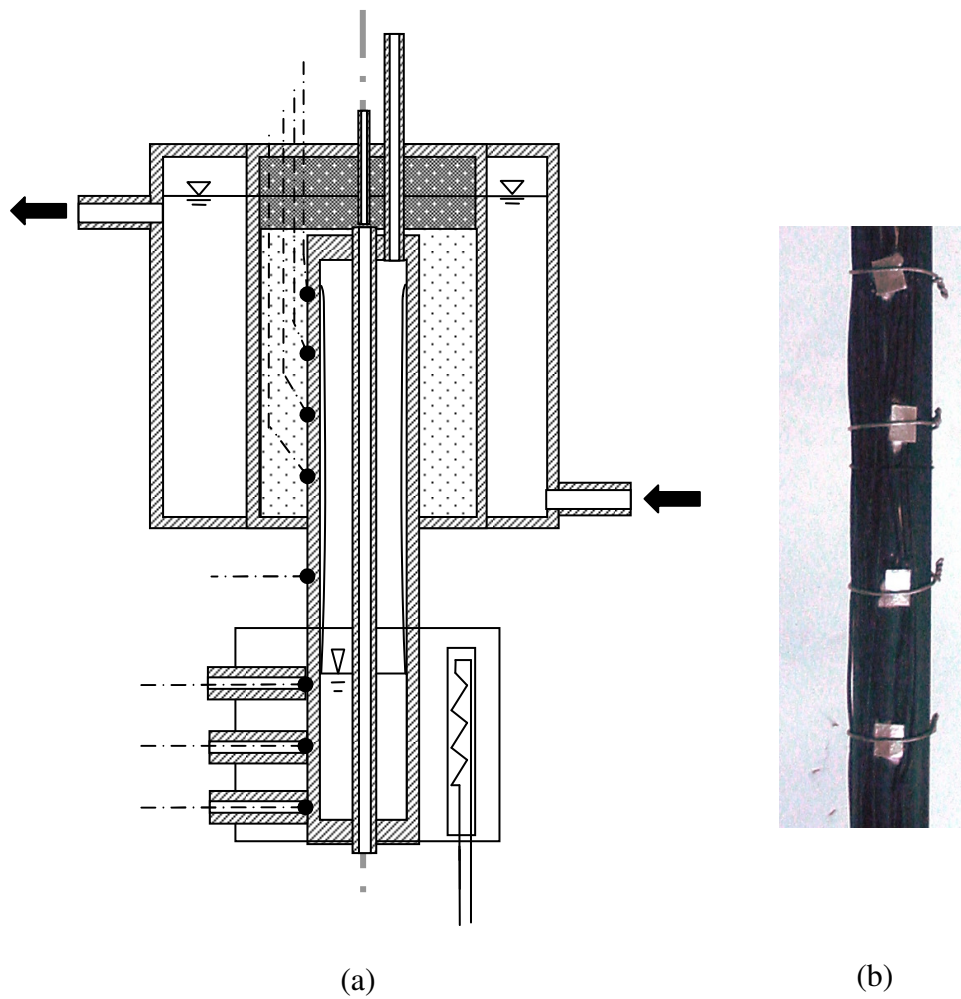


Figura 4.9 – Detalhes do acoplamento térmico dos termopares do condensador: (a) Croqui; (b) foto do aparato.

#### 4.7 Detalhes do isolamento térmico do conjunto

A seção adiabática é isolada primeiramente com uma camada de lã de rocha com massa específica de  $40 \text{ kg/m}^3$ , que é uma camada de espessura maior que o restante do aparato. Uma outra camada isolante é propiciada pela vermiculita expandida, que preenche a caixa mostrada (aberta) na fotografia da Figura 4.10 (b).

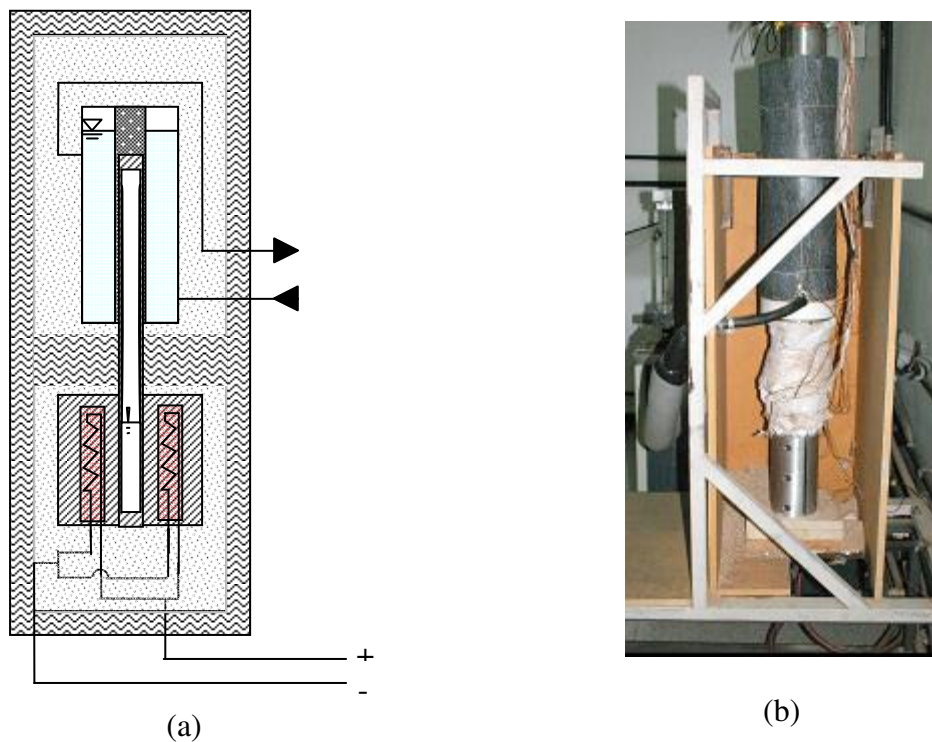


Figura 4.10 – Croqui e Foto do isolamento térmico: (a) Croqui; (b) Foto do aparato sem a vermiculita que preenche a caixa de madeira.

#### 4.8 Preparação dos tubos termossifões

Dois tubos geometricamente idênticos e do mesmo material foram utilizados nos testes. Contudo, cada tubo foi carregado de diferentes maneiras, caracterizando assim termossifões diferentes. Os tubos em questão têm 1m de comprimento e são fabricados em aço inox AISI 316 com 1 polegada de diâmetro externo e espessura de parede de 3mm.

É importante notar que a superfície interna do termossifão que é estudado no presente trabalho foi lixada com lixas de *mesh* 220, acopladas a uma furadeira manual. CARBÓ (2001) afirma que o acabamento industrial obtido com lixas com granulação de *mesh* 220 a 320 resulta em um acabamento de baixa rugosidade, com a rugosidade média ( $R_a$ ) variando entre 0,70 e 1,00  $\mu\text{m}$   $R_a$ .

Os tubos foram carregados com 57,7 g de naftaleno líquido à 90 °C com o auxílio de um conjunto de válvulas acopladas seguindo as orientações de PIORO e PIORO (1997), sendo que essas válvulas tem sua temperatura controlada por um conjunto de resistências elétricas. A quantidade de naftaleno introduzida corresponde a um fator de enchimento de 80% do volume do evaporador quando considerada a massa específica a 120 °C. O ar foi removido do termossifão com uma bomba de vácuo, que permaneceu 10 minutos em operação para que fosse atingido uma pressão abaixo de  $10^{-2}$  Pa. Por uma outra tubulação, o naftaleno foi sugado pelo vácuo para dentro do termossifão. Depois do carregamento, o tubo está pronto para os primeiros testes. Cinco condições de carregamento são obtidas com o mesmo tubo, conforme a Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Condições de carregamento dos tubos.

Sem purga e sem argônio	Evacuado, carregado com naftaleno, evacuado novamente na temperatura ambiente
Com purga e sem argônio	Os gases não-condensáveis foram purgados
Com purga e com argônio a 2 bar(abs)	O tubo já purgado é carregado com argônio à 2 bar(abs)
Com purga e com argônio a 3 bar(abs)	O tubo que já possuía 2 bar(abs) de argônio recebe uma carga extra com pressões de 3 bar(abs)
Com purga e com argônio a 11 bar(abs)	O tubo que já possuía 2 bar(abs) de argônio recebe uma carga extra com a pressões de 11 bar(abs)

Durante os testes, a taxa de calor a ser transferida é variada em níveis para cada temperatura do banho isotérmico que refrigera o condensador. O tubo sempre opera na posição vertical. Após algumas horas de operação, é realizada a operação de purga, que retira esses gases não-condensáveis a uma temperatura (do vapor do fluido de naftaleno) de 300 °C. Uma válvula do tipo agulha é aberta durante aproximadamente 3 s. A válvula está conectada através de um tubo à região superior do termossifão, onde estão os gases não-condensáveis. Como a pressão interna do termossifão a 300 °C é maior que a atmosférica, os gases não-condensáveis são expulsos, restando praticamente uma mistura líquido-vapor de naftaleno. Essa operação resulta em um tubo muito mais isotérmico. Esta condição de

carregamento do tubo é chamada de “tubo com purga e sem argônio”, conforme 2ª linha da Tab. 4.1. Como se verá no próximo capítulo, o tubo com purga e sem argônio apresenta um desempenho térmico muito alto, com uma condutância térmica esperada para um termossifão bifásico. Atribui-se a diferença entre o desempenho do tubo “sem purga e sem argônio” para o tubo “com purga e sem argônio” à presença de gases não condensáveis, contidos no tubo durante o processo de fabricação ou formados espontaneamente durante a operação. Para estudar melhor a influência dos gases não condensáveis, uma quantidade controlada de argônio, um gás não-condensável e inerte ao sistema, foi inserido no tubo, em três pressões diferentes. Portanto, três massas de gás não condensável diferentes, foram testadas conforme as três últimas linhas da Tab. 4.1.

## **4.9 Conclusão**

Neste capítulo foi descrita a montagem experimental desenvolvida para os testes de termossifões cujo fluido de trabalho é o naftaleno. É também descrito o processo de fabricação e carregamento de tubos termossifões. Finalmente as características dos diferentes tubos termossifões testados são descritos. No próximo capítulo são discutidos os resultados experimentais obtidos, os quais são comparados com os resultados dos modelos matemáticos desenvolvidos no Capítulo 3.

## CAPÍTULO 5

### RESULTADOS

Neste capítulo serão analisadas as resistências térmicas do termossifão de naftaleno testado, bem como o perfil de temperatura na superfície externa do termossifão para várias temperaturas da seção adiabática.

Primeiramente, é apresentada a metodologia dos testes experimentais através de gráficos qualitativos de aquecimento do aparato mostrando como o dispositivo responde no processo transiente. Após essa breve introdução, inicia-se o tratamento dos dados obtidos para a condição de regime permanente. É apresentada a resistência térmica global do aparato em função da temperatura da seção adiabática. São apresentados também, gráficos tipo “pizza” que mostram a contribuição percentual de cada parcela de resistência térmica na resistência global do aparato.

Em seguida, cada parcela da resistência térmica é analisada. Primeiramente as resistências externas ao termossifão e depois as resistências internas. Os resultados das resistências são, nestes gráficos, comparados com os resultados obtidos a partir modelos analíticos propostos no Capítulo 3. A resistência interna do condensador é analisada primeiramente sem a presença dos gases não-condensáveis e em seguida considerando a presença desses gases. O resultado da posição da interface vapor/gases não-condensáveis determinada experimentalmente é comparado com o do modelo analítico proposto.

#### 5.1 Metodologia de testes

A adoção da temperatura da seção adiabática como parâmetro independente é coerente com a aplicação dos termossifões em pré-aquecedores de ar, onde a temperatura da seção adiabática é um parâmetro controlado pelas condições dos escoamentos externos ao tubo. Portanto, este parâmetro foi adotado no presente trabalho e representará o nível de temperatura do termossifão.

Os tubos termossifões são preparados segundo a Tabela 4.1 apresentada na seção anterior. A taxa de calor é regulada até se atingir a temperatura desejada na seção



adiabática. O tubo “sem purga e sem argônio” (ver Tabela 4.1) é medido em vários níveis de temperatura, bem com o tubo “com purga e sem argônio”. Já os tubos com gás argônio (ver Tab. 4.1) são testados apenas em quatro níveis de temperatura. Como o processo é lento, o tempo necessário para o aparato entrar na condição de regime permanente foi o principal empecilho para que mais testes em outros níveis de temperatura fossem realizados. Todos os dados experimentais de resistência térmica apresentados foram obtidos após o aparato experimental atingir a condição de regime permanente.

A apresenta resultados de temperaturas de um teste de aquecimento lento do termossifão. O objetivo deste gráfico é mostrar um aquecimento típico do aparato, visando um melhor entendimento dos resultados experimentais apresentados neste capítulo. Na parte superior do gráfico, são mostradas as curvas das temperaturas e, na parte inferior, da taxa de calor fornecida, a qual foi controlada de forma que o aquecimento do aparato fosse gradual. Nota-se que a duração do teste foi de 8 horas, mostrando a significativa inércia térmica do sistema.

Essa figura mostra a temperatura de todos os termopares das paredes do termossifão. As curvas com temperaturas mais altas são relativas aos termopares no evaporador e as mais baixas são referentes aos termopares na extremidade superior do tubo. As curvas intermediárias, referentes aos termopares posicionados ao longo do tubo, mostram que, conforme a temperatura do tubo termossifão sobe, as temperaturas intermediárias sobem repentinamente para um valor próximo ao valor das temperaturas do evaporador, significando que a frente de vapor atingiu a região onde o termopar está instalado.

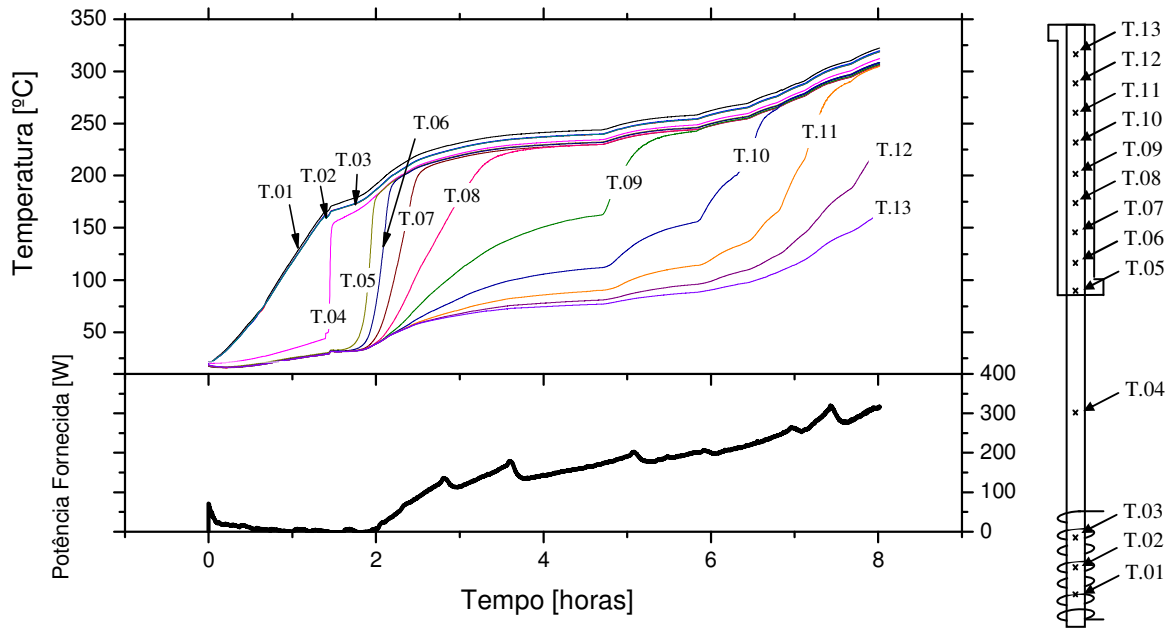


Figura 5.1 – Temperaturas versus o tempo durante o processo de aquecimento do aparato.

## 5.2 Apresentação dos resultados

A Figura 5.2 mostra os resultados de um teste típico. O lado esquerdo da figura é um gráfico de temperatura versus tempo, enquanto o lado direito mostra o perfil de temperatura ao longo do tubo, onde a posição zero marca o fundo do tubo (início do evaporador) e posição 100 cm marca o fim do tubo.

