

**LAUBER DE SOUZA MARTINS**

**MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO EM  
TEMPO REAL DE UM TROCADOR DE CALOR  
REGENERADOR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia, área de concentração Engenharia de Processos Térmicos e Químicos da Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre.

Orientador: Prof. José Viriato C. Vargas, Ph.D.

Co-orientador : Prof. Juan Carlos Ordonez, Ph.D.

**CURITIBA**

**2005**

A meu pai pelo exemplo, minha mãe pelo  
colo e minha irmã pelo carinho.

*E disse Deus:*

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{E} = \frac{\rho}{\epsilon_0}$$

$$\vec{\nabla} \times \vec{E} = -\frac{\partial \vec{B}}{\partial t}$$

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{B} = 0$$

$$\vec{\nabla} \times \vec{B} = \mu_0 \vec{J} + \epsilon_0 \mu_0 \frac{\partial \vec{E}}{\partial t}$$

*.... e houve luz.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela graça de me permitir compreender um pouco mais dos mistérios que governam os fenômenos físicos, os quais Lhe são todos completamente conhecidos.

Agradeço a Agência Nacional do Petróleo – ANP que através do PRH-24 financiou esta pesquisa através de bolsa de estudo e taxa de bancada.

Agradeço ao Professor Orientador Ph.D **JOSÉ VIRIATO COELHO VARGAS**, pelo incentivo e momentos de diálogo em que as virtudes necessárias para concluir esta etapa fizeram-se claras, pelas horas de dedicação que contribuíram para o bom andamento e conclusão desta pesquisa.

Agradeço ao Professor Dsc. **GEORGE STANESCU**, pelos conselhos e a confiança que no início da graduação me impulsionaram a valorizar e almejar a carreira científica.

Ao Msc. **HELIO PADILHA**, e a Eng<sup>a</sup>. **DANIELA BIANCHI PONCE LEON DE LIMA**, pela amizade e presença durante a caminhada pelos degraus do conhecimento.

A Matemática e Eng<sup>a</sup>. **SILVIA PECHNICKI KISNER** pelos momentos de estudo e dedicação em trabalhos em conjunto apresentados em congressos.

Sou grato a todos que depositaram em mim a confiança necessária para desenvolver este trabalho. Àqueles que dispensaram sua amizade e companheirismo em todos os momentos em que foram necessários.

## SUMÁRIO

|   |     |
|---|-----|
| <b>LISTA DE FIGURAS</b> .....   | vi  |
| <b>LISTA DE TABELA</b> .....  | x   |
| <b>LISTA DE ABREVIATURAS</b> .....  | xi  |
| <b>RESUMO</b> .....   | xiv |
| <b>ABSTRACT</b> .....   | xv  |
| <b>1 INTRODUÇÃO</b> .....   | 1   |
| 1.1 Motivação .....   | 1   |
| 1.2 Objetivo .....  | 3   |
| <b>2 REVISÃO DA LITERATURA</b> .....  | 6   |
| <b>3 MODELO MATEMÁTICO</b> .....  | 19  |
| 3.1 Apresentação do equipamento a ser modelado (regenerador) .....                | 19  |
| 3.2 Fluido refrigerante sem mudança de fase .....                                 | 23  |
| 3.3 Fluido refrigerante com mudança de fase .....                                 | 32  |
| 3.4 Função objetivo e eficiência .....  | 43  |
| 3.5 Método numérico .....   | 44  |
| <b>4 RESULTADO E DISCUSSÃO</b> .....  | 48  |
| 4.1 Resultados para o modelo sem mudança de fase .....                            | 48  |
| 4.2 Resultados para o modelo com mudança de fase .....                            | 65  |
| 4.3 Análise paramétrica .....   | 71  |
| 4.4 Cálculo da entropia gerada .....  | 72  |
| <b>5 CONCLUSÕES</b> .....   | 74  |
| <b>6 SUGESTÕES</b> .....  | 76  |
| <b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....   | 77  |
| <b>ANEXO 1 – PROGRAMA EM FORTRAN PARA O REGENERADOR COM MUDANÇA DE FASE</b> ..... | 85  |
| <b>ANEXO 2 – ARQUIVO DE ENTRADA DE DADOS</b> .....                                | 109 |
| <b>ANEXO 3 – TABELAS DE RESULTADOS</b> .....                                      | 111 |

