

UNESP  
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

ANÁL. NUM. E EXP. DE TUBOS DE  
CALOR AUTOCONT. COM GÁS NÃO  
COND.

Guaratinguetá  
1998



1110000357



***"Análise Numérica e  
Experimental de Tubos de  
Calor Autocontroláveis com  
Gás Não Condensável"***

***JAIME DE FARIA RIBEIRO***

**86**



**“ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE TUBOS DE CALOR  
AUTOCONTROLÁVEIS COM GÁS NÃO CONDENSÁVEL”**

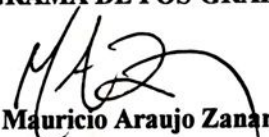
**JAIME DE FARIA RIBEIRO**

**CARO LEITOR NÃO  
RISQUE O LIVRO**

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

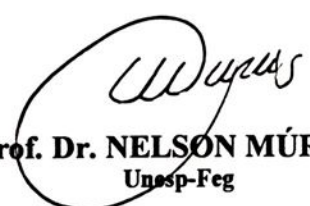
**ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA**

**APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**

  
Prof. Dr. Mauricio Araujo Zanardi  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Dr. MAURICIO ARAUJO ZANARDI  
Orientador / Unesp-Feg

  
Prof. Dr. NELSON MÚRCIA  
Unesp-Feg

  
Prof. Dr. JOÃO BATISTA APARECIDO  
Unesp-Feis

357

357

Abril de 1998



Dedico este trabalho aos meus pais que, no transcorrer da minha existência, sempre me apoiaram e incentivaram.



## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Maurício A. Zanardi, pela paciência, auxílio, atenção, empenho e competência na orientação deste trabalho.

Aos colegas de pós-graduação do Campus de Guaratinguetá, UNESP, sempre presentes, apoiando e incentivando.

Aos técnicos do Departamento de Energia do Campus de Guaratinguetá, UNESP, sempre atenciosos e disponíveis, e de modo particular a Antônio Roberto Freitas, pelo valioso auxílio, principalmente durante a realização da parte experimental.

À minha família, que soube tolerar meus momentos de ausência.



# SUMÁRIO

|                                                         |           |
|---------------------------------------------------------|-----------|
| <b>LISTA DE FIGURAS</b>                                 | <b>8</b>  |
| <b>LISTA DE TABELAS</b>                                 | <b>12</b> |
| <b>1 INTRODUÇÃO</b>                                     | <b>13</b> |
| <b>2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DOS TUBOS DE CALOR</b> | <b>18</b> |
| 2.1 Tubos de calor convencionais                        | 18        |
| 2.2 Tubos de calor com condutância variável (VCHP)      | 19        |
| 2.2.1 Tubos de calor com gás não condensável            | 20        |
| 2.2.2 Tubos de calor com excesso de líquido             | 22        |
| 2.2.3 Tubos de calor com escoamento de vapor modulado   | 23        |
| 2.2.4 Tubos de calor com escoamento de líquido modulado | 24        |
| <b>3 ANÁLISE TEÓRICA DO TUBO DE CALOR</b>               | <b>26</b> |
| 3.1 Introdução                                          | 26        |
| 3.2 Tubo de calor com seção transversal circular        | 27        |
| 3.3 Condições de contorno                               | 36        |



|                                                                  |               |
|------------------------------------------------------------------|---------------|
| <b>4 ANÁLISE NUMÉRICA</b>                                        | <b>41</b>     |
| 4.1 Introdução                                                   | 41            |
| 4.2 Discretização das equações                                   | 43            |
| 4.3 Grades para as diversas variáveis                            | 45            |
| 4.3.1 Grade para as variáveis p e T                              | 45            |
| 4.3.2 Grade para a variável u                                    | 47            |
| 4.3.3 Grade para a variável v                                    | 48            |
| 4.4 Procedimento de ajuste das grades pela variação da fronteira | 50            |
| 4.4.1 Grade no condensador                                       | 51            |
| 4.5 Condição de contorno na interface líquido vapor              | 53            |
| 4.6 Dificuldades numéricas no uso do esquema exponencial         | 55            |
| 4.7 Critério de convergência                                     | 56            |
| 4.8 Fluxogramas do programa computacional                        | 57            |
| <br><b>5 ANÁLISE EXPERIMENTAL</b>                                | <br><b>61</b> |
| 5.1 Introdução                                                   | 61            |
| 5.2 Sistema de testes                                            | 61            |
| 5.3 Características dos tubos de calor utilizados                | 63            |
| 5.3.1 Tubo de calor nº1                                          | 63            |
| 5.3.2 Tubo de calor nº2                                          | 64            |
| 5.3.3 Tubo de calor nº3                                          | 65            |
| 5.3.4 Tubo de calor nº4                                          | 67            |
| 5.3.5 Tubo de calor nº5                                          | 69            |

|                                                                |            |
|----------------------------------------------------------------|------------|
| 5.3.6 Tubo de calor nº6                                        | 70         |
| <b>6 RESULTADOS E COMENTÁRIOS</b>                              | <b>72</b>  |
| 6.1 Introdução                                                 | 72         |
| 6.2 Resultados computacionais                                  | 72         |
| 6.3 Resultados experimentais                                   | 86         |
| 6.4 Comparação entre resultados computacionais e experimentais | 89         |
| <b>7 CONCLUSÕES</b>                                            | <b>97</b>  |
| <b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>                              | <b>98</b>  |
| <b>RESUMO</b>                                                  | <b>104</b> |
| <b>ABSTRACT</b>                                                | <b>105</b> |

## LISTA DE FIGURAS

|                                                                              |    |
|------------------------------------------------------------------------------|----|
| 2.1 Esquema de um tubo de calor                                              | 18 |
| 2.2 Tubo de calor com gás não condensável típico                             | 20 |
| 2.3 Tubo de calor com excesso de líquido                                     | 23 |
| 2.4 Tubo de calor com escoamento de vapor modulado                           | 24 |
| 2.5 Diodo com armadilha de líquido                                           | 25 |
| 3.1 Parâmetros do tubo de calor                                              | 27 |
| 4.1 Ponto da grade com seu volume de controle                                | 43 |
| 4.2 Grade e volumes de controle para as variáveis $p$ e $T$                  | 46 |
| 4.3 Grade para a variável $u$                                                | 47 |
| 4.4 Grade para a variável $v$                                                | 48 |
| 4.5 Sobreposição das três grades                                             | 49 |
| 4.6 Grade de $p$ e $T$ para as interfaces evaporador-condensador e vapor-gás | 51 |
| 4.7 Grade de $u$ para as interfaces evaporador-condensador e vapor-gás       | 52 |
| 4.8 Grade de $v$ para as interfaces evaporador-condensador e vapor-gás       | 52 |
| 4.9 Fluxograma do programa principal                                         | 58 |
| 4.10 Fluxograma de solução para as variáveis $u$ , $v$ e $T$                 | 59 |
| 4.11 Fluxograma de solução para a variável $p$                               | 60 |
| 5.1 Seção de testes para a colocação do condensador do tubo calor            | 62 |
| 5.2 Sistema de testes                                                        | 62 |

|                                                                                                                                     |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 5.3 Esquema de colocação dos termopares no tubo de calor nº2                                                                        | 64 |
| 5.4 Esquema de colocação dos termopares no tubo de calor nº3                                                                        | 67 |
| 6.1 Distribuições das temperaturas da superfície externa da parede do tubo de calor em função do comprimento, para 70W, 250W e 500W | 74 |
| 6.2 Distribuições das temperaturas do centro do tubo de calor em função do comprimento, para 70W, 250W e 500W                       | 74 |
| 6.3 Distribuições das pressões no centro do tubo de calor em função do comprimento, para 70W, 250W e 500W                           | 75 |
| 6.4 Distribuições das velocidades $u$ no centro do tubo de calor em função do comprimento, para 70W, 250W e 500W                    | 76 |
| 6.4 Distribuições das velocidades $v$ na interface líquido-vapor em função do comprimento, para 70W, 250W e 500W                    | 76 |
| 6.6 Contornos de pressão, para a região de vapor, potência de 70W                                                                   | 77 |
| 6.7 Contornos de pressão, para a região de vapor, potência de 250W                                                                  | 77 |
| 6.8 Contornos de pressão, para a região de vapor, potência de 500W                                                                  | 78 |
| 6.9 Contornos de temperatura para a região de vapor, potência de 70W                                                                | 78 |
| 6.10 Contornos de temperatura para a região de vapor, potência de 250W                                                              | 79 |
| 6.11 Contornos de temperatura para a região de vapor, potência de 500W                                                              | 79 |
| 6.12 Contornos de velocidade para a região de vapor, potência de 70W                                                                | 80 |
| 6.13 Contornos de velocidade para a região de vapor, potência de 250W                                                               | 80 |
| 6.14 Contornos de velocidade para a região de vapor, potência de 500W                                                               | 81 |
| 6.15 Componentes $u$ do vetor de velocidade, potência de 70W                                                                        | 81 |
| 6.16 Componentes $u$ do vetor de velocidade, potência de 250W                                                                       | 81 |



|                                                                                                                                    |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 6.17: Componentes u do vetor de velocidade, potência de 500W                                                                       | 82 |
| 6.18: Componentes v do vetor de velocidade, potência de 70W                                                                        | 82 |
| 6.19: Componentes v do vetor de velocidade, potência de 250W                                                                       | 82 |
| 6.20: Componentes v do vetor de velocidade, potência de 500W                                                                       | 82 |
| 6.21: Vetores de velocidade, potência de 70W                                                                                       | 83 |
| 6.22: Vetores de velocidade, potência de 250W                                                                                      | 83 |
| 6.23: Vetores de velocidade, potência de 500W                                                                                      | 83 |
| 6.24: Evolução do valor do resíduo em função do número de iterações, potência de 70W                                               | 84 |
| 6.25: Evolução do valor do resíduo em função do número de iterações, potência de 250W                                              | 85 |
| 6.26: Evolução do valor do resíduo em função do número de iterações, potência de 500W                                              | 85 |
| 6.27: Variação da potência transferida em função do ângulo de inclinação, tubo de calor nº3                                        | 86 |
| 6.28: Variação da potência transferida em função do ângulo de inclinação, tubo de calor nº4                                        | 87 |
| 6.29: Variação da potência transferida em função do ângulo de inclinação, tubo de calor nº5                                        | 87 |
| 6.30: Variação da potência transferida em função do ângulo de inclinação, tubo de calor nº6                                        | 88 |
| 6.31: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 84W | 89 |

|                                                                                                                                     |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 6.32: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 147W | 90 |
| 6.33: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 222W | 90 |
| 6.34: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 286W | 91 |
| 6.35: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 368W | 91 |
| 6.36: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 478W | 92 |
| 6.37: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 76W    | 92 |
| 6.38: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 163W   | 93 |
| 6.39: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 246W   | 93 |
| 6.40: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 330W   | 94 |
| 6.41: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 399W   | 94 |
| 6.42: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 462W   | 95 |

## LISTA DE TABELAS

|                                                                          |    |
|--------------------------------------------------------------------------|----|
| 5.1 Características do tubo de calor nº3                                 | 66 |
| 5.2 Características do tubo de calor nº4                                 | 68 |
| 5.3 Características do tubo de calor nº5                                 | 69 |
| 5.4 Características do tubo de calor nº6                                 | 70 |
| 6.1 Características do tubo de calor utilizado no programa computacional | 73 |



# 1 INTRODUÇÃO.

Atualmente, o tubo de calor é um dos mais eficientes mecanismos de transferência de calor conhecido, devido ao fato de transferir altas taxas de calor através de uma pequena secção transversal por distâncias consideráveis, sem necessitar de energia adicional.

Durante o século XIX, a família Perkins desenvolveu vários tubos para transferência de calor, registrados em uma série de patentes no Reino Unido. Estes tubos podem ser considerados os antecessores do tubo de calor. O conceito de tubo de calor foi proposto por R. S. Gaugler em 1942 em um pedido de patente homologado em 1944 sendo que o tubo de calor descrito seria aplicado em um sistema de refrigeração. Entretanto, este dispositivo não foi desenvolvido e optou-se por um sistema convencional de refrigeração. Em 1963, Grover registra a patente de um dispositivo, a que deu o nome de *heat pipe*, essencialmente idêntico àquele da patente de Gaugler, apresentando uma pequena introdução teórica e alguns resultados experimentais obtidos com um tubo de calor usando tela metálica como estrutura porosa e sódio como fluido de trabalho. A partir daí foi desenvolvido um grande programa de estudos a respeito deste dispositivo no laboratório de Los Álamos e os resultados preliminares foram publicados num artigo de Grover et al.<sup>17</sup>, sendo esta a primeira publicação sobre tubos de calor disponível na literatura.

Inicialmente, o desenvolvimento destes tubos foi direcionado para aplicações como diodos termiônicos nucleares, utilizando-se metais líquidos como fluido de trabalho e operando em temperaturas da ordem de até 1800°C. Com a intensificação do programa espacial americano, iniciaram-se pesquisas com o objetivo de usar estes dispositivos em equalização de temperaturas de satélites e para isso, foi necessário o estudo de tubos que operassem com temperaturas mais baixas, sendo então incorporada a água no rol dos fluidos de trabalho. Com este desenvolvimento, surgiu uma gama enorme de aplicações potenciais para os tubos de calor, tais como: resfriamento de componentes eletrônicos, condicionamento de ar, resfriamento de água, como citados em Eastman<sup>7</sup> e Feldman & Whiting<sup>13,14</sup>.

Em 1965, Cotter<sup>4</sup> desenvolve, visando uma metodologia de projeto de tubos de calor, uma teoria completa a respeito deste dispositivo, equacionando de uma forma global e unidimensional, os principais processos de transferência de calor e os escoamentos internos ao tubo de calor e também as condições limites de operação deste equipamento.

A partir da teoria de Cotter, as pesquisas foram direcionadas para o detalhamento dos processos envolvidos e então surgiram várias frentes de pesquisas.

Com a diversificação do uso, houve a necessidade da adequação, principalmente da forma geométrica do dispositivo e também, em alguns casos, dos princípios de funcionamento, surgindo então novos tipos de tubos de calor. Um deles é o tubo de condutância variável, cujos princípios foram descritos por Turner<sup>36</sup> e Bienert & Brennan<sup>1</sup>.



Neste tipo de tubo, a presença de um gás não condensável no interior do tubo regula o comprimento do condensador, controlando, assim, a condutância do dispositivo de acordo com o fluxo de calor que lhe é imposto.

Outro tipo digno de nota é o tubo de calor rotativo desenvolvido por Gray<sup>15</sup> na NASA, tendo como principal aplicação o resfriamento de rotores de turbinas e motores elétricos de grande porte. Alguns estudos teóricos e aplicações foram reportados em Gray et al.<sup>16</sup>, Daniels & Al Jumaily<sup>6</sup>, Marto & Weigel<sup>24</sup>, Ismail & Miranda<sup>19</sup>.

Podemos ainda citar os tubos de calor planos, que alguns autores comentam sem fazer referências de uso, apesar de sua grande potencialidade de aplicações, principalmente em resfriamento de componentes eletrônicos e em coletores solares, planos ou do tipo CPC. Ismail e Zanardi<sup>20</sup> publicaram um estudo teórico a respeito deste tipo de tubo.

Além desses tipos citados existem ainda alguns outros tais como, tubos flexíveis, químicos, eletrohidrodinâmicos, que têm aplicações bem mais específicas.

Vários pesquisadores têm estudado tubos de calor, sendo aqui destacados alguns trabalhos publicados. Ismail & Zanardi<sup>21</sup> apresentaram uma solução acoplada do escoamento de líquido e vapor e aplicaram-na, obtendo bons resultados. Faghri & Chen<sup>11</sup> consideraram o efeito da compressibilidade e da dissipação viscosa usando um modelo condutivo para as regiões porosa e metálica. Cao & Faghri<sup>2</sup> apresentaram uma modelagem matemática bidimensional de tubo de calor, onde eles consideram ambos os escoamentos com efeitos de compressibilidade e dissipação viscosa. Chen & Faghri<sup>3</sup> e Faghri & Buchko<sup>10</sup>

resolveram o problema de tubos de calor com fontes múltiplas e seus resultados foram comparados com resultados experimentais.

Tubos de calor com condutância variável têm sido estudados por vários pesquisadores sendo aqui destacados os trabalhos publicados por Edwards & Marcus<sup>8</sup>, que realizaram uma análise teórica e experimental do comportamento de um tubo de calor com gás não condensável; Tien & Rohani<sup>32,34</sup> que apresentaram a teoria de tubos de calor com dois componentes e uma análise bidimensional da transferência de calor e massa; Peterson & Tien<sup>29,30</sup> resolveram um modelo de difusão assimétrica bidimensional para o gás não condensável; Kobayashi et al.<sup>22</sup> apresentaram um estudo analítico e experimental examinando o comportamento do escoamento da mistura vapor-gás e seus efeitos na taxa de transferência de calor e na condutância do tubo de calor; Ochterbeck & Peterson<sup>25</sup> investigaram experimentalmente o efeito da quantidade de gás não condensável nas características de congelamento e descongelamento de um tubo de calor de cobre com secção retangular utilizando água como fluido de trabalho; Faghri & Haley<sup>12</sup> apresentaram uma modelagem matemática bidimensional transiente que considera difusão (vapor-gás) e propriedades variáveis.

Neste trabalho foi desenvolvido uma modelagem matemática de um tubo de calor com gás não condensável, resolvendo-se numericamente as equações do movimento para vapor, gás e líquido, acopladas às equações de energia para vapor, gás, líquido e tubo metálico. Para validar o modelamento, foi construído um sistema de testes no qual foram realizadas experiências variando-se a quantidade de



calor trocado, a quantidade de gás não condensável e o ângulo de inclinação do tubo de calor com relação à horizontal.

## 2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DOS TUBOS DE CALOR.

### 2.1 Tubos de calor convencionais.

Os componentes básicos de um tubo de calor são:

- recipiente fechado;
- estrutura porosa;
- fluido de trabalho.

O comprimento de um tubo de calor é dividido em três partes: evaporador, condensador e região adiabática, sendo que esta última pode existir ou não, dependendo da aplicação. O esquema de um tubo de calor é mostrado na figura (2.1).

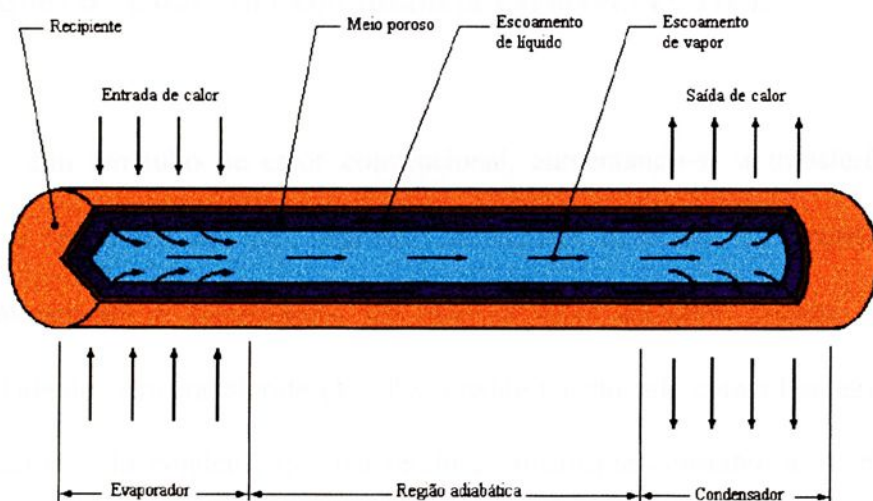


Figura 2.1: Esquema de um tubo de calor.

O funcionamento de um tubo de calor se dá da seguinte maneira: o calor aplicado na região do evaporador atravessa a parede do recipiente fechado e encontra o meio poroso. Ao chegar no meio poroso, carregado de fluido de trabalho no estado líquido, provoca a evaporação do fluido de trabalho, empurrando-o para a região de vapor. Por diferença de pressão, o fluido de trabalho desloca-se na região de vapor em direção ao condensador, passando pela região adiabática. No condensador, o fluido de trabalho encontra temperaturas menores, condensando-se. O calor latente desta condensação atravessa o meio poroso e a parede do tubo metálico e é transferido para o meio ao redor do tubo de calor na região do condensador. O fluido de trabalho condensado escoar por capilaridade através do meio poroso em direção ao evaporador, onde novamente irá evaporar, fechando o ciclo.

## **2.2 Tubos de calor com condutância variável (VCHP).**

Em um tubo de calor convencional, aumentando-se a transferência de calor e mantendo-se as mesmas condições externas no condensador, automaticamente a temperatura de todo o tubo aumenta. Nestes tubos, a quantidade de calor transferida está diretamente relacionada com a temperatura do evaporador e do condensador, mantendo praticamente constante a condutância. Quando é necessário que a temperatura se mantenha constante, variando-se a taxa de transferência de calor, o tubo de calor convencional não pode ser usado. O



dispositivo capaz de satisfazer esta necessidade é denominado tubo de calor com condutância variável.

Existem basicamente quatro tipos de tubos de calor com condutância variável: tubo de calor com gás não condensável, com excesso de líquido, com escoamento de vapor modulado e com escoamento de líquido modulado.

### 2.2.1 Tubos de calor com gás não condensável.

O tipo mais comum de tubo de calor com condutância variável é o tubo de calor com gás não condensável. Este tipo de tubo de calor usa uma quantidade fixa de gás não condensável para controlar a temperatura de operação (figura 2.2).

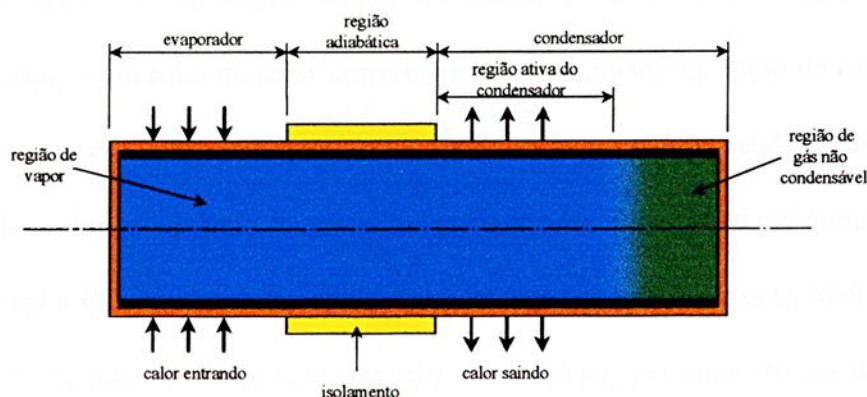


Figura 2.2: Tubo de calor com gás não condensável típico.

Durante a operação deste tubo de calor, o gás não condensável é empurrado para a região do condensador pelo escoamento de vapor, formando

uma barreira para este escoamento. Esta barreira impede a condensação na região ocupada pelo gás, tornando-a inativa.

Se na superfície externa do condensador a retirada de calor for por convecção, podemos escrever que:

$$Q = hA(T_p - T_\infty) \quad (2.1)$$

onde  $Q$  é o calor total trocado,  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $A$  é a área da superfície externa do condensador (parede do tubo),  $T_p$  é a média da temperatura desta superfície e  $T_\infty$  é a temperatura ambiente.

Num tubo de calor, a temperatura da parede, tanto no evaporador, quanto no condensador, está diretamente ligada às temperaturas internas. No interior do tubo de calor, o líquido da estrutura porosa está em equilíbrio com o vapor, pois se tem um estado de saturação. Logo, considerando  $h$ ,  $A$  e  $T_\infty$  constantes no condensador, num tubo de calor convencional, um aumento do fluxo de calor que entra no evaporador faz com que a temperatura de todo o tubo tenda a aumentar. No condensador, o aumento da temperatura da parede  $T_p$  provoca um aumento no fluxo de calor  $Q$ , igual ao aumento do fluxo de calor que entra no evaporador.