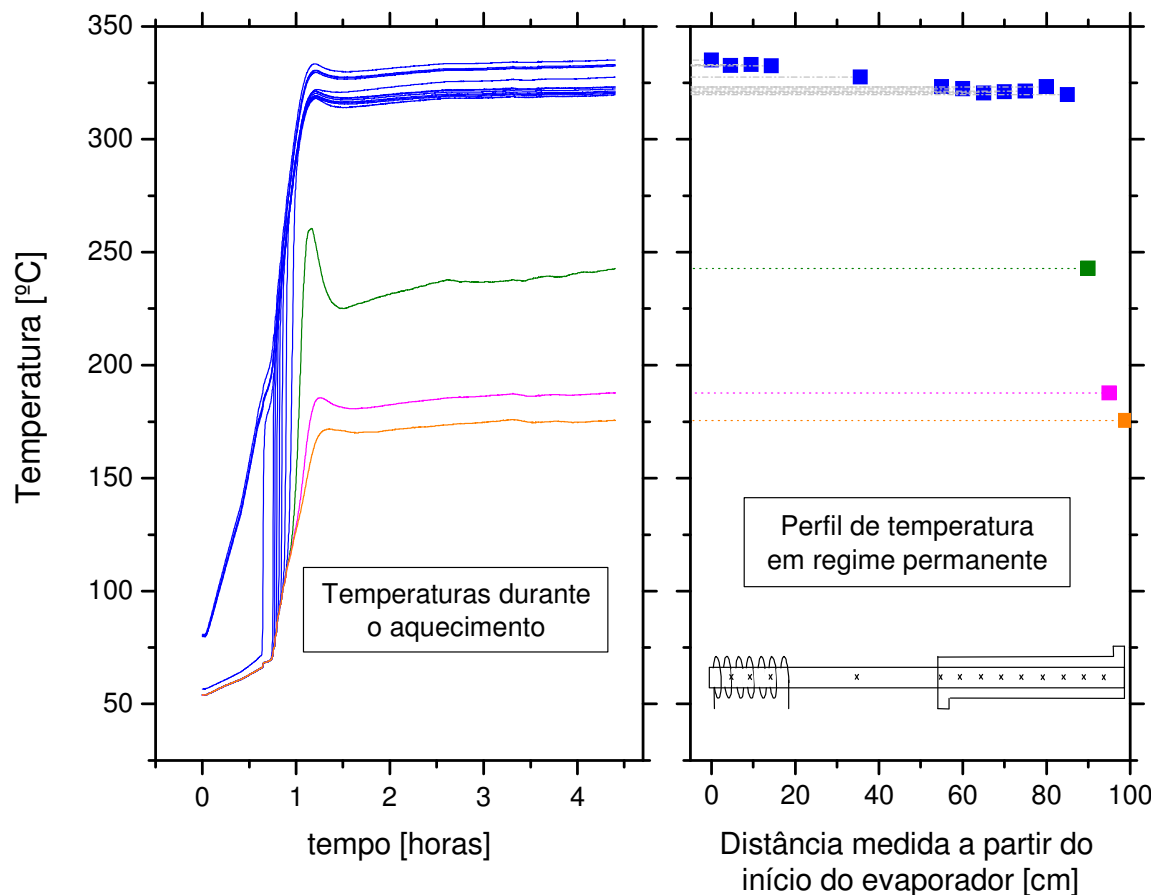


Figura 5.2 – (a) - Temperaturas versus o tempo durante um teste típico e (b) - temperaturas ao longo do comprimento do termossifão para a condição assumida de regime permanente.

A Figura 5.3 mostra o circuito térmico utilizado para o cálculo das resistências térmicas experimentais. Todas as temperaturas médias foram calculadas através da média aritmética dos termopares existentes em cada região, sendo que  $T_F$  é a temperatura da fonte fria e é representada pela média dos 3 termopares no banho de água do calorímetro no condensador;  $T_{p,C}$  é a temperatura média da parede externa do termossifão na região do condensador e é calculada pela média dos 18 termopares soldados na parede externa do termossifão nessa região;  $T_{adiab}$  é a temperatura na seção adiabática e é calculada pela média dos 2 termopares soldados na parede externa do termossifão no ponto médio da seção adiabática,  $T_{p,E}$  é a temperatura média na parede externa do termossifão na região do evaporador e é calculada pela média dos 3 termopares soldados ao termossifão e  $T_Q$  é a temperatura da fonte quente calculada através da média dos 3 termopares pressionados contra o bloco de aquecimento.

### 5.3 Apresentação dos resultados

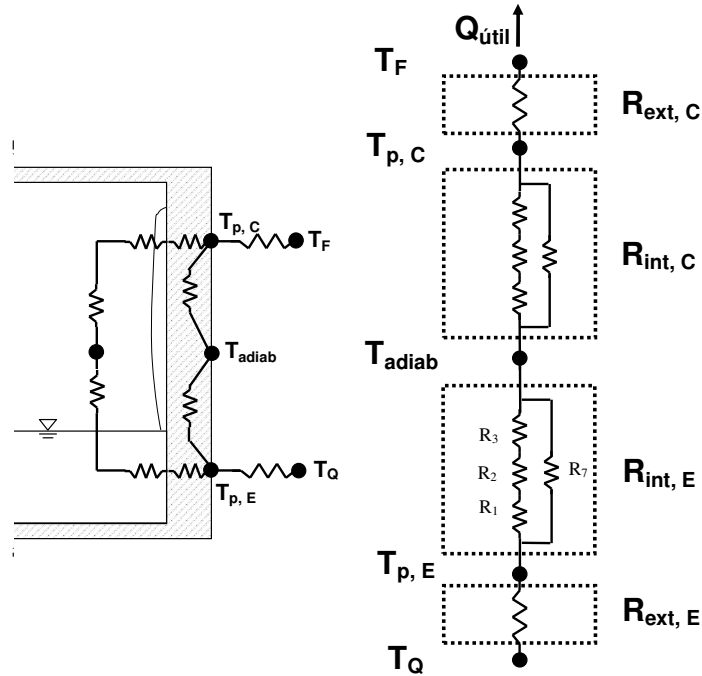


Figura 5.3 - Circuito térmico considerado no cálculo da resistência térmica experimental.

As resistências térmicas equivalentes mostradas na Figura 5.3 são definidas nas equações (5.1), (5.2), (5.3) e (5.4), onde  $R_{ext,C}$  é a resistência externa ao termossifão no condensador,  $R_{int,C}$  é a resistência do termossifão na região do condensador,  $R_{int,E}$  é a resistência do termossifão na região do evaporador,  $R_{ext,E}$  é a resistência externa ao termossifão na região do evaporador e  $Q_{útil}$  é a taxa de calor útil calculada segundo o ganho de entalpia da água no calorímetro do condensador que é medida através da diferença entre a temperatura média da água na entrada do banho (obtida através da média aritmética de 3 termopares) e a temperatura média da água na saída (através da média aritmética de 3 termopares).

$$R_{ext,C} = \frac{T_{p,C} - T_F}{Q_{útil}} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (5.1)$$

$$R_{int,C} = \frac{T_{adiab} - T_{p,C}}{Q_{útil}} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (5.2)$$

$$R_{int,E} = \frac{T_{p,E} - T_{adiab}}{Q_{útil}} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (5.3)$$

$$R_{ext,E} = \frac{T_Q - T_{p,E}}{Q_{útil}} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (5.4)$$

A Figura 5.4 - introduz os resultados experimentais obtidos para os testes relacionados na Tabela 4.1. Estes gráficos apresentam uma visão geral dos resultados experimentais. Quatro gráficos de resistência térmica versus a temperatura, posicionados no lado esquerdo das figuras, são mostrados, sendo um para cada tubo termossifão testado.

O gráfico da Figura 5.4(a) mostra uma curva da resistência térmica em função da temperatura da seção adiabática do tubo sem gases não-condensáveis. Já o gráfico da Figura 5.4(b) mostra os resultados para o tubo carregado com 2 bar(abs) de argônio, a Figura 5.4(c) refere-se ao tubo com argônio a 3 bar(abs) e a Figura 5.4(d) mostra os resultados para o tubo com 11 bar(abs) argônio. O lado direito da Figura 5.4 apresenta o percentual de cada resistência individual na resistência equivalente para 4 temperaturas (200, 250, 300, 350 °C) da seção adiabática para as figuras (a), (b), (c) e 3 temperaturas (250, 300, 350 °C) para a Figura 5.4(d).

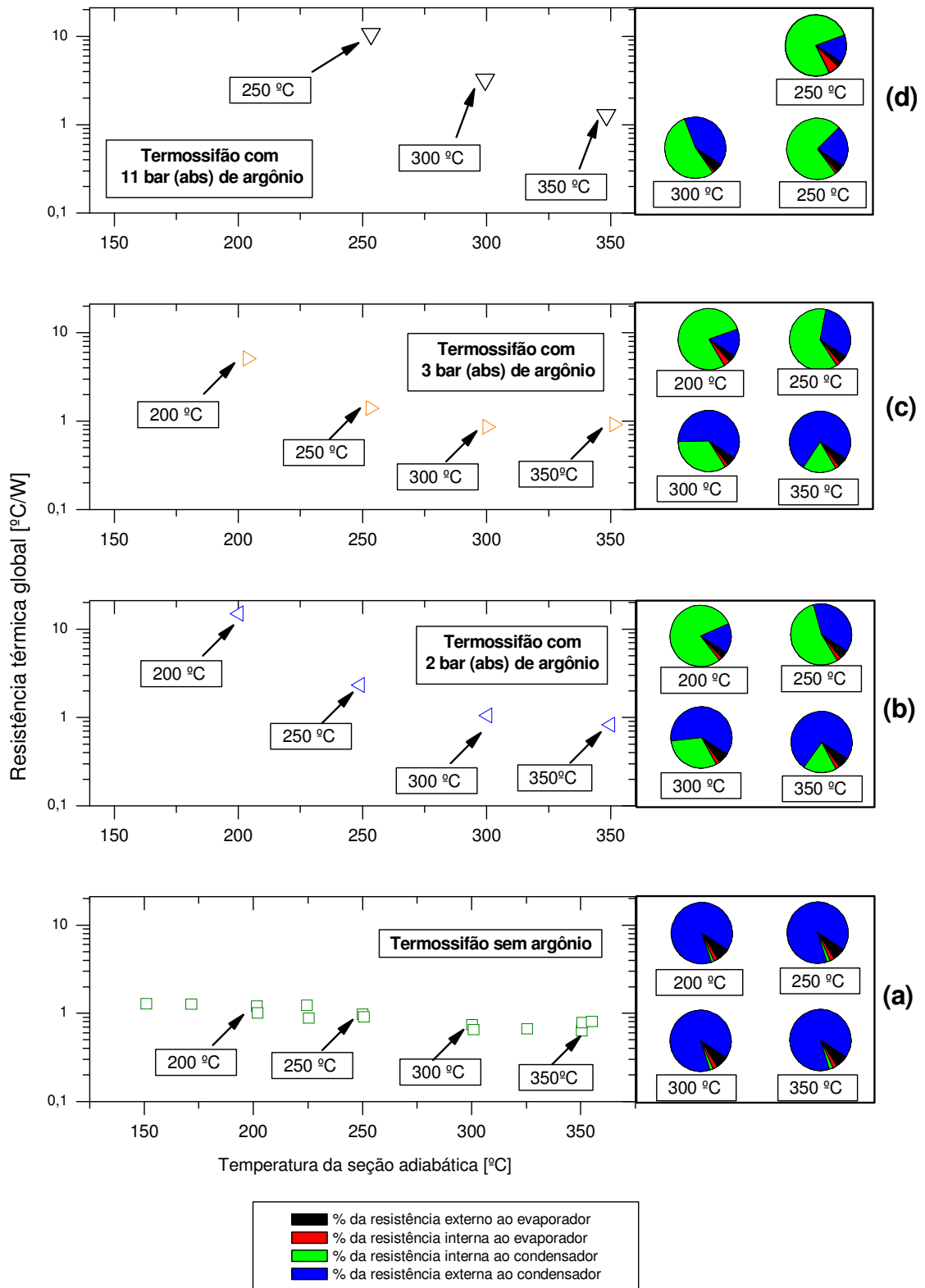


Figura 5.4 - Resistência do aparato em função da temperatura da seção adiabática e o percentual de cada parcela na resistência para várias condições: (a) termossifão sem argônio, (b) termossifão com argônio a 2 bar(abs), termossifão com argônio a 3 bar(abs) e termossifão com argônio a 11 bar(abs),.

A partir da análise da Figura 5.4, verifica-se que a resistência térmica global do aparato, para o termossifão de naftaleno sem gases não condensáveis (Figura 5.4 a), é de aproximadamente  $1 \text{ }^\circ\text{C/W}$ , sendo praticamente independente da temperatura de operação do tubo na faixa de 150 a 350  $^\circ\text{C}$ . Para o tubo operando com com 2 bar de gases não-condensáveis (b), a resistência aumenta em até 10 vezes a 200  $^\circ\text{C}$ . Mostra-se também que a resistência externa no condensador (parcela azul no gráfico de pizza) é a maior parcela da resistência térmica do aparato somente para os casos onde há pouco gás não-condensável. Já a importância das resistências externas decrescem para os tubos com uma grande quantidade de gases não-condensáveis, e em níveis baixos de temperatura. Na realidade, a resistência externa é aproximadamente fixa para os casos testados, e depende do aparato experimental. Já as resistências internas dependem do desempenho térmico do tubo termossifão, que fica bastante comprometido com a presença de gases não condensáveis, elevando os seus valores e atingindo níveis semelhantes aos das resistências externas. Como se observa na Figura 5.4(a), para um termossifão operando em condições normais, as resistências internas são muito inferiores à externa do condensador.,

Os resultados obtidos para o tubo sem gases não condensáveis são mostrados em mais detalhes na Figura 5.5. Neste gráfico, evidencia-se que as resistências internas do evaporador e do condensador e a resistência externa do evaporador são semelhantes e de aproximadamente  $0,1 \text{ }^\circ\text{C/W}$ , enquanto a resistência externa do condensador é cerca de 10 vezes maior do que as outras resistências.

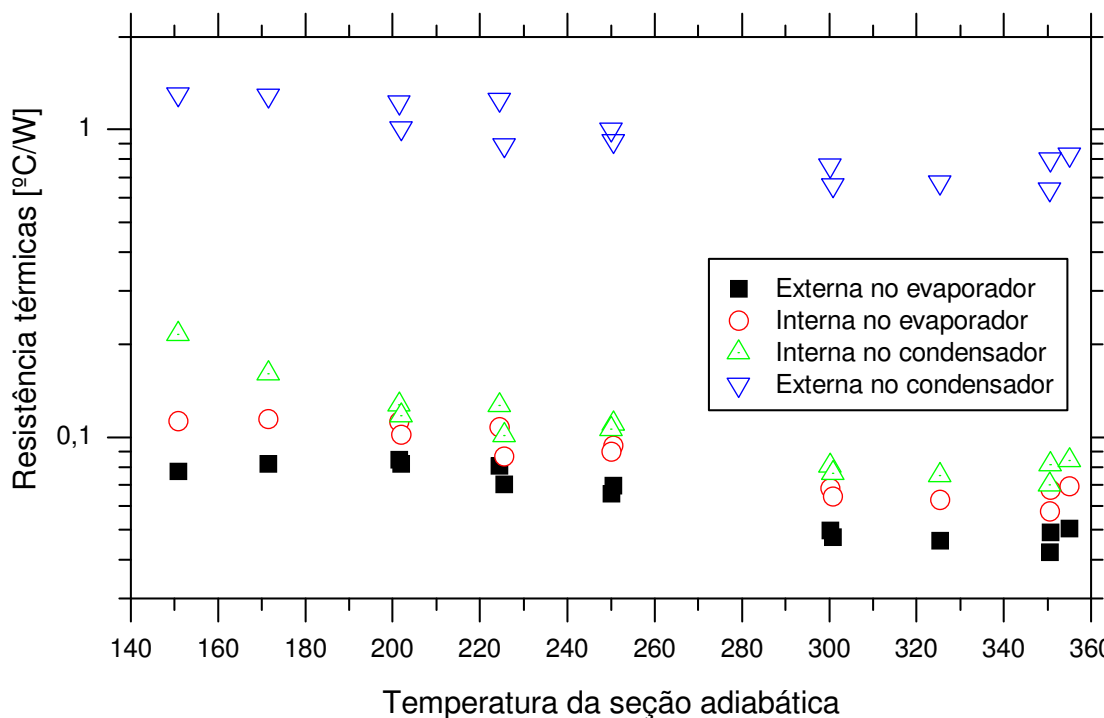


Figura 5.5 – Resultados das resistências térmicas experimentais do termossifão com purga e sem gases não-condensáveis.

### 5.3.1 Resistências externas ao termossifão

As resistências térmicas externas ao termossifão são avaliadas primeiramente, pois essas resistências irão governar a intensidade do fluxo de calor que será transportado pelo termossifão e são importantes para a construção de novos aparatos de medição de termossifões bifásicos.

#### 5.3.1.1 Resistência externa do evaporador

A resistência externa do evaporador envolve principalmente a resistência de contato entre o bloco aquecedor e a parede externa do evaporador. Parâmetros como a rugosidade das superfícies e a pressão entre os materiais influenciam essa resistência. É importante salientar que a pressão varia com a temperatura devido à dilatação diferencial dos materiais, que a rugosidade da superfície não é conhecida e que está comprometida com as ranhuras presentes no bloco de alumínio devido à reutilização do aquecedor. Assim, devido



às incertezas associadas à obtenção destes parâmetros, é muito difícil utilizar um modelo teórico para prever a resistência de contato entre o bloco de resistências e o evaporador.

Na verdade, a determinação experimental da resistência externa ao evaporador é importante para a construção dos próximos aparatos para teste de termossifões bifásicos e para comparação das condições oferecidas pelo aparato com as condições reais de operação. A Figura 5.6 mostra a resistência térmica externa do evaporador em função da temperatura da seção adiabática, para todas as condições testadas e para todas as condições experimentais. Esta resistência é importante para a construção dos próximos aparatos de para teste de termossifões bifásicos.