## LISTA DE FIGURAS

|             |   |    |
|-------------|---|----|
| Figura 2.1  | Sistema simples de absorção amônia-água .....   | 11 |
| Figura 2.2  | Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor em alta pressão em um sistema de refrigeração por absorção .....                         | 12 |
| Figura 2.3  | Sistema convencional de absorção para dessalinização da água, simples efeito .....  | 13 |
| Figura 2.4  | Sistema de absorção para geração de eletricidade .....  | 14 |
| Figura 2.5  | O ejetor .....  | 15 |
| Figura 2.6  | Diagrama esquemático de sistemas de refrigeração com uso de ejetores .....  | 16 |
| Figura 2.7  | Representação de uma EACS .....   | 17 |
| Figura 3.1  | Sistema de refrigeração ou condicionamento de ar por absorção ou com ejetor .....   | 20 |
| Figura 3.2  | Refrigerador por absorção ELECTROLUX .....  | 21 |
| Figura 3.3  | Componentes do Gerador .....  | 22 |
| Figura 3.4  | Banco de ensaio – Refrigerador por absorção .....   | 22 |
| Figura 3.5  | Banco de ensaio – Motor de automóvel como fonte de calor .....  | 23 |
| Figura 3.6  | Trocador de calor em contra-fluxo .....   | 24 |
| Figura 3.7  | Trocador de calor regenerativo dividido em volumes de controle .....  | 25 |
| Figura 3.8  | Interações de transferência de calor e massa na célula “m” .....  | 25 |
| Figura 3.9  | Interações de transferência de calor e massa na célula “m” para o regenerador que apresenta mudança de fase do fluido refrigerante (amônia) ..... | 33 |
| Figura 3.10 | Saída de dados do programa computacional no instante final para regenerador entrando em regime permanente .....                                   | 46 |

|             |   |    |
|-------------|---|----|
| Figura 4.1  | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.95$ .....   | 49 |
| Figura 4.2  | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para $\phi = 0.95$ .....  | 49 |
| Figura 4.3a | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.8$ .....  | 50 |
| Figura 4.3b | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.8$ nos primeiros 100 s .....  | 50 |
| Figura 4.4  | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para $\phi = 0.8$ .....   | 51 |
| Figura 4.5a | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.5$ .....  | 52 |
| Figura 4.5b | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.5$ no primeiros 100 s .....   | 52 |
| Figura 4.6a | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para $\phi = 0.5$ .....   | 53 |
| Figura 4.6b | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional no final do regenerador para $\phi = 0.5$ .....  | 53 |
| Figura 4.7a | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.2$ .....  | 54 |
| Figura 4.7b | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula $\phi = 0.2$ nos primeiros 100 s .....   | 54 |
| Figura 4.8a | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para $\phi = 0.2$ .....   | 55 |
| Figura 4.8b | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional no final do regenerador para $\phi = 0.2$ .....  | 55 |
| Figura 4.9a | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.8; L = 0.8\text{ m}; \dot{m} = 0.1\text{ kg/s}$ .....                         | 57 |
| Figura 4.9b | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.8; L = 0.8\text{ m}; \dot{m} = 0.1\text{ kg/s}$ para os primeiros 100 s ..... | 57 |

|              |  |    |
|--------------|--|----|
| Figura 4.10  | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para $\phi = 0.8$ ; $L = 0.8$ m; $\dot{m} = 0.1$ kg/s .....                        | 58 |
| Figura 4.11  | Vazão mássica adimensional em função do tempo.....   | 59 |
| Figura 4.12  | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.95$ e $\dot{m} = f(t)$ .....   | 59 |
| Figura 4.13  | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para $\phi = 0.95$ e $\dot{m} = f(t)$ .....  | 60 |
| Figura 4.14a | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.8$ e $\dot{m} = f(t)$ .....  | 61 |
| Figura 4.14b | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.8$ e $\dot{m} = f(t)$ nos primeiros 200s.....                                      | 61 |
| Figura 4.15  | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para $\phi = 0.8$ e $\dot{m} = f(t)$ .....   | 62 |
| Figura 4.16a | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.5$ e $\dot{m} = f(t)$ .....  | 63 |
| Figura 4.16b | Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para $\phi = 0.5$ e $\dot{m} = f(t)$ nos primeiros 200 s.....                                     | 63 |
| Figura 4.17a | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para $\phi = 0.5$ e $\dot{m} = f(t)$ .....   | 64 |
| Figura 4.17b | Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional no final do regenerador para $\phi = 0.5$ e $\dot{m} = f(t)$ .....                                | 64 |
| Figura 4.18  | Vista em frontal dos tubos internos do regenerador .....   | 66 |
| Figura 4.19a | Título em função da posição adimensional do regenerador para $\phi = 0.5$ para diferentes valores de vazão adimensional de amônia.....                           | 67 |
| Figura 4.19b | Título em função da posição adimensional do regenerador para $\phi = 0.5$ para valores de vazão adimensional de amônia $0.007 \leq \tilde{m}_s \leq 0.015$ ..... | 67 |
| Figura 4.20  | Efetividade em função de $\tilde{m}$ para $\phi = 0.5$ .....   | 68 |
| Figura 4.21  | Eficiência em função de $\tilde{m}_s$ para diversos valores de porosidade..  | 69 |
| Figura 4.22  | Valores do adimensional das vazões ótimas e eficiência em função função da porosidade $\phi$ .....   | 70 |