Num tubo de calor com gás não condensável, um aumento do fluxo de calor, que entra no evaporador, faz com que a temperatura de todo o tubo de calor tenda a aumentar, considerando constantes as condições externas no condensador. O aumento da temperatura do tubo de calor provoca um aumento da pressão interna, comprimindo a região de gás não condensável, consequentemente, aumentando a área ativa do condensador. Com isto, as temperaturas do

condensador não precisam de uma elevação considerável para que o aumento do fluxo de calor  $Q$  seja igual ao aumento do fluxo de calor do evaporador.

Com a diminuição do fluxo de calor que entra no evaporador, ocorre o inverso, a pressão interna do tubo diminui, permitindo que o gás não condensável desloque a fronteira, diminuindo a área ativa do condensador. Isto possibilita a diminuição do fluxo de calor que sai do condensador sem que a temperatura do tubo de calor tenha variação significativa.

Desta maneira, o tubo de calor com gás não condensável é capaz de manter uma temperatura quase constante na parede do evaporador e na parede da região ativa do condensador para várias quantidades de fluxo de calor.

### 2.2.2 Tubos de calor com excesso de líquido.

Outro tipo de tubo de calor com condutância variável é o tubo de calor com excesso de líquido. Este tubo de calor é similar ao com gás não condensável, exceto que ele usa o excesso de fluido de trabalho para criar o obstáculo ao escoamento de vapor dentro do condensador (figura 2.3). Embora na figura o tubo esteja na posição horizontal, este deve trabalhar na posição vertical, com o excesso de líquido na parte inferior.

Com o aumento da entrada de calor no evaporador a pressão do vapor aumenta, forçando o líquido a comprimir o fole, aumentando assim a área ativa do condensador.



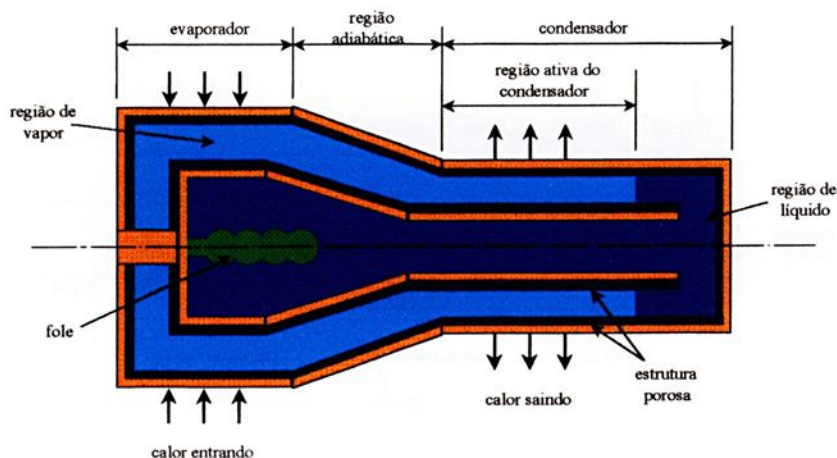


Figura 2.3: Tubo de calor com excesso de líquido.

### 2.2.3 Tubos de calor com escoamento de vapor modulado.

O terceiro modo de se variar a condutância de um tubo de calor é modulando o escoamento de vapor. Este tipo de tubo de calor utiliza um fole com um fluido de controle para regular a taxa de escoamento de vapor através de uma válvula.

O aumento da entrada de calor no evaporador provoca uma elevação da sua pressão e temperatura, fazendo com que o fole diminua a abertura da válvula. A diminuição da abertura da válvula faz com que o fluxo de vapor através dela seja praticamente constante, independente da pressão e da temperatura do evaporador. O controle da perda de carga na válvula permite se manter uma pressão praticamente constante no condensador (figura 2.4).

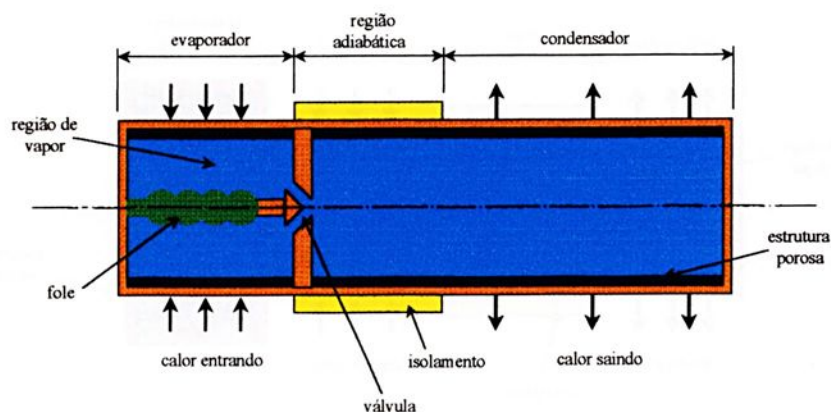


Figura 2.4: Tubo de calor com escoamento de vapor modulado.

## 2.2.4 Tubos de calor com escoamento de líquido modulado.

Finalmente, outro método de se variar a condutância é modulando o escoamento de líquido. Existem duas formas básicas para esse controle: o diodo térmico comum e o tubo de calor com controle de taxa de retorno de líquido. Tubos de calor com controle de taxa de retorno de líquido no meio poroso não foram completamente implementados devido a requererem um mecanismo extremamente delicado para executá-lo. Os diodos térmicos no entanto são de uso bastante comum. Existem praticamente dois tipos de diodos: o diodo com armadilha de líquido e o operado por gravidade.

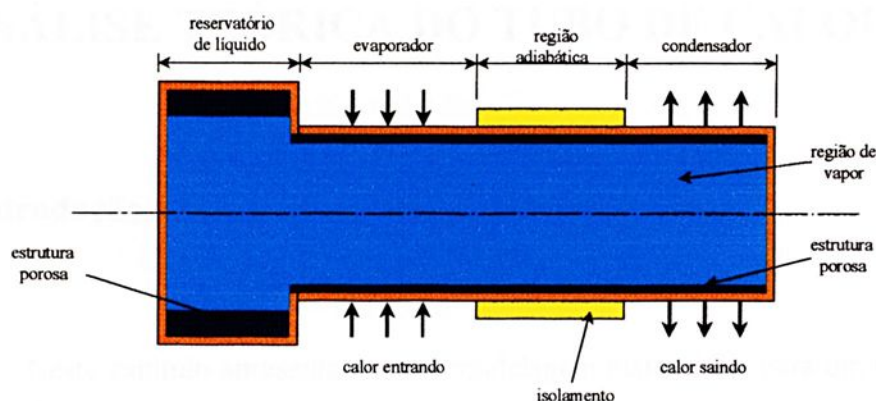


Figura 2.5: Diodo com armadilha de líquido.

O diodo com armadilha de líquido (figura 2.5) tem um reservatório de líquido no começo do evaporador. Não há conexão entre o meio poroso do tubo de calor e o reservatório de líquido. Se a temperatura do condensador supera a do evaporador, o que caracterizaria um fluxo de calor no sentido contrário ao desejado, o vapor começa a escoar para dentro do reservatório de líquido, condensando-se neste local. O vapor condensado fica preso no reservatório de líquido, interrompendo a operação normal do tubo de calor, desativando-o.

Outro dispositivo que pode ser considerado um tubo de calor com líquido modulado é o diodo operado por gravidade. Ele é um tubo de calor convencional, com estrutura porosa sem pressão de capilaridade suficiente para mantê-la totalmente preenchida com líquido. A região do condensador fica situada acima da região do evaporador. Quando há uma reversão no gradiente de temperatura, o vapor que condensa fica aprisionado por não conseguir ser bombeado devido às forças gravitacionais.

## 3 ANÁLISE TEÓRICA DO TUBO DE CALOR.

### 3.1 Introdução.

Neste capítulo apresenta-se uma modelagem matemática para um tubo de calor com seção transversal circular, considerando-se regiões de evaporação, de condensação e adiabática.

Foram feitas as seguintes suposições sobre as condições de operação:

- os escoamentos de vapor, líquido e gás não condensável são laminares e em regime permanente. Em particular, o escoamento de vapor é subsônico;
- vapor, líquido e gás possuem propriedades constantes com a temperatura na faixa de aplicação;
- a condensação e a evaporação ocorrem somente na interface líquido-vapor e esta coincide com a interface física entre a região porosa e a região de vapor;
- na interface líquido-vapor, o vapor está na temperatura de saturação correspondente à pressão local.
- na região da fronteira vapor-gás a velocidade axial do vapor é nula.
- para a localização da fronteira, a pressão no interior do gás não condensável é regida pela lei dos gases perfeitos.

Apesar da consideração do segundo item, o modelo numérico desenvolvido prevê a possibilidade de se ter variações na densidade, viscosidade e condutividade térmica de acordo com a temperatura local.

### 3.2 Tubo de calor com seção transversal circular.

A figura (3.1) mostra um tubo de calor de seção transversal circular e nela estão definidos os parâmetros geométricos que foram usados na modelagem matemática:

$L$  = comprimento total do tubo de calor;

$L_e$  = comprimento do evaporador;

$L_a$  = comprimento da região adiabática;

$L_c$  = comprimento do condensador;

$r_v$  = raio de vapor;

$r_p$  = raio do meio poroso;

$r_t$  = raio do tubo.

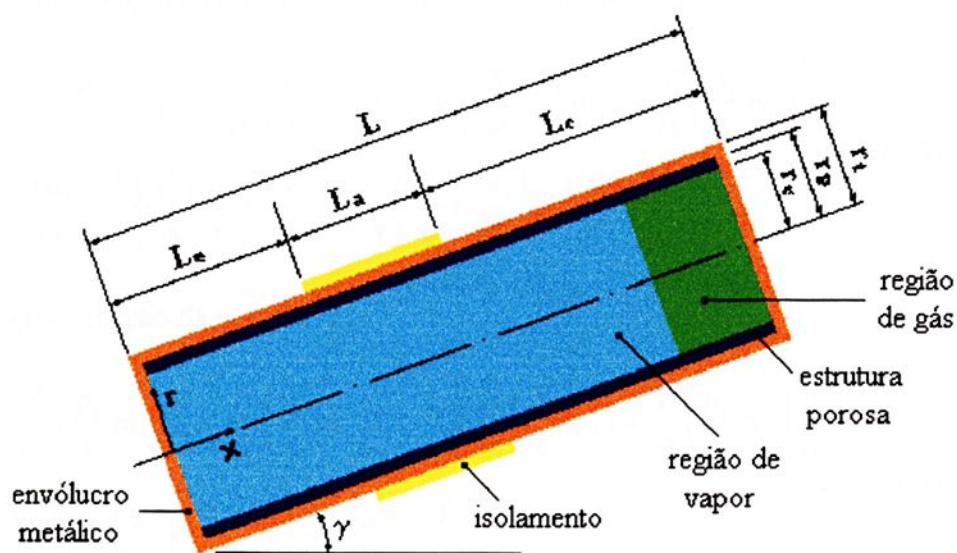


Figura 3.1 Parâmetros do tubo de calor

Baseado no modelo mostrado na figura (3.1) pode-se fazer o equacionamento dos escoamentos de vapor e líquido e da transferência de calor, levando em consideração as suposições feitas na seção anterior.

Para o escoamento de líquido na estrutura porosa, usam-se as equações deduzidas por Vafai e Tien<sup>37</sup> escritas em suas formas conservativas:

- continuidade

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r u_l \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r v_l \right) = 0 \quad (3.1)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção x

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r u_l \right) u_l + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r v_l \right) u_l - u_l \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r u_l \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r v_l \right) \right] \right\} = \\ & = - \frac{\partial p_l}{\partial x} + \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_l}{\varepsilon} r \frac{\partial u_l}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\mu_l}{\varepsilon} r \frac{\partial u_l}{\partial r} \right) \right\} - \frac{\mu_l}{K} u_l + \frac{\rho_l}{\varepsilon} g \sin \gamma \end{aligned} \quad (3.2)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção r

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r u_l \right) v_l + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r v_l \right) v_l - v_l \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r u_l \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r v_l \right) \right] \right\} = \\ & = - \frac{\partial p_l}{\partial r} + \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_l}{\varepsilon} r \frac{\partial v_l}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\mu_l}{\varepsilon} r \frac{\partial v_l}{\partial r} \right) - \frac{\mu_l r v_l}{r^2} \right\} - \frac{\mu_l}{K} v_l \end{aligned} \quad (3.3)$$

- conservação da energia

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r u_l \right) T_l + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r v_l \right) T_l - T_l \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r u_l \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\rho_l}{\varepsilon} r v_l \right) \right] \right\} = \\ & = \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{k_{ef}}{\varepsilon C_{pl}} r \frac{\partial T_l}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{k_{ef}}{\varepsilon C_{pl}} r \frac{\partial T_l}{\partial r} \right) \right\} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Nas equações (3.1 a 3.4), as variáveis  $u$ ,  $v$ ,  $p$ ,  $T$  são valores médios locais definidos por:

$$\langle \phi \rangle = \frac{1}{V_1} \int_{V_1} (\phi dV)$$

onde  $V_1$  é um volume infinitesimal de líquido e  $\langle \phi \rangle$  é o valor médio da variável  $\phi$ ;

$\varepsilon$  é a porosidade,  $k_{ef}$  é a condutividade térmica efetiva do meio poroso saturado e  $K$  é a permeabilidade.

O escoamento de vapor é descrito pelas equações de Navier-Stokes juntamente com as equações da continuidade e da conservação de energia. Estas equações são escritas na forma conservativa como:

- continuidade

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho_v r u_v) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho_v r v_v) = 0 \quad (3.5)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção  $x$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x}(\rho_v r u_v) u_v + \frac{\partial}{\partial r}(\rho_v r v_v) u_v - u_v \left[ \frac{\partial}{\partial x}(\rho_v r u_v) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho_v r v_v) \right] \right\} = \\ & = -\frac{\partial p_v}{\partial x} + \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_v r \frac{\partial u_v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \mu_v r \frac{\partial u_v}{\partial r} \right) \right\} + \rho_v g \sin \gamma \end{aligned} \quad (3.6)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção  $r$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x}(\rho_v r u_v) v_v + \frac{\partial}{\partial r}(\rho_v r v_v) v_v - v_v \left[ \frac{\partial}{\partial x}(\rho_v r u_v) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho_v r v_v) \right] \right\} = \\ & = -\frac{\partial p_v}{\partial r} + \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_v r \frac{\partial v_v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \mu_v r \frac{\partial v_v}{\partial r} \right) - \frac{\mu_v r v_v}{r^2} \right\} \end{aligned} \quad (3.7)$$

- conservação da energia

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v r u_v) T_v + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_v r v_v) T_v - T_v \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v r u_v) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_v r v_v) \right] \right\} = \\ = \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{k_v}{C_{pv}} r \frac{\partial T_v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{k_v}{C_{pv}} r \frac{\partial T_v}{\partial r} \right) \right\} \end{aligned} \quad (3.8)$$

O escoamento do gás não condensável é descrito também pelas equações de Navier-Stokes juntamente com as equações da continuidade e da conservação de energia, que são escritas na forma conservativa como:

- continuidade

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho_g r u_g) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_g r v_g) = 0 \quad (3.9)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção x

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_g r u_g) u_g + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_g r v_g) u_g - u_g \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_g r u_g) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_g r v_g) \right] \right\} = \\ = - \frac{\partial p_g}{\partial x} + \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_g r \frac{\partial u_g}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \mu_g r \frac{\partial u_g}{\partial r} \right) \right\} + \rho_g g \sin \gamma \end{aligned} \quad (3.10)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção r

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_g r u_g) v_g + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_g r v_g) v_g - v_g \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_g r u_g) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_g r v_g) \right] \right\} = \\ = - \frac{\partial p_g}{\partial r} + \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_g r \frac{\partial v_g}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \mu_g r \frac{\partial v_g}{\partial r} \right) - \frac{\mu_g r v_g}{r^2} \right\} \end{aligned} \quad (3.11)$$

- conservação da energia

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_g r u_g) T_g + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_g r v_g) T_g - T_g \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_g r u_g) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_g r v_g) \right] \right\} = \\ = \frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{k_g}{C_{pg}} r \frac{\partial T_g}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{k_g}{C_{pg}} r \frac{\partial T_g}{\partial r} \right) \right\} \end{aligned} \quad (3.12)$$

A transferência de calor através do invólucro metálico é governada pela equação da condução, que, para regime permanente, pode ser escrita como:

$$\frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( k_m r \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( k_m r \frac{\partial T_m}{\partial r} \right) \right\} = 0 \quad (3.13)$$

Nota-se que nas equações (3.1 a 3.12) aparece um termo da forma:

$$\phi \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\rho r u) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v) \right\},$$

sendo  $\phi = u$  nas equações (3.2, 3.6 e 3.10),  $\phi = v$  nas equações (3.3, 3.7 e 3.11) e  $\phi = T$  nas equações (3.4, 3.8 e 3.12), ou seja, a variável principal da equação multiplica a equação da continuidade. Estes termos, quando se encontra a solução para os campos de velocidade, devem ser nulos; porém, como se tem soluções numéricas e durante o processo iterativo de solução, antes da convergência, a equação da continuidade não é necessariamente satisfeita, eles são mantidos durante os processos de discretização e solução, pois auxiliam no processo de convergência.

Aplicando nas equações as seguintes transformações adimensionais:

$$x^* = \frac{x}{L}$$

$$r^* = \frac{r}{r_v}$$

$$u^* = \frac{u}{v_r}$$

$$v^* = \frac{v}{v_r}$$

$$\rho^* = \frac{\rho}{\rho_r}$$

$$\mu^* = \frac{\mu}{\mu_r}$$

$$p^* = \frac{p}{\rho_r v_r^2}$$

sendo:

$L$  = comprimento do tubo;

$r_v$  = raio de vapor;

$\rho_r$  = massa específica na temperatura de projeto;

$\mu_r$  = viscosidade de referência na temperatura de projeto;

$v_r$  = velocidade de referência dada por:

$$v_r = \frac{Q}{2\pi r_v L \rho_r h_{fg}},$$

sendo  $h_{fg}$  o calor latente de vaporização do fluido de trabalho, obtém-se:

- continuidade

$$\frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* u_1^* \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* v_1^* \right) = 0 \quad (3.14)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção  $x$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* u_1^* \right) u_1^* + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* v_1^* \right) u_1^* - u_1^* \left[ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* u_1^* \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* v_1^* \right) \right] \right\} = \\ & = - \left( \frac{r_v}{L} \right) \frac{\partial p_1^*}{\partial x^*} + \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re } r_p} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\mu_1^*}{\varepsilon} r^* \frac{\partial u_1^*}{\partial x^*} \right) + \frac{1}{\text{Re } r_p} \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu_1^*}{\varepsilon} r^* \frac{\partial u_1^*}{\partial r^*} \right) \right\} + \\ & - \frac{\text{Dar}}{\text{Re } r_p} \mu_1^* u_1^* + \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} \frac{r_v}{v_r} g \sin \gamma \end{aligned} \quad (3.15)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção  $r$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* u_1^* \right) v_1^* + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* v_1^* \right) v_1^* - v_1^* \left[ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* u_1^* \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* v_1^* \right) \right] \right\} = \\ & = -\frac{\partial p_1^*}{\partial r^*} + \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re} r_p} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\mu_1^*}{\varepsilon} r^* \frac{\partial v_1^*}{\partial x^*} \right) + \frac{1}{\text{Re} r_p} \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu_1^*}{\varepsilon} r^* \frac{\partial v_1^*}{\partial r^*} \right) \right\} + \\ & - \frac{\text{Dar}}{\text{Re} r_p} \mu_1^* v_1^* - \frac{1}{\text{Re} r_p} \frac{\mu_1^* r^* v_1^*}{r^2} \end{aligned} \quad (3.16)$$

- conservação da energia

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* u_1^* \right) T_1^* + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* v_1^* \right) T_1^* - T_1^* \left[ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* u_1^* \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\rho_1^*}{\varepsilon} r^* v_1^* \right) \right] \right\} = \\ & = \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\mu_1^*}{\text{Re} r_p \text{Pr}_p} r^* \frac{\partial T_1^*}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu_1^*}{\text{Re} r_p \text{Pr}_p} r^* \frac{\partial T_1^*}{\partial r^*} \right) \right\} \end{aligned} \quad (3.17)$$

Para o vapor:

- continuidade

$$\frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^* u_v^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^* v_v^*) = 0 \quad (3.18)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção  $x$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^* u_v^*) u_v^* + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^* v_v^*) u_v^* - u_v^* \left[ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^* u_v^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^* v_v^*) \right] \right\} = \\ & = -\left( \frac{r_v}{L} \right) \frac{\partial p_v^*}{\partial x^*} + \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re} r} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( u_v^* r^* \frac{\partial u_v^*}{\partial x^*} \right) + \frac{1}{\text{Re} r} \frac{\partial}{\partial r^*} \left( u_v^* r^* \frac{\partial u_v^*}{\partial r^*} \right) \right\} + \\ & + \rho_v^* \frac{r_v}{v_r} g \sin \gamma \end{aligned} \quad (3.19)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção  $r$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^* u_v^*) v_v^* + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^* v_v^*) v_v^* - v_v^* \left[ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^* u_i^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^* v_i^*) \right] \right\} = \\ & = -\frac{\partial p_v^*}{\partial r^*} + \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re} r} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\mu_v^*}{\varepsilon} r^* \frac{\partial v_v^*}{\partial x^*} \right) + \frac{1}{\text{Re} r} \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu_v^*}{\varepsilon} r^* \frac{\partial v_v^*}{\partial r^*} \right) \right\} + \\ & - \frac{1}{\text{Re} r} \frac{\mu_v^* r^* v_v^*}{r^{*2}} \end{aligned} \quad (3.20)$$

- conservação da energia

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^* u_v^*) T_v + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^* v_v^*) T_v - T_v \left[ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^* u_i^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^* v_i^*) \right] \right\} = \\ & = \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\mu_v^*}{\text{Re} r \text{Pr}} r^* \frac{\partial T_v}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu_v^*}{\text{Re} r \text{Pr}} r^* \frac{\partial T_v}{\partial r^*} \right) \right\} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Para o gás não condensável:

- continuidade

$$\frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) = 0 \quad (3.22)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção  $x$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) u_g^* + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) u_g^* - u_g^* \left[ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) \right] \right\} = \\ & = -\left( \frac{r_v}{L} \right) \frac{\partial p_g^*}{\partial x^*} + \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re} r_g} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( u_g^* r^* \frac{\partial u_g^*}{\partial x^*} \right) + \frac{1}{\text{Re} r_g} \frac{\partial}{\partial r^*} \left( u_g^* r^* \frac{\partial u_g^*}{\partial r^*} \right) \right\} + \\ & + \rho_g^* \frac{r_v}{v_r} g \sin \gamma \end{aligned} \quad (3.23)$$

- conservação da quantidade de movimento na direção  $r$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) v_g^* + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) v_g^* - v_g^* \left[ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) \right] \right\} = \\ & = - \frac{\partial p_g^*}{\partial r^*} + \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re } r_g} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\mu_g^*}{\varepsilon} r^* \frac{\partial v_g^*}{\partial x^*} \right) + \frac{1}{\text{Re } r_g} \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu_g^*}{\varepsilon} r^* \frac{\partial v_g^*}{\partial r^*} \right) \right\} + \\ & - \frac{1}{\text{Re } r_g} \frac{\mu_g^* r^* v_g^*}{r^{*2}} \end{aligned} \quad (3.24)$$

- conservação da energia

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) T_g + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) T_g - T_g \left[ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) \right] \right\} = \\ & = \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{\mu_g^*}{\text{Re } r_g \text{ Pr}_g} r^* \frac{\partial T_g}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu_g^*}{\text{Re } r_g \text{ Pr}_g} r^* \frac{\partial T_g}{\partial r^*} \right) \right\} \end{aligned} \quad (3.25)$$

Para o tubo metálico:

$$\left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x^*} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial r^*} \right) = 0 \quad (3.26)$$

onde:

$$\text{Re } r = \frac{\rho_{v_r} v_r r_v}{\mu_{v_r}}$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu_{v_r} C_{pv}}{k_{v_r}}$$

$$\text{Re } r_p = \frac{\mu_{v_r} \rho_{l_r}}{\mu_{l_r} \rho_{v_r}} \text{Re } r$$

$$\text{Pr}_p = \frac{\mu_{v_r} C_{pl}}{k_{ef}}$$

$$\text{Re } r_g = \frac{\mu_{v_r} \rho_{g_r}}{\mu_{g_r} \rho_{v_r}} \text{Re } r$$

$$\text{Pr}_g = \frac{\mu_{v_r} C_{pg}}{k_{ef}}$$

$$\text{Dar} = \frac{r_v^2 \varepsilon}{K}$$

Quando se considera as propriedades constantes,  $\rho^* = \mu^* = 1$ .