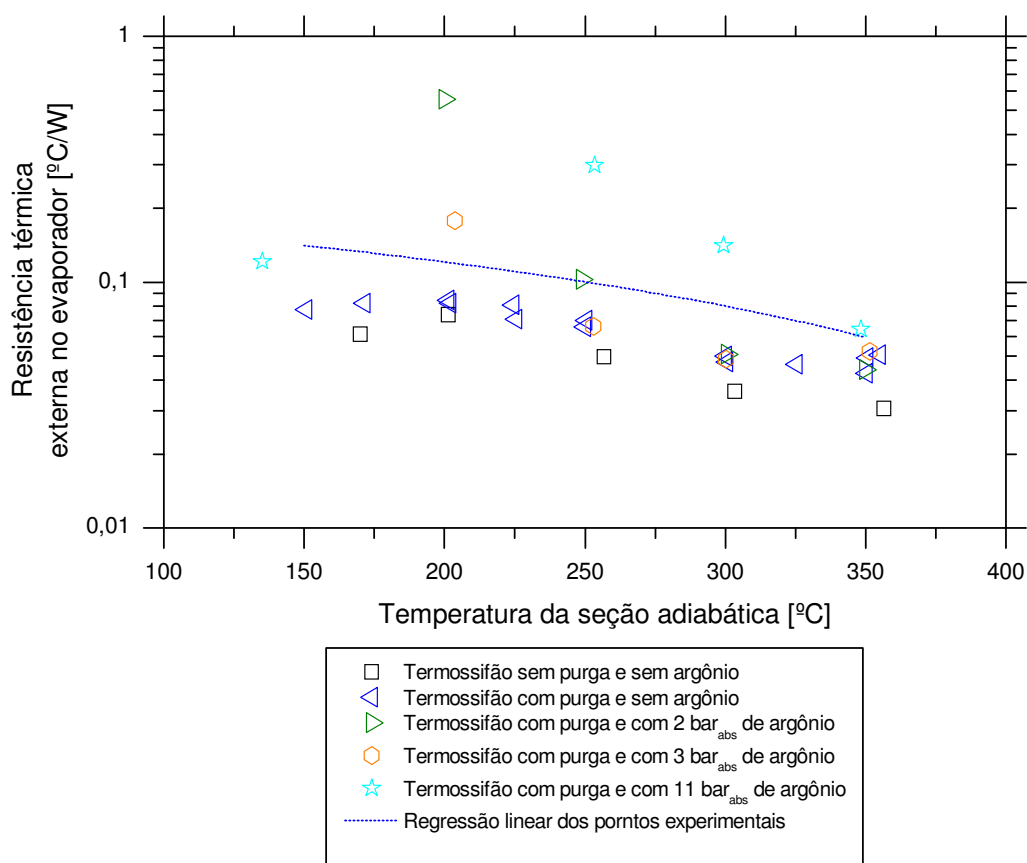


Figura 5.6 – Resultados experimentais e a curva de regressão linear dos dados experimentais da resistência térmica externa do evaporador em função da temperatura da seção adiabática.

Também foi realizada uma regressão linear da resistência térmica externa pelo método dos mínimos quadrados para todos os pontos experimentais a partir da equação:

$$R_{ext, evap}(T_{adiab}) = a + bT_{adiab} \quad (5.5)$$

As constantes foram determinadas a partir dos dados experimentais, e são:

$$\begin{aligned} a &= 0,2024 \\ b &= -0,000408 \\ RMS_{fracionado} &= 64,55\% \end{aligned} \quad (5.6)$$

onde  $RMS_{fracionado}$  é o valor quadrático médio fracionado definido por:

$$RMS_{fracionado} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[ \frac{x_{i, calculado} - x_{i, medido}}{x_{i, medido}} \right]^2} \cdot 100 \quad (5.7)$$

A curva obtida a partir desta regressão linear está apresentada na Figura 5.6 junto com os pontos experimentais. Esse resultado mostra que a resistência entre o bloco de aquecimento e o tubo termossifão é relativamente baixa nas condições experimentais. Para as taxas de calor máximas transportadas, a máxima diferença de temperatura entre a temperatura média do bloco de aquecimento e a temperatura média da parede externa do termossifão ficou abaixo de 60 °C. Essa diferença de temperatura é importante neste tipo de aparato que opera em temperaturas acima de 350 °C pois a integridade física das resistências elétricas e do próprio bloco de alumínio, que pode fundir-se com altas temperaturas, deve ser preservada. Também se observa da Figura 5.6, que a resistência externa no evaporador não depende do tipo de termossifão testado, como era de se esperar.

### 5.3.1.2 Resistência externa no condensador

As Figura 5.4 e 5.5 apresentadas anteriormente, evidenciam que a resistência térmica externa do condensador é a principal componente da resistência global do aparato experimental quando o tubo termossifão está na sua condição ideal, ou seja, após a purga e sem a introdução do argônio. Nesta seção, as resistências externas do condensador para todas as condições de teste são resumidas em um único gráfico na Figura 5.7 para serem

comparadas com os resultados do modelo analítico (circuito térmico da Figura 3.6), proposto no Capítulo 3.

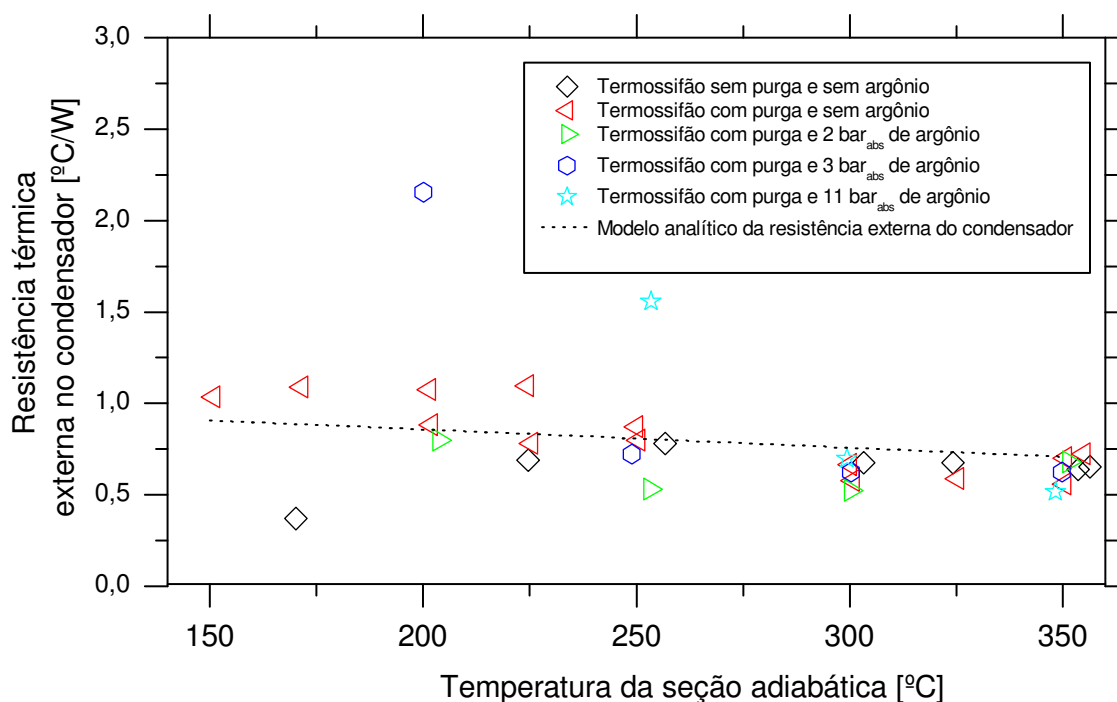


Figura 5.7 – Resultados experimentais e teóricos da resistência térmica externa do condensador em função da temperatura da seção adiabática.

Na Figura 5.7 percebe-se que a grande maioria dos pontos estão próximos ao resultado do modelo analítico, mostrado pela linha tracejada. Apenas dois pontos, relativos aos termossifões com uma quantidade maior de argônio (3 bar e 11 bar) apresentaram uma resistência térmica maior que a esperada quando operando a temperaturas abaixo de 300 °C. Atribui-se isso a baixa taxa de calor transmitida que aumenta muito a incerteza na medição. Conclui-se que a resistência externa ao condensador mostrou-se aproximadamente constante por toda a faixa de aplicação e que o modelo analítico (Figura 3.6) prevê bem a transferência de calor na região externa ao tubo no condensador. Isso é importante, pois mostra que esta metodologia de cálculo pode ser utilizada para a construção de outros aparatos para atingir uma determinada taxa de calor transmitida. Novamente, esta resistência se mostrou fracamente dependente do nível de temperatura do termossifão, mas independente do tipo de termossifão que está sendo testado.

### 5.3.2 Resistências internas do termossifão

A obtenção das resistências internas do termossifão é um dos objetivos principais desta dissertação. Estas são apresentadas na forma de duas resistências internas: uma entre a temperatura da parede externa do evaporador e a temperatura interna do termossifão, assumida ser igual à temperatura da seção adiabática (resistência interna no evaporador) e a outra que é a resistência interna do condensador, que está entre a temperatura da seção adiabática e a parede externa do condensador.

Salienta-se aqui que a modelagem da resistência interna do termossifão como duas resistências em série é de extrema valia para a fase de pré-projeto e projeto dos trocadores de calor com termossifões bifásicos. Esta divisão fornece aos softwares informações importantes para a definição do nível de temperatura em que esse tubo vai operar. Em muitos casos, a razão entre a resistência interna do evaporador e a resistência interna do condensador é mais importante do que a precisão com que a resistência total desse tubo é determinada.

Neste trabalho, se assume que a influência da presença dos gases não condensáveis é desprezível no evaporador, mas, no condensador, esta não pode ser negligenciada, determinando o coeficiente de troca térmica interna nesta região. Portanto, o efeito da presença desses gases é tratado separadamente para cada configuração do tubo testado.

#### 5.3.2.1 Resistência interna do evaporador

Os valores da resistência interna do evaporador, para todas as condições de teste são apresentados na Figura 5.8 em função da temperatura da seção adiabática. Nesta figura são apresentadas algumas curvas obtidas a partir das correlações empíricas obtidas na literatura somadas a condução na parede interna, conforme relatado no Capítulo 2. Nota-se que a maioria dos pontos experimentais se situam entre as correlações de STEPHAN e ABDELSALAM (1980) e a correlação de FORTER e ZUBER (1955), entretanto, como se verá adiante, a incerteza experimental é da ordem de grandeza dos valores medidos. Os pontos que estão com valores maiores foram obtidos nas condições mais adversas de medição que correspondem aos carregamentos com mais argônio (3 e 11 bar) em temperaturas abaixo de 300 °C. Sendo assim, esses pontos apresentam uma incerteza experimental bem maior, o que permite desconsiderá-los na análise.

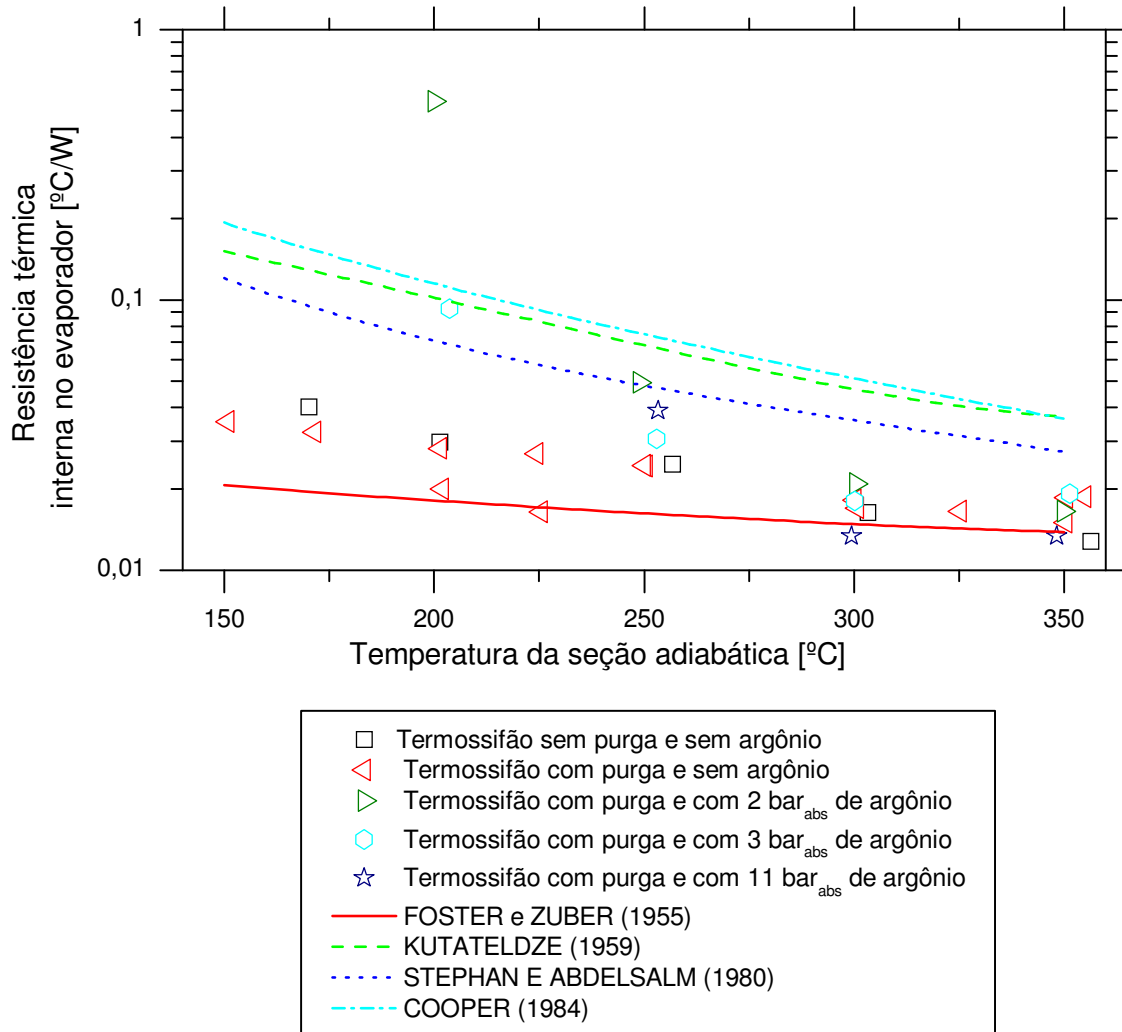


Figura 5.8 - Resistência térmica interna no evaporador versus a temperatura da seção adiabática para todas as condições testadas.

A resistência interna no evaporador subtraída do efeito da resistência térmica devido à condução na parede, resulta no coeficiente de transferência de calor interno mostrado na Figura 5.9.

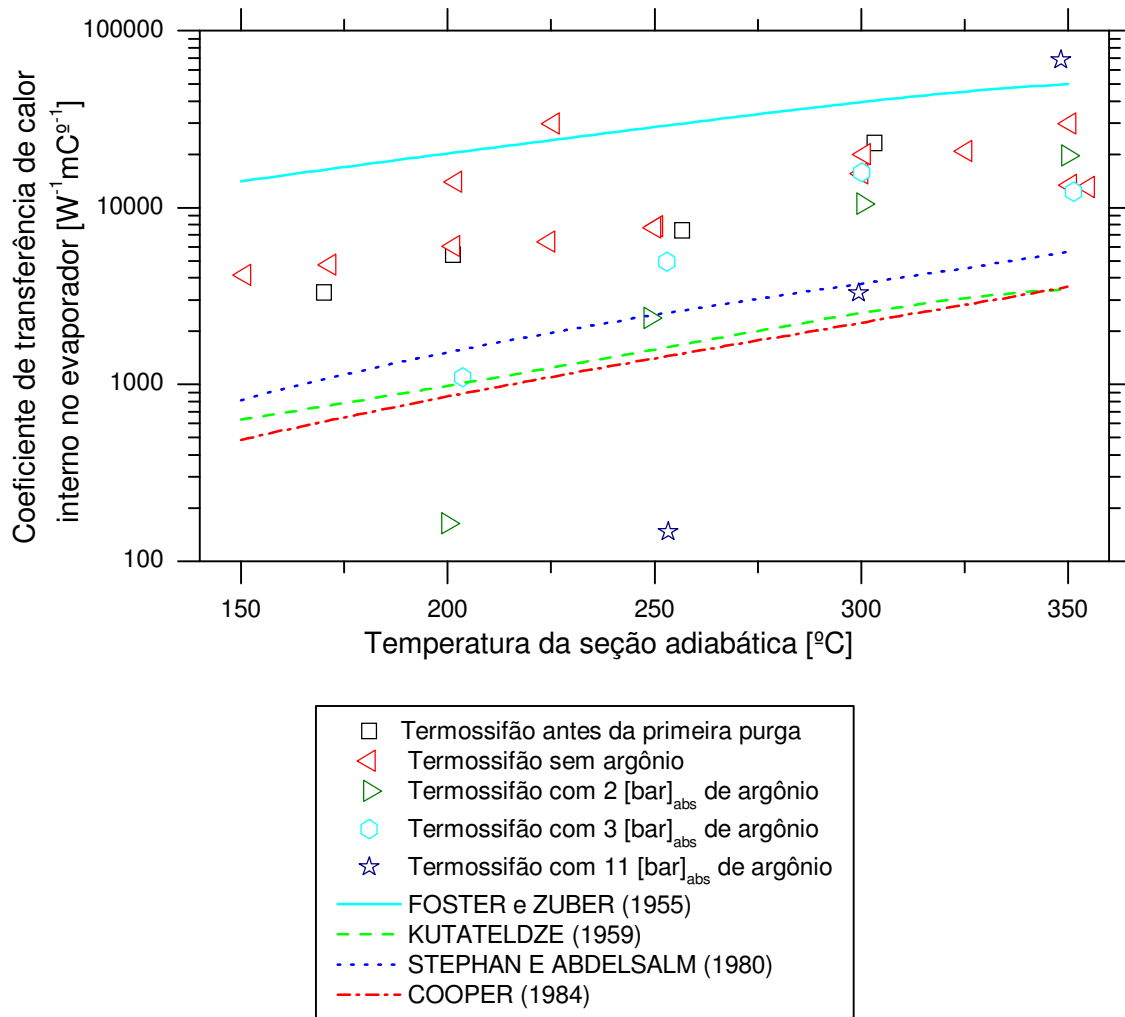


Figura 5.9 – Coeficiente de transferência de calor para a resistência térmica no evaporador versus a temperatura da seção adiabática para todas as condições testadas.

Tomando-se a Figura 2.2, pode-se observar que os valores dos coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente estão na região onde se encontram a maioria dos coeficientes de transferência de calor para ebulição de líquidos, segundo BEJAN, *et al.* (1996).

### 5.3.2.2 Resistência interna no condensador sem gás não-condensável

Primeiramente, a resistência térmica e o coeficiente de transferência de calor são avaliados apenas para os pontos experimentais obtidos com o tubo com purga e sem argônio, ou seja, com o tubo sem gases não condensáveis. A Figura 5.10 apresenta a resistência térmica interna no condensador em função da temperatura da seção adiabática

para o tubo sem gases não condensáveis. São também apresentadas curvas teóricas baseadas em correlações da literatura, conforme mostrado no Capítulo 2.