|             |   |    |
|-------------|---|----|
| Figura 4.23 | Eficiência em função de $\tilde{m}$ para diferentes valores de $c_1$ para $c_2 = 0.5$ ..... | 71 |
| Figura 4.24 | Valores do adimensional das vazões ótimas e eficiência máxima em função de $c_1$ .....      | 72 |

## LISTA DE TABELAS

|            |  |    |
|------------|--|----|
| Tabela 2.1 | Pares refrigerante /absorvente .....   | 9  |
| Tabela 3.1 | Estrutura da matriz das variáveis dos elementos de volume para<br>o refrigerante sem mudança de fase ..... | 45 |
| Tabela 3.2 | Estrutura da matriz das variáveis dos elementos de volume para<br>o refrigerante com mudança de fase ..... | 45 |

## LISTA DE ABREVIATURAS

|              |  |                      |
|--------------|--|----------------------|
| $A_d^m$      | área de transferência de calor entre o sistema 1 e o sistema 3   | [m <sup>2</sup> ]    |
| $A_{tl4}$    | área lateral do tubo interno   | [m <sup>2</sup> ]    |
| $A_{gs}$     | área transversal de troca de calor entre as células  | [m <sup>2</sup> ]    |
| $A_{gl}^m$   | área de transferência de calor entre a matriz e o fluido quente na célula “m”                                    | [m <sup>2</sup> ]    |
| $A_s$        | área da seção do tubo interno  | [m <sup>2</sup> ]    |
| $c_g$        | calor específico da matriz metálica  | [J/kgK]              |
| $c_p$        | calor específico à pressão constante do fluido quente  | [J/kgK]              |
| $c_v$        | calor específico à volume constante do fluido quente   | [J/kgK]              |
| $c_{vr}$     | calor específico à volume constante do fluido interno  | [J/kgK]              |
| $c_{pr}$     | calor específico à pressão constante do fluido interno   | [J/kgK]              |
| $c_{NH_3}$   | calor específico da amônia líquida   | [J/kgK]              |
| $c_{H_2O}$   | calor específico da água líquida   | [J/kgK]              |
| $D$          | diâmetro do tubo maior (fluido externo)  | [m]                  |
| $d_t$        | diâmetro do tubo interno (fluido frio)   | [m]                  |
| $d_{ar}$     | diâmetro do arame  | [m]                  |
| $d_{ts}$     | diâmetro do tubo interno   | [m]                  |
| $e_4$        | espessura do tubo interno  | [m]                  |
| $h_g$        | coeficiente de transferência de calor por convecção entre a matriz metálica e o fluido quente                    | [W/m <sup>2</sup> K] |
| $h_4$        | coeficiente de transferência de calor por convecção do tubo interno para a amônia líquida                        | [W/m <sup>2</sup> K] |
| $h_t$        | coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido frio (sistema 3) e o tubo interno (sistema 1) | [W/m <sup>2</sup> K] |
| $h_3$        | coeficiente de transferência de calor por convecção entre o sistema 3 e o tubo interno                           | [W/m <sup>2</sup> K] |
| $h_{fg}$     | entalpia de vaporização da amônia  | [J/kg]               |
| $k$          | condutividade térmica da matriz metálica   | [W/m K]              |
| $k_s$        | condutividade térmica do tubo interno  | [W/mK]               |
| $L$          | comprimento do trocador  | [m]                  |
| $L_{ref}$    | comprimento de referência  | [m]                  |
| $m^m$        | massa de fluido quente na célula “m”   | [kg]                 |
| $m_g^m$      | massa da matriz metálica na célula “m”   | [kg]                 |
| $m_r^m$      | massa de fluido frio na célula “m”   | [kg]                 |
| $m_{H_2O}^m$ | massa de água na amônia na célula “m”  | [kg]                 |
| $m_{NH_3}^m$ | massa de amônia líquida na célula “m” da casca cilíndrica  | [kg]                 |
| $m_{NH_3,l}$ | massa de amônia líquida que passa pelo tubo interno  | [kg]                 |