Não é feita a adimensionalização da temperatura pois, pelas condições de contorno adotadas, mostradas a seguir, este procedimento dificulta o processo de solução.

Todas as equações anteriores podem ser escritas como:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right) \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho^* r^* u^* \phi) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho^* r^* v^* \phi) \right\} = \\ = \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \Gamma r^* \frac{\partial \phi}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \Gamma r^* \frac{\partial \phi}{\partial r^*} \right) \right\} + S \end{aligned} \quad (3.27)$$

o que facilita o trabalho de discretização das equações e permite utilizar o mesmo processo de solução para todas as variáveis.

### 3.3 Condições de contorno.

As equações governantes, para o modelo em estudo, têm comportamento elíptico e exigem condições de contorno compatíveis com este tipo de equação. Pode-se dividir as condições de contorno, para nosso problema, em dois tipos:

- condições fora das interfaces;
- condições nas interfaces.

Condições de contorno fora das interfaces

- Escoamento de líquido:

$$v_1^*(0, r^*) = v_1^*(1, r^*) = 0$$

$$u_1^*(0, r^*) = u_1^*(1, r^*) = 0$$

$$\frac{\partial T_1}{\partial x^*}(0, r^*) = 0$$

$$\frac{\partial T_1}{\partial x^*}(1, r^*) = 0$$

- Escoamento de vapor

$$v_v^*(0, r^*) = 0$$

$$u_v^*(0, r^*) = 0$$

$$v_v^*(x^*, 0) = 0$$

$$\frac{\partial u^*}{\partial r^*}(x^*, 0) = 0$$

$$\frac{\partial T_v}{\partial r^*}(x^*, 0) = 0$$

$$\frac{\partial T_v}{\partial x^*}(0, r^*) = 0$$

$$\frac{\partial T_v}{\partial x^*}(1, r^*) = 0$$

- Escoamento de gás não condensável:

$$v_g^*(1, r^*) = 0$$

$$u_g^*(1, r^*) = 0$$

$$v_g^*(x^*, 0) = 0$$

$$\frac{\partial u_g^*}{\partial r^*}(x^*, 0) = 0$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial r^*}(x^*, 0) = 0$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial x^*}(1, r^*) = 0$$

- Invólucro metálico:

$$\frac{\partial T_m}{\partial x^*}(0, r^*) = 0$$

$$\frac{\partial T_m}{\partial x^*}(1, r^*) = 0$$

$$-\frac{k_m}{r_v} \frac{\partial T_m}{\partial r^*}(x^*, \frac{r_t}{r_v}) = -Q$$

Esta última condição se refere ao evaporador. Na região adiabática  $Q = 0$ . A troca de calor entre o tubo e o meio na região do condensador se dá por convecção:

$$-k_m \frac{\partial T_m}{\partial r^*}(x^*, \frac{r_t}{r_v}) = r_v h (T_m - T_\infty)$$

Condições de contorno nas interfaces

- Interface líquido-vapor:

$$v_v^*(x^*, r_v^*) = \frac{1}{v_r} \left( \frac{-k_{ef} \frac{\partial T_l}{\partial r^*} + \frac{-k_v}{\rho_v r_v} \frac{\partial T_v}{\partial r^*}}{\rho^* h_{fg}} \right)$$

$$v_l(x^*, r_v^*) = \frac{\rho_v \rho_v^*}{\rho_l \rho_l^*} v_v^*(x^*, r_v^*)$$

$$u_v(x^*, r_v^*) = u_l(x^*, r_v^*)$$

$$\frac{\partial u_v^*}{\partial r^*}(x^*, r_v^*) = \frac{\mu_l \mu_l^*}{\mu_v \mu_v^*} \frac{\partial u_l^*}{\partial r^*}(x^*, r_v^*)$$

$$T_v(x^*, r_v^*) = T_l(x^*, r_v^*) = T(p)$$

- Interface líquido-gás:

$$v_g^*(x^*, r_v^*) = v_l^*(x^*, r_v^*) = 0$$

$$u_g^*(x^*, r_v^*) = u_l^*(x^*, r_v^*)$$

$$\frac{\partial u_g^*}{\partial r^*}(x^*, r_v^*) = \frac{\mu_l \mu_l^*}{\mu_v \mu_v^*} \frac{\partial u_l^*}{\partial r^*}(x^*, r_v^*)$$

$$k_l \frac{\partial T_l}{\partial r^*}(x^*, r_v^*) = k_g \frac{\partial T_g}{\partial r^*}(x^*, r_v^*)$$

- Interface vapor-gás:

$$\frac{\partial v_v^*}{\partial x^*}(x_{vg}^*, r^*) = \frac{\mu_g \mu_g^*}{\mu_v \mu_v^*} \frac{\partial v_g^*}{\partial x^*}(x_{vg}^*, r^*)$$

$$v_v(x_{vg}^*, r^*) = v_g(x_{vg}^*, r^*)$$

$$u_v(x_{vg}^*, r^*) = u_g(x_{vg}^*, r^*) = 0$$

$$T_v(x_{vg}^*, r^*) = T_g(x_{vg}^*, r^*)$$

$$k_v \frac{\partial T_v}{\partial x^*}(x_{vg}^*, r^*) = k_g \frac{\partial T_g}{\partial x^*}(x_{vg}^*, r^*)$$

- Interface líquido-tubo metálico:

$$v_1^*(x^*, \frac{r_p}{r_v}) = 0$$

$$u_1^*(x^*, \frac{r_p}{r_v}) = 0$$

$$k_m \frac{\partial T_m}{\partial r^*}(x^*, \frac{r_p}{r_v}) = k_{ef} \frac{\partial T_l}{\partial r^*}(x^*, \frac{r_p}{r_v})$$

$$T_m(x^*, \frac{r_p}{r_v}) = T_l(x^*, \frac{r_p}{r_v})$$

As equações (3.14 a 3.26) acopladas às condições de contorno mostradas podem ser resolvidas utilizando-se o método descrito no capítulo 4.

## 4 ANÁLISE NUMÉRICA.

### 4.1 Introdução.

Como visto no capítulo anterior, todas as equações que temos que resolver podem ser descritas pela equação geral da convecção-difusão, que para o caso de regime permanente assume a forma:

$$\nabla(\rho \vec{V}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + S \quad (4.1)$$

Esta equação determina a distribuição em regime permanente, de um escalar  $\phi$  que é transportado convectivamente por um fluido que se move com velocidade  $\vec{V}$  e que se difunde com coeficiente de difusão  $\Gamma$ . Nesta equação  $S$  representa a taxa volumétrica de geração de  $\phi$  e  $\rho$  é a massa específica do fluido. Pela escolha adequada de  $\phi$ ,  $\Gamma$  e  $S$  podemos recuperar as equações de transporte.

O uso do método de diferenças finitas centradas para resolução desta equação pode levar a soluções oscilatórias, fisicamente não realistas, quando o número de Peclet da grade definido como:

$$Pe = \frac{(\rho u \Delta l)}{\Gamma}, \quad (4.2)$$

for superior a dois, isto é, quando os termos convectivos forem dominantes.

A eliminação deste problema é possível pela utilização do esquema de discretização *upwind* introduzido por Courant et al.<sup>5</sup> e utilizado por vários

pesquisadores. Este esquema usa diferenças atrasadas (*backward*) na direção do escoamento para os termos envolvendo derivadas de primeira ordem (termos convectivos) e diferenças centradas para os termos com derivadas de segunda ordem (termos difusivos). Apesar deste esquema dar resultados fisicamente coerentes para qualquer  $Pe$ , as soluções obtidas não são acuradas, pois, para valores elevados de  $Pe$  há uma superestimativa da difusão, e, para  $Pe$  baixos, o esquema de diferenças centradas dá resultados melhores.

Por estas razões, surgiram vários esquemas de discretização que procuram evitar as instabilidades resultantes do esquema de diferenças centradas e ainda que gerem o melhor resultado possível. Assim, podemos citar o esquema híbrido que usa diferenças centradas para  $|Pe| \leq 2$  e o esquema *upwind* para  $|Pe| > 2$ , o esquema exponencial de Spalding<sup>33</sup>, o esquema *power law* de Patankar<sup>26</sup> que é uma variação do esquema exponencial, o *quadratic upstream differencing* de Leonard<sup>23</sup> e o esquema LOAD (*Locally Analytical Differencing*) de Wong & Raithby<sup>38</sup>, utilizado por Prakash<sup>31</sup>.

Neste trabalho utilizou-se o esquema exponencial, que demonstrou ser um esquema que gera muito boas soluções, tem convergência rápida e é facilmente implementado.

## 4.2 Discretização das equações.

Nos métodos de volume de controle, as equações discretizadas são obtidas por integração da equação (4.1) sobre volumes de controle ao redor dos pontos da grade. Para um determinado ponto P, associado a um volume de controle, conforme mostrado na figura (4.1), podemos fazer esta integração obtendo:

$$J_x^e A_e - J_x^w A_w + J_r^n A_n - J_r^s A_s = S_p V \quad (4.3)$$

onde

$$J_x = \rho u \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (4.4)$$

$$J_r = \rho v \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial r} \quad (4.5)$$

e os termos A são as áreas associadas às faces do volume de controle e V o seu volume.

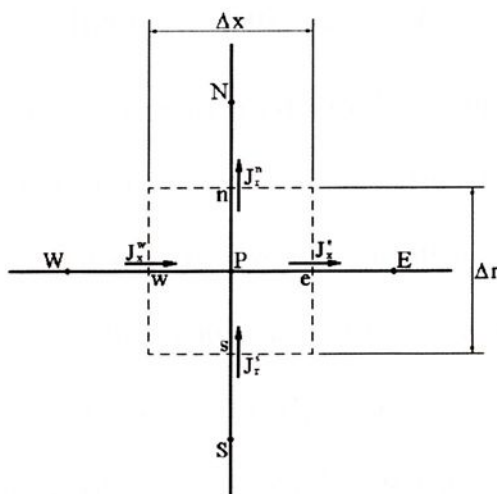


Figura 4.1: Ponto da grade com seu volume de controle

O objetivo principal do esquema de discretização é expressar os diferentes valores do fluxo  $J$  em termos dos valores de  $\phi$ , no ponto  $P$  e nos vizinhos  $E$ ,  $W$ ,  $N$  e  $S$ . Utilizando-se o esquema exponencial e substituindo-se os fluxos obtidos na equação (4.3), obtém-se um sistema de equações do tipo:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + S_P \quad (4.6)$$

onde

$$a_E = \frac{(\rho u)_e A_e}{\exp(P_e) - 1} \quad (4.7)$$

$$a_W = \frac{(\rho u)_w \exp(P_w) A_w}{\exp(P_w) - 1} \quad (4.8)$$

$$a_N = \frac{(\rho u)_n A_n}{\exp(P_n) - 1} \quad (4.9)$$

$$a_S = \frac{(\rho u)_s \exp(P_s) A_s}{\exp(P_s) - 1} \quad (4.10)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + [(\rho u)_e A_e - (\rho u)_w A_w - (\rho u)_n A_n - (\rho u)_s A_s] \quad (4.11)$$

O termo entre colchetes na expressão de  $a_P$  corresponde à equação da continuidade discretizada e poderia ser considerado nulo. Entretanto, como se tem soluções numéricas e durante o processo iterativo de solução, antes da convergência, a equação da continuidade não é necessariamente satisfeita, manteve-se este termo, pois auxilia a convergência.

Uma das dificuldades para a solução das equações do movimento, é a obtenção do campo de pressões pois não existe uma equação específica para esta

variável. Neste trabalho optou-se pelo algoritmo SIMPLE (*Semi Implicit Method for Pressure Linked Equation*), desenvolvido por Patankar e Spalding<sup>28</sup> que usa a equação da continuidade para obter uma equação específica para a pressão.

Com isso chegamos a um conjunto de sistemas de equações (um para cada variável), todos eles na forma mostrada pela expressão (4.6) e que podem ser resolvidos de forma iterativa, por um processo *line-by-line* e um algoritmo para matrizes tridiagonais, pois são sistemas acoplados.

### 4.3 Grades para as diversas variáveis.

Como mostrado por Patankar<sup>27</sup> a escolha de uma grade única para todas as variáveis pode levar a soluções fisicamente não realistas do campo de pressões e a solução proposta é o uso de grades independentes para as variáveis  $u$ ,  $v$  e  $p$ . Este procedimento pode também, apesar de deixar a programação mais complexa, facilitar a aplicação das condições de contorno, pois, como será visto a seguir, estas condições podem ficar exatamente sobre as faces dos volumes de controle.

#### 4.3.1 Grade para as variáveis $p$ e $T$ .

Na figura (4.2) estão mostrados os pontos típicos desta grade. As vantagens do uso desta grade são: a não existência de volumes de controle incompletos ( $1/2$  e  $1/4$  de volumes), a não necessidade de se escrever uma equação específica para a

coordenada  $r = 0$ , pois não existem pontos sobre esta linha, e, a coincidência das faces do volume de controle com o contorno, o que facilita, para o caso da equação da energia, a aplicação de condições de contorno de fluxo de calor conhecido.

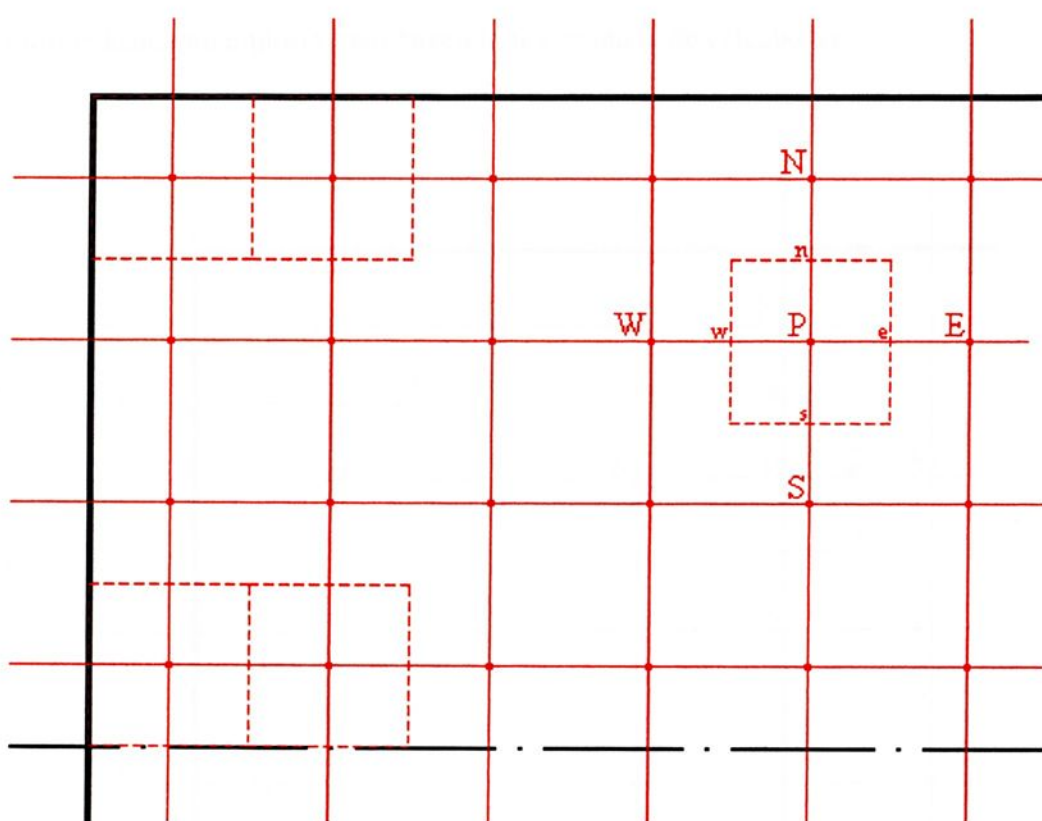


Figura 4.2: Grade e volumes de controle para as variáveis  $p$  e  $T$ .

### 4.3.2 Grade para a variável $u$ .

A grade de  $u$  (figura 4.3), é similar à grade de  $p$  e  $T$  (figura 4.2), porém, esta está deslocada em relação à anterior na direção  $x$ . Neste caso, existem pontos colocados nos contornos perpendiculares a  $x$ . Isto é vantajoso pois normalmente se conhece o valor da variável nestes pontos e a condição de contorno fica automaticamente imposta, não havendo necessidade de calculá-las.

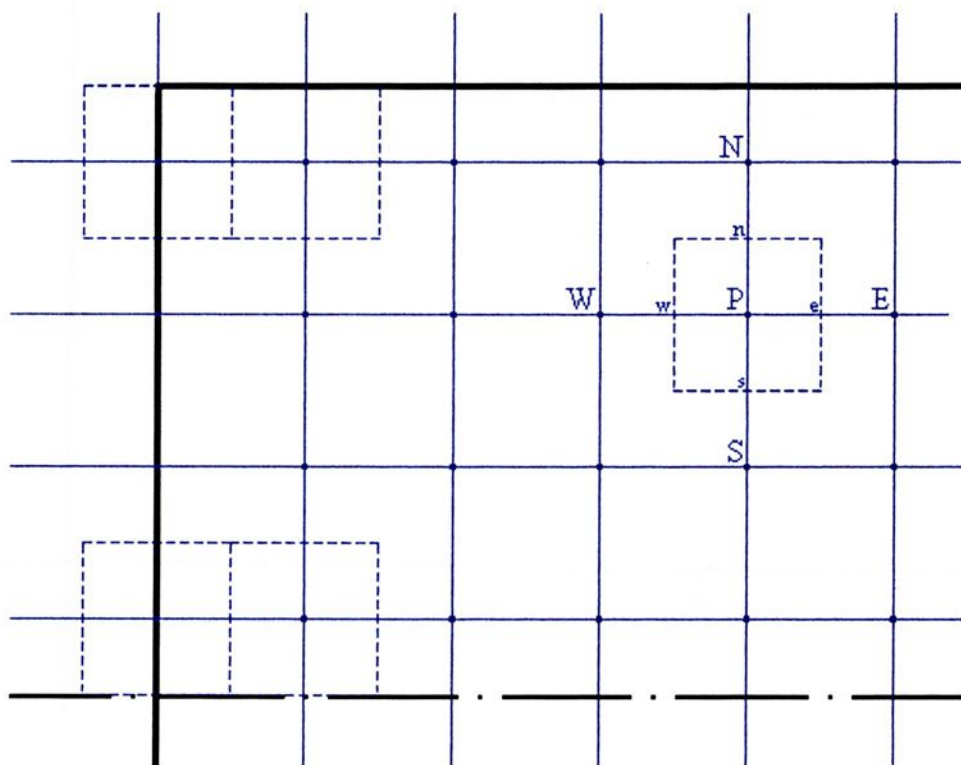


Figura 4.3: Grade para a variável  $u$ .

### 4.3.3 Grade para a variável $v$ .

A grade para  $v$  (figura 4.4), tem as mesmas características da grade de  $u$ , porém com deslocamento, em relação à grade de  $p$ , na direção  $r$ .

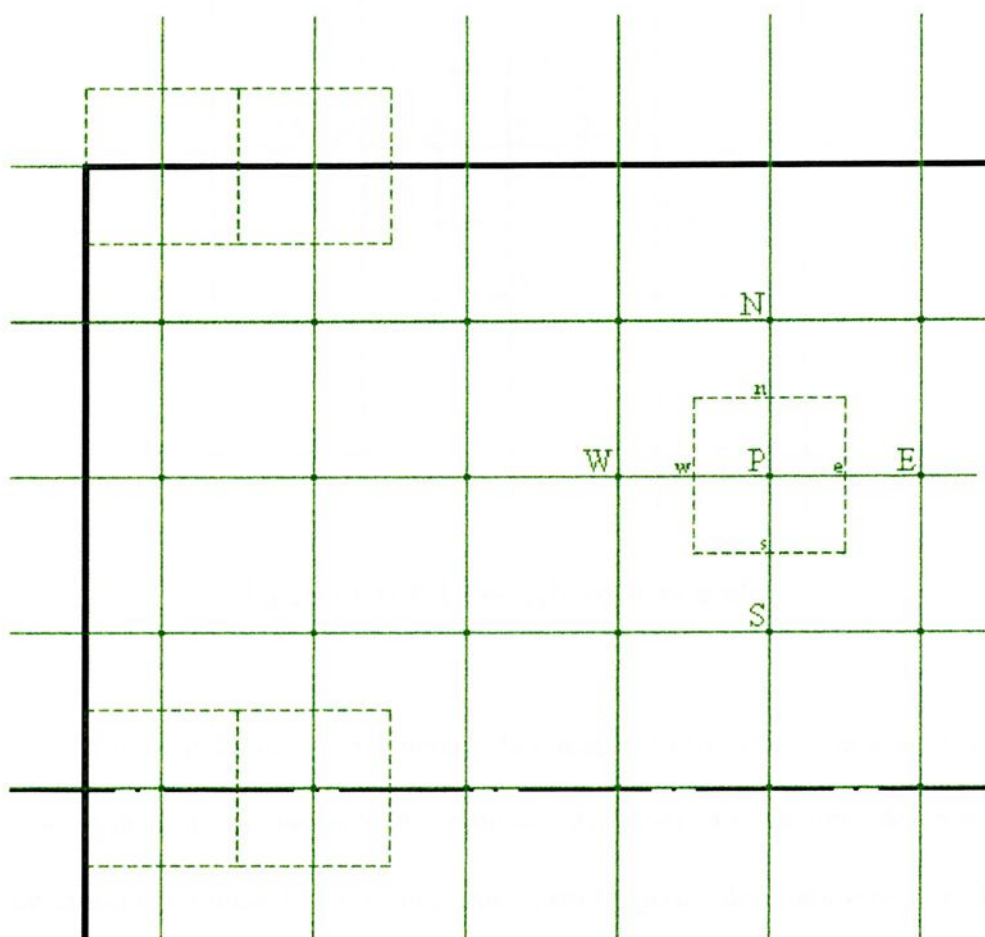


Figura 4.4: Grade para a variável  $v$ .

Neste caso, de maneira similar à grade de  $x$ , existem pontos colocados nos contornos perpendiculares a  $r$ , o que facilita a colocação das condições de contorno.

A figura (4.5) nos dá uma visão da grade de  $p$  e  $T$  com a sobreposição das grades de  $u$  e  $v$  em um ponto genérico  $P$ .

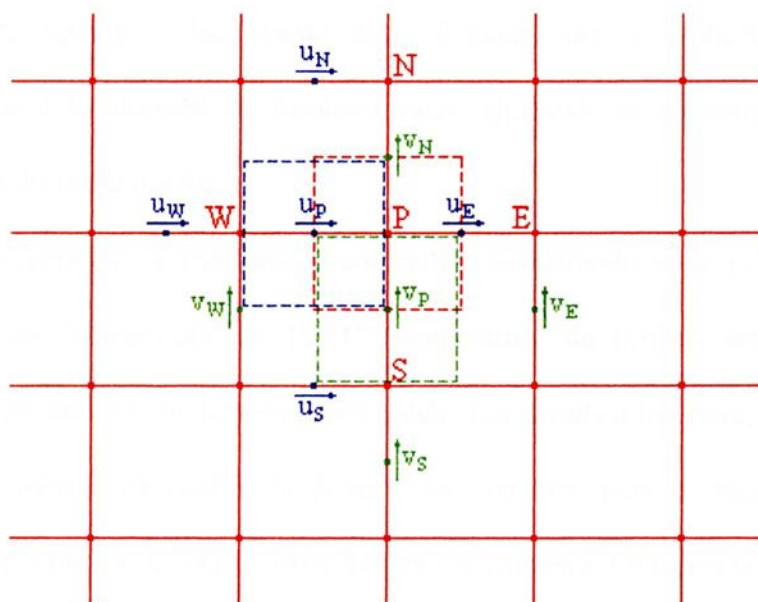


Figura (4.5) Sobreposição das três grades.