Percebe-se que a resistência interna no condensador medida experimentalmente é menor que a prevista pelas três correlações de condensação. Nesta figura se observa que, tirando os dois primeiros pontos obtidos para temperaturas mais baixas, os demais pontos comparam melhor com a curva obtida a partir da correlação de KAMINAGA (1997), tanto em termos de diferenças de temperaturas, quanto em termos de tendências do comportamento em função do nível de temperatura. O decréscimo no desempenho do tubo em temperaturas mais baixas é atribuído à presença de uma pequena quantidade de gases não condensáveis que não foram retirados no procedimento de purga.

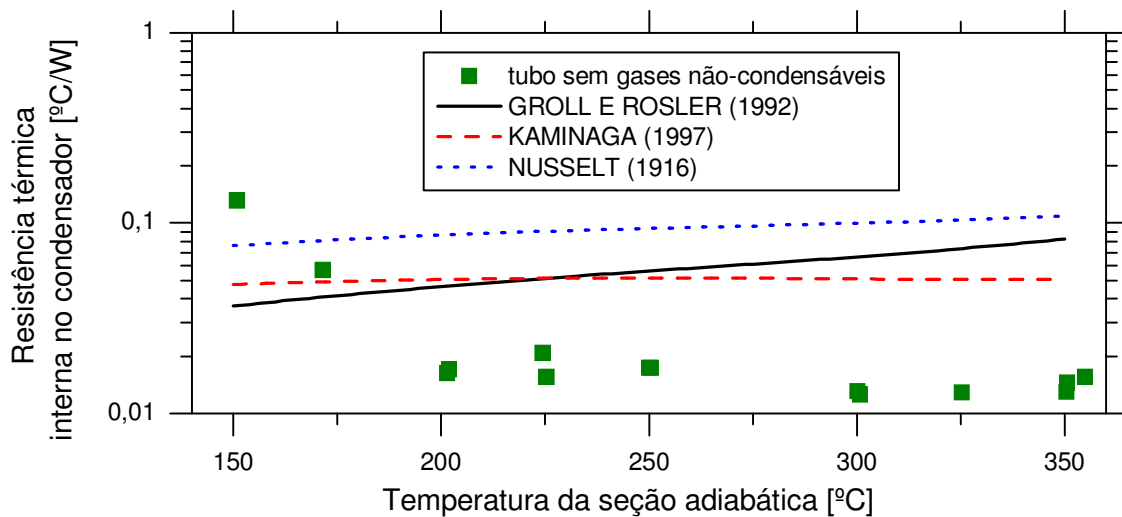


Figura 5.10 – Resistência térmica no condensador versus a temperatura da seção adiabática sem gases não-condensáveis.

Seguindo o mesmo procedimento adotado para a resistência interna no evaporador, o coeficiente de transferência de calor no condensador é obtido diminuindo-se a parcela relativa à condução da parede, resultando nas curvas apresentadas na Figura 5.11.

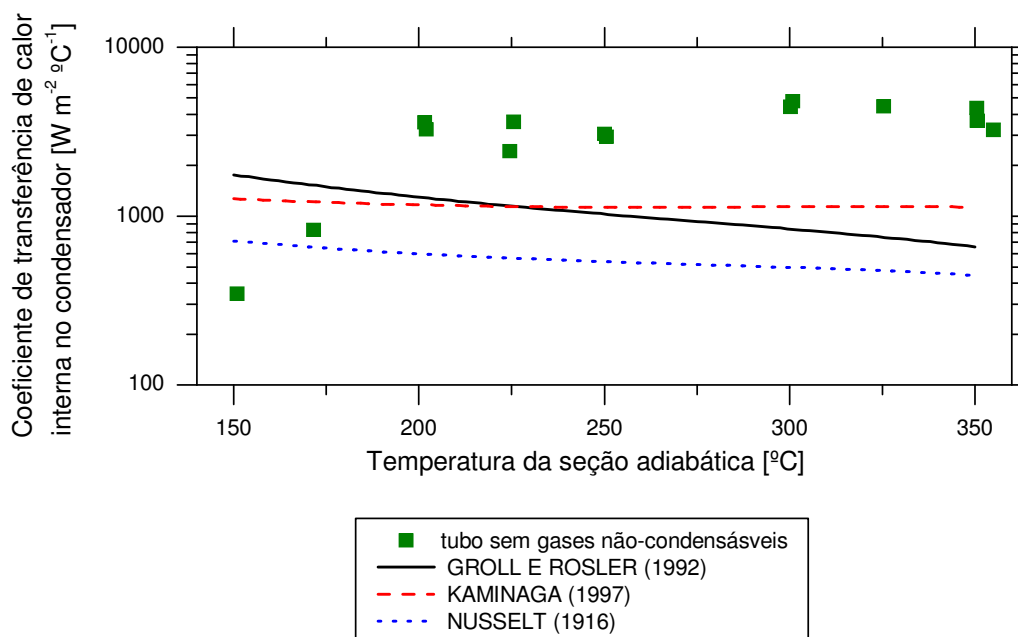


Figura 5.11 – Coeficiente de transferência de calor para a resistência térmica no condensador versus a temperatura da seção adiabática para todas as condições testadas.

### 5.3.3 Resistência interna no condensador com gás não-condensável

Os gases não-condensáveis influenciam fortemente a resistência interna do termossifão de naftaleno, especialmente em temperaturas mais baixas, conforme mostra a Figura 5.4. Isto ocorre porque o volume dos gases que se acumulam na parte superior do tubo termossifão aumenta com a diminuição da pressão interna, seguindo a tendência mostrada nos modelos desenvolvidos no Capítulo 3.

Como o aumento da resistência térmica está associado ao comprimento útil do tubo, conforme os modelos propostos, um estudo dos perfis de temperatura do tubo é realizado com base nos dados dos tubos com quantidades conhecidas de argônio, conforme a Tabela 4.1. As medições de temperaturas ao longo do tubo são utilizadas para a obtenção de perfis de temperaturas analíticos (Eq. (3.22)) por regressão não linear pelo método dos mínimos quadrados, que permitam a obtenção do comprimento útil experimental. Com a obtenção experimental do comprimento útil essa informação é avaliada e comparada com o comprimento útil obtido pelo modelo teórico (Eq. (3.15)). Então, a resistência térmica



interna do condensador é calculada para a presença de uma quantidade conhecida de gases não condensáveis.

Os perfis de temperatura do termossifão sem purga e sem argônio, ou seja, antes da purga inicial, são mostrados em um gráfico de temperatura versus distância a partir do início do evaporador na Figura 5.12. Neste gráfico, os pontos retangulares representam as temperaturas obtidas por cada termopar, sendo que os pontos posicionados na abscissa 35,2 cm e preenchidos na cor verde referem-se aos termopares que estão na posição intermediária da seção adiabática. Estas temperaturas são consideradas como sendo as temperaturas da seção adiabática e são representativas da temperatura do vapor de naftaleno dentro do termossifão. Cada curva do gráfico representa uma condição de regime permanente atingida para uma dada taxa de calor fornecida na região do evaporador. Nessa figura percebe-se claramente uma queda súbita na temperatura do tubo na região do condensador. Essa queda na temperatura ocorre aproximadamente no meio do comprimento do tubo quando a temperatura da seção adiabática é de aproximadamente 150 °C. Conforme a temperatura da seção adiabática aumenta, a queda acentuada de temperatura se desloca para a extremidade do condensador. A máxima temperatura da seção adiabática atingida durante os testes é de aproximadamente 350 °C, que é uma temperatura considerada máxima para garantir a integridade do aparato de medição.

As curvas traço-ponto da Figura 5.12 são obtidas a partir de uma regressão nos pontos experimentais utilizando a função mostrada na Eq. (3.22). Nessa regressão, quatro parâmetros da curva são encontrados: a temperatura da seção adiabática, a temperatura da segunda inflexão da curva sigmóide, a correspondente posição dessa inflexão no tubo (que representa a posição da interface gás-vapor) e o parâmetro “s”, que regula a inclinação da curva na segunda inflexão. O parâmetro “s” da primeira inflexão, ou seja, da inflexão que corresponde à seção adiabática, é definido como uma constante igual a 10 para todas as curvas neste trabalho. Os outros parâmetros que compõem a curva são obtidos diretamente dos dados experimentais, sem a necessidade de regressão, e se resumem na temperatura média no evaporador e na temperatura na extremidade do condensador.



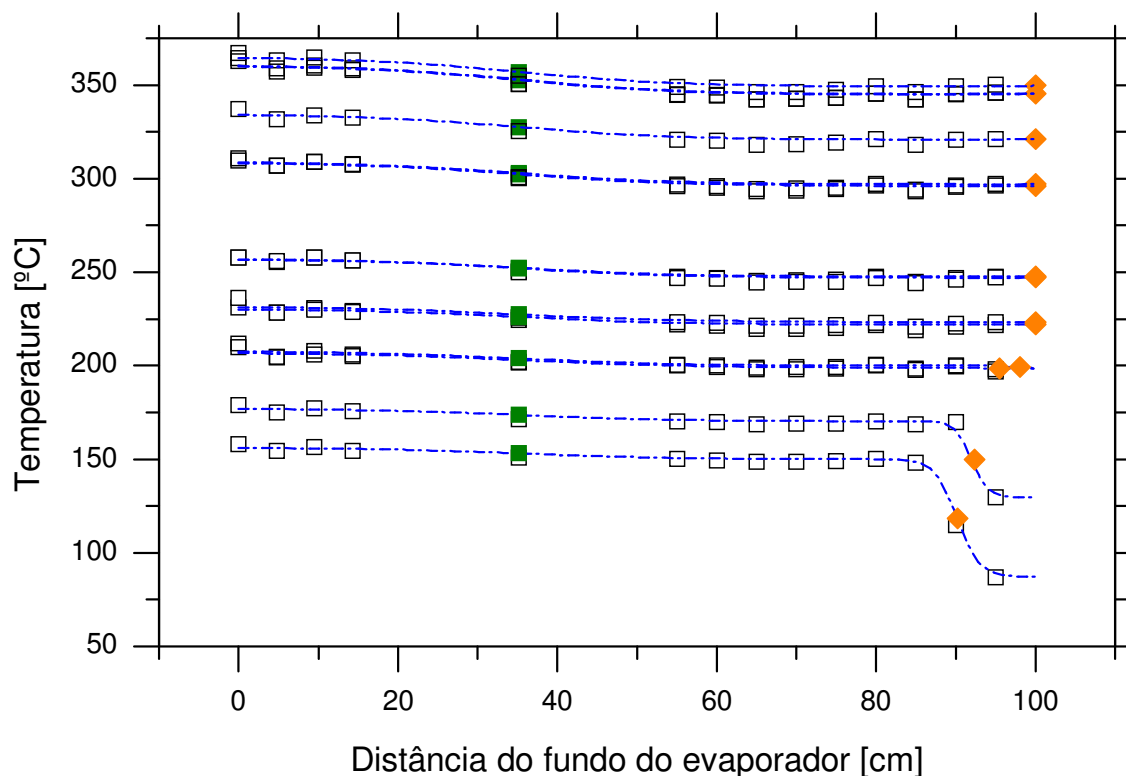


Figura 5.13 – Temperatura da parede externa do tubo em função da distância a partir da extremidade do evaporador para o termosifão após a purga inicial, chamado de termosifão no termosifão com purga e sem argônio.

Para avaliar o modelo proposto, onde o decréscimo de temperatura é considerado como sendo resultante da presença dos gases não condensáveis, segue a análise dos perfis de temperatura de três condições de carregamento de argônio na Figura 5.14, que mostra a influência dos gases não-condensáveis no perfil de temperatura dos termosifões de naftaleno. A Figura 5.14 (a) mostra o perfil obtido para o tubo com purga e sem argônio (mesma condição da Figura 5.13) com um perfil de temperatura bastante homogêneo; as Figura 5.14 (b), (c), (d) mostram, respectivamente, o perfil de temperatura para o tubo carregado com 1, 3 e 11 bar de argônio.

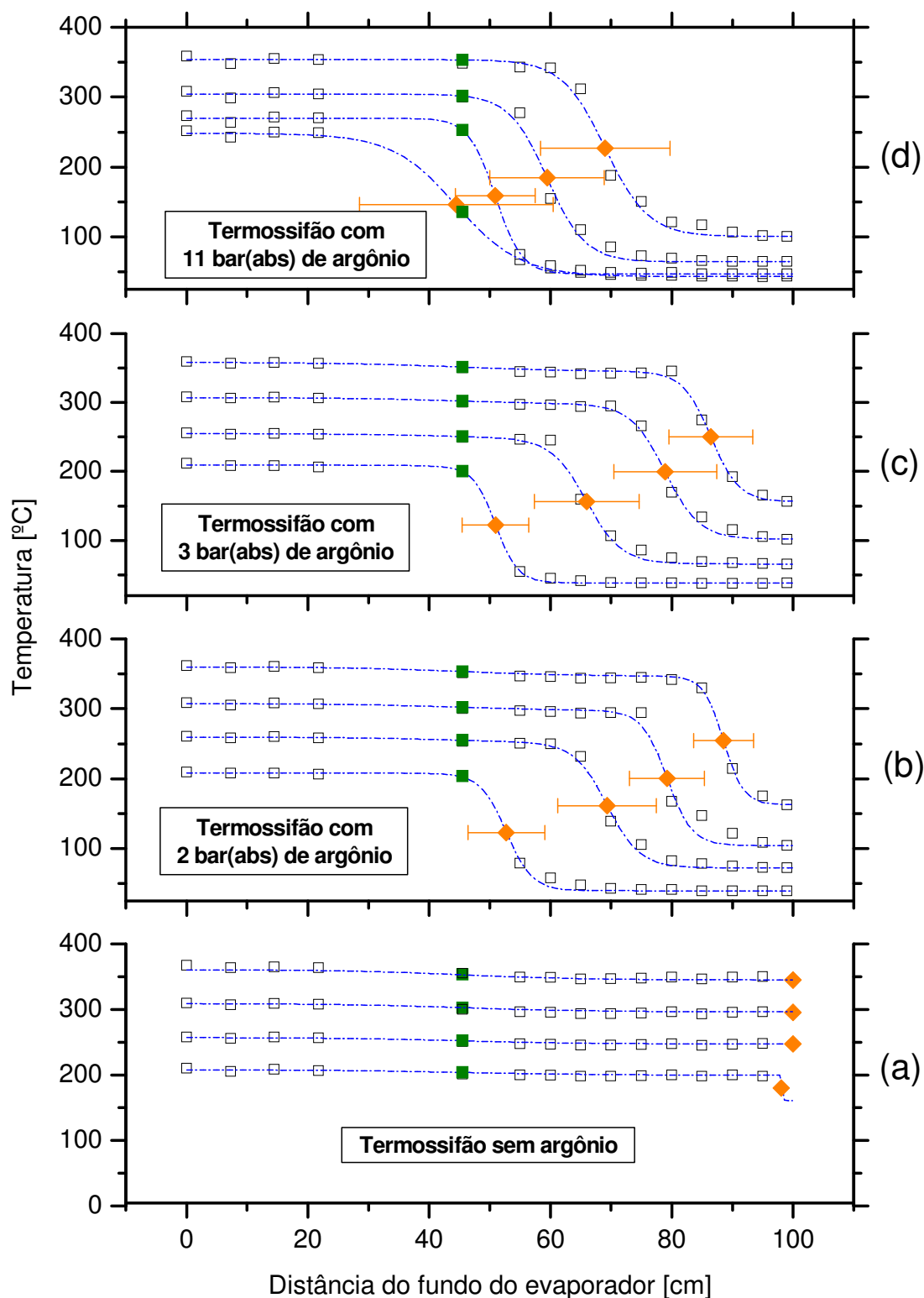


Figura 5.14 – Temperatura da parede externa do tubo em função da distância do fundo do evaporador para quatro condições: (a) termossifão sem argônio, (b) termossifão com 2 bar de argônio, (c) termossifão com 3 bar de argônio, (d) termossifão com 11 bar de argônio.

Nos perfis de temperatura mostrados na Figura 5.14, os pontos retangulares preenchidos com a cor verde e na posição  $x=35,2$  cm mostram a temperatura na seção adiabática, enquanto os pontos trapezoidais mostram a segunda inflexão da curva, considerada como sendo a posição da interface entre vapor e gás não-condensável. A barra de incerteza mostrada na segunda inflexão da curva (posição da interface vapor-gás) tem o seu comprimento total igual a 10 vezes o parâmetro  $s$  obtido da regressão linear da Eq. (3.22). O valor de 10 vezes o parâmetro  $s$  cobre a distância entre os dois patamares.

A Figura 5.15 representa de uma forma mais sucinta a posição da interface entre o vapor e o gás não condensável em função da temperatura na seção adiabática (os pontos trapezoidais da Figura 5.14 em função dos pontos verdes retangulares na Figura 5.14). A partir deste gráfico (Figura 5.15), obtém-se uma medida do comprimento útil do tubo termossifão em função da temperatura na seção adiabática.