|                       |  |        |
|-----------------------|--|--------|
| $m_{NH_3,v}^m$        | massa de vapor de refrigerante acumulado   | [kg]   |
| $m_T^m$               | massa total de fluido refrigerante no interior do tubo interno (sistema 4) na célula “m”, Eq. (3.32)   | [kg]   |
| $\Delta m_{NH_3,v}^m$ | massa de refrigerante que evapora em cada célula “m”   | [kg]   |
| $\dot{m}$             | vazão mássica de fluido quente   | [kg/s] |
| $\dot{m}_r$           | vazão mássica do fluido interno (refrigerante)   | [kg/s] |
| $\dot{m}_{ref}$       | vazão mássica de referência (refrigerante)   | [kg/s] |
| $\dot{m}_s$           | vazão mássica de amônia líquida que entra no regenerador   | [kg/s] |
| $\dot{m}_{NH_3}$      | vazão mássica de amônia que retorna pela casca cilíndrica  | [kg/s] |
| $\dot{m}_{H_2O}$      | vazão mássica de água  | [kg/s] |
| $\dot{m}_{NH_3,s}$    | vazão mássica de amônia que passa pelo tubo interno  | [kg/s] |
| $\dot{m}_T$           | vazão mássica total de fluido refrigerante que entra no trocador de calor                              | [kg/s] |
| $\dot{m}_{ref}$       | vazão mássica de referência  | [kg/s] |
| $\dot{m}_w$           | vazão mássica de amônia líquida que sai do regenerador   | [kg/s] |
| $n_{cel}$             | número total de células ou elementos de volume   |        |
| $p_{in}$              | pressão da amônia líquida que entra no regenerador   | [bar]  |
| $q_g$                 | quantidade de calor trocado entre a matriz metálica da célula “m” e o fluido quente                    | [W]    |
| $q_{cond,p}$          | quantidade de calor trocado por condução através da matriz da célula “m” para a matriz da célula “m+1” | [W]    |
| $q_{cond,a}$          | quantidade de calor trocado por condução através da matriz da célula “m” para a matriz da célula “m-1” | [W]    |
| $q_{enth3}$           | taxa de energia que flui através do escoamento que cruza o sistema 3 da célula “m”                     | [W]    |
| $q_{enth4}$           | taxa de energia que flui através do escoamento que cruza o sistema 4 da célula “m”                     | [W]    |
| $q_t$                 | quantidade de calor trocado por convecção entre o tubo e o fluido interno (fluido frio)                | [W]    |
| $q_s$                 | quantidade de calor transferida para a amônia no tubo interno  | [W]    |
| $q_{in}$              | transferência de entalpia da célula “m” para a célula “m-1”  | [W]    |
| $q_{out}$             | transferência de entalpia da célula “m” para a célula “m+1”  | [W]    |
| $Q_m$                 | calor recebido pela amônia em ebulição   | [J]    |
| $q_{NH_3,v}$          | taxa real de transferência de calor para a parcela da amônia que passou à fase vapor                   | [W]    |
| $r$                   | fração mássica de água na solução forte  |        |
| $T_g^m$               | temperatura do sistema 1 na célula “m”   | [K]    |
| $T_g^{m-1}$           | temperatura do sistema 1 na célula “m-1”   | [K]    |
| $T_g^{m+1}$           | temperatura do sistema 1 na célula “m+1”   | [K]    |
| $T^{m+1}$             | temperatura do fluido quente na célula “m+1”   | [K]    |