Analisando-se os coeficientes da equação (4.6) verifica-se a necessidade de se conhecer as velocidades normais às faces do volume de controle. Examinando a figura (4.5) vemos que, para a grade das variáveis  $p$  e  $T$ , as velocidades podem ser tomadas diretamente, pois os pontos das grades de velocidade coincidem com os pontos médios destes volumes. Para o cálculo das variáveis  $u$  e  $v$  são necessárias algumas interpolações.

#### 4.4 Procedimento de ajuste das grades pela variação da fronteira.

A fronteira vapor-gás é função da pressão interna do tubo de calor e logicamente, da quantidade de calor trocada pelo tubo. A priori e durante o processo de cálculo, a localização dessa fronteira não é conhecida. Deve-se permitir que a localização da fronteira varie, ajustando-se ao comprimento da região ativa do condensador.

Inicialmente, a fronteira é colocada considerando-se o tubo de calor inteiro a uma temperatura de 100°C (temperatura de projeto arbitrada) e a quantidade de gás não condensável dentro dele. Localizada a fronteira, calcula-se o número de pontos da malha, as áreas e os volumes, para a região ativa do condensador e para a de gás. A cada iteração, a fronteira é localizada novamente, repetindo-se todos os cálculos.

A localização da fronteira é feita utilizando-se a equação dos gases perfeitos:

$$V_k = \frac{p_i V_i T_k}{T_i p_k} \quad (4.12)$$

sendo:

$V_k$  = volume de gás não condensável para a localização da fronteira;

$p_i$  = pressão de saturação do fluido de trabalho à temperatura  $T_i$ ;

$V_i$  = volume de gás não condensável à pressão  $p_i$ ;

$T_i$  = temperatura de projeto do tubo de calor;

$T_k$  = média das temperaturas da região de gás não condensável na  $k$ -ésima iteração;

$p_k$  = pressão do ponto da malha situado no centro do tubo e imediatamente antes da fronteira na  $k$ -ésima iteração.

#### 4.4.1 Grade no condensador.

Na região do condensador, a grade varia a cada iteração, ajustando-se de acordo com a localização da interface vapor-gás. As figuras (4.6, 4.7 e 4.8) mostram o esquema das grades de  $p$  e  $T$ , de  $u$  e de  $v$ , respectivamente, para as interfaces evaporador-condensador e vapor-gás.

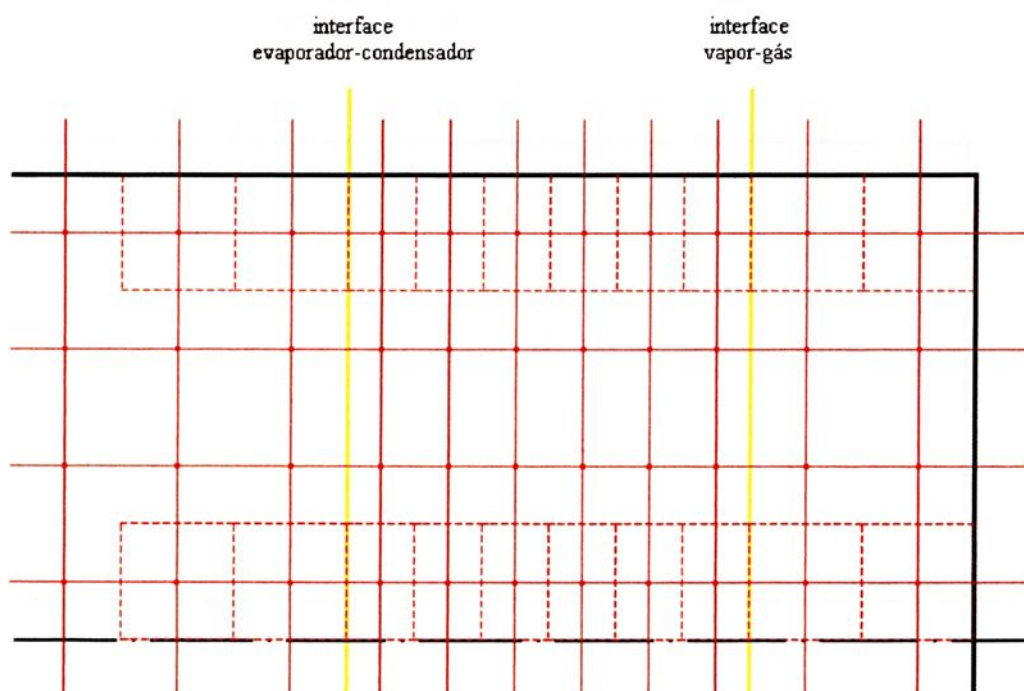


Figura 4.6: Grade de  $p$  e  $T$  para as interfaces evaporador-condensador e vapor-gás.

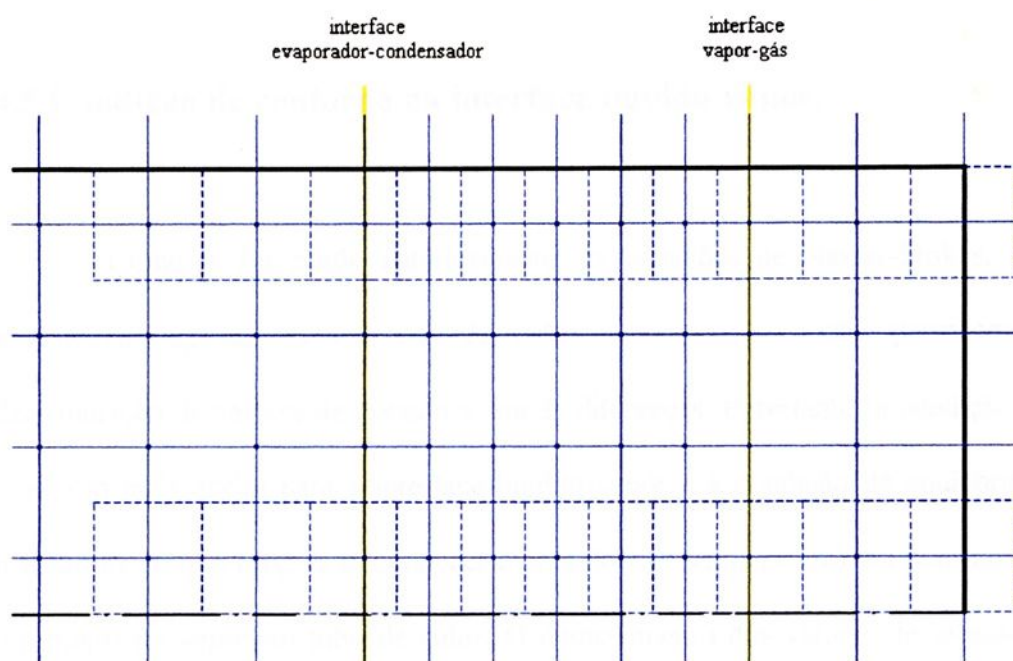


Figura 4.7: Grade de  $u$  para as interfaces evaporador-condensador e vapor-gás.

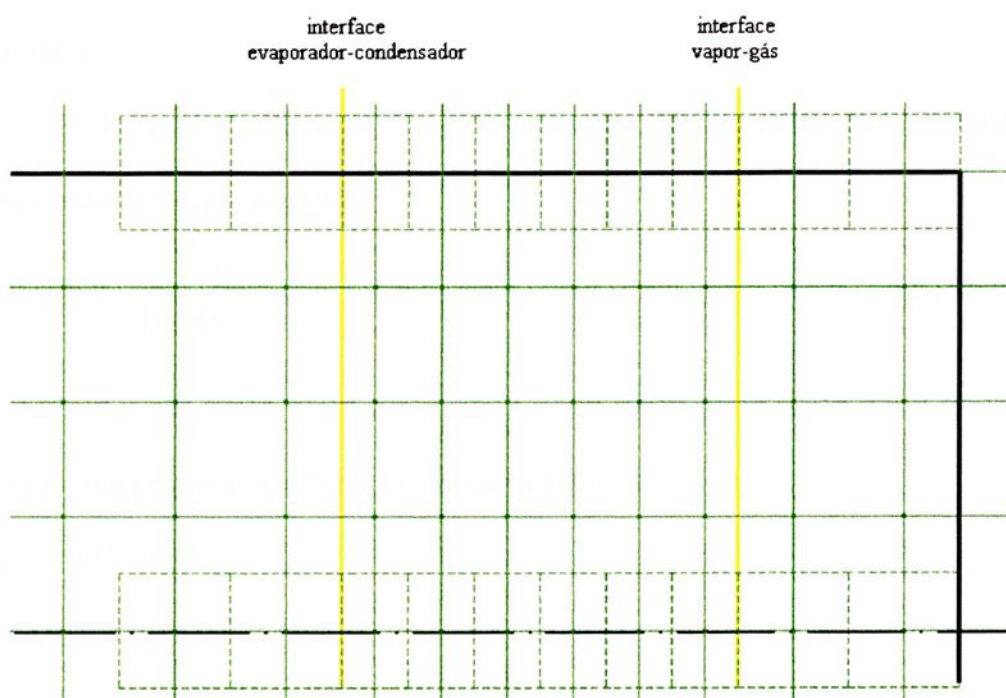


Figura 4.8: Grade de  $v$  para as interfaces evaporador-condensador e vapor-gás.

#### 4.5 Condição de contorno na interface líquido-vapor.

Como já foi citado anteriormente, as equações de Navier-Stokes, por envolverem apenas termos em derivadas das pressões, não permitem a determinação de valores de pressão e sim de diferenças. Entretanto, a condição de contorno mais aceita para a interface líquido-vapor é a condição de equilíbrio à pressão local, que força a se conhecer a pressão (ou temperatura) em pelo menos um ponto do vapor no tubo de calor. O conhecimento dos valores de pressão é também essencial para a localização da fronteira. O uso de condição de contorno de troca de calor convectiva (ou radiante) no condensador, indiretamente determina quais serão as pressões (ou temperaturas) que ocorrerão em todo o tubo de calor.

Para o equilíbrio  $T=T(p)$  na interface líquido-vapor foi utilizada a expressão fornecida por Irvine<sup>15</sup>:

$$T(S) = A + \frac{B}{[\ln p(S) + C]} \quad (4.13)$$

sendo:

$T(S)$  = temperatura de saturação à pressão  $p(S)$ ;

$A = 0,426776E2$ ;

$B = -0,389270E4$ ;

$C = -0,948654E1$ ;

$p(S)$  = pressão de saturação.

Esta equação é válida para:

$$0,000611 \leq p(S) \leq 12,33 \text{ Mpa e}$$

$$273,16 \leq T(S) \leq 600 \text{ K}$$

Adotou-se o seguinte procedimento de cálculo:

- Inicialmente se assume conhecer a pressão em um ponto do vapor (início do evaporador), chamado de ponto de referência. Isto possibilita a determinação de todas as pressões no vapor e, por conseguinte, todas as temperaturas na interface.
- Resolve-se a equação da energia e se calcula o calor que está sendo retirado do tubo no condensador, que não é necessariamente o mesmo que está sendo imposto ao evaporador.
- Corrige-se o valor da pressão no ponto de referência pela seguinte expressão:

$$p_{\text{ref}}^k = p_{\text{ref}}^{k-1} \frac{Q_c}{Q_e} \quad (4.14)$$

sendo  $k$  a iteração,  $Q_c$  e  $Q_e$  os fluxos de calor no condensador e evaporador, respectivamente. Quando se tem  $Q_c = Q_e$ , não se corrige as pressões.

É importante notar que esse é um processo dinâmico não linear, visto que as alterações da pressão causam modificações na posição da interface vapor-gás. Assim, todos os processos iterativos de cálculo de todas as variáveis devem ser realizados em conjunto.

#### 4.6 Dificuldades numéricas no uso do esquema exponencial.

O primeiro problema numérico que aparece com o uso do esquema exponencial, é a necessidade do cálculo de um número grande de exponenciais, o que acarreta um aumento significativo do tempo computacional, como também, para números de Peclet elevados, há o aparecimento de *overflows*.

Para os coeficientes das equações, Spalding<sup>33</sup> sugere o uso do esquema híbrido que consiste em avaliar os coeficientes, para *Pe* baixos pelo método de diferenças centradas e para valores altos pelo esquema *upwind*. Uma outra solução foi sugerida por Patankar<sup>26</sup> e é o chamado esquema *power law* que aproxima os coeficientes por um polinômio de quinto grau para valores de *Pe* até 10.0 e considera zero os coeficientes a partir deste valor. Pode-se ainda calcular este coeficientes da seguinte maneira:

Sabendo-se que os coeficientes da equação (4.6) podem ser escritos na forma:

$$\frac{a}{D} = \frac{Pe}{\exp(Pe) - 1} + \max(-Pe, 0) \quad (4.15)$$

onde  $\max(....)$  representa o maior valor entre os parâmetros e *D* é o coeficiente difusivo dado por:

$$D = \frac{\Gamma A}{\Delta l} \quad (4.16)$$

A fração

$$\frac{Pe}{\exp(Pe) - 1} \quad (4.17)$$

pode ser desenvolvida em série de potências obtendo-se a expressão a seguir:

$$\text{FUNCAOI}(\text{Pe}) = \frac{1}{1 + \sum_{n=1}^m \frac{\text{Pe}^n}{(n+1)!}} \quad (4.18)$$

que dá bons resultados com poucos termos. Assim,

$$\frac{a}{D} = \text{FUNCAOI}(\text{Pe}) + \max(-\text{Pe}, 0) \quad (4.19)$$

O uso da expressão (4.18), elimina também outro problema numérico que é o da singularidade, quando  $\text{Pe} = 0$ , apresentada pelos coeficientes das equações e pelos termos fonte.

#### 4.7 Critério de convergência.

A garantia de convergência para sistemas de equações não lineares é muito difícil de ser obtida. Então, para se controlar a convergência são impostos fatores de sub-relaxação para as variáveis de modo a evitar que grandes correções numa iteração levem à divergência da solução. A convergência deve então ser verificada a cada iteração e deve-se adotar um parâmetro que determine o encerramento do processo de solução com a consequente obtenção da solução procurada e este parâmetro é definido pelo critério de convergência escolhido.

Na literatura encontra-se o uso de diversos tipos de critérios. Utilizou-se um critério de convergência que leva em conta o erro médio por volume de controle, ou seja:

$$\frac{\|r_p\|^k}{n_p} \leq \varepsilon_p \quad (4.20)$$

onde

$$\|r_p\| = \sum (a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + S_P - a_P \phi_P);$$

$k$  indica a  $k$ -ésima iteração;

$n_p$  é o número total de volumes de controle;

$\varepsilon_p$  é um valor escolhido de acordo com a ordem de grandeza da variável em questão para interromper o processo iterativo.

#### 4.8 Fluxogramas do programa computacional.

A seguir são apresentados os fluxogramas do programa computacional desenvolvido para a obtenção das soluções dos sistemas de equações descritos no capítulo 2. O primeiro deles descreve o programa de uma forma global, sem entrar em detalhes das subrotinas e o segundo mostra a sequência de operações das subrotinas de cálculo das variáveis  $u$ ,  $v$  e  $T$ .

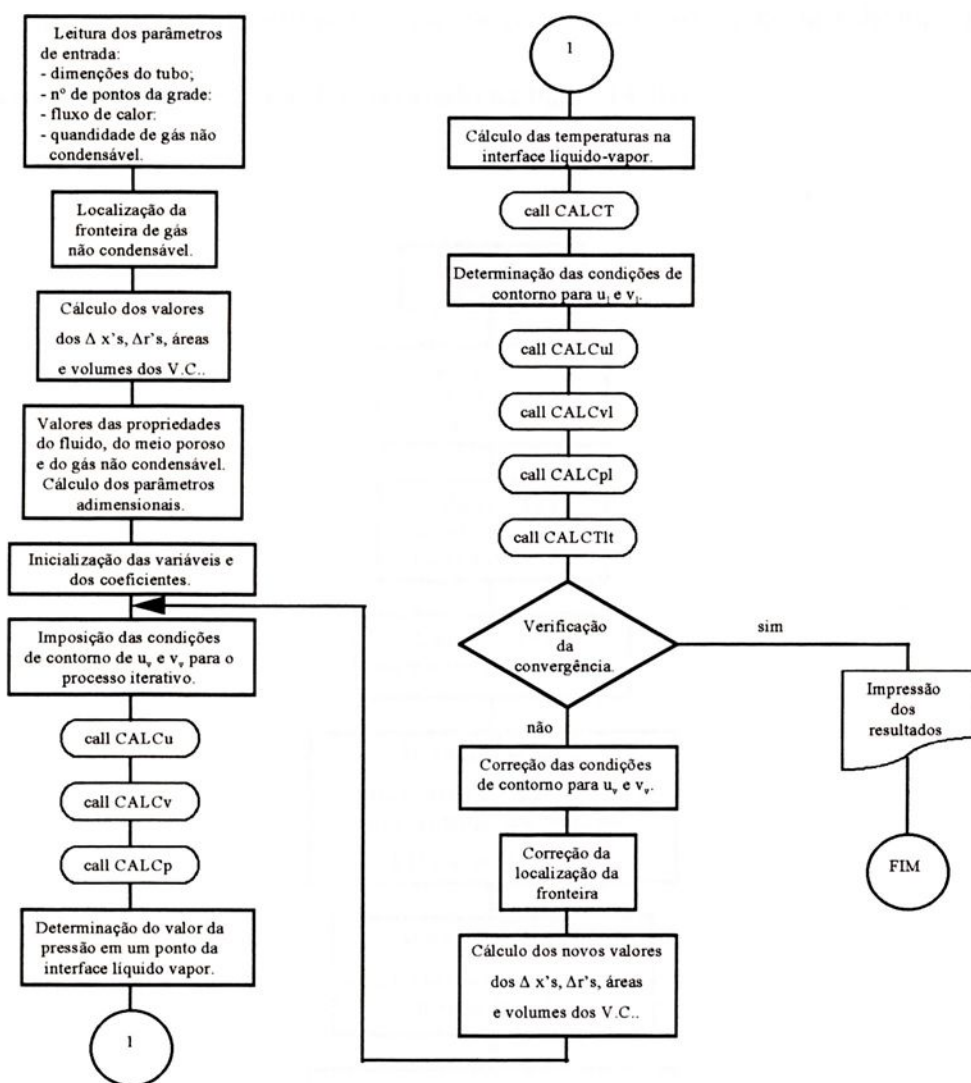


Figura 4.9: Fluxograma do programa principal.

No fluxograma mostrado na figura (4.9), as subrotinas CALCu, CALCv, CALCP e CALCT são as que calculam respectivamente o valor das variáveis  $u$ ,  $v$ ,  $p$  e  $T$  para o escoamento de vapor e as CALCul, CALCvl, CALCpl e CALCTlt fazem o cálculo para o escoamento de líquido sendo que a última calcula também a

distribuição de temperaturas no tubo metálico. O fluxograma da subrotina para cálculo das variáveis  $u$ ,  $v$  e  $T$  é mostrado na figura (4.10).

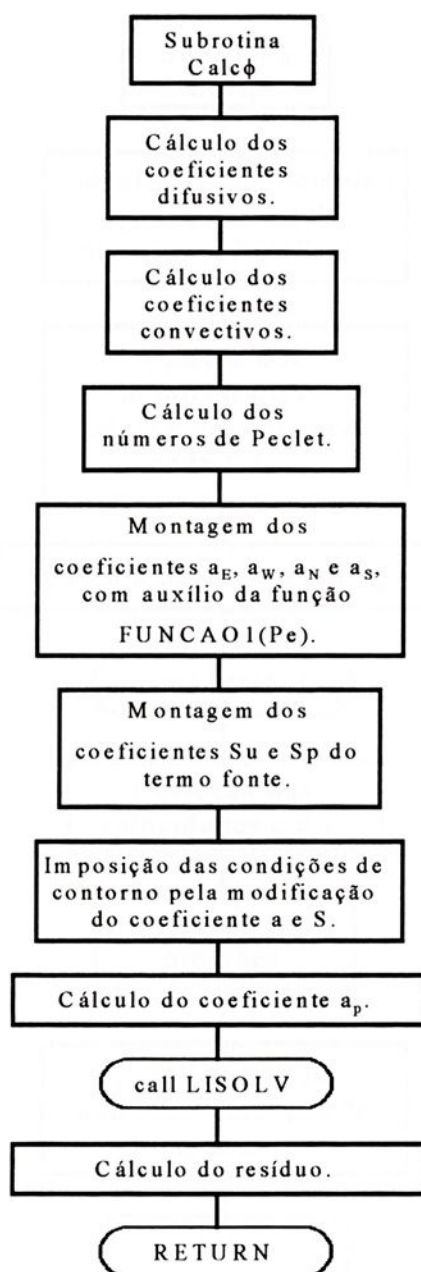


Figura 4.10: Fluxograma de solução para as variáveis  $u$ ,  $v$  e  $T$ .

O cálculo da variável  $p$  tem um procedimento de cálculo um pouco diferente do mostrado na figura (4.10). O procedimento para esta variável é apresentado a seguir (figura 4.11).

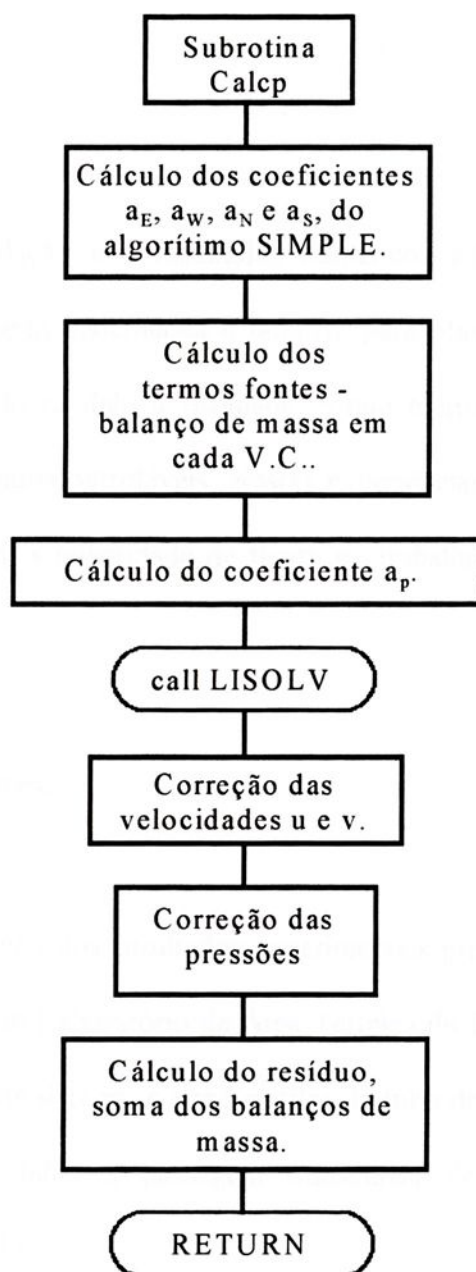


Figura 4.11: Fluxograma de solução para a variável  $p$ .

## **5 ANÁLISE EXPERIMENTAL.**

### **5.1 Introdução.**

Para a validação dos resultados numéricos advindos da solução das equações da modelagem matemática e também para obter parâmetros para uma possível adequação do modelo à realidade, foram efetuadas várias experiências com tubos de calor autocontroláveis. Nestas experiências variou-se o ângulo de inclinação, a potência, a quantidade de fluido de trabalho e a quantidade de gás não-condensável.

### **5.2 Sistema de testes.**

Para a obtenção dos resultados experimentais projetou-se e construiu-se um sistema de testes no Laboratório da Área Térmica do DEN, UNESP, Campus de Guaratinguetá. Neste sistema, o condensador do tubo de calor é introduzido em uma seção que possibilita a passagem transversal de ar, destinado à sua refrigeração (figura 5.1).