O termossifão na com purga e sem argônio praticamente não tem o seu comprimento útil afetado pela presença dos gases não-condensáveis. Para esse caso, quando as temperaturas da seção adiabática são maiores que  $220$  °C, o termossifão não sente a presença dos gases não condensáveis. Já o termossifão carregado com argônio a  $11$  bar(abs), operando em temperaturas da seção adiabática menores que  $260$  °C tem o seu condensador completamente inutilizado. Observa-se que para as condições de operação do tubo carregado com  $2$  bar(abs) e com argônio a  $3$  bar(abs) são intermediárias e apresentam praticamente o mesmo comprimento útil para as mesmas temperaturas

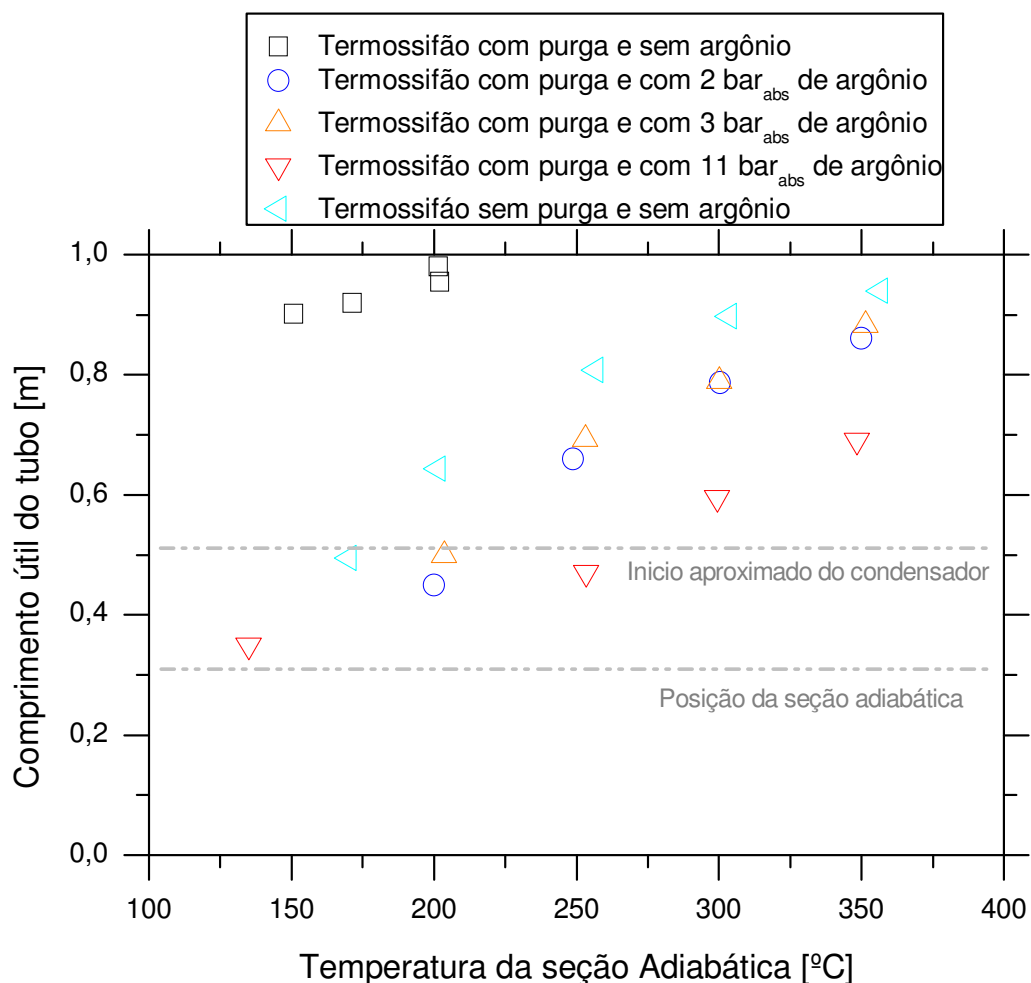


Figura 5.15 – Posição da interface vapor-gás versus a temperatura da seção adiabática para as condições: termossifão com purga e sem argônio, sem purga e sem argônio, sem purga e com argônio a 2 bar(abs), sem purga e com argônio a 3 bar(abs), sem purga e com argônio a 11 bar(abs).

Como já observado, a Figura 5.15 apresenta os comprimentos úteis experimentais dos tubos. Porém essa informação não é suficiente para o cálculo da resistência térmica interna, pois a resistência térmica, dada pela Eq. (3.6), é definida como a razão entre a diferença de temperatura e a taxa de calor transmitida. No caso da resistência interna do condensador, esse diferencial é determinado pela diferença entre a temperatura da seção adiabática (a temperatura mais alta, localizada no início do condensador) e a temperatura média do condensador.

O perfil de temperatura no condensador é obtido por 18 termopares que medem as temperaturas em 9 posições longitudinais, ou seja, valor de temperatura para cada posição longitudinal é calculado pela média aritmética de dois termopares soldados na mesma posição longitudinal porém em pontos diferentes no diâmetro do tubo. Os pontos obtidos são ajustados por regressão para as curvas sigmóides, que, por sua vez, fornecem, com satisfatória concordância (ver incertezas experimentais adiante), uma função para o perfil de temperaturas do condensador. Esse perfil de temperatura contínuo é importante nos tratamentos dos dados devido ao grande gradiente de temperatura observado que é resultante da presença de gases não-condensáveis. Uma vez que a quantidade de termopares instalados não é suficiente para descrever o perfil satisfatoriamente, as curvas obtidas por regressão ajudam a interpolar as temperaturas.

A temperatura média experimental do condensador pode ser definida de duas formas. A primeira, que foi utilizada na obtenção dos gráficos de resistência global do aparato apresentados na Figura 5.4, corresponde à média aritmética dos termopares do condensador. A segunda corresponde à média integral da função contínua de temperatura experimental, obtida pela regressão das curvas sigmóides. Ambas as definições de temperaturas médias apresentam erros, resultado da falta de informação na região dos gradientes térmicos. Nesse trabalho adota-se a média integral da curva sigmóide para a obtenção das temperaturas médias.

Com base nas hipóteses adotadas no Capítulo 3, a resistência interna é calculada valendo-se da definição de comprimento efetivo do tubo, comprimento no qual a condensação ocorre com o mesmo coeficiente encontrado no termosifão com purga e sem argônio. Considera-se também que na região do tubo bloqueada pelos gases não condensáveis, não ocorre troca de calor.

Utilizando-se a curva sigmóide de temperatura em função da distância do início do evaporador  $T(x)$ , a resistência térmica interna do condensador medida experimentalmente pode ser calculada de duas formas. Na primeira, calcula-se a temperatura média do condensador, utilizando-se todo o comprimento do condensador conforme a equação:

$$R_{\text{int,cond}} = \frac{T_{\text{adiab}} - \left( \frac{1}{L_{\text{cond}}} \int_0^{L_{\text{cond}}} T(x) dx \right)}{Q} \quad [^{\circ}\text{C/W}] \quad (5.8)$$

Onde,  $R_{\text{int,cond}}$  é a resistência interna do condensador,  $T_{\text{adiab}}$  é a temperatura adiabática,  $L_{\text{cond}}$  é o comprimento do condensador,  $T(x)$  é a temperatura em função da distância do fundo do evaporador obtida pela função sigmoideal e  $Q$  é a taxa de calor transmitida.

Na segunda, utiliza-se o comprimento efetivo do condensador para o cálculo da temperatura média do condensador, substituindo o comprimento total do tubo pelo comprimento efetivo, conforme a equação:

$$R_{\text{int,cond,efetivo}} = \frac{T_{\text{adiab}} - \left( \frac{1}{L_{\text{cond,efetivo}}} \int_0^{L_{\text{cond,efetivo}}} T(x) dx \right)}{Q} \quad [^{\circ}\text{C/W}] \quad (5.9)$$

onde, as variáveis são as mesmas da Eq. (5.8) exceto pelo comprimento efetivo do condensador ( $L_{\text{cond,efetivo}}$ ).

A Figura 5.16 ilustra estas diferentes definições de temperatura média do condensador, conforme as Eqs. 5.4 e 5.5. Utilizando-se a temperatura média de todo o condensador, um coeficiente de transferência de calor é obtido para todo o condensador; já utilizando-se o comprimento efetivo, uma temperatura média do condensador é obtida até o ponto de inflexão da curva sigmóide.





necessariamente entre a temperatura da seção adiabática e a temperatura da fonte fria (temperatura externa do condensador), obtém-se uma região onde a frente de gás deveria estar localizada.

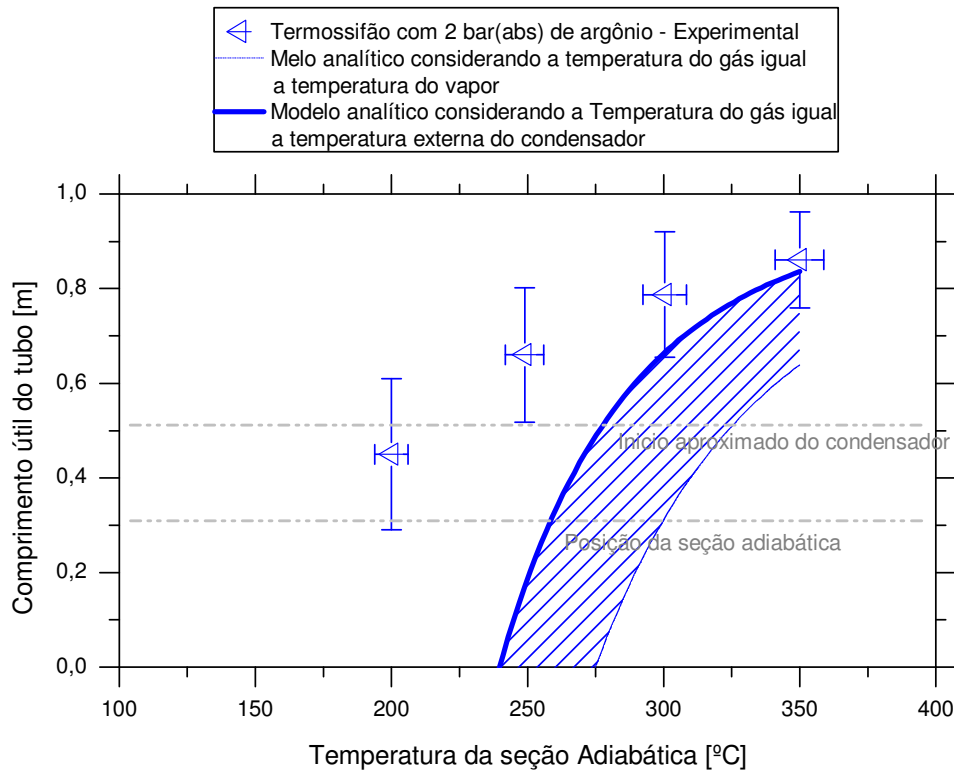


Figura 5.17 – Resultado teórico e experimental da posição da interface vapor-gás versus a temperatura da seção adiabática para o termossifão com 2 bar de argônio.

A partir da Figura 5.17, observa-se que o modelo se mostrou excessivamente conservativo na previsão do comprimento útil do tubo em todas as condições, ou seja, superestimou o volume inutilizado, em termos de trocas térmicas, pelo gás não condensável. Esse erro pode estar associado à uma região de intensa mistura entre o gás não condensável e o naftaleno, hipótese suportada principalmente pelo suave decréscimo observado entre a temperatura do vapor e dos gases não condensáveis. Porém, essa suavização do perfil de temperaturas pode também estar associada à homogeneização da temperatura no aparato experimental, devido à cavidade entre o tubo e o calorímetro de água, a qual é preenchida com ar (ver Capítulo 2).

Um aparato de vidro para a visualização dos fenômenos internos do termossifão de naftaleno foi desenvolvido em paralelo com o aparato de medição descrito anteriormente.. Este permite uma visualização de vários fenômenos, como a solidificação do naftaleno, a sublimação, dessublimação e a operação normal. A Figura 5.18 mostra duas fotografias. A primeira, do termossifão inteiro e a segunda, de uma região considerada como parte do condensador, visto que o termossifão de vidro não tem região adiabática. Nessas imagens, infere-se visualmente que existe um intenso arraste de líquido pelo vapor. Isso condiz com os cálculos dos modelos de arraste de líquido da Figura 3.16, que já indicavam a grande tendência de arrastar o líquido para a região do condensador. Esse líquido arrastado provavelmente adentra a região do gás, criando uma região de mistura. Presume-se que nessa região de mistura continua ocorrendo a condensação, tornando essa região termicamente ativa, e, conforme a concentração de argônio vai aumentando na mistura, a condensação vai diminuindo até que a condensação cessa com a proximidade da extremidade do condensador. Esse efeito de arraste de líquido, normalmente indesejável, acaba por aumentar o comprimento efetivo do tubo com a presença dos gases não condensáveis.

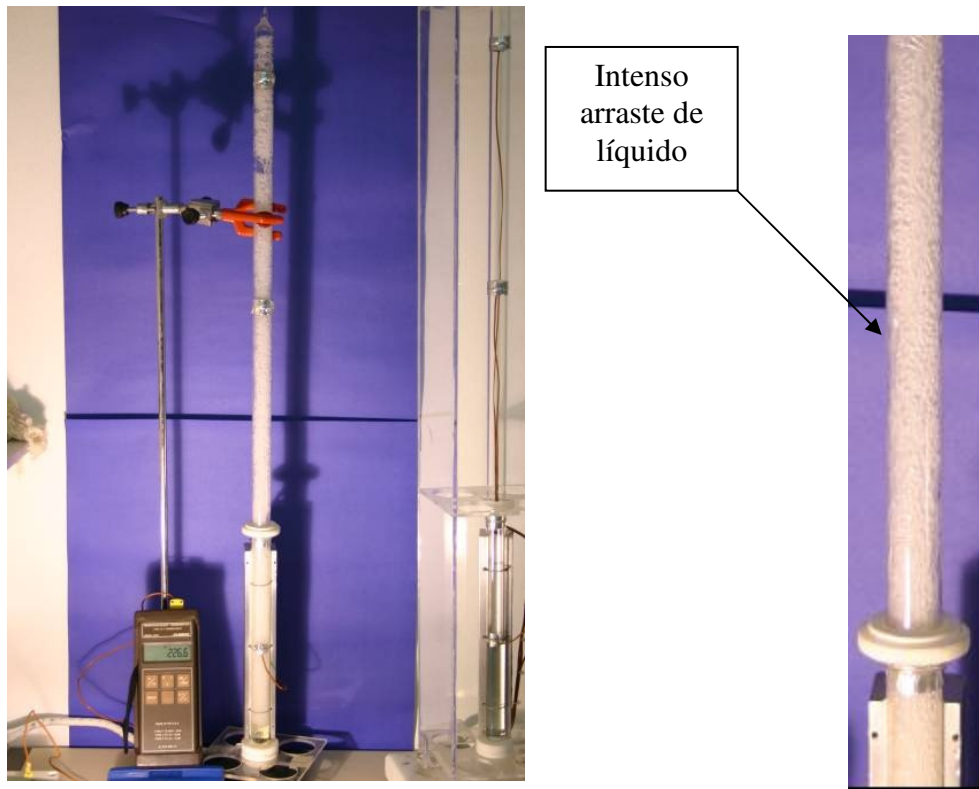


Figura 5.18 – Imagem do termossifão de vidro operando com naftaleno a 226 °C mostrando um intenso arraste de líquido.

Os coeficientes de transferência de calor na região do evaporador e do condensador são dados de entrada necessários para o cálculo da resistência total a partir do modelo proposto no presente trabalho. Esses coeficientes podem ser obtidos das correlações ou dos dados experimentais para o termossifão sem gases não condensáveis (termossifão com purga e sem argônio). Como os coeficientes de transferência de calor na região do condensador obtidos pelas correlações implementadas são menores que os coeficientes encontrados experimentalmente, no presente trabalho adotou-se a correlação de KAMINAGA (1997) para o coeficiente de transferência de calor no condensador e a correlação de COOPER (1984) para a região do evaporador.

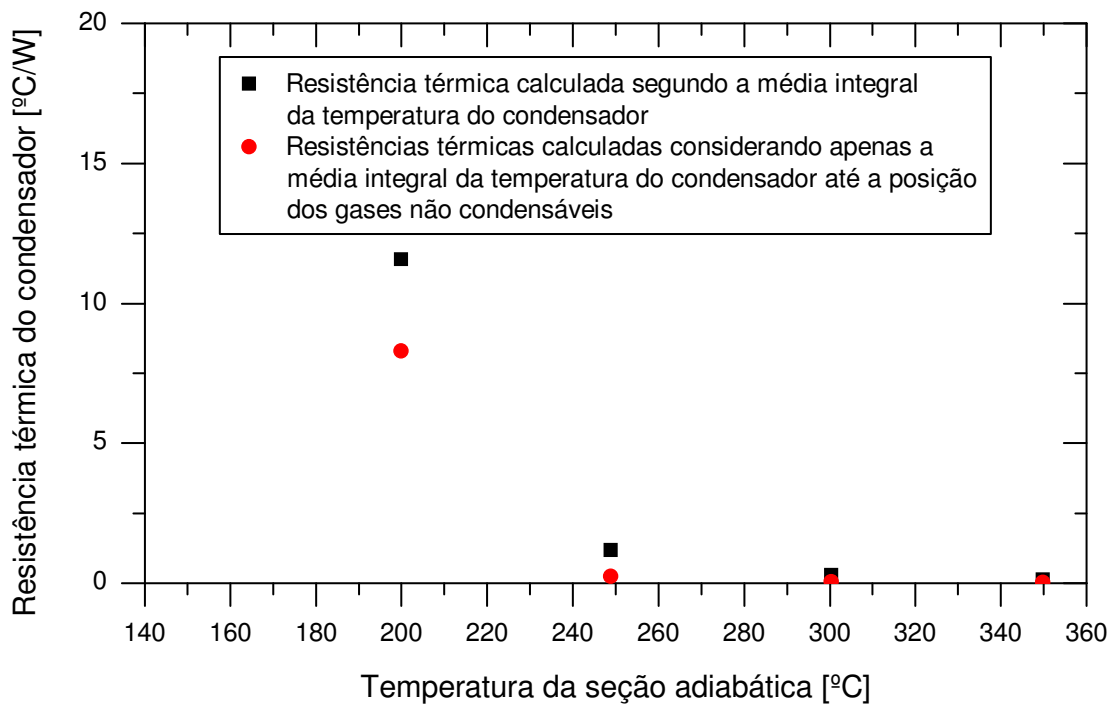


Figura 5.19 – Resistências térmicas calculadas segundo a média integral da posição de todo o condensador e segundo a média integral para apenas a região efetiva do condensador versus a temperatura da seção adiabática para o termosifão com 2 bar de argônio.