|                 |  |                      |
|-----------------|--|----------------------|
| $T^{m-1}$       | temperatura do fluido quente na célula “m-1”                             | [K]                  |
| $T^m$           | temperatura do fluido quente na célula “m”                               | [K]                  |
| $T_r^m$         | temperatura do sistema 3 na célula “m”                                   | [K]                  |
| $T_{in}$        | temperatura de entrada do fluido quente                                  | [K]                  |
| $T_r^{m+1}$     | temperatura do fluido interno na célula “m+1”                            | [K]                  |
| $T_s^m$         | temperatura da amônia dentro do tubo interno na célula “m”               | [K]                  |
| $T_{s,in}$      | temperatura de entrada da amônia líquida no tubo interno                 | [K]                  |
| $T_w^m$         | temperatura da amônia que retorna pela casca cilíndrica na célula “m”    | [K]                  |
| $T_{w,in}$      | temperatura de entrada da amônia líquida que não vaporizou na célula “m” | [K]                  |
| $T_\infty$      | Temperatura de referência  | [K]                  |
| $t$             | tempo  | [s]                  |
| $\Delta t$      | tempo de residência do fluido na célula “m”                              | [s]                  |
| $u$             | velocidade média do fluido refrigerante                                  | [m/s]                |
| $v$             | volume específico do refrigerante (amônia/água)                          | [m <sup>3</sup> /kg] |
| $v_{NH_3}$      | volume específico da amônia  | [m <sup>3</sup> /kg] |
| $v_{H_2O}$      | volume específico da água  | [m <sup>3</sup> /kg] |
| $V_V$           | volume vazio no sistema 1  | [m <sup>3</sup> ]    |
| $V_T$           | volume total no sistema 1  | [m <sup>3</sup> ]    |
| $V_{metal}$     | volume de metal presente no sistema 1                                    | [m <sup>3</sup> ]    |
| $V_r^m$         | volume de fluido frio dentro da célula “m”                               | [m <sup>3</sup> ]    |
| $x_{ref}$       | comprimento de referência  | [m]                  |
| $x_r$           | título da amônia   |                      |
| $x_r^{n_{cel}}$ | título da amônia na última célula  |                      |
| $\Delta x$      | comprimento da célula “m”  | [m]                  |
| $\phi$          | porosidade   |                      |
| $\rho_g$        | densidade do material da matriz  | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\rho_r$        | densidade do fluido refrigerante   | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\rho_{NH_3}$   | densidade do refrigerante (amônia)                                       | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\rho_{H_2O}$   | densidade da água  | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\rho$          | densidade do fluido quente   | [kg/m <sup>3</sup> ] |

## RESUMO

Devido a considerações econômicas e ambientais, sistemas de refrigeração supridos com fontes de calor renováveis receberam um novo enfoque. A indústria internacional de refrigeração tem realizado grandes investimentos em pesquisas nessa direção. Plataformas e refinarias de petróleo são locais onde existe abundância de emissões quentes. Um sistema de refrigeração por absorção ou com ejetor adequadamente dimensionados poderia atender as necessidades de uma plataforma ou refinaria no tocante a refrigeração e condicionamento de ar, funcionando a partir de gases de exaustão de diversos processos, eliminando desta maneira, o consumo energético adicional da planta associado a esses sistemas. Este trabalho apresenta um modelo computacional geral para regeneradores que são alimentados com o escoamento de fluidos quentes de um lado e com fluido refrigerante do outro, sendo que este último muda de fase (vaporização). Um modelo físico simplificado, que combina correlações fundamentais e empíricas com princípios de termodinâmica clássica e transferência de calor e massa, foi desenvolvido. As equações diferenciais resultantes em três dimensões foram discretizadas, no espaço usando um esquema tridimensional de volumes finitos com células centradas. Conseqüentemente, a combinação do modelo físico simplificado proposto com o esquema adotado de volumes finitos para a discretização numérica das equações diferenciais é chamado de modelo de elementos de volume. O modelo foi baseado numa configuração geral de regenerador, isto é, um trocador de calor cilíndrico vertical em que o lado quente se constitui de uma matriz metálica, e o lado frio é composto de dois tubos concêntricos. O refrigerante entra na fase líquida no tubo mais interno e sofre mudança de fase conforme segue o escoamento. A fração de refrigerante que não se vaporizou realiza o processo de recirculação e volta pela casca cilíndrica. As interações de energia e massa relevantes para o processo de mudança de fase são levadas em consideração, e a taxa de vaporização é computada e usada para avaliação da eficiência do processo. Os perfis de temperatura e a localização da região de vaporização são computados. O modelo proposto foi usado para simular numericamente o comportamento do regenerador operando em diferentes condições de operação e projeto. Refinamentos da malha foram realizados para garantir a convergência dos resultados numéricos. Mostra-se que a metodologia proposta permite a utilização de uma malha convergida esparsa para todas as simulações realizadas, conseqüentemente combinando precisão numérica com baixo tempo computacional. Assim, espera-se que o modelo possa ser uma ferramenta útil para a simulação, projeto e otimização de regeneradores para sistemas de refrigeração alimentados por uma fonte de calor.

## ABSTRACT

Economic and environmental considerations brought a new point of view about refrigeration supplied by renewable heat sources. The international refrigeration industry has been investing considerable resources in that direction. There is a great amount of hot gases in platforms and refineries of oil. An absorption system or ejector cooling system designed adequately could supply the requirement of platform or refinery in regard to refrigeration and air conditioning. This paper introduces a general computational model for regenerators fed by a hot fluid stream on one side, whereas the other side is a fluid mixture, in which one of the components (refrigerant) undergoes a change of phase (vaporizes). A simplified