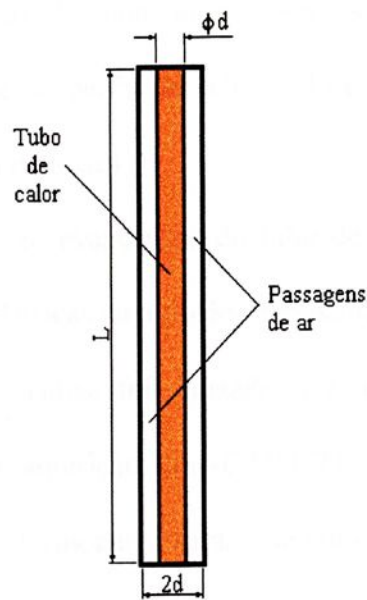


Figura: 5.1 Seção de testes para colocação do condensador do tubo de calor.

A seção de testes é montada em um conjunto de tubos de 0,3m de diâmetro, como mostrado na figura (5.2), cuja entrada é conectada a um ventilador com vazão máxima de 7000m<sup>3</sup> /h.

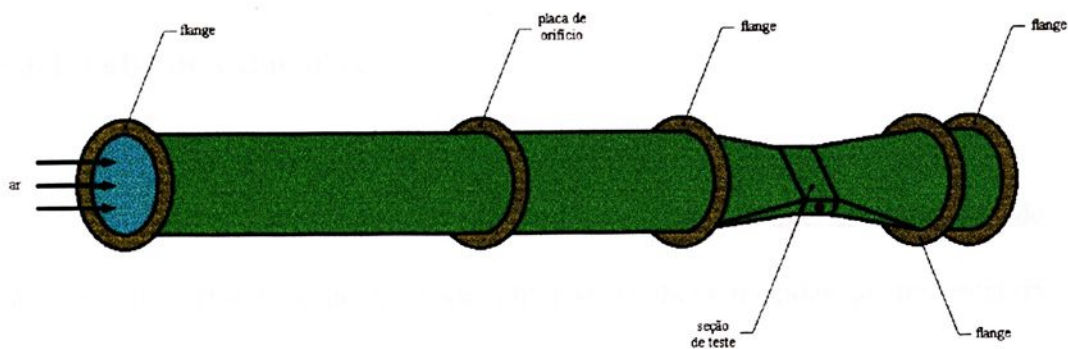


Figura 5.2: Sistema de testes.

Todas as distâncias de montagem foram calculadas de acordo com a ISO5167 (1991), para que os perfis de velocidade estivessem desenvolvidos na placa de orifício e na seção de testes.

Calor é fornecido ao evaporador do tubo de calor através de um forno aquecido por resistências elétricas com potência máxima de 1,2kW.

Para a leitura de dados, foi utilizado o programa AQDADOS, que é compatível com a placa de aquisição Linx-CAD12/32 ligada a um condicionador de sinal Linx-PCX810. Os termopares foram calibrados utilizando-se substâncias em mudança de fase e um termômetro de mercúrio, com precisão de  $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$ . As substâncias utilizadas foram: água ( $\text{H}_2\text{O}$ ), mudança sólido-líquido; sulfato de sódio ( $\text{NaSO}_4$ ), mudança líquido-cristal; p dicloro benzeno ( $\text{C}_6\text{H}_4\text{Cl}_2$ ), mudança líquido-sólido; naftaleno ( $\text{C}_{10}\text{H}_8$ ), mudança líquido-sólido; e água, mudança líquido-vapor.

### **5.3 Características dos tubos de calor utilizados.**

#### **5.3.1 Tubo de calor nº1.**

Em experiências anteriores eram tomadas medidas apenas na parede do tubo de calor. Porém é de interesse obter-se também medidas de temperatura internas do tubo, para verificação melhor da localização da frente. Para se conseguir a tecnologia da construção de um tubo de calor com termopares internos, foi construído o tubo de calor Nº 1.



Com a tecnologia de construção adquirida, construiu-se o tubo de calor nº2

### 5.3.2 Tubo de calor nº2.

Este tubo de calor foi o primeiro a ser testado no sistema de testes construído. Ele foi construído com tubo de diâmetro externo de 19,1mm (3/4"), comprimento de 0,6m, tela *mesh* 100 com diâmetro de fio de 0,10mm, 12,5% de nitrogênio em relação ao volume total do tubo a 100°C e 10g de água. No evaporador foram colocados cinco termopares, sendo um interno, e, no condensador foram colocados nove termopares, sendo três internos, como mostra a figura (5.3).

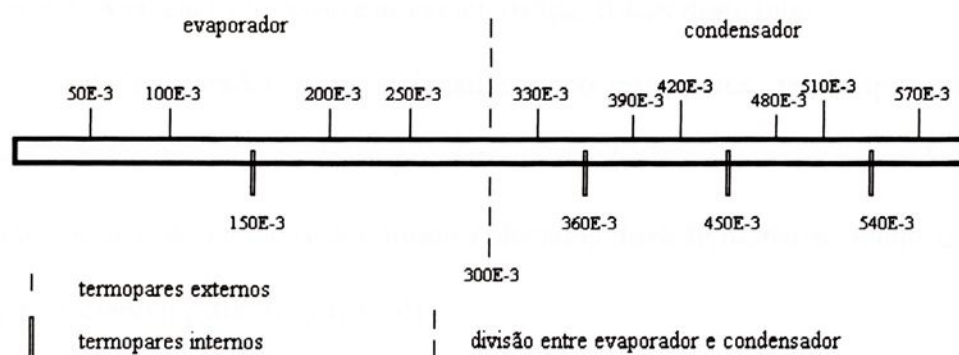


Figura 5.3: Esquema de colocação dos termopares no tubo de calor nº2.

Foram feitos quatro testes com o tubo de calor nº2 variando-se a potência do aquecedor (forno elétrico) e a vazão de ar de resfriamento.

Teste 1: potência do aquecedor de 74W, vazão de 0,206kg/s.

Teste 2: potência do aquecedor de 582W, vazão de 0,200kg/s.

Teste 3: potência do aquecedor de 582W, vazão de 0,117kg/s.

Teste 4: potência do aquecedor de 74W, vazão de 0,123kg/s.

O tubo de calor nº2 possibilitou a verificação do funcionamento de tubos de calor na seção de testes. Através dele chegou-se a um número ideal de termopares a ser colocado no tubo de calor e os ensaios mais adequados que deveriam ser executados.

### 5.3.3 Tubo de calor nº3.

A partir dos resultados obtidos com o tubo nº2, construiu-se o tubo de calor nº3. A tabela (5.1) mostra as características físicas deste tubo.

No evaporador foram colocados cinco termopares, sendo que um era interno. Foi colocado um termopar externo na divisão entre o evaporador e o condensador e no condensador foram colocados doze termopares, sendo quatro internos, como mostra a figura (5.4).

| <b>Tubo de calor N° 3</b>               |                       |           |          |
|-----------------------------------------|-----------------------|-----------|----------|
| <b>Características do tubo de calor</b> |                       |           |          |
| <b>Geometria do tubo</b>                | diâmetro interno      | m         | 17.4E-3  |
|                                         | diâmetro externo      | m         | 19.1E-3  |
|                                         | comprimento           | m         | 600.0E-3 |
|                                         | material              | -         | cobre    |
|                                         | condutividade térmica | W/(mK)    | 372      |
| <b>Geometria da tela</b>                | mesh                  | fios/pol. | 100      |
|                                         | diâmetro do fio       | m         | 0,10E-3  |
|                                         | porosidade            | -         | 0.69     |
|                                         | material              | -         | bronze   |
|                                         | diâmetro interno      | m         | 17.0E-3  |
| <b>Temperatura de trabalho</b>          |                       | °C        | 100      |
| <b>Nitrogênio</b>                       | quantidade            | kg        | 1.5E-05  |
|                                         | volume                | %         | 12.5     |
| <b>Água</b>                             | quantidade            | kg        | 8.51E-03 |
| <b>Evaporador</b>                       | comprimento           | m         | 300.0E-3 |
| <b>Região adiabática</b>                | comprimento           | m         | 0        |
| <b>Condensador</b>                      | comprimento           | m         | 300.0E-3 |
| <b>Termopares</b>                       | tipo J                |           | Fe/Const |

Tabela 5.1: Características do tubo de calor nº3

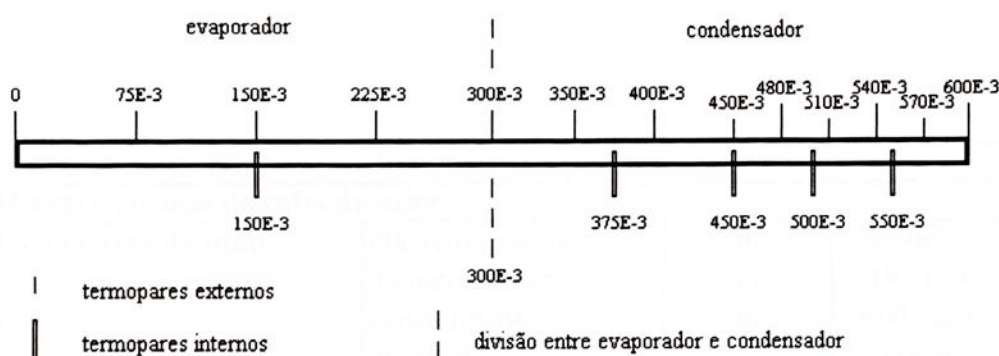


Figura 5.4: Esquema de colocação dos termopares no tubo de calor nº3.

Com o tubo de calor nº3 foram efetuados testes variando-se a potência do aquecedor (de 100 a 600W) e o ângulo de inclinação com relação à horizontal. Nos testes variando-se o ângulo de inclinação foi mantida a potência do aquecedor em aproximadamente 500W e variou-se o ângulo de inclinação de 0° a 90° e posteriormente de 90° a 0° em intervalos de 10°. As leituras dos termopares foram registradas a cada minuto para poder se verificar o tempo de estabilização das temperaturas (obtenção do regime permanente).

#### 5.3.4 Tubo de calor nº4.

O tubo de calor nº4 foi construído com os parâmetros mostrados na tabela (5.2). Neste tubo colocou-se uma quantidade maior de água do que no tubo nº3.

| Tubo de calor N° 4               |                       |        |          |
|----------------------------------|-----------------------|--------|----------|
| Características do tubo de calor |                       |        |          |
| Geometria do tubo                | diâmetro interno      | m      | 17.4E-3  |
|                                  | diâmetro externo      | m      | 19.1E-3  |
|                                  | comprimento           | m      | 600.0E-3 |
|                                  | material              | -      | cobre    |
|                                  | condutividade térmica | W/(mK) | 372      |
| Geometria da tela                | mesh                  |        | 100      |
|                                  | diâmetro do fio       | m      | 0,10E-3  |
|                                  | porosidade            |        | 0.69     |
|                                  | material              | -      | bronze   |
|                                  | diâmetro interno      | m      | 17.0E-3  |
| Temperatura de trabalho          |                       | °C     | 100      |
| Nitrogênio                       | quantidade            | kg     | 1.5E-05  |
|                                  | volume                | %      | 12.5     |
| Água                             | quantidade            | kg     | 9.24E-03 |
| Evaporador                       | comprimento           | m      | 300.0E-3 |
| Região adiabática                | comprimento           | m      | 0        |
| Condensador                      | comprimento           | m      | 300.0E-3 |
| Termopares                       | tipo                  |        | Fe/Const |

Tabela5.2: Características do tubo de calor nº4

A colocação dos termopares foi feita seguindo o mesmo esquema do tubo de calor nº3, sendo efetuados testes similares aos anteriores.



### 5.3.5 Tubo de calor nº5.

O tubo de calor nº5 foi construído e suas características são mostradas na tabela (5.3). Neste tubo de calor, a quantidade de água colocada foi a mínima necessária para o completo preenchimento do meio poroso.

Tanto a colocação dos termopares quanto os testes seguiram o mesmo esquema do tubo de calor nº3.

| <b>Tubo de calor N° 5</b>               |                       |        |          |
|-----------------------------------------|-----------------------|--------|----------|
| <b>Características do tubo de calor</b> |                       |        |          |
| <b>Geometria do tubo</b>                | diâmetro interno      | m      | 17.4E-3  |
|                                         | diâmetro externo      | m      | 19.1E-3  |
|                                         | comprimento           | m      | 600.0E-3 |
|                                         | material              | -      | cobre    |
|                                         | condutividade térmica | W/(mK) | 372      |
| <b>Geometria da tela</b>                | mesh                  |        | 100      |
|                                         | diâmetro do fio       | m      | 0,10E-3  |
|                                         | porosidade            |        | 0.69     |
|                                         | material              | -      | bronze   |
|                                         | diâmetro interno      | m      | 17.0E-3  |
| <b>Temperatura de trabalho</b>          |                       | °C     | 100      |
| <b>Nitrogênio</b>                       | quantidade            | kg     | 1.5E-05  |
|                                         | volume                | %      | 12.5     |
| <b>Água</b>                             | quantidade            | kg     | 4.42E-03 |
| <b>Evaporador</b>                       | comprimento           | m      | 300.0E-3 |
| <b>Região adiabática</b>                | comprimento           | m      | 0        |
| <b>Condensador</b>                      | comprimento           | m      | 300.0E-3 |
| <b>Termopares</b>                       | tipo                  |        | Fe/Const |

Tabela 5.3: Características do tubo de calor nº5

### 5.3.6 Tubo de calor nº6.

Os parâmetros do tubo de calor nº6 são mostrados na tabela (5.4). A quantidade de nitrogênio colocada neste tubo de calor foi o dobro da colocada nos outros. Todos os parâmetros de testes foram mantidos os mesmos.

| Tubo de calor N° 6               |                       |        |          |
|----------------------------------|-----------------------|--------|----------|
| Características do tubo de calor |                       |        |          |
| Geometria do tubo                | diâmetro interno      | m      | 17.4E-3  |
|                                  | diâmetro externo      | m      | 19.1E-3  |
|                                  | comprimento           | m      | 600.0E-3 |
|                                  | material              | -      | cobre    |
|                                  | condutividade térmica | W/(mK) | 372      |
| Geometria da tela                | mesh                  |        | 100      |
|                                  | diâmetro do fio       | m      | 0,10E-3  |
|                                  | porosidade            |        | 0.69     |
|                                  | material              | -      | bronze   |
|                                  | diâmetro interno      | m      | 17.0E-3  |
| Temperatura de trabalho          |                       | °C     | 100      |
| Nitrogênio                       | quantidade            | kg     | 3.0E-05  |
|                                  | volume                | %      | 25       |
| Água                             | quantidade            | kg     | 8.35E-03 |
| Evaporador                       | comprimento           | m      | 300.0E-3 |
| Região adiabática                | comprimento           | m      | 0        |
| Condensador                      | comprimento           | m      | 300.0E-3 |
| Termopares                       | tipo                  |        | Fe/Const |

Tabela 5.4: Características do tubo de calor nº6

A partir dos resultados médios dos 5 últimos minutos de registro de cada teste, após as temperaturas mostrarem características de estabilização, foram calculados os fluxos de calor trocado em cada situação e obtidos os perfis de temperatura interna e externa dos tubos nas diferentes condições de teste.

Estes resultados e suas comparações com os obtidos utilizando-se o modelo teórico são apresentados no capítulo 6 deste trabalho.



## 6 RESULTADOS E COMENTÁRIOS.

### 6.1 Introdução.

Apresentamos a seguir os resultados numéricos e experimentais obtidos através dos procedimentos descritos nos capítulos anteriores.

Estes resultados estão divididos em três grupos a saber:

No primeiro grupo são mostradas as distribuições das velocidades, pressões e temperaturas, para um tubo de calor operando sob três valores diferentes de potências impostas no evaporador.

O segundo grupo corresponde aos valores experimentais de variação da potência transferida em função do ângulo de inclinação do tubo de calor.

Finalmente, no terceiro grupo, estão as comparações entre os resultados numéricos e experimentais, das distribuições das temperaturas da superfície externa da parede do tubo de calor, em diversas situações de operação.

### 6.2 Resultados Computacionais.

Com as características de um tubo de calor mostradas na tabela (6.1), foram obtidos os resultados numéricos para os campos de velocidade, temperatura e pressão, para três situações diferentes de potência fornecida ao evaporador: 70W, 250W e 500W.

| Tubo de calor utilizado no programa computacional |                       |        |            |
|---------------------------------------------------|-----------------------|--------|------------|
| Características do tubo de calor                  |                       |        |            |
| <b>Geometria do tubo</b>                          | diâmetro interno      | m      | 17.4E-3    |
|                                                   | diâmetro externo      | m      | 19.1E-3    |
|                                                   | comprimento           | m      | 600.0E-3   |
|                                                   | material              | -      | cobre      |
|                                                   | condutividade térmica | W/(mK) | 372        |
| <b>Geometria da tela</b>                          | mesh                  |        | 100        |
|                                                   | diâmetro do fio       | m      | 0,10E-3    |
|                                                   | porosidade            |        | 0.69       |
|                                                   | material              | -      | bronze     |
|                                                   | diâmetro interno      | m      | 17.0E-3    |
| <b>Temperatura de projeto</b>                     |                       | °C     | 100        |
| <b>Gás não condensável</b>                        |                       |        | nitrogênio |
|                                                   | volume                | %      | 25         |
| <b>Fluido de trabalho</b>                         |                       |        | água       |
| <b>Evaporador</b>                                 | comprimento           | m      | 300.0E-3   |
| <b>Região adiabática</b>                          | comprimento           | m      | 0          |
| <b>Condensador</b>                                | comprimento           | m      | 300.0E-3   |

Tabela 6.1: Características do tubo de calor utilizado no programa computacional.

As figuras (6.1 e 6.2) apresentam os perfis de temperatura na superfície externa da parede e no centro do tubo de calor. Pode-se notar claramente a variação da posição da interface vapor-gás com o aumento da potência fornecida.

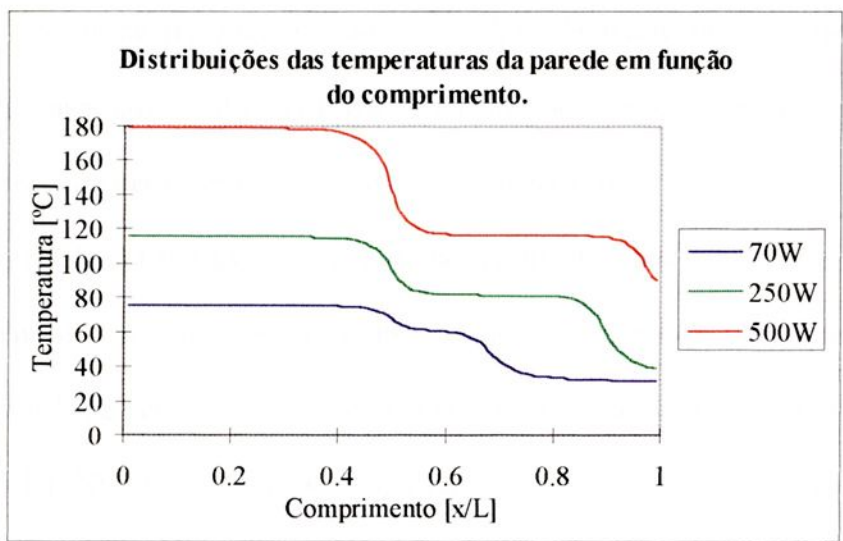


Figura 6.1: Distribuições das temperaturas da superfície externa da parede do tubo de calor em função do comprimento, para 70W, 250W e 500W.

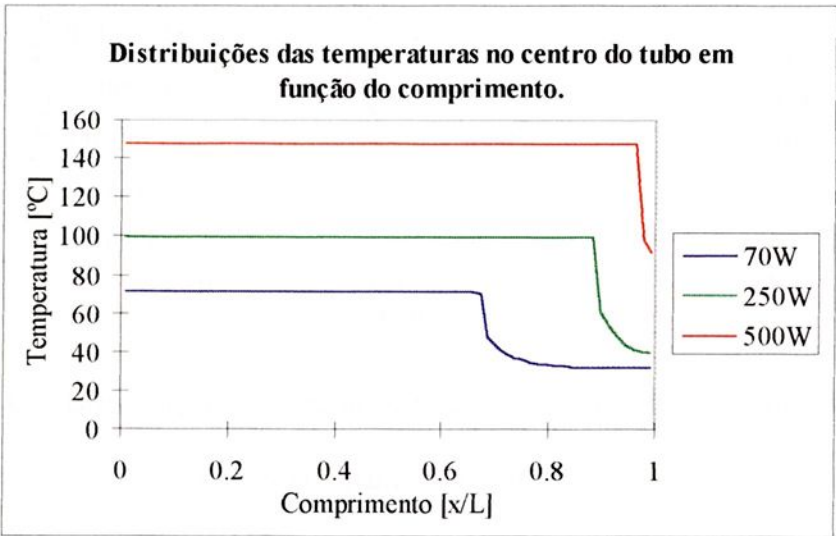


Figura 6.2: Distribuições das temperaturas do centro do tubo de calor em função do comprimento, para 70W, 250W e 500W.

Apesar de ter sido utilizado o modelo de frente plana, permitiu-se a difusão térmica através do gás e isso fez com que a temperatura no vapor não apresentasse um perfil degrau e sim uma curva mais suave.

Na figura 6.3 estão representadas as distribuições das pressões para as três potências. Elas são similares à distribuição de pressão em um tubo de calor convencional, de comprimento igual à soma do evaporador com a parte ativa do condensador. No gás não condensável, a variação de pressão é bastante pequena.

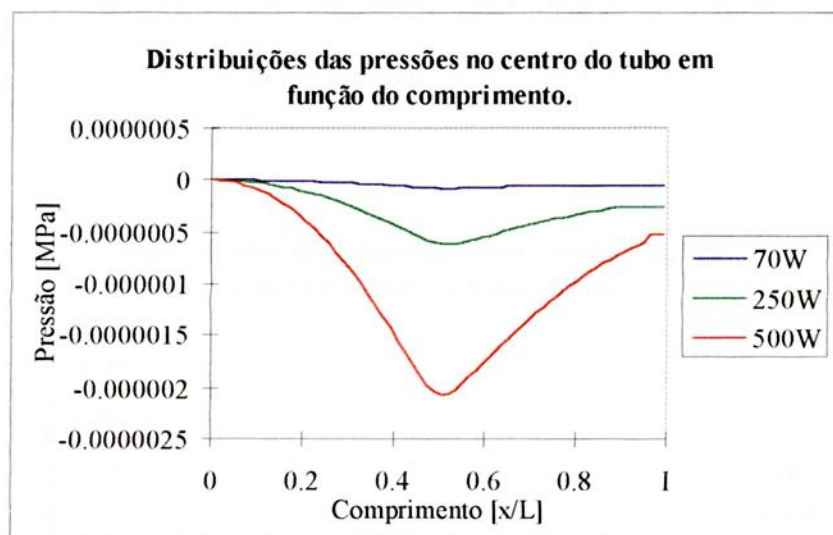


Figura 6.3: Distribuições das pressões no centro do tubo de calor em função do comprimento, para 70W, 250W e 500W.

As pressões de referência para os três casos apresentados são 0,03255, 0,10036 e 0,44521Mpa respectivamente e são resultado do processo iterativo.

As distribuições das velocidades estão mostradas nas figuras (6.4 e 6.5).

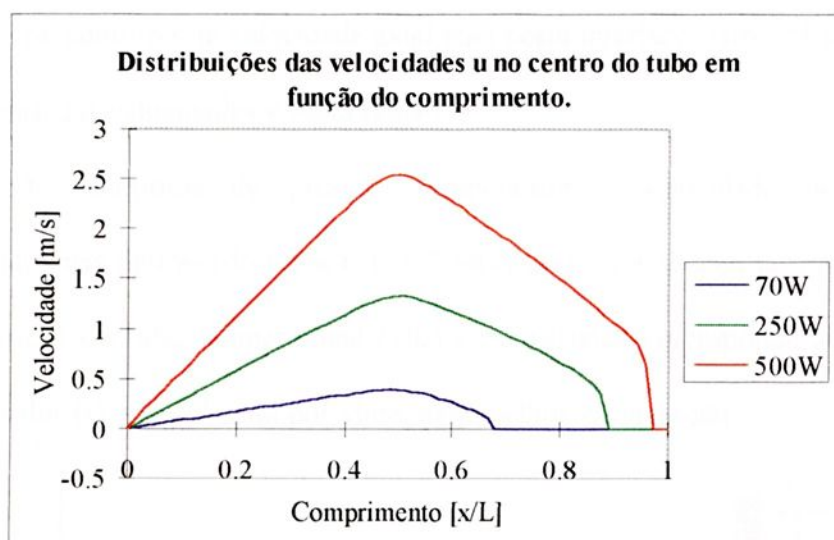


Figura 6.4: Distribuições das velocidades  $u$  no centro do tubo de calor em função do comprimento, para 70W, 250W e 500W.