A Figura 5.19 mostra o valor da resistência térmica do condensador em função da temperatura da seção adiabática, a partir das Equações 5.4 e 5.5. Verifica-se que as duas formas de se calcular a resistência térmica resultam em valores semelhantes de resistência térmica para temperaturas da seção adiabática altas, aumentando a diferença à medida que a temperatura diminui.

### 5.3.5 Análise das incertezas nas medições e diferenças entre o modelo analítico e os resultados experimentais

Nesta seção será apresentado um resumo do estudo das incertezas experimentais envolvidas nas medições. A análise completa deste estudo está mostrada no ANEXO A.

As principais fontes de incerteza observadas no experimento são: a incerteza padrão (INMETRO, 2003) de medição de temperatura e a incerteza da taxa de calor útil transmitida pelo tubo.

A incerteza de medição de temperatura é de no máximo 1,3 °C para diferença de temperaturas no evaporador e de 1,9 °C no condensador. A incerteza máxima para os valores absolutos de temperaturas são significativamente maiores, ou seja, de 4,3 °C para as temperaturas do evaporador e 4,9 °C para as temperaturas do condensador, devido ao critério de regime permanente adotado. Percentualmente, pode-se considerar que essas incertezas são baixas, tendo em vista o nível de temperatura sempre acima de 150 °C.

A incerteza na obtenção do valor da taxa de calor fornecida é a principal fonte de erro nos cálculos da resistência térmica e do coeficiente de transferência de calor. O valor máximo desta incerteza é de 24,12 W. Contribuíram para esse valor, a incerteza dos termopares que medem a entrada e a saída de água do condensador, mas principalmente a variação da vazão de água no calorímetro, que oscilou mais do que esperado ( $\pm 0,0032$  g/s) durante os testes experimentais. Esse valor corresponde a aproximadamente 5% das taxas de calor máximas transmitidas nos testes experimentais de altas temperaturas para o termossifão com purga e sem argônio e mais de 100% para as condições em que o condensador é bloqueado completamente pelos gases não condensáveis.

A Figura 5.20 mostra a incertezas nas medições das resistências internas para o tubo com purga e sem gases não-condensáveis. Quando o tubo opera normalmente, o aparato apresenta uma incerteza razoável, resultante principalmente da contribuição da incerteza na vazão de água no calorímetro que retira o calor do condensador e pelo pequeno diferencial de temperatura entre o evaporador e o condensador que o termossifão operando normalmente apresenta.

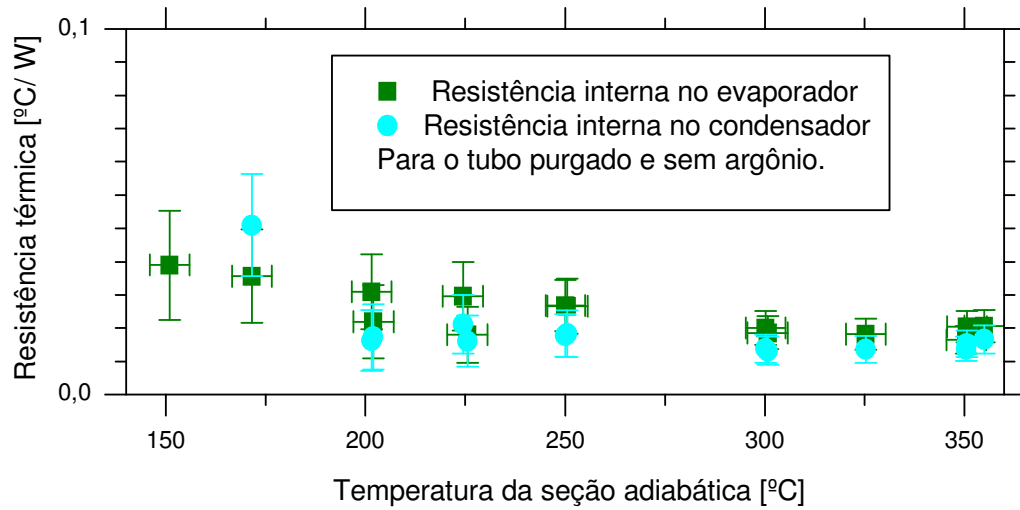


Figura 5.20 – Incertezas da resistência térmica para o tubo com purga e sem argônio, (taxas de calor variando de 113 a 603 W)

A Figura 5.21 apresenta as incertezas para o termossifão com argônio a 2 bar(abs), mostrando que quando a temperatura de operação do tubo decresce os gases não-condensáveis inutilizam o condensador e a taxa de calor transmitida cai drasticamente, chegando a valores de 13 W o que é menor que a incerteza de medição que é aproximadamente constante e de 24,12 W. Portanto as medições com o condensador bloqueado pelos gases não condensáveis devem ser interpretados de forma mais qualitativa. Porém, são muito importantes, pois mostram o avanço dos gases não-condensáveis na direção do evaporador, o que resulta em um efeito exponencial de depreciação da condutância do dispositivo. Os coeficientes de transferência de calor internos seguem o mesmo comportamento.

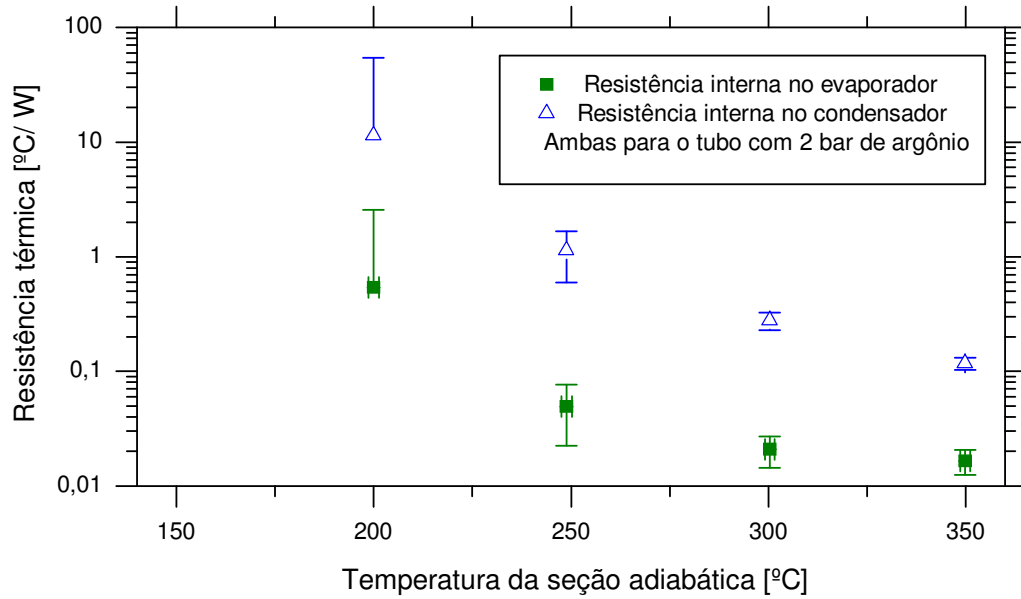


Figura 5.21 – Incertezas da resistência térmica para o tubo com purga e 2 bar de argônio, (taxas de calor variando de 13 a 433 W)

### 5.3 Conclusão

Neste capítulo foram apresentados os dados medidos para a resistência térmica e para os coeficientes de troca térmica, como dos modelos matemáticos desenvolvidos. É apresentada uma análise da influência da presença dos gases não condensáveis no desempenho térmico dos tubos termossifões. Finalmente é apresentado um resumo da análise experimental realizada no presente estudo.



## CAPÍTULO 6

### CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste estudo foi desenvolvido um estudo de termosifões que utilizam naftaleno como fluido de trabalho visando a aplicação em trocadores de calor que operam em temperaturas onde água não poderia ser utilizada como fluido de trabalho. Para isto foram desenvolvidos diversos modelos matemáticos para predição de diversos fenômenos em tubos termosifões. Também foi desenvolvido um protótipo experimental para reprodução das condições reais de operação de um termosifão. Neste aparato foram testadas várias configurações de tubos, partindo de testes onde o tubo funciona perfeitamente, sem a presença de gases não condensáveis e também em situações onde a qualidade do tubo é reduzida de maneira controlada a partir da inserção de gases não condensáveis no tubo. Este estudo permitiu que importantes conclusões fossem alcançadas.

A introdução do argônio mostrou que o desempenho térmico do termosifão de naftaleno é influenciado pela quantidade presente de gases não condensáveis, os quais se acumulam na extremidade superior do tubo, na região do condensador. A influência dos gases não condensáveis cresce com o decréscimo do nível de temperatura do tubo, representada pela temperatura da seção adiabática.

As análises das hipóteses adotadas no desenvolvimento do modelo térmico mostram que o decréscimo de desempenho do termosifão de naftaleno não se deu por efeitos de compressibilidade nem por condições onde as hipóteses do contínuo não são válidas, mas pela presença do gás acumulado que pode ser modelado como um gás ideal.

O estudo dos limites sônicos (taxa de calor máxima a ser transferida pelo tubo para que o vapor atinja a velocidade do som) mostra que os efeitos de compressibilidade podem diminuir a temperatura do final do condensador, se as taxas de calor transmitidas forem 10 vezes maiores que as taxas de calor transmitidas no presente aparato experimental. Essa condição de taxa de calor transmitida pode ser atingida em condições industriais se os termosifões forem utilizados em trocadores de calor cujos fluidos externos ao termosifão apresentem altos coeficientes de convecção. Um exemplo importante é a aplicação envolvendo o vapor saturado e líquidos trocando calor na região do condensador.

A presença significativa de gases não condensáveis no termossifão carregado sem a purga mostra que mesmo o naftaleno com 99,9 % de pureza apresentou uma quantidade grande de gases não condensáveis. Outra possível explicação é a adsorção de água; apesar de o naftaleno ser praticamente insolúvel em água, foi observado que o naftaleno sólido em escamas é higroscópico. Estes fatos mostram a necessidade da purga inicial, mesmo tomando os cuidados usuais na limpeza e no carregamento.

O coeficiente de transferência de calor interna no evaporador obtido nesse aparato experimental é de aproximadamente  $8 \text{ kW} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ . Esse coeficiente está dentro dos valores obtidos com correlações da literatura, porém a maioria das correlações mais recentes tende a valores de  $1 \text{ kW} \text{ m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ . Grandes diferenças são esperadas devido às condições da superfície interna do tubo. A descrição dos procedimentos de limpeza são uma boa referência para futuros trabalhos, e podem ter contribuído para aumentar o coeficiente de convecção. Infelizmente, a propagação das incertezas experimentais mostrou uma elevada incerteza no coeficiente de convecção obtido, o que não permite maiores conclusões. Projetos conservadores devem se basear na correlação de COOPER (1984), pois essa que resultou nos menores coeficientes de transferência de calor para o evaporador.

Para um termossifão sem gases não condensáveis o aparato experimental obteve um coeficiente de transferência de calor de  $4 \text{ kW} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$  na região do condensador, maior que todos os valores obtidos por correlações da literatura. Devido à alta incerteza experimental, recomenda-se a utilização das correlações mais conservativas, como o modelo de Nusselt, que prevê um coeficiente de transferência de calor de  $0,8 \text{ kW} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$  para a condensação baseada na área interna do tubo.

O modelo térmico desenvolvido para prever o comprimento que os gases não condensáveis ocupam no condensador subestima o comprimento útil real, encontrado a partir dos resultados experimentais. Infere-se que essa discrepância entre o modelo adotado e os resultados experimentais é devido ao pequeno diâmetro hidráulico do tubo, que resulta em um arraste de líquido da região do evaporador para o condensador. Essa hipótese é confirmada pelas visualizações no termossifão de vidro e pelas correlações para a previsão do limite de arraste de líquido, que mostram que o termossifão está operando próximo a esse limite.

Conviver com a presença dos gases não-condensáveis e saber determinar a influência dele no desempenho dos termossifões bifásicos de naftaleno é de extrema importância para viabilizar processos baratos de fabricação, como o uso de naftaleno com pureza comercial e diminuir os processos de limpeza e apassivação.

O presente aparato experimental mostrou-se válido na determinação dos coeficientes de troca térmica e das resistências térmicas. A pequena amostra de resultados experimentais permite apenas conclusões qualitativas, que envolvem ordens de grandeza. O aparato experimental desenvolvido atende as expectativas, ou seja, funciona corretamente. O tubo termossifão com naftaleno permite a obtenção de resistências térmicas pequenas, como era esperado, sendo, portanto um potencial fluido de trabalho indicado para a faixa de temperaturas de 150 a 300 °C. Além disto, pode-se observar que o tubo operou razoavelmente até mesmo com a presença de uma grande quantidade de gases não-condensáveis nas temperaturas mais altas. Isto leva a presumir que, mesmo ocorrendo a formação de gases não-condensáveis durante a vida útil do tubo, este pode manter um alto desempenho térmico nas condições de operação. A queda no desempenho térmico é mais sensível apenas quando esse tubo estiver operando abaixo da temperatura normal de operação.

Em termos gerais, o presente estudo deu ao LABTUCAL os subsídios técnicos necessários ao emprego da tecnologia de tubos termossifões com naftaleno como fluido de trabalho em equipamentos para aplicações industriais, sendo possível ao grupo atender às demandas de desenvolvimento destes equipamentos.

#### **5.4 Sugestões para trabalhos futuros**

Baseado no presente estudo, os seguintes temas são sugeridos, visando dar continuidade aos estudos aqui apresentados:

- Estudo da vida útil do naftaleno como fluido de trabalho, ou seja, análise da sua degradação com o uso contínuo em termossifões sujeitos à temperaturas elevadas de trabalho.
- Construção de uma bancada experimental na qual a condutividade térmica da cavidade que separa o termossifão do calorímetro de água seja preenchida com outros gases que apresentam condutividades térmicas variáveis (diferentes

concentrações da mistura hélio-argônio), permitindo uma maior variação da taxa de calor transmitida pelo termossifão para um determinado nível de temperatura.

- Utilizar termopares diferentes do tipo K, pois esse é mais sensível a mudanças de propriedades devido ao recozimento térmico.
- Estudar o desempenho de um termossifão bifásico de naftaleno em posições próximas à horizontal, visto que o limite de arraste apresenta-se próximo das condições de operação industriais. Normalmente configurações inclinadas tendem a diminuir o efeito do arraste. Porém, nesta posição, o termossifão pode apresentar problemas de secagem na parte superior do tubo.
- Testar outras geometrias do tubo termossifão, ou mesmo insertos para separar o vapor do líquido, aumentando o limite de arraste de líquido. Essa é uma tendência observada na literatura quando se utiliza fluidos de trabalho com baixo calor latente de vaporização, como é o caso do naftaleno.
- Além disto, a dependência do coeficiente de transferência de calor com o diâmetro e com o comprimento do tubo não foi avaliada experimentalmente e é uma sugestão de trabalhos futuros.

## REFERÊNCIAS

- ANDERSON, W. **Intermediate Temperature Fluids for Heat Pipes and Loop Heat Pipes.** International Energy Conversion Engineering Conference, . St. Louis, MO, 2007. p.
- BEJAN, A. **Convective Heat Transfer.** New York: John Wiley & Sons, Inc. 1995
- BEJAN, A., G. TSATSARONIS e M. MORAN. **Thermal Design and Optimization.** N. Y. 1996
- BRUCE, R. M., L. HABER e P. MCCLURE. **Toxicological Review of Naphthalene.** U.S. Environmental Protection Agency. Washington. 1998
- CARBÓ, H. M. **Aço Inoxidável: Aplicações e Especificação.** Acesita São Paulo, Brasil. 2001
- CAREY, V. P. **An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment.** 1992
- CHIRICO, R. D., S. E. KNIPMEYER, A. NGUYEN e W. V. STEELE. The Thermodynamic Properties to the Temperature 700 K of Naphthalene and of 2,7-dimethylnaphthalene. **The Journal of Chemical Thermodynamics**, v.25, n.12, p.1461-1494. 1993.
- COLEMAN, H. W. e W. G. STEELE. **Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers.** New York. 1989
- COLLIER, J. G. e J. R. THOME. **Convective Boiling and Condensation.** New York. 1996 (Third Edition)
- CONSOL, I. **Final Report - Milliken Clean Coal Technology Demonstration Project Heat Pipe Performance.** New York State Electric & Gas Corporation. New York. 1998
- COOPER, M. G. **Saturation nucleate boiling: A simple correlation** **Saturation nucleate boiling: A simple correlation.** International Chemical Engineering Symposium Series 1984. 785-793 p.
- DEVARAKONDA, A. e W. G. ANDERSON. **Thermo-Physical Properties of Intermediate Temperature Heat Pipe Fluids.** Space Technology and Applications International Forum (STAIF-2005). Albuquerque, New Mexico, February 13-17, 2005, 2005. p.
- DUNN, P. e D. REAY. **Heat Pipes Second Edition.** Pergamon Press. New York, 1978.
- EPA. **Health Effects Support Document for Naphthalene.** U.S. Environmental Protection Agency Office of Water. Washington. 2003

- HOEHLER, F. K. Logistic equations in the analysis of S-shaped curves. **Computers in Biology and Medicine**, v.25, n.3, p.367-371. 1995.
- INCROPERA e DEWITT. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. São Paulo: LTC. 2003
- INMETRO. **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição**. São Paulo. 2003
- JIN, W., A. TOUTIANOUSH e B. TIEKE. Size- and charge-selective transport of aromatic compounds across polyelectrolyte multilayer membranes. **Applied Surface Science**, v.246, n.4, p.444-450. 2005.
- JOHNSON III, R. D. NIST Computational Chemistry Comparison and Benchmark Database, NIST Standard Reference Database Number 101Release 12, Aug. 2005, Editor: Russell D. Johnson III <http://srdata.nist.gov/cccbdb> 2005.
- KAMIL, M., M. SHAMSUZZOHA e S. S. ALAM. Effect of submergence on boiling incipience in a vertical thermosiphon reboiler. **International Journal of Thermal Sciences**, v.44, n.1, p.75-87. 2005.
- MANTELLI, M. B. H., R. D. M. CARVALHO, S. COLLE e D. U. C. MORAES. **Study of Closed Two-Phase Thermosiphons for Bakery Oven Applications**. 33th National Heat Transfer Conference. Albuquerque, New México, 1999. p.
- MCKINNON, J. J., A. S. MITCHELL e M. A. SPACKMAN. **Visualising intermolecular interactions in crystals: naphthalene vs. terephthalic acid**. Division of Chemistry, University of New England. Armidale NSW 2351, Australia. 1998. (2071)
- N. B. VARGAFTIK, L. P. F., A. A. TARZIMANOV, E. E. TOTSKII. **Handbook of Thermal Conductivity of Liquids and Gases**. London: CRC Press. 1993
- OCHTERBECK, J. M. e G. P. PETERSON†. Freeze/Thaw Characteristics of a Cooper/Water Heat Pipe: Effects of Noncondensable Gas Charge. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v.7, n.1, 03/1993. 1993.
- OLIM, J. S. S., J. HADDAD, A. N. C. VIANA e A. R. S. MARTINS. **CONSERVAÇÃO DE ENERGIA EM REFINARIAS DE PETRÓLEO**. 2º CONGRESSO BRASILEIRO DE P&D EM PETRÓLEO & GÁS. Rio de Janeiro, 2003. p.
- PAYAKARUK, T., P. TERDTON e S. RITTHIDECH. Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined closed two-phase thermosiphon at normal operating conditions. **Applied Thermal Engineering**, v.20, n.9, p.781-790. 2000.
- PERRY, R. H. e D. W. GREEN. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 1997 (7th Edition)
- PETERSON, G. P. **An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and Applications**. New York: John Wiley & Sons, Inc. 1994

- PIORO, L. S. e I. L. PIORO. **Industrial two-phase thermosyphons**. New York. 1997
- REAY, D. A. e P. A. KEW. **Heat Pipes**. N. Y.: Elsevier. 2006
- RODRIGUEZ, G. O. B. Naftaleno - Prevenção - Instituto de Biociência, Letras e Ciências exatas - UNESP 2006.
- SAUCIUC, I., A. AKBARZADEH e P. JOHNSON. Temperature control using variable conductance closed two-phase heat pipe. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v.23, n.3, p.427-433. 1996.
- SCHATZOW, S. **Ambient Water Quality Criteria for Naphthalene**. U. S. Environmental Protection Agency. 1980
- SIEGEL, R. e J. R. HOWEL. **Thermal Radiation Heat Transfer**. 1972
- SILVERSTEIN, C. C. **Design and Technology of Heat Pipes for cooling and heat Exchange**. U.S. 1992
- STEPHAN, K. e M. ABDELSALAM. Heat-transfer correlations for natural convection boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.23, n.1, p.73-87. 1980.
- STEVANOVIC, V. D., Z. V. STOSIC e U. STOLL. Three-dimensional numerical simulation of non-condensables accumulation induced by steam condensation in a non-vented pipeline. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.49, n.15-16, p.2420-2436. 2006.
- TOURNIER, J. M. e M. S. EL-GENK. A vapor flow model for analysis of liquid-metal heat pipe startup from a frozen state. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.39, n.18, p.3767-3780. 1996.
- VASILIEV, L. L. Heat pipes in modern heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**. 2003.
- VASILIEV, L. L., G. M. VOLOKHOV, A. S. GIGEVICH e M. I. RABETSKII. Heat Pipes Based on Naphthalene. **Journal of Engineering Physics and Thermophysics**. 1988.
- WAGNER, W. e A. PRUBB. **The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use**. International Association for the Properties of Water and Steam ~IAPWS! Bochum, Germany. 1995
- WHITE, D. R. Calibration and Standards in Temperature Measurement. In: R. T. E. PETER H. SYDENHAM (Ed.). **Handbook of Measuring System Design**,. N.Y.: John Wiley & Sons, 2005. Calibration and Standards in Temperature Measurement

WORRELL, E. e C. GALITSKY. Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities For Petroleum Refineries. U. S. E. P. AGENCY: ERNEST ORLANDO LAWRENCE BERKELEY NATIONAL LABORATORY 2005.

ZHOU, X. e R. E. COLLINS. Condensation in a gas-loaded thermosyphon. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.38, n.9, p.1605-1617. 1995.



## ANEXO A

### ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Este anexo apresenta os procedimentos para determinação das incertezas experimentais baseado na abordagem sugerida por COLEMAN e STEELE (1989) com a nomenclatura adotada pelo INMETRO (2003). Ele está dividido em duas partes. A primeira parte fornece base para o cálculo das incertezas das resistências térmicas, enquanto a segunda parte, efetivamente calcula a incerteza das resistências térmicas.

A primeira parte é composta pelas seções A.1 até A.3, sendo que a seção A.1 apresenta a incerteza das temperaturas medidas, a seção A.2 apresenta a incerteza da taxa de calor útil na seção e a seção A.3 mostra o procedimento adotado para a determinação da incerteza combinada. Baseado nos resultados e considerações realizadas nas seções A.1 até A.3, na seção A.4 determina-se a incerteza das resistências térmicas do termossifão na região do evaporador e A.5 retrata o cálculo das resistências do termossifão na região do condensador.

As incertezas são classificadas segundo o Guia Para a Expressão da Incerteza de Medição (INMETRO, 2003). Segundo esse documento a incerteza padronizada ou padrão de uma fonte de erro é a faixa de dispersão em torno do valor central equivalente a um desvio padrão. E nesta dissertação todas as incertezas são apresentadas como incerteza padrão, exceto quando referenciadas como incerteza expandida.

A avaliação da incerteza padronizada pode ser classificada em Tipo A e Tipo B (INMETRO, 2003). O propósito de classificação Tipo A e Tipo B é de indicar as duas maneiras diferentes de avaliar as componentes da incerteza e serve apenas para discussão, a classificação e não se propõe a indicar que haja qualquer diferença na natureza dos componentes resultando dois tipos de avaliação.

A incerteza do tipo A é determinada através do desvio padrão de uma série finita de observações. O desvio padrão da média de uma quantidade pequena de medições é dado pela Eq. (A.01)

$$S(\bar{x}) = t \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}} \quad (\text{A.01})$$

, onde  $t$  é o coeficiente de Student, que depende do número de graus de liberdade, que em geral iguala-se ao número de medições menos um,  $n$  é o número de medições estatisticamente independentes,  $x_i$  é o valor de cada medida identificada pelo índice  $i$  e  $\bar{x}$  é a média aritmética das  $n$  medidas.

Quando a incerteza é julgada com base nas informações prévias disponíveis, essa é classificada como incerteza expandida do tipo B. É o caso dos catálogos e manuais dos fabricantes dos instrumentos de medição que disponibilizam a variabilidade da grandeza de interesse. Quando os fabricantes não informam considerou-se que as incertezas dos instrumentos de medição utilizados neste trabalho são as incertezas expandidas para um intervalo de confiança de 95 %; coeficiente bastante praticado pela indústria.

A determinação das incertezas de parâmetros calculados indiretamente é realizada através do processo de propagação de erros. A incerteza de um resultado  $y$ ,  $U_c(y)$ , onde o mesmo é função de variáveis independentes,  $x_i$ , e é dado através da propagação das incertezas de variáveis independentes através da Eq. (A.02).

$$U_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \left[ \frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 U(x_i)^2 \right)} \quad (\text{A.02})$$

## A.1 - Incerteza da medição de temperaturas

### A.1.1 Incerteza do sistema de aquisição.

O sistema de aquisição foi calibrado previamente utilizando-se um forno de calibração de termopares, resultando em uma incerteza padrão de 0,2 [°C] para diferenças de temperaturas e 0,7 [°C] para temperaturas absolutas.

### **A.1.2 Incerteza devido ao acoplamento térmico, posicionamento dos termopares e tratamento térmico da liga dos termopares.**

Uma vez selecionado um termopar e avaliada sua incerteza individual, ainda existem incertezas decorrentes à sua montagem no experimento, ou seja, o procedimento de posicionamento e soldagem dos termopares, a oxidação no momento da solda e também durante a operação. Existe uma dificuldade em desagregar estas incertezas e avaliá-las individualmente, e é por isso que se preferiu avaliá-las de forma agrupada.

COLEMAN e STEELE, (1989) afirmaram que para diminuir essa incerteza, normalmente é feita uma correção para tentar minimizar a parcela sistemática desse erro. A parcela sistemática do erro e a sua respectiva incerteza não pode ser estimada com os dados experimentais do presente trabalho.

A parcela aleatória dessa incerteza é estimada através da análise estatística dos resultados experimentais dos três termopares que estão na região do evaporador (inferior). Assumindo que o evaporador é uma região sumariamente isotérmica tem-se uma incerteza padrão da média de 1,35 °C que está dentro da incerteza do sistema de aquisição para temperaturas. Portanto a contribuição da incerteza de ao acoplamento térmico, posicionamento dos termopares e tratamento térmico da liga dos termopares é desconsiderada para os termopares do evaporador.

### **A.1.3 Incerteza devido ao critério de regime permanente**

O critério de regime permanente adotado para os testes foi uma variação menor que 1% em 10 minutos (considerando a temperatura em °C). Uma análise posterior mostrou que esse critério contribuiu significativamente para a incerteza da medição das temperaturas. Um estudo de caso mostra que, após atingir a condição de regime permanente definida a temperatura alterou-se em 1,7 °C após 5 horas de teste. Tendo em vista a inviabilidade de execução de testes tão prolongados adota-se uma incerteza de 2,5 °C para abranger as incertezas decorrentes do critério de regime permanente. Porém, todas as temperaturas variam aproximadamente da mesma forma, sendo assim essa incerteza foi desprezada para os cálculos que envolvem a diferença entre temperaturas.

## A.2 - Incerteza da taxa de calor transmitida

A taxa de calor que foi conduzida pelo termossifão é a chamada de taxa de calor transmitida ou taxa de calor útil. No aparato em questão, a taxa de calor medida no calorímetro do condensador se aproxima mais da taxa de calor transmitida pelo tubo do que a taxa de calor fornecida na base do evaporador. Uma análise da incerteza da taxa de calor medida no calorímetro, das fugas de calor que seguem em paralelo com a condução pelo termossifão e da troca de calor do calorímetro com o meio externo (taxa de calor ambiente-calorímetro) é estimada para avaliar a incerteza na taxa de calor útil dada pela Eq. A.02 e as parcelas da incerteza da taxa de calor medida no calorímetro são mostradas na Tab. A.01.

$$P_{\text{util}} = P_{\text{calorímetro}} - P_{\text{fuga}} - P_{\text{ambiente-calorímetro}} \quad [\text{W}] \quad (\text{A.03})$$

Tabela A.01 – Parcelas que contribuem para a incertezas da taxa de calor medida no calorímetro

Grupos de incerteza do sistema de medição	Tipo de incerteza	Incerteza padrão para temperaturas absolutas
Vazão mássica.	Tipo A	3,1 g/s
Parcela aleatória da incerteza de temperatura de entrada	Tipo A	0,1 °C
Parcela aleatória da incerteza de temperatura de saída	Tipo A	0,1 °C

A vazão mássica é medida segundo o método gravimétrico, utilizando uma balança com incerteza de 0,01 g e um cronômetro de precisão. As incertezas da balança e do cronômetro são insignificantes se comparadas às variações apreciadas durante os testes experimentais. Atribui-se as variações apreciadas oscilações de vazão da bomba do banho termostático, impurezas que estavam bloqueando parcialmente o orifício de alimentação do banho termostático e à folga no anel de vedação da válvula do rotâmetro. O desvio padrão de uma pequena amostra das vazões medidas mostrou uma variância de 3,1 g/s.

A taxa de calor retirada pelo calorímetro do condensador é dada pela Eq A.04.

$$P_{\text{calorímetro}} = \dot{m}(h_{\text{saída}} - h_{\text{entrada}}) \quad [\text{W}] \quad (\text{A.03})$$

, onde  $P_{\text{calorímetro}}$  é a taxa de calor retirada no calorímetro,  $\dot{m}$  é a vazão mássica,  $h_{\text{saída}}$  é a entalpia da água na temperatura de saída da água,  $h_{\text{entrada}}$  é a entalpia da água na temperatura de entrada da água. As entalpias da água são calculadas utilizando a correlação proposta por WAGNER e PRUßB (1995) que apresentam uma incerteza desprezível.

A Tabela A.02 fornece um exemplo de combinações da temperatura de entrada de água (controlada pelo banho termostático), a temperatura de saída de água e a taxa de calor que está sendo retirada e as respectivas incertezas associadas.

Tabela A.02 – Exemplo de combinações de temperaturas de saída e taxa de calor medida no calorímetro e as incertezas combinadas para uma vazão de 30 [l/min].

Temperatura de entrada	Temperatura de entrada	Taxa de calor
$\pm 0,3 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\pm 0,2 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\pm 24,1 \text{ W}$
9,0	20,0	716,4
	18,8	637,5
	17,6	558,7
	16,4	479,9
	15,1	401,0
	13,9	322,1
	12,7	243,3
	11,5	164,4
	10,3	85,46

### A.2.2 Estimativa da taxa de calor transmitida do ambiente para o calorímetro e sua incerteza

Os testes finais foram executados com a água na temperatura de 7 °C no banho isotérmico, entretanto a água adentra o calorímetro com aproximadamente 9,5 °C devido às trocas térmicas na tubulação, conexões e no rotâmetro, que não é isolado termicamente.

Para calcular a taxa de calor que o calorímetro recebe do meio ambiente, considera-se que a água está dentro do calorímetro na temperatura mínima de 9 °C e assume-se que a temperatura ambiente é de 22 °C. Então, calcula-se a condução através do anel cilíndrico de vermiculita expandida que envolve o calorímetro, onde o perímetro externo é igual ao perímetro da caixa de contensão da vermiculita e o perímetro interno é o perímetro externo do calorímetro cilíndrico. Adotou-se uma condutividade térmica de 0,064 W m<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup> para a

vermiculita expandida que foi utilizada, sendo que a densidade aparente da vermiculita utilizada era de 80 a 96 kg/m<sup>3</sup> de acordo com o fabricante.

Considerando as contribuições apresentadas na Tabela A.03, a taxa de calor fornecida pelo ambiente para a água do calorímetro foi estimada em 1,3 W, o que em geral corresponde a menos de 1% da taxa de calor retirada. Isso permite praticamente desprezar a contribuição da incerteza da taxa de calor trocada com o ambiente na incerteza da taxa de calor útil (Eq. A.02).

Tabela A.03 – Incertezas no cálculo das fugas do calorímetro.

<b>Incertezas</b>	<b>Média</b>	<b>Incerteza</b>	<b>Tipo</b>
	°C	°C	-
Condutividade térmica da vermiculita	0,064	0,032	B
Comprimento do condensador	0,5	0,05	B
Temperatura média do calorímetro	24	15	B
Temperatura média do ambiente	22	5	B
Incerteza padrão combinada da taxa de calor ambiente-água	0,334	2,646	A (combinada)

### A.2.3 Estimativa da fuga de calor pela seção adiabática

A taxa de calor de fuga para a camisa d'água considera a taxa de calor transmitida em paralelo com a taxa de calor útil transmitida pelo termossifão, sendo que este calor atravessa a vermiculita expandida que preenche a seção adiabática. É calculada através de um modelo unidimensional de condução pura ao longo do comprimento da seção adiabática. Onde a área da secção é a área do quadrado formado pelas paredes da caixa de vermiculita expandida subtraída da área do diâmetro externo do calorímetro. A temperatura mais alta considerada é a temperatura de vapor e a temperatura fria considerada é a mínima temperatura do banho. Este modelo resulta em uma taxa de calor de fuga na ordem de 3,5 % da taxa de calor medida pelo calorímetro.

Tabela A.04 – Resultados das incertezas para a fuga do calorímetro do condensador.

Temperatura da seção adiabática	Temperatura média do calorímetro	Temperatura média do ambiente	Taxa de calor ambiente-água com a incerteza combinada	Taxa de calor de fuga com a incerteza combinada
°C	°C	°C	W	W
150,0±1,9	24±1,5	22±0,5	-0,2±1,7	4,8±2,6
172,2±1,9				5,7±3,1
194,4±1,9				6,5±3,5
216,7±1,9				7,4±3,9
238,9±1,9				8,3±4,4
261,1±1,9				9,2±4,8
283,3±1,9				10,0±5,2
305,6±1,9				11,0±5,7
327,8±1,9				11,8±6,1
350,0±1,9				12,6±6,6

### A.3 Propagação da incerteza das medições.

A determinação das incertezas de parâmetros calculados indiretamente é realizada através do processo de propagação de erros, cuja forma analítica é dada pela Eq. A.05.

$$U_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \left[ \frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 U(x_i)^2 \right)} \quad (\text{A.05})$$

, onde  $f$  é a função que relaciona o parâmetro calculado com as grandezas independentes,  $y$  é a variável dependente,  $U_c(y)$  é a incerteza da variável dependente,  $x_i$  é a variável independente (A.02).

Para avaliar a incerteza combinada, optou-se neste trabalho por avaliar as derivadas parciais numericamente. Para tanto, utilizou-se a função de propagação de incerteza do software EES (Engineering Equation Solver) que utiliza a mesma abordagem, mas com as variáveis discretizadas segundo a Eq. A.06 .

$$U_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \left[ \frac{\Delta f}{\Delta x_i} \right]^2 U(x_i)^2 \right)} \quad (\text{A.06})$$

, onde  $U_c(y)$  é a incerteza combinada da variável  $y$ ,  $x$  é a variável independente,  $U(x_i)$  é a incerteza de cada variável estatisticamente independente,  $\Delta f / \Delta x$  é taxa de variação da função  $f$  em relação à variável independente para um intervalo  $\Delta x$  avaliado para  $x=x_i$ , sendo que as variáveis ( $x_i$ ) são estatisticamente independentes e relacionam-se com a variável dependente segundo a equação  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ . O valor do diferencial  $\Delta x$  adotado para os cálculos numéricos é definido pelo software para cada caso e não são informados para o usuário.