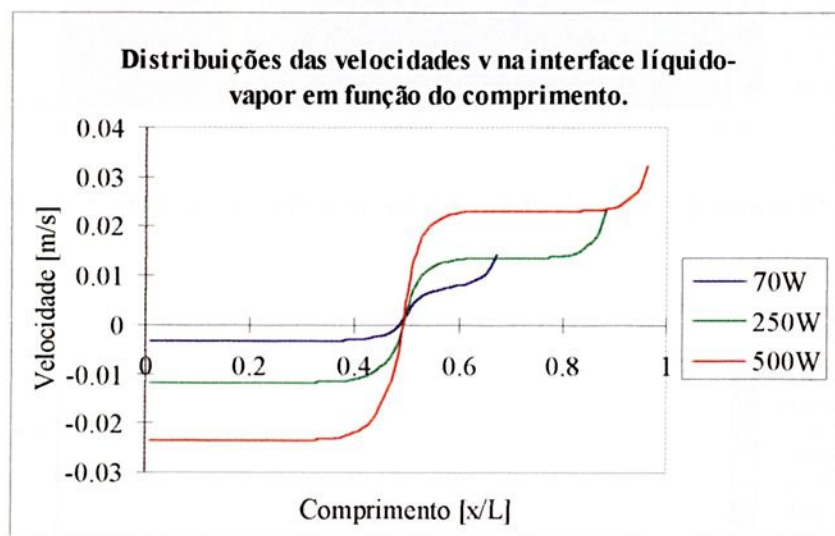


Figura 6.4: Distribuições das velocidades  $v$  na interface líquido-vapor em função do comprimento, para 70W, 250W e 500W.

As distribuições das velocidades  $u$  no centro do tubo (valor máximo) sofrem uma queda grande perto da interface com o gás, devido à imposição da

condição de contorno de velocidade axial nula nesta interface. Isto reflete também no aumento das velocidades  $v$  nesta região.

Os contornos de pressão, temperatura e velocidade podem ser visualizados nas figuras (de 6.6 a 6.14). Nestas figuras, a abcissa corresponde ao comprimento do tubo adimensional ( $x/L$ ) e a ordenada corresponde ao raio do tubo de calor ( $r$ ), multiplicado por vinte, para melhor visualização.

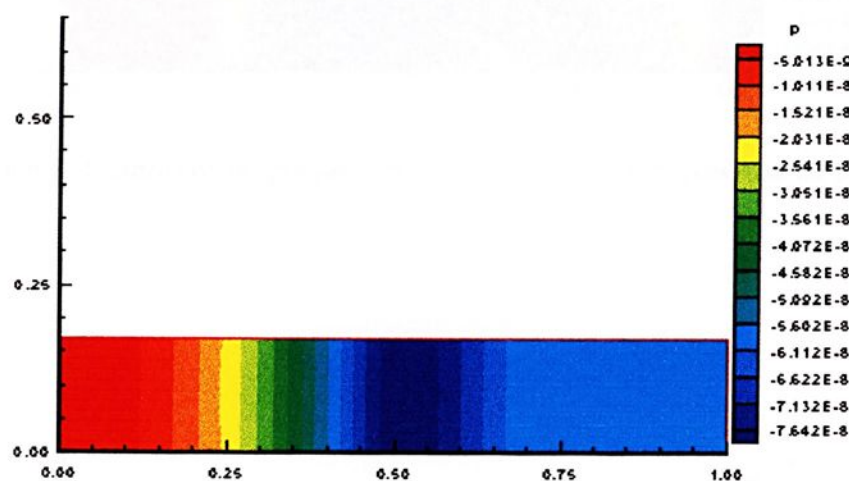


Figura 6.6: Contornos de pressão, para a região de vapor, potência de 70W.

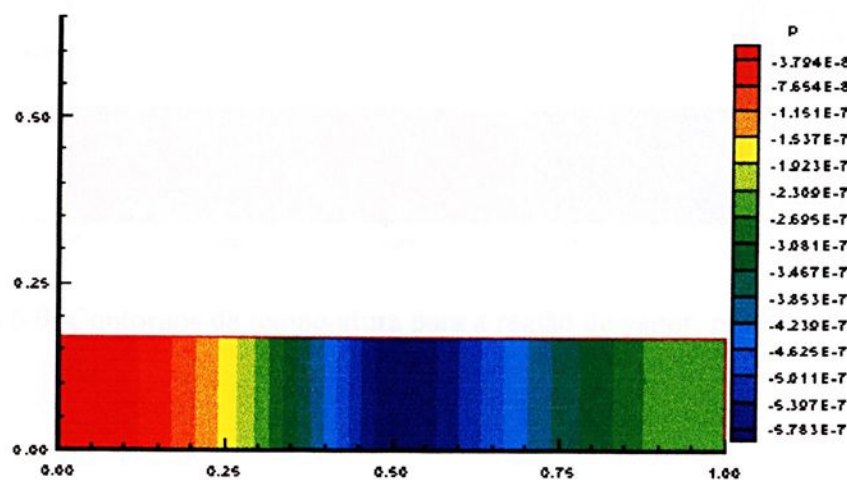


Figura 6.7: Contornos de pressão, para a região de vapor, potência de 250W.

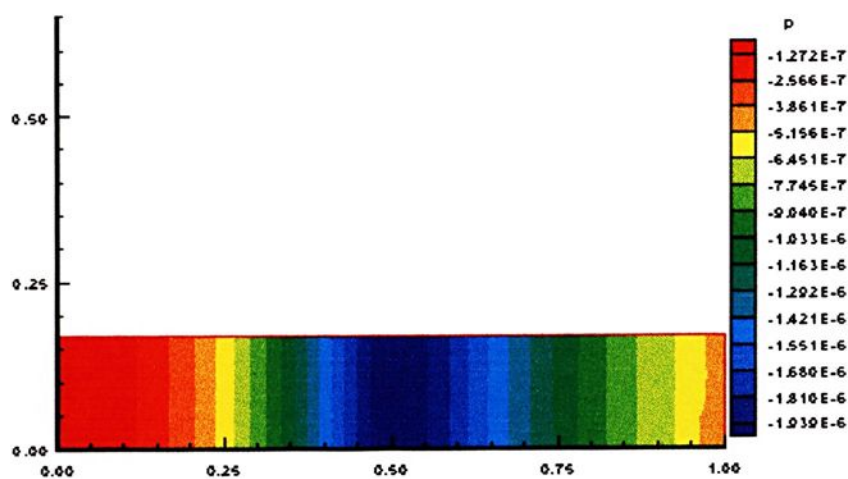


Figura 6.8: Contornos de pressão, para a região de vapor, potência de 500W.

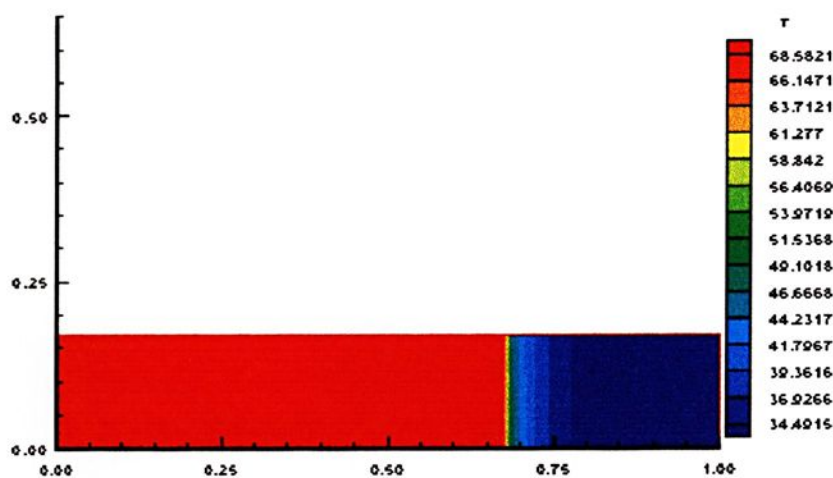


Figura 6.9: Contornos de temperatura para a região de vapor, potência de 70W.

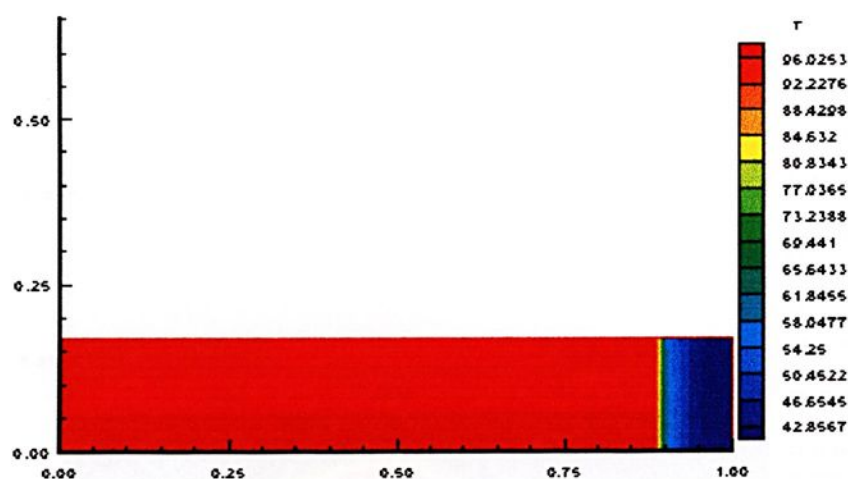


Figura 6.10: Contornos de temperatura para a região de vapor, potência de 250W.

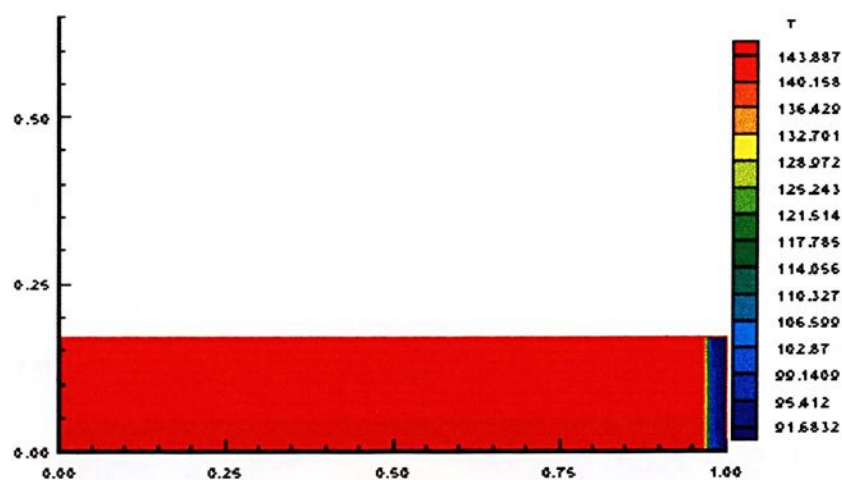


Figura 6.11: Contornos de temperatura para a região de vapor, potência de 500W.

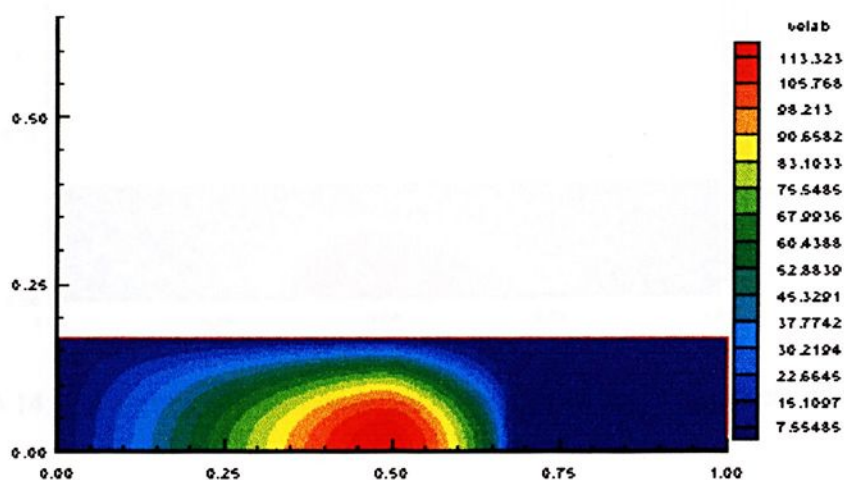


Figura 6.12: Contornos de velocidade para a região de vapor, potência de 70W.

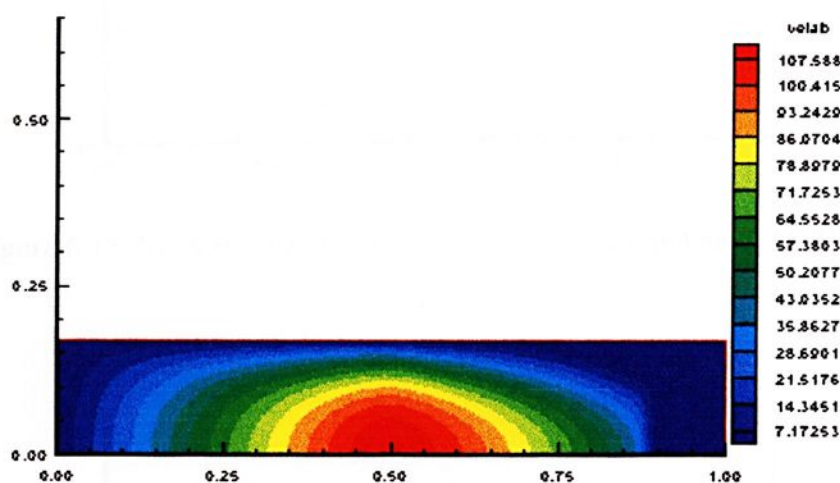


Figura 6.13: Contornos de velocidade para a região de vapor, potência de 250W.

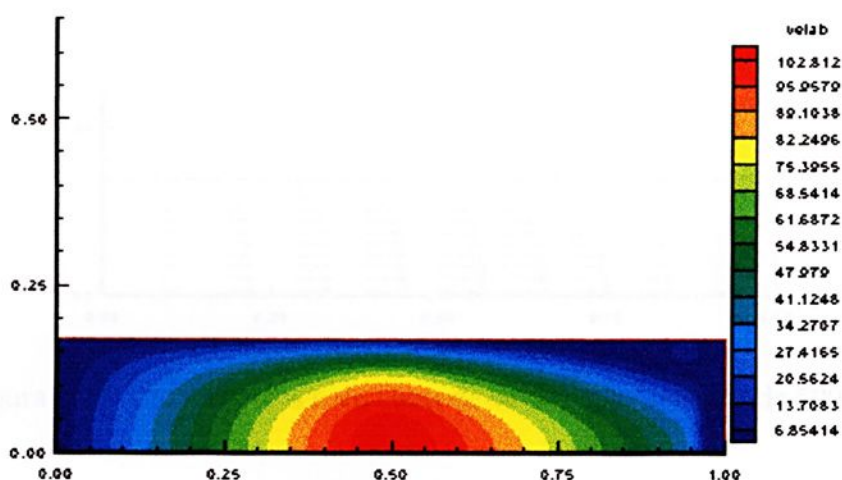


Figura 6.14: Contornos de velocidade para a região de vapor, potência de 500W.

As figuras (6.15 a 6.23) são as representações gráficas das componentes  $u^*$  (6.15 a 6.17),  $v^*$  (6.18 a 6.20) e a composição das duas velocidades (6.21 a 6.23).

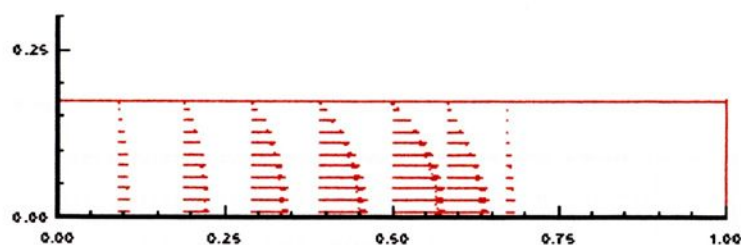


Figura 6.15: Componentes u do vetor de velocidade, potência de 70W.

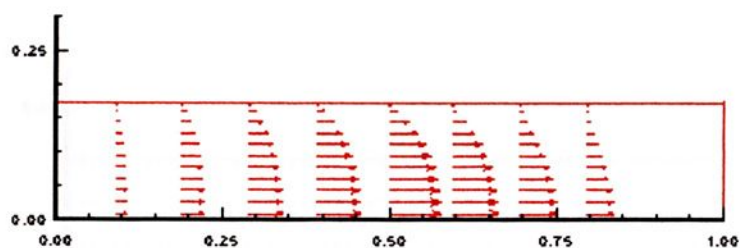


Figura 6.16: Componentes u do vetor de velocidade, potência de 250W.

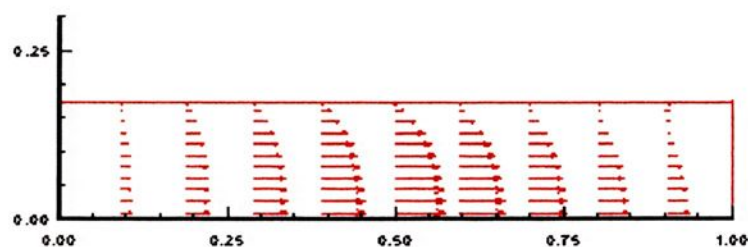


Figura 6.17: Componentes  $u$  do vetor de velocidade, potência de 500W.

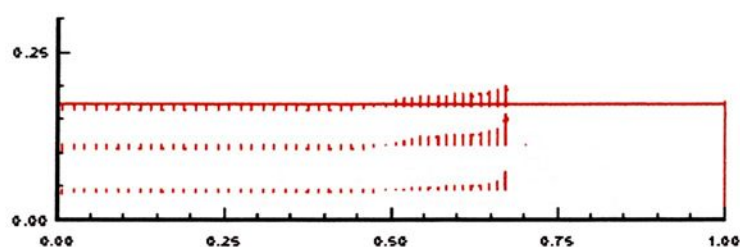


Figura 6.18: Componentes  $v$  do vetor de velocidade, potência de 70W.

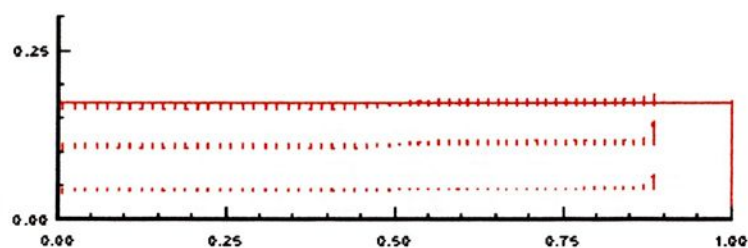


Figura 6.19: Componentes  $v$  do vetor de velocidade, potência de 250W.

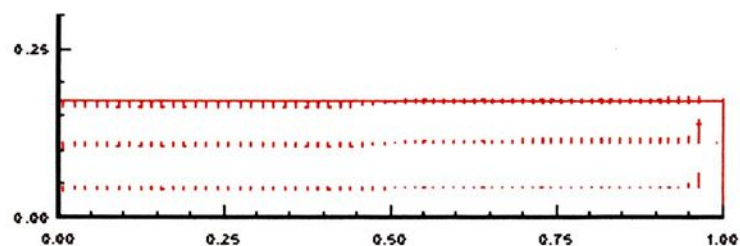


Figura 6.20: Componentes  $v$  do vetor de velocidade, potência de 500W.

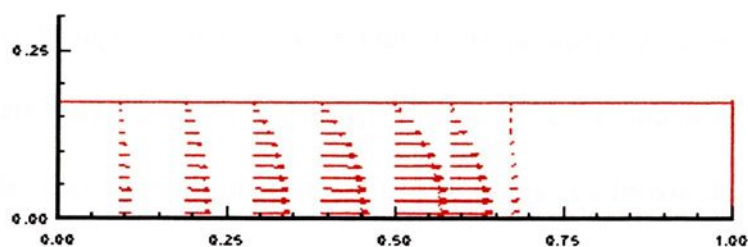


Figura 6.21: Vetores de velocidade, potência de 70W.

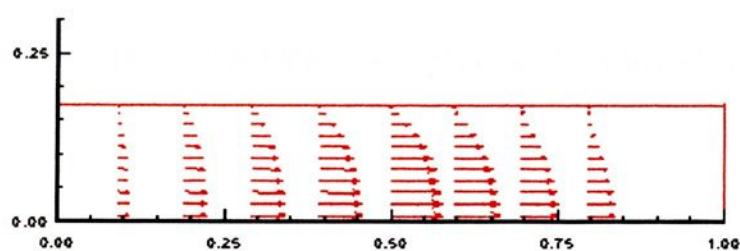


Figura 6.22: Vetores de velocidade, potência de 250W.

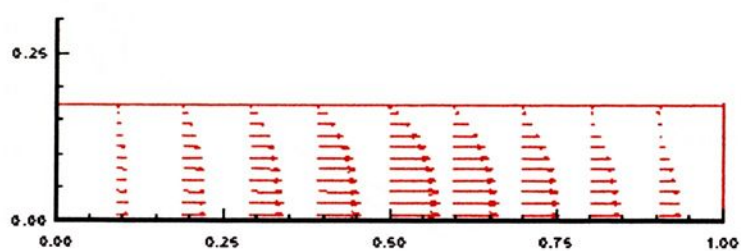


Figura 6.23: Vetores de velocidade, potência de 500W.

Nota-se que, para potências mais baixas, com a grande diminuição do comprimento da região ativa do condensador, as variações de  $u^*$  e  $v^*$  devem ser mais sensíveis para satisfazer o balanço de massa. Para potências maiores, as variações são mais suaves, porém pequenas reversões nos fluxos são encontradas no final da região ativa do condensador.

Para todos os resultados anteriores, foi considerado como critério de parada um resíduo médio da ordem de  $10^{-8}$ . A evolução do valor desses resíduos com o número de iterações realizadas, para cada caso, é mostrada nas figuras (6.24 a 6.26).

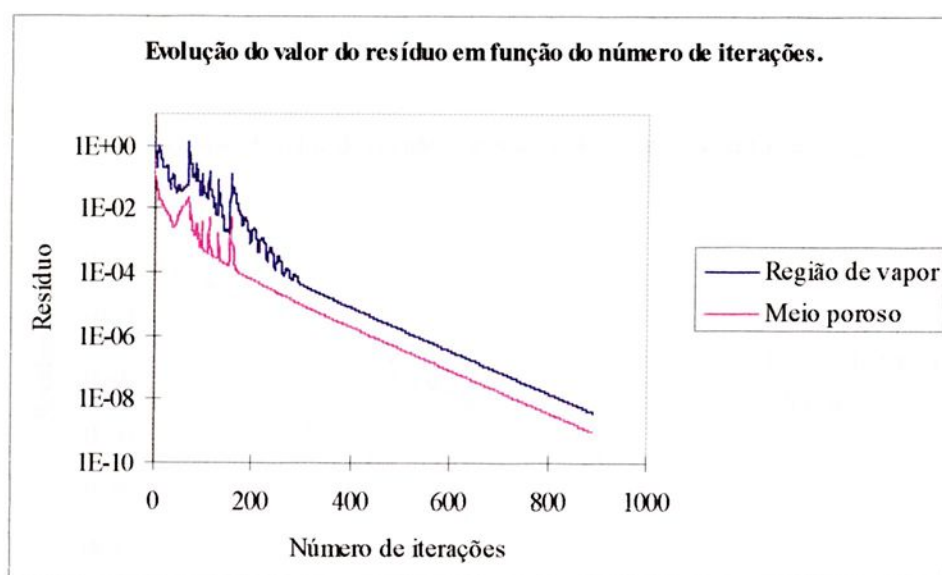


Figura 6.24: Evolução do valor do resíduo em função do número de iterações, potência de 70W.

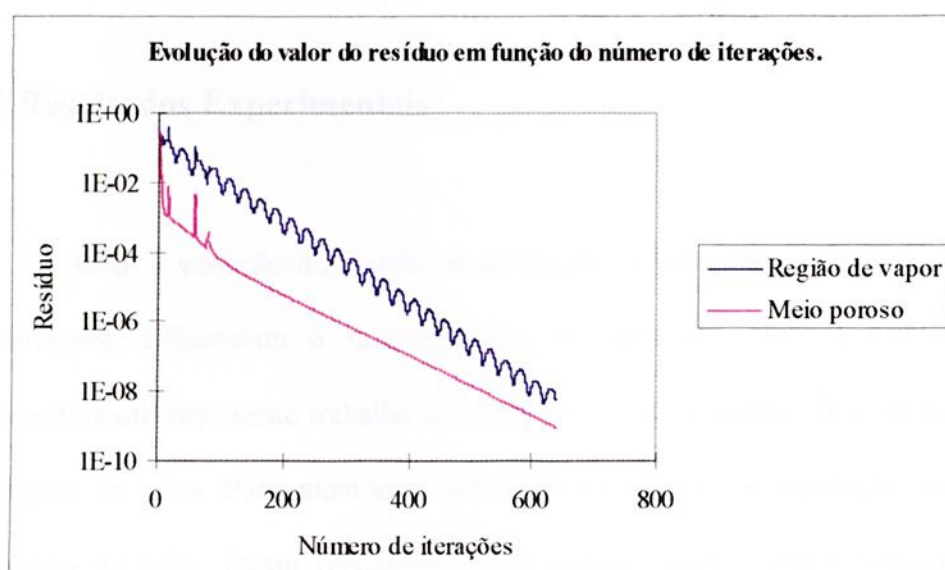


Figura 6.25: Evolução do valor do resíduo em função do número de iterações, potência de 250W.

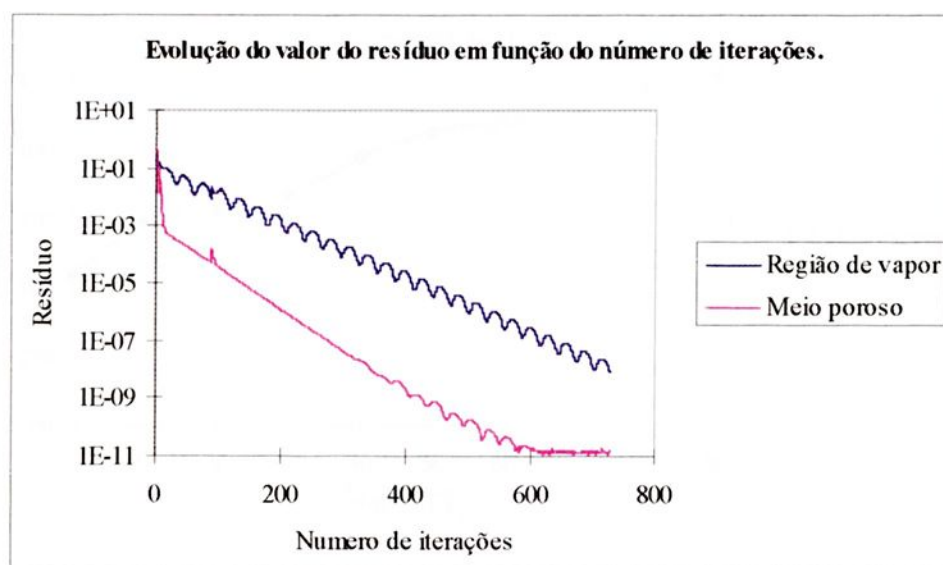


Figura 6.26: Evolução do valor do resíduo em função do número de iterações, potência de 500W.

### 6.3 Resultados Experimentais.

Com a variação do ângulo de inclinação, fenômenos complexos, porém importantes, influenciam o funcionamento do tubo de calor. A modelagem matemática utilizada neste trabalho não permite introduzir efeitos de inclinação na operação do tubo. Para mostrar a influência do ângulo de inclinação sobre a operação do tubo, foram realizados testes experimentais, cujos resultados são mostrados a seguir (figuras 6.27 a 6.30).

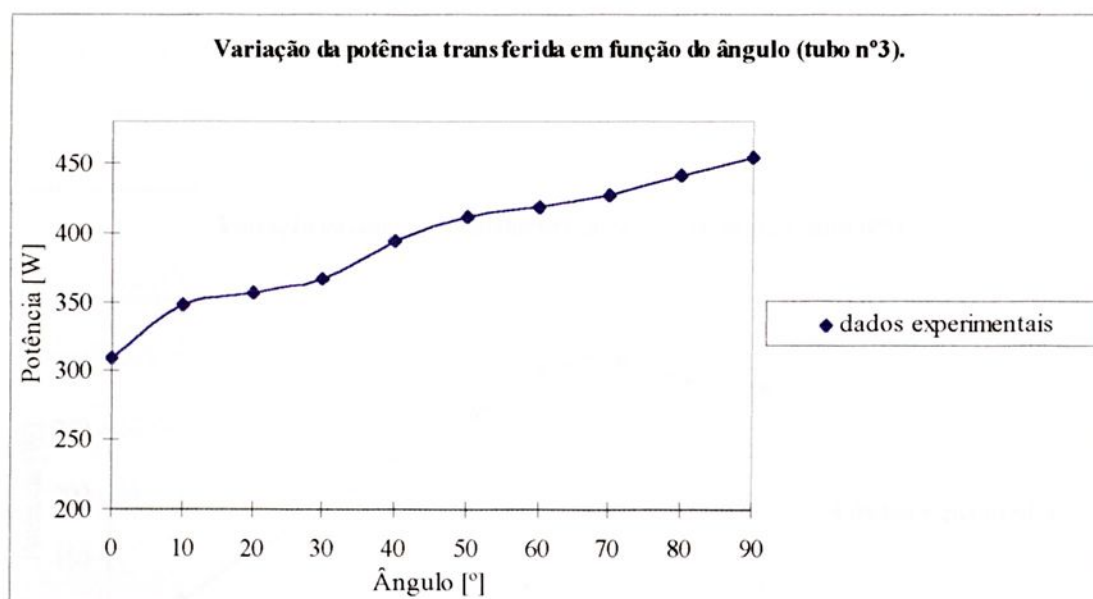


Figura 6.27: Variação da potência transferida em função do ângulo de inclinação, tubo de calor nº3.

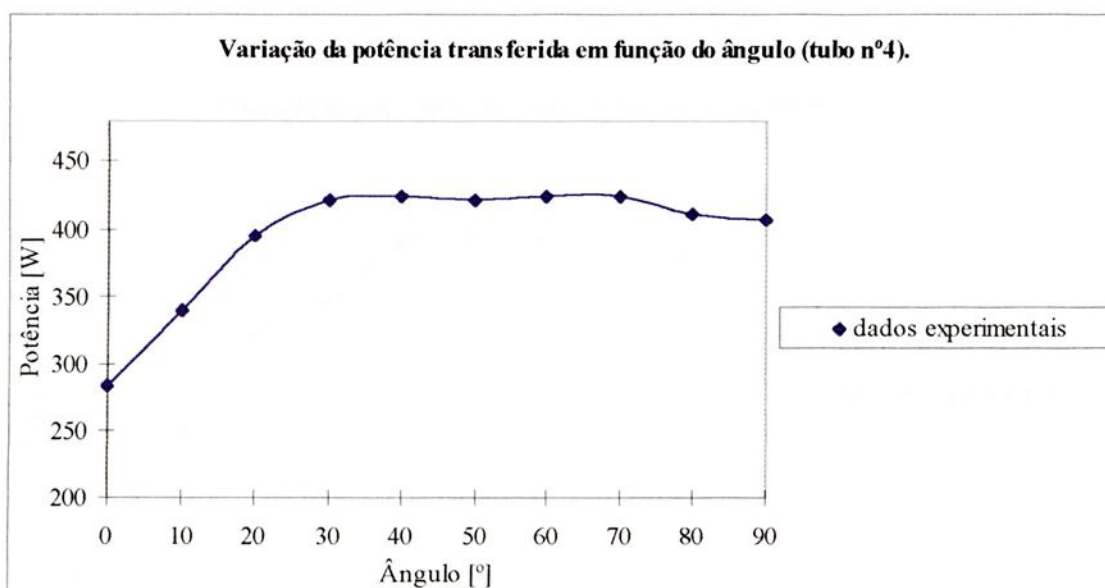


Figura 6.28: Variação da potência transferida em função do ângulo de inclinação, tubo de calor nº4.

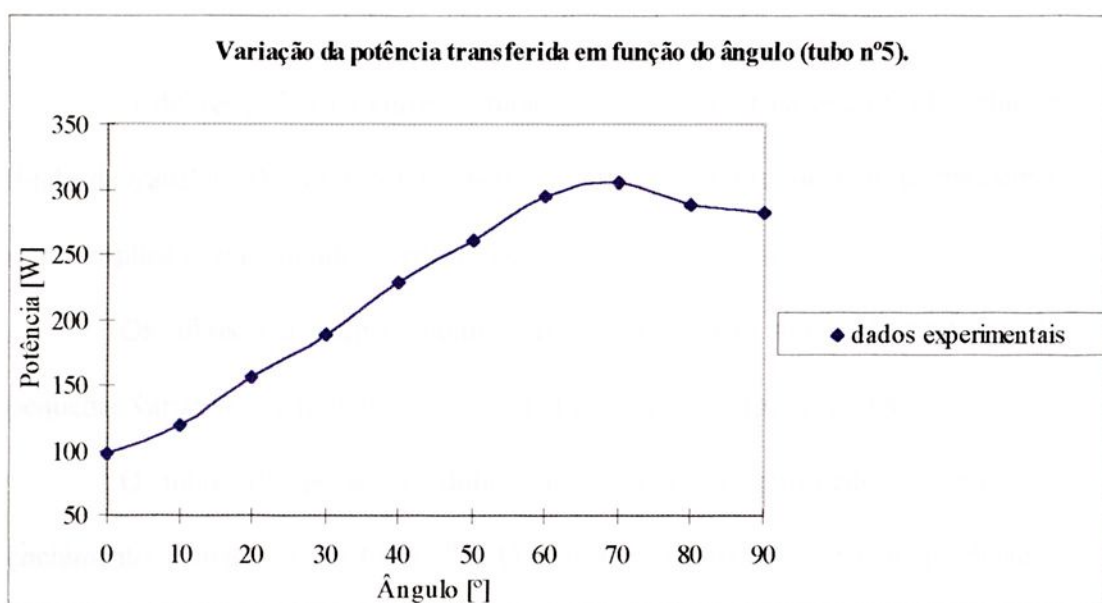


Figura 6.29: Variação da potência transferida em função do ângulo de inclinação, tubo de calor nº5.

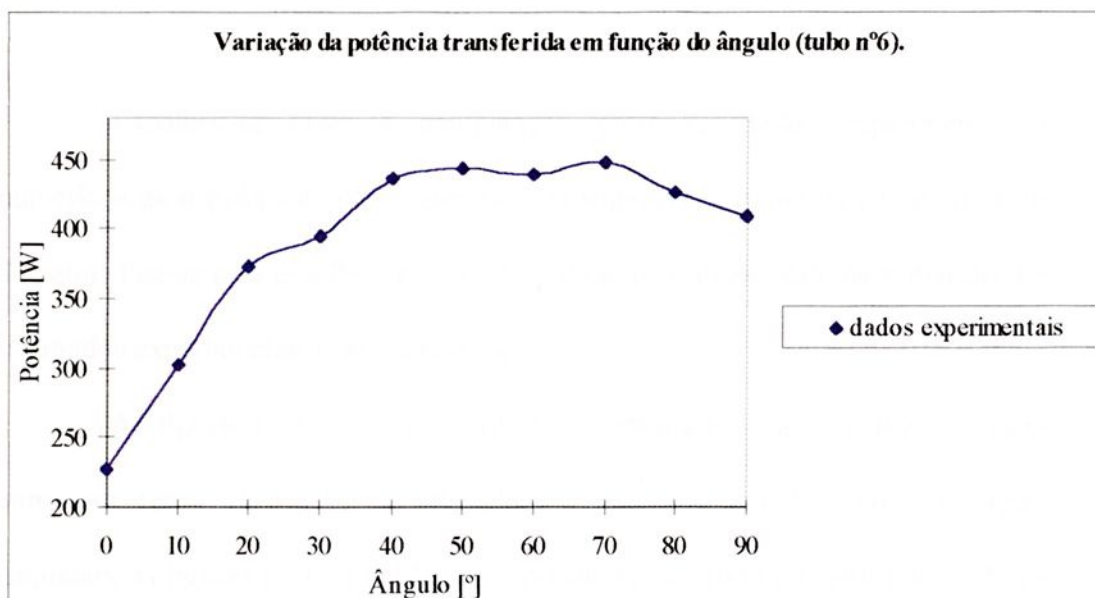


Figura 6.30: Variação da potência transferida em função do ângulo de inclinação, tubo de calor nº6.

A diferença básica entre os tubos nº3, 4 e 5 está na quantidade total de fluido de trabalho. O tubo nº5 tem enchimento no limite inferior de funcionamento, o que explica as quantidades menores de potência transferida.

Os tubos 3 e 4 apresentam comportamento não muito diferentes, com pequenas variações da potência transferida para ângulos superiores a 40°.

O tubo nº6 possui o dobro do volume de nitrogênio e carga de enchimento próxima a do tubo nº3. O comportamento da curva de potência é similar àquele para o tubo nº4.

## 6.4 Comparação entre resultados computacionais e experimentais

Escolheu-se fazer a comparação entre resultados experimentais e numéricos da distribuição de temperatura da superfície externa da parede do tubo de calor. Fez-se esta escolha devido à facilidade e confiabilidade na obtenção dos resultados experimentais nesta superfície.

As figuras (6.31 a 6.36) mostram os resultados para um tubo de calor com uma carga de 12,5% de nitrogênio e operando em diferentes potências, enquanto, as figuras (6.37 a 6.43) correspondem a um tubo de calor com 25% de carga de nitrogênio.

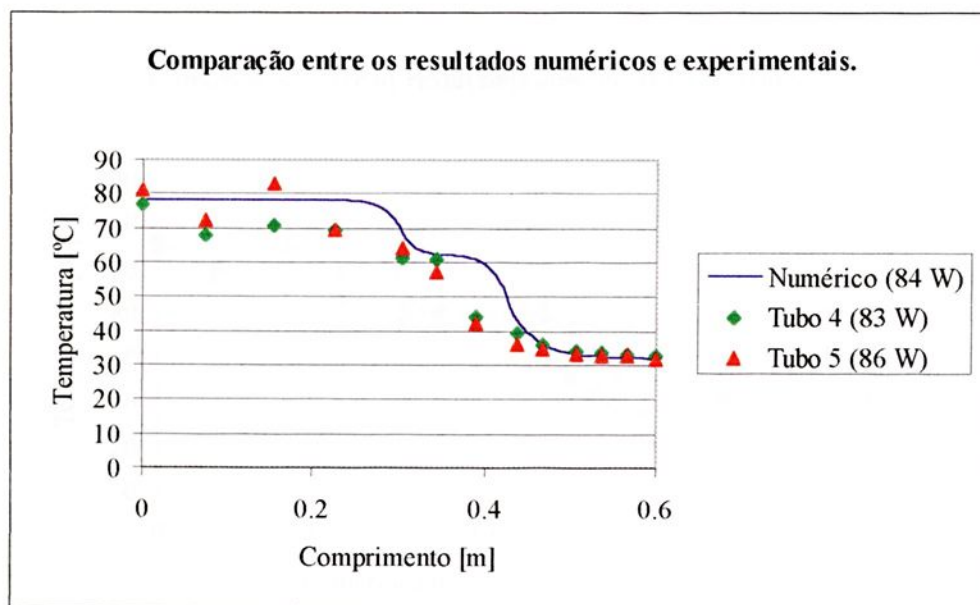


Figura 6.31: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 84W.

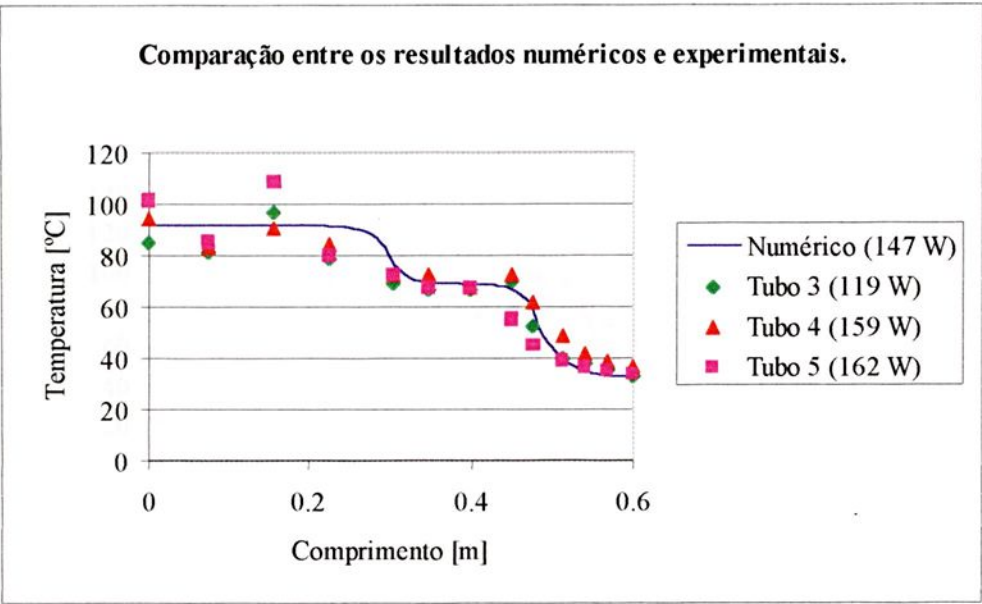


Figura 6.32: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 147W.

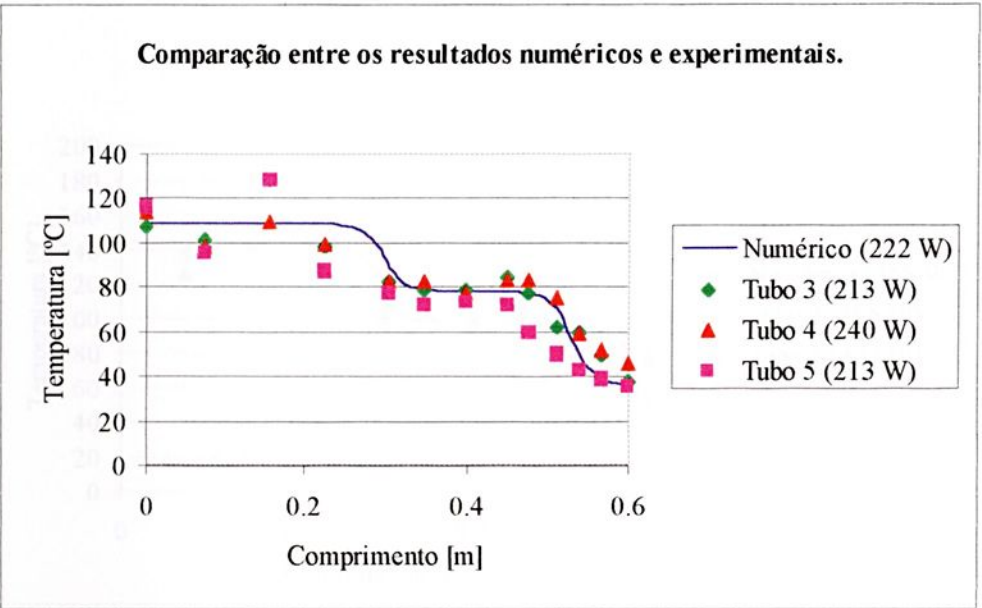


Figura 6.33: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 222W.

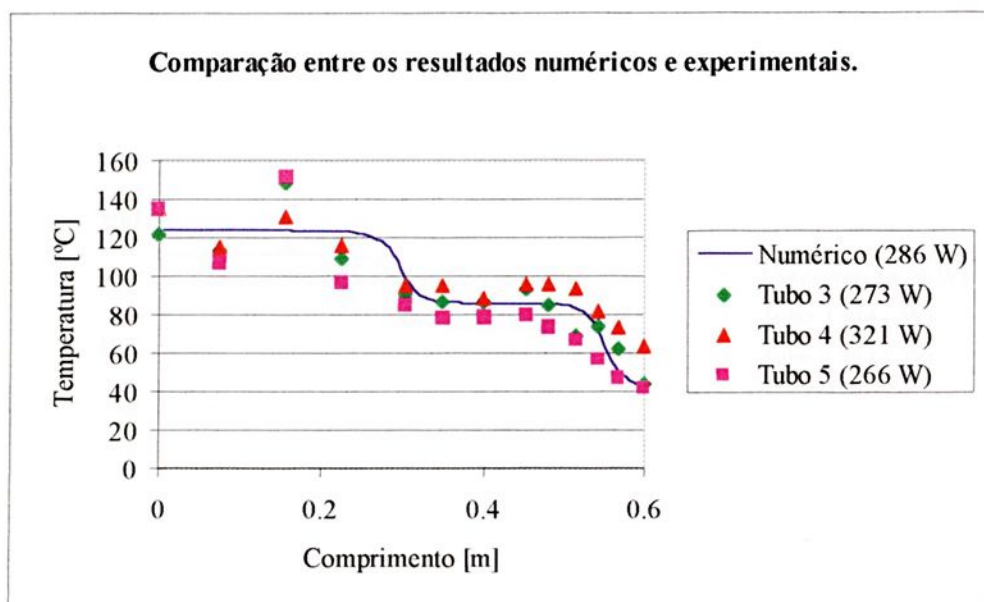


Figura 6.34: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 286W.

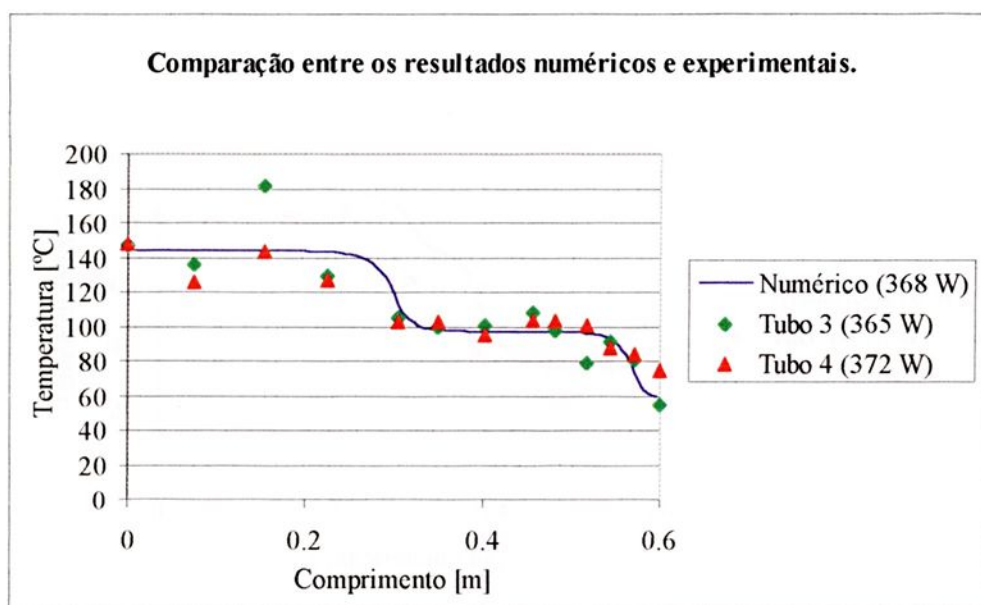


Figura 6.35: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 368W.