As variáveis envolvidas nas medições podem ser agrupadas em variáveis principais e tem sua incerteza calculadas segundo as hipóteses e cálculos anteriormente apresentados e são mostradas na **Error! Reference source not found.**

Tabela A.05 – Resumo das variáveis que contribuem para a incerteza das medições.

Variáveis fontes de Incerteza	Tipo	Incerteza
Fuga e perdas de taxa de calor do calorímetro	A	6,6 W
Temperaturas medidas no evaporador	A	1,3 °C
Temperatura medidas no condensador	A	1,9 °C
Temperatura medida na seção adiabática	A	1,9 °C
Vazão mássica	A	0,0032 g/s
Temperatura de entrada da água no calorímetro	A	1,2 °C
Temperatura de saída da água no calorímetro	A	1,2 °C
Temperatura do bloco de aquecimento	B	10 °C
Comprimento do tubo	B	0,001 m
Diâmetros do tubo	B	0,0005 m
Posição dos termopares	B	0,01 m

, onde  $f$  é a função que relaciona o parâmetro calculado com as grandezas independentes.

#### A.4 - Incerteza combinada da resistência térmica interna no evaporador

A partir da definição da resistência térmica interna do evaporador, Eq. A.07,(A.09) tem-se as grandezas físicas que irão contribuir com a incerteza dessa resistência térmica.



Portanto é necessário avaliar a incerteza das temperaturas que medidas indiretamente pela tensão gerada nas juntas de medição dos termopares e a incerteza da taxa de calor útil.

$$R_{\text{int},E} = \frac{T_{p,E} - T_{\text{adiab}}}{Q_{\text{útil}}} \quad [^{\circ}\text{C/W}] \quad (\text{A.08})$$

$$R_{T_e-T_v} = \frac{T_e - T_v}{Q_u} \quad [^{\circ}\text{C/W}] \quad (\text{A.09})$$

#### A.4.1.1 Incerteza padrão da temperatura média do evaporador

Primeiramente, as principais fontes de incerteza na medição da temperatura são avaliadas e agrupadas resultando na Tabela A.06. Então cada grupo de incerteza é avaliado separadamente. As incertezas são divididas em dois grupos: as de medições de temperatura e as de medição de diferenças de temperaturas, pois erros sistemáticos, como é o caso dos erros devido ao critério de regime permanente, se anulam quando se mede uma diferença entre grandezas de mesma natureza.

Tabela A.06 – Grupos de incertezas de medição que contribuem para a incerteza da medição da temperatura média do evaporador.

Grupos de incerteza do sistema de medição.	Tipo de incerteza.
Sistema de aquisição.	Tipo A.
Acoplamento térmico, posicionamento, tratamento térmico da liga do termopar e gradientes internos.	Tipo A.
Incerteza devido ao critério de regime permanente.	Tipo B.

A Tabela A.07 resume os resultados das incertezas que contribuem para a incerteza da medição da temperatura média do evaporador.

Tabela A.07 – Resultados das incertezas que contribuem para a incerteza da medição da temperatura média do evaporador.

<b>Grupos de incerteza do sistema de medição.</b>	<b>Tipo de incerteza e Distribuição.</b>	<b>Incerteza padrão para as diferenças entre os pontos de temperaturas medidos.</b>	<b>Incerteza padrão para as temperaturas absolutas.</b>
Sistema de aquisição, parcela aleatória do acoplamento térmico, posicionamento, tratamento térmico da liga do termopar e gradientes internos.	Tipo A, Normal.	$\pm 1,3$ °C	$\pm 1,8$ [°C]
Critério de regime permanente	Tipo B.	$\pm 0,0$ [°C]	$\pm 2,5$ [°C]
Incerteza padrão total para a temperatura média do evaporador.	-	$\pm 1,3$ [°C]	$\pm 4,3$ [°C]
Para um intervalo de confiança de 95,5%, K=2.		$\pm 2,6$ [°C]	$\pm 8,6$ [°C]

Combinando a incerteza padrão total para a temperatura média do evaporador, a incerteza da temperatura da seção adiabática, que é calculada segundo as contribuições de incerteza para uma temperatura medida (seção A.1) e a incerteza da taxa de calor útil calculada segundo as contribuições da seção A.2 tem-se a incerteza da resistência térmica do evaporador para o tubo com argônio a 2 bar(abs) que é mostrada na Tab. A.08. A incerteza para o tubo sem argônio é bem menor enquanto a incerteza para os tubos com mais argônio crescem com o decréscimo da taxa de calor transmitida, porém não são mostradas aqui pelo ônus do cálculo da propagação de incerteza, mas seguem a mesma metodologia.

Tabela A.08 – Resistência térmica do evaporador para o tubo com argônio a 2 bar(abs) e a incerteza padrão associada Temperatura da seção adiabática Resistência térmica interna do evaporador e a incerteza associada.

Temperatura da seção adiabática	Resistência térmica interna do evaporador e a incerteza associada
200,0	0,50 $\pm$ 2,01
248,9	0,05 $\pm$ 0,05
300,4	0,02 $\pm$ 0,02
349,9	0,01 $\pm$ 0,01

## A.5 - Incerteza combinada da resistência térmica interna no condensador

Da mesma forma que a seção anterior, a resistência térmica do termossifão na região do condensador tem a sua incerteza combinada definida com base na definição dessa resistência térmica (Eq. A.07) que inclui as contribuições da temperatura adiabática ( $T_{adiab}$ ) que é foi determinada na seção (A.1), da temperatura média do condensador, que é analisada com detalhes a seguir e da taxa de calor útil que já teve a sua incerteza analisada na seção A.2.

$$R_{int,C} = \frac{T_{adiab} - T_{p,C}}{Q_{útil}} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (\text{A.010})$$

### A.5.1 Incerteza padrão da temperatura média do condensador

O mesmo procedimento aplicado para a análise da incerteza da temperatura média do evaporador é realizado para a temperatura média do condensador. Enquanto, no caso da temperatura do evaporador, os gradientes térmicos no evaporador são uma componente desprezível, na seção do seção do condensador existe uma distribuição espacial de temperatura que segue padrões não-uniformes.

Segundo (COLEMAN e STEELE, 1989) considera-se como uma forma geral de se medir a precisão de uma amostra de pontos em torno de uma aproximação linear segundo ao desvio padrão da estimativa (*Standart Error of Estimates* SEE, Eq. (0.11)). Schenck apud (COLEMAN e STEELE, 1989) afirma que  $\pm 2$  SEE é a banda em torno da curva aproximada que irá conter aproximadamente 95% dos pontos . Ele propõe chamar esta banda de “intervalo de confiança”, entretanto isto só pode ser considerado razoável para o caso em que a contribuição dos erros sistemáticos na incerteza é desprezível.

$$SEE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{i,calculado} - x_{i,medido})^2}{n - 2}} \quad (0.11)$$

Tabela A.09 – SEE para a curva sigmoidal para o tubo com purga e sem argônio.

<b>Temperatura da seção adiabática</b>	<b>SEE</b>
°C	°C
150,9	2,225
171,5	1,444
201,5	1,821
202,0	1,861
224,4	1,766
225,5	2,213
250,6	1,658
250,1	1,748
300,2	1,988
300,8	1,986
325,4	2,057
350,7	2,100
350,5	2,316
355,1	2,113

No condensador existe um perfil de temperatura que é obtido pela regressão não-linear da curva sigmoidal. A incerteza da média de todas as temperaturas medidas para o caso do tubo termossifão sem argônio, inclusive as temperaturas do evaporador, resultam nos valores mostrados na Tabela A.09. Para os outros tubos, a incerteza se mantém baixa, exceto para alguns casos onde o ajuste de curva sigmoidal não acompanha bem a distribuição espacial de temperaturas. Os casos com ajuste deficiente, apesar de não possuírem problemas de medição, foram desprezados na estimativa da incerteza das temperaturas do condensador.

Tabela A.10 – Resultados das incertezas que contribuem para a incerteza da medição da temperatura média do condensador.

Grupos de incerteza do sistema de medição.	Tipo de incerteza.	Incerteza padrão para as diferenças de temperaturas entre os pontos medidos.	Incerteza padrão para as temperaturas.
		°C	°C
Sistema de aquisição, parcela aleatória do acoplamento térmico, posicionamento, tratamento térmico da liga do termopar e gradientes internos.	Tipo A, Normal.	±1,9	±2,4
Critério de regime permanente	Tipo B.	± 0	± 2,5
Incerteza padrão total para a temperatura média do condensador.	-	± 1,9	± 4,9
Para um intervalo de confiança de 95,5%, K=2.		± 3,8	± 9,8

Finalmente, combinando a incerteza padrão total para a temperatura média do condensador, a incerteza da temperatura da seção adiabática e a incerteza da taxa de calor útil têm-se a incerteza da resistência térmica do condensador para o tubo com argônio a 2 bar(abs) que é mostrada na Tab. A.11.

Tabela A.11 – Resistência térmica do condensador para o tubo com argônio a 2 bar(abs) e a incerteza padrão associada

Temperatura da seção adiabática	Resistência térmica interna do evaporador e a incerteza associada
°C	°C
200,0	11,46±30,34
248,9	1,13±0,41
300,4	0,28±0,05
349,9	0,11±0,02

## A.6 Conclusão

Este anexo apresentou detalhes da metodologia de cálculo da incerteza de medição combinada das variáveis de interesse, bem como exemplos de alguns casos mostrando as principais fontes de incertezas e as considerações realizadas. As informações aqui apresentadas resultam nas conclusões do Capítulo 4, na seção: Análise das incertezas nas medições e diferenças entre o modelo analítico e os resultados experimentais.

## ANEXO B

### PROPRIEDADES DO NAFTALENO

A maioria das propriedades físico-químicas do naftaleno podem ser encontradas no sítio eletrônico da NIST. Dentre os mais recentes trabalhos na determinação das propriedades termodinâmicas do naftaleno se encontra o trabalho de CHIRICO, *et al.* (1993), que foi a referência utilizada no presente trabalho para a equação de densidade e para a equação da pressão de vapor nas condições de saturação.

A história do naftaleno se inicia historicamente entre 1819 e 1820 quando, dois químicos reportaram uma substância branca e sólida com um forte odor derivada da destilação do alcatrão do carvão. Em 1821, John Kidd descobriu várias propriedades desta substância e meios de produção (EPA, 2003), esta substância é o naftaleno. A Tabela 3.2 mostra um resumo das propriedades físico-químicas do naftaleno, incluindo a solubilidade para alguns solventes. A solubilidade em alguns solventes é importante em trabalhos com o naftaleno, pois o naftaleno se adere aos utensílios e dispositivos que estiveram em contato com o mesmo em temperaturas acima da temperatura de fusão (82 °C).

Fórmula empírica	$C_{10}H_8$	-
Massa molecular relativa	128,17	g
Massa específica	1,14	g/cm <sup>3</sup>
Massa específica relativa do gás	4,42	-
Ponto de ebulição	218	°C
Ponto de fusão	80	°C
Pressão de vapor	0.08	mmHg a 20 °C
Ponto de inflamabilidade	80	°C
Temperatura de ignição	540	°C
Limites de explosividade	0,9 - 5,9	% em volume
Solubilidade	Em água: pouco solúvel: 30	mg/l (< 0.1 g/ 100 ml)
	Álcool: 77,4-98	g/l
	Benzeno: 1.130	g/l
	Tolueno: 910	g/l
	Xileno: 783	g/l

As propriedades termodinâmicas e de transporte encontradas na literatura foram resumidas e funções obtidas por regressão linear pelo método dos mínimos quadrados.

A densidade do líquido foi obtida de regressão linear a dados experimentais.

Uma A equação de estado utilizada neste trabalho foi uma equação do tipo Virial truncada no terceiro termo que foi obtida por CHIRICO, KNIPMEYER *et al.*(1993) utilizando dados experimentais e extrapolações baseadas na equação de Clausius-Clapeyron. Essa equação de estado fornece resultados semelhantes aos fornecidos por PIORO e PIORO (1997) oriundos de artigos da antiga União Soviética.

A equação da pressão de vapor da curva de saturação é mostrada na Eq. B.01 e no gráfico da Fig.B.01.

$$\ln\left(\frac{P}{P_C}\right) = \frac{1}{T_r} \left( A(1-T_r) + B(1-T_r)^{1,5} + C(1-T_r)^{2,5} D(1-T_r)^5 \right) \quad (\text{B.01})$$

A viscosidade da fase vapor. A entalpia de vaporização foi medida por CHIRICO, KNIPMEYER *et al.*(1993)

$$\ln\left(\frac{P}{P_C}\right) = \frac{1}{T_r} \left( A(1-T_r) + B(1-T_r)^{1,5} + C(1-T_r)^{2,5} D(1-T_r)^5 \right) \quad (\text{B.01})$$

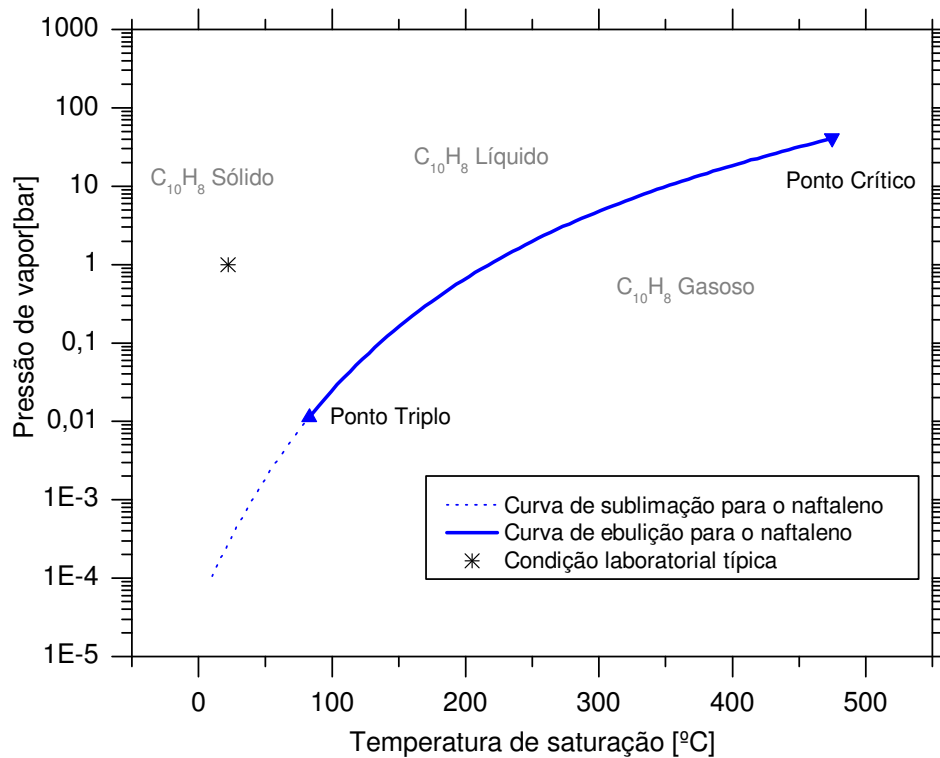


Fig.B.01 – Pressão de vapor versus temperatura para o naftaleno. Fonte:(por (CHIRICO *et al.*, 1993) CHIRICO, *et al.*(1993).

A densidade da fase líquida No trabalho de (CHIRICO *et al.*, 1993) as massa específicas e os calores específicos para a fase líquida e os dados experimentais são aproximados por uma equação de estado baseada na extensão dosfoi representada por CHIRICO, *et al.*(1993) em uma equação baseada nos estados correspondentes de Riedel reproduzida aqui na Equação (B.02).

$$\frac{\rho_l}{\rho_c} \approx 1 + 0,85(1 - T_r) + (1,6916 + 0,986\omega)(1 - T_r)^{1/3} \quad (\text{B.02})$$

A entalpia de vaporização foi medida por CHIRICO, *et al.*(1993) e foi adaptada por um polinômio de sétimo grau, enquanto



A condutividade a condutividade térmica do líquido saturado foi pode ser aproximada pela Eq. (B.03) de N. B. VARGAFTIK (1993).:

$$k10^3 = 169 - 0,17T \quad (\text{B.03})$$

, onde  $k$  é a condutividade térmica e  $T$  é a temperatura absoluta de saturação.

A condutividade térmica da fase líquida em função da temperatura, a viscosidade em função da temperatura e a tensão superficial em função da temperatura não foram encontradas em outros trabalhos, exceto em PIORO e PIORO (1997) e estão reproduzidas na Tab. B.02 apenas para facilidade de consulta.

Tabela B.02 – Propriedades do naftaleno segundo  
(PIORO e PIORO, 1997)

T	T	P	$\rho_l$	$\rho_v$	$h_{lv}$	$C_{p_l}$	$k_l$	$\mu_l$	$\sigma_l$
C	K	Pa	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg	J/kgK	W/mK	Pa-s	N/m
220	493,2	106000	873	3,3	340,1	2816	0,106	0,0003	0,019
240	513,2	162900	858	4,7	330,6	2856	0,099	0,0003	0,0158
260	533,2	253000	842	7	320,8	2898	0,095	0,0003	0,0136
280	553,2	357000	827	9,8	310,7	2940	0,091	0,0003	0,0114
300	573,1	497000	812	12,9	229,6	2982	0,087	0,0002	0,0095
320	593,2	679000	794	17	288,1	3024	0,083	0,0002	0,008
340	613,2	905000	778	21,8	275,4	3060	0,079	0,0002	0,0078