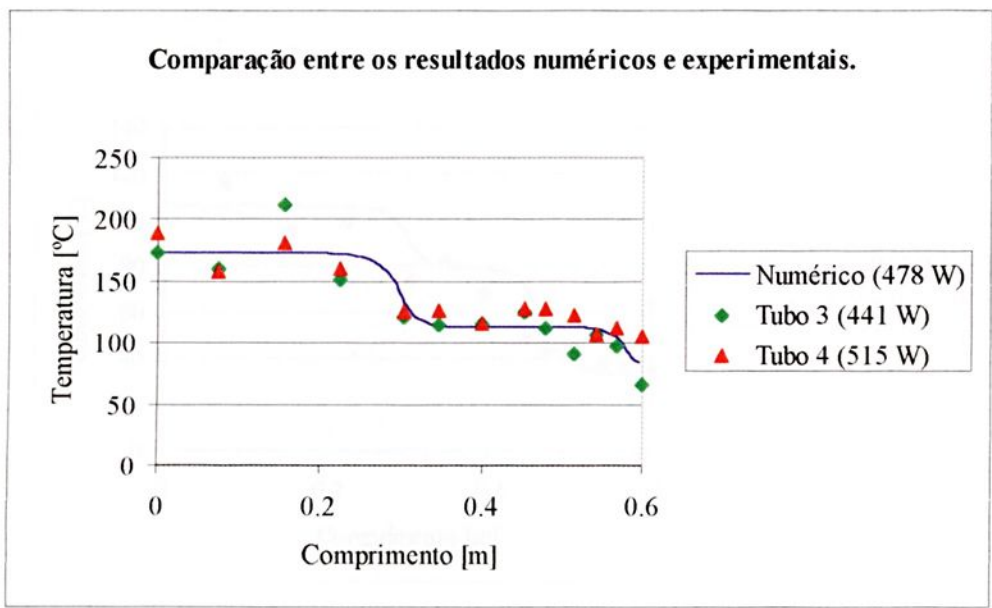


Figura 6.36: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 12,5% de nitrogênio, potência transferida de 478W.

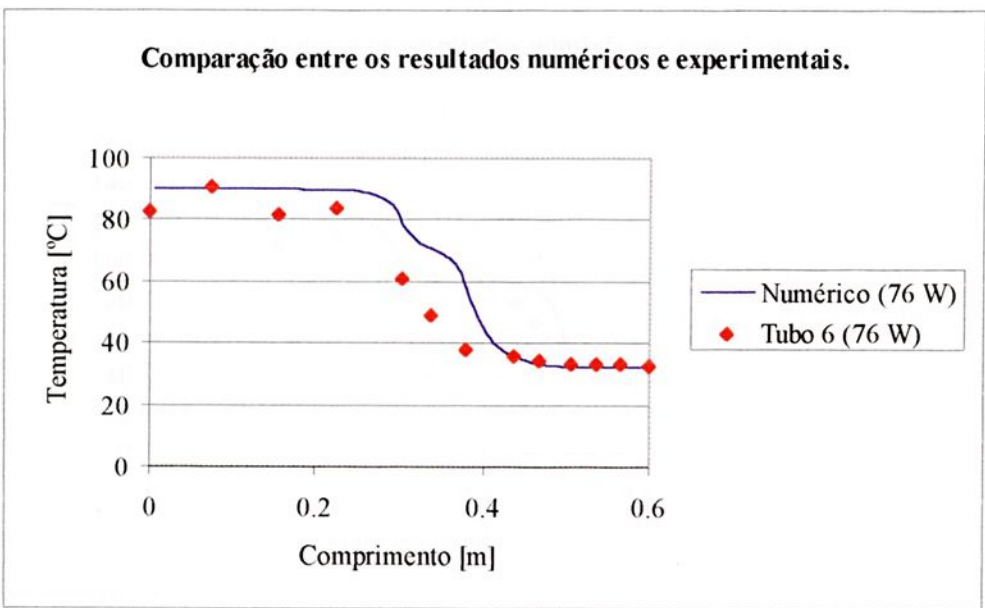


Figura 6.37: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 76W.

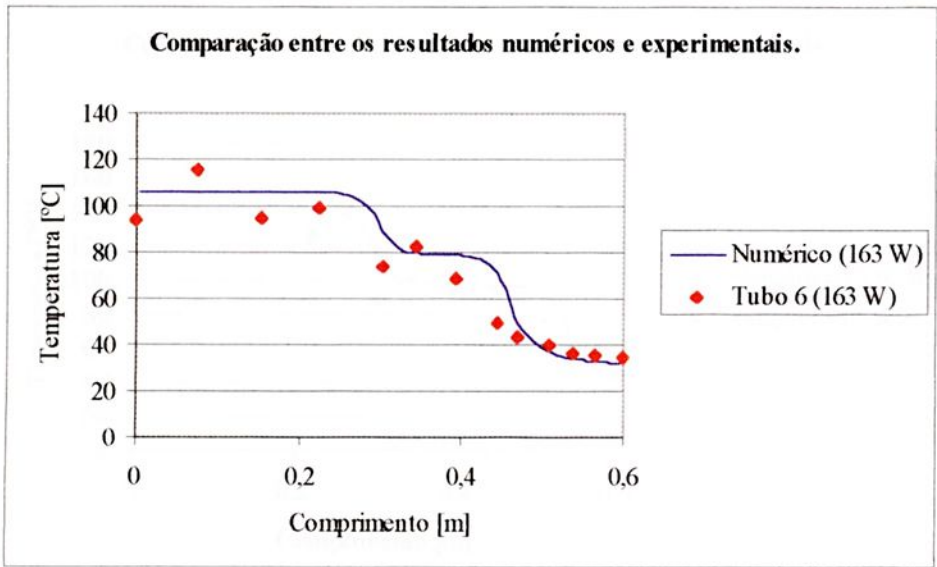


Figura 6.38: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 163W.

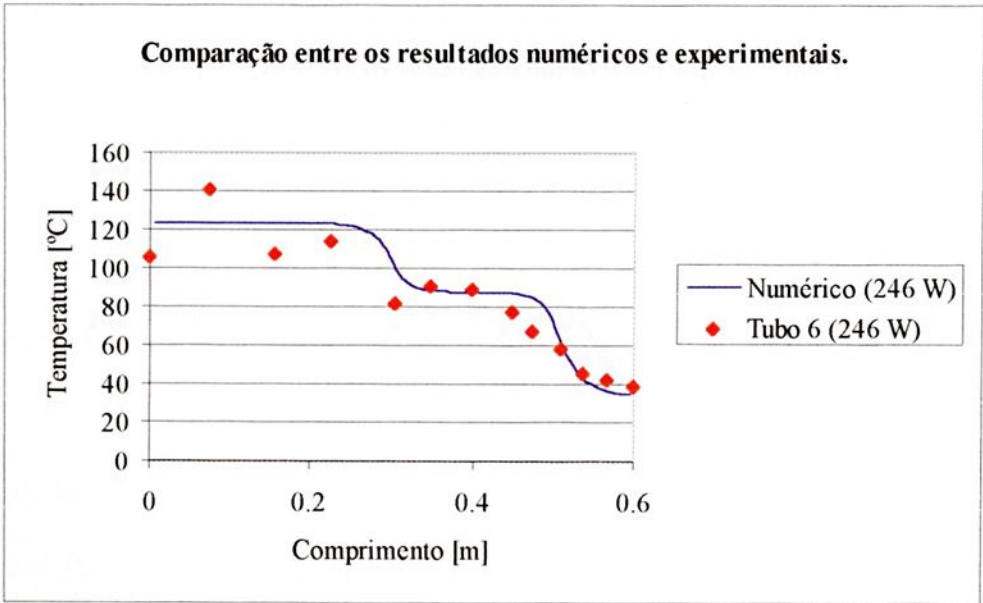


Figura 6.39: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 246W.

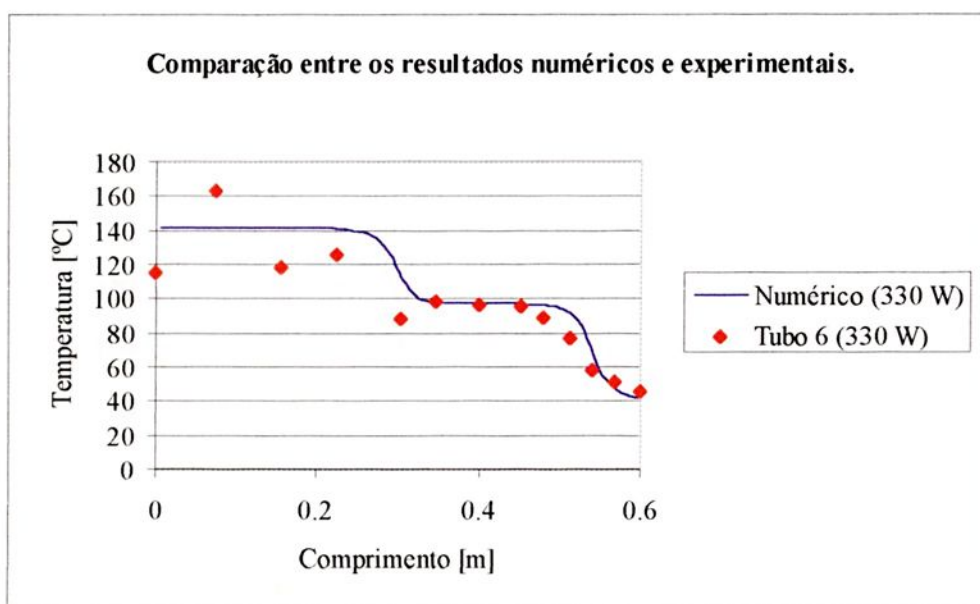


Figura 6.40: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 330W.

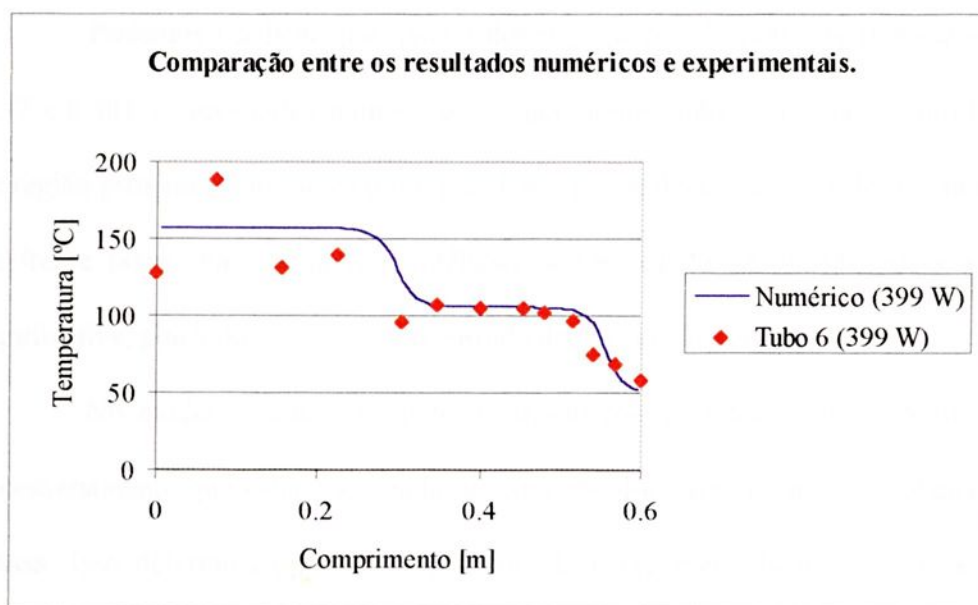


Figura 6.41: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 399W.

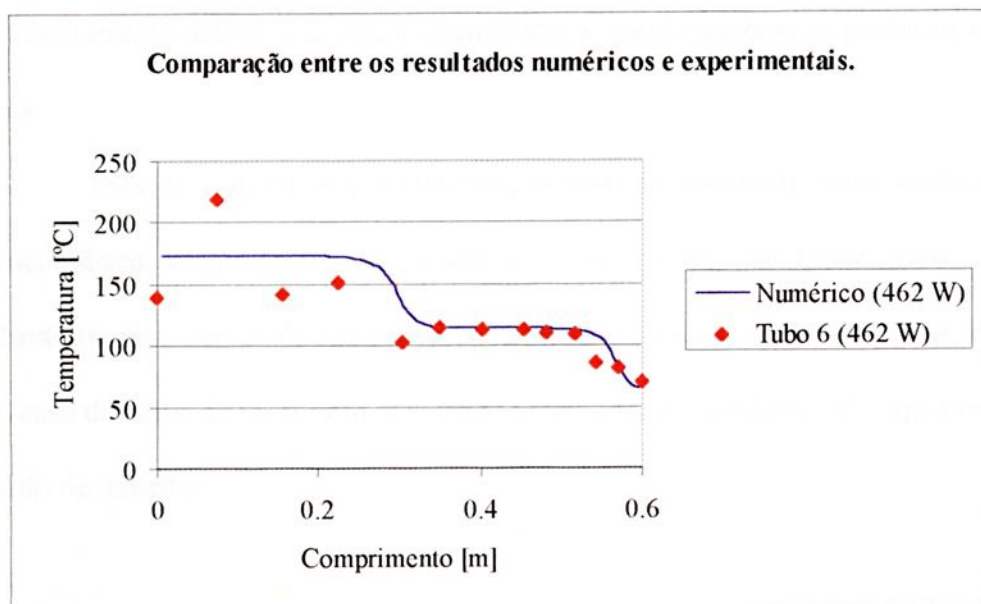


Figura 6.42: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais, tubo de calor com 25% de nitrogênio, potência transferida de 462W.

Podemos verificar que, para valores pequenos de potência (figuras 6.31, 6.37 e 6.38), os resultados numéricos e experimentais não concordam muito bem, na região próxima à interface com o gás. Este fato se deve à escolha de um modelo de frente plana. Para pequenas potências, a velocidade de difusão passa a ser significativa, podendo até permitir a entrada de gás no evaporador.

No modelo numérico, como a difusão não é considerada, a frente tem necessariamente que estar localizada no condensador, para permitir o balanço de massa. Isso determina o tipo de curva obtida e representada nas figuras acima citadas. No caso real, a condensação pode se dar em uma região maior do condensador, porém, com menor intensidade do que no caso numérico. Quanto

maior for quantidade de gás não condensável existente no tubo, esse comportamento ocorre com maior intensidade, afetando também as potências mais altas.

Para os outros casos, a comparação entre os resultados mostra uma boa concordância, o que indica que a utilização de modelos de frente plana, com difusão térmica, apesar de não refletiram fielmente a realidade, dão respostas úteis, no caso de tubos de calor com nitrogênio como gás não condensável e água como fluido de trabalho.



## 7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES.

Considerando-se o que foi escrito no capítulo anterior, podemos concluir que:

- a utilização de modelos de frente plana, para tubos de calor utilizando água como fluido de trabalho, operando com fluxos de calor não muito baixos e quantidade de gás não condensável moderadas, apresenta bons resultados quando comparado com dados obtidos experimentalmente;
- quando as potências envolvidas são pequenas e ou as cargas de gás não condensável são elevadas, devem-se usar outros tipos de modelos, principalmente os que permitam a difusão gasosa ou que utilizem uma frente não plana.

Apresenta-se então, como principal sugestão para trabalhos futuros, a inclusão destes tipos de modelos.

O desenvolvimento deste trabalho, além dos bons resultados demonstrados, permitiu dominar as técnicas de construção de tubos de calor controláveis.

## Referências Bibliográficas

1. BIENERT, W. C., BRENNAN, P. J., KIRKPATRIC, J. P. Feedback Controlled Variable Condutance Heat Pipes , *AIAA Progress in Astronautics and Aeronautics*, p.463-85, 1972.
2. CAO, Y., FAGHRI, A. A. Transient Two-Dimensional Compressible Analysis for High Temperature Heat Pipes with a Pulsed Heat Input. *Numer. Heat Transfer*, v.18, p.483-502, 1990.
3. CHEN, M. M., FAGHRI, A. An Analysis of the Vapour Flow and Heat Conduction Through the Liquid Wick and Pipe Wall in a Heat Pipe with Single and Multiple Heat Sources. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.33, p.1945-55, 1990.
4. COTTER, T. P. Theory of Heat Pipes. Report LA-3246-MS, Los Alamos Scientific Laboratory of The University of California, Los Alamos, p.1-37, 1965.
5. COURANT, R., ISAACSON, E., REES, M. On the Solution of Non-linear Hiperbolic Differential Equations by Finite Difference. *Communications on Pure and Applied Mathematics*, v.5, p.243-69,1952.
6. DANIELS, T. C., AL-JUMAILY, F. K. Theoretical and Experimental Analysis of a Rotating Wickless Heat Pipe. Porceedings of 1<sup>st</sup> International Heat Pipe Conference - Stuttgard, 1973.
7. EASTMAN, G. Y. The Heat Pipe. *Scientific American*, v.218(5), p.38-46, 1980.



8. EDWARDS, D. K., MARCUS, B. D. Heat and Mass Transfer in Vicinity of Vapor-Gas Front in a Gas Loaded Heat Pipe. *Journal of Heat Transfer*, v.94, p.155-62, 1972.
9. FAGHRI, A. *Heat Pipe Science and Tecnology*. Washington: Taylor & Francis, 1995, 874p.
- 10.FAGHRI, A., BUCHKO, M. Experimental and Numerical Analysis of Low Temperature Heat Pipe with Multiple Heat Sources. *ASME J. Heat Transfer*, v.113, p.728-34, 1991.
- 11.FAGHRI, A., CHEN, M. M. Numerical Analysis of the Effect of Conjugate Heat Transfer, Vapour Compressibility and Viscous Dissipation in Heat Pipes. *Numer. Heat Transfer*, v.16, p.398-405, 1991.
- 12.FAGHRI, A., HARLEY, C. Transient Two-Dimensional Gas-Loaded Heat Pipe Analysis. *ASME*, v.116, p.716-23, 1994.
- 13.FELDMAN, K. T., WHITING, G. H. Applications of the Heat Pipe. *Mechanical Engineering*, v.90, p.48-53, 1968.
- 14.FELDMAN, K. T., WHITING, G. H. The Heat Pipe. *Mechanical Engineering*, 1967.
- 15.GRAY, V. H. The Rotating Heat Pipe - a Wickless, Hollow Shaft for Transferring High Heat Fluxes. In: ASME, PAPER 69-HT-19, 1969.
- 16.GRAY, V. H., MARTO, P. J., JOSLYN, A. W. Boiling Heat Transfer Coefficients: Interface Behavior and Vapor Quality in Rotating Boiler Operation to 475g. NASA TN D-4136, 1968.



17. GROVER, G. M., ERICKSON, G. F. Structures of Very High Thermal Conductance. *Journal of Applied Physics*, American Institute of Physics, v.35(6), p.1190-91, 1964.
18. IRVINE, T. F. Jr, LILEY, P. E. *Steam and Gas Tables with Computer Equations*. London: Academic Press, Inc, 1984. 185p.
19. ISMAIL, K. A. R., MIRANDA, R. F. Theoretical Analysis of Rotating Heat Pipe. In: 3<sup>rd</sup> International Heat Pipe Symposium - Tsukuba, 1988.
20. ISMAIL, K. A. R., ZANARDI, M. A. Analytical and Numerical Study on Heat Pipes of Rectangular Section and Sintered Wicks. In: 3<sup>rd</sup> International Heat Pipes Symposium - Tsukuba, 1988.
21. ISMAIL, K. A. R., ZANARDI, M. A. Two-Dimensional Analysis of Flow and Heat Transfer in Porous Heat Pipe. In: VI International Heat Pipe Conf. - Grenoble, p.164-7, 1986.
22. KOBAYASHI, Y., OKUMURA, A., MATSUE, T. Effect of Gravity Noncondensable Gas Levels on Condensation in Variable Conductance heat Pipe. *J. Thermophysics*, v.5, p.61-68, 1991.
23. LEONARD, B. P. A Stable and Accurate Convective Modelling Procedure Based on Quadratic Upstream Interpolation. *Computational Methods in Applied Mechanical Engineering*, v.19, p.59-98, 1979.
24. MARTO, R., WEIGEL, H. The Development of Economical Rotating Heat Pipes. Proc. of 4<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference -Oxford, 1981.



357



25. OCHTERBECK, J. M., PETERSON, G. P. Freeze/Thaw Characteristics of a Copper/Water Heat Pipe: Effects of Noncondensable Gas Charge. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, v.7, p.127-32, 1993.
26. PATANKAR, S. V. A. Calculation Procedure for Two-Dimensional Elliptic Situations. *Numerical Heat Transfer*, v.2, p.409-425, 1979.
27. PATANKAR, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Washington: Hemisphere Publishing Corporation, 1980, 197p.
28. PATANKAR, S. V., SPALDING, D. B. A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in the Three Dimensional Parabolic Flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.15, p.1787, 1972.
29. PETERSON, P. F., TIEN, C. L. Mixed Double-Diffusive Convection in Gas-Loaded Heat Pipe. *ASME*, v.112, p.78-83, 1989.
30. PETERSON, P. F., TIEN, C. L. Numerical and Analytical Solutions for Two-Dimensional Gas Distribution in Gas Loaded Heat Pipes. *ASME*, v.111, p.598-604, 1989.
31. PRAKASH, C. Application of the Locally Analytic Differencing Scheme to Some Test Problems for the Convection-Diffusion Equations. *Numerical Heat Transfer*, v.7, p.165-182, 1984.
32. ROHANI, A. R., TIEN, C. L. Two Dimensional Heat and Mass Transfer in the Vapor-Gas Region of a Gas Loaded Heat Pipe. *ASME PAPER 72-WA/HT-34*, 1972.

- 33.SPALDING, D. B. A Novel Finite Difference Formulation for Differential Expressions Involving Both First and Second Derivatives. *International Journal of Numerical Methods in Engineering*, p.4, p.551-559, 1972.
- 34.TIEN, C. L., ROHANI, A. R. Theory of Component Heat Pipes. *Journal of Heat Transfer*, v.94, p.479-484, 1972.
- 35.TRABERT, A. K. J. *Theoretical and Pratical Analisis of Controllable Heat Pipe*. Guaratinguetá, 1997. 111p. Trabalho (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho".
- 36.TURNER, R. C. The Constante Temperature Heat Pipe. A Unique Device for The Thermal Control for Spacecraft Components, AIAA, 4<sup>th</sup> Termophysics Conference, 1969.
- 37.VAFAI, K., TIEN, C. L. Boundary and Inertia Effects on Flow and Heat Transfer in Porous Media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.24, p.195-203, 1981.
- 38.WONG, H. H., RATHBY, G. D. Improved Finite Difference Methods Based on a Critical Evaluation of the Approximations Errors. *Numerical Heat Transfer*, v.2, p.139-163, 1979.
- 39.FAGHRI, A., HARLEY, C. Transient Two-Dimensional Gas-Loaded Heat Pipe Analysis. *ASME*, v.116, p.716-23, 1994.



40. ZANARDI, M. A. *Análise Numérica e Experimental de Conjunto Concentrador com Tubo de Calor*. Campinas, 1989. 160p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual de Campinas.



## Resumo.

Apresentou-se a modelagem hidrodinâmica e térmica de um tubo de calor autocontrolável com gás não condensável, levando-se em consideração o acoplamento entre as equações de movimento e energia. Foi usado um método de volumes finitos para a obtenção das soluções numéricas com a discretização das equações feita através do esquema exponencial. Através de um sistema de testes, construído no laboratório de pesquisas do DEN, FEG, UNESP, foram realizadas experiências variando-se a potência transferida e o ângulo de inclinação do tubo de calor. Os resultados teóricos foram comparados com os experimentais, mostrando boa concordância entre eles.

Palavras-chave: Tubo de calor; condutância variável; gás não condensável.



***Abstract.***

*A hydrodynamic and thermal modelling for a gas loaded heat pipe was presented. We consider in the modelling, the coupling between the energy and momentum equations for the vapour, liquid, gas and metallic envelope. A finite volume method, with the SIMPLE procedure and the exponential differencing scheme, was used for solving the set of differential equations. An experimental apparatus was built and the heat pipes were tested for different heat inputs and inclination angles. The numerical results show good agreement with the experimental ones and so, validate the mathematical model considered.*

*Key-word: Heat pipe; variable conductance; gas loaded.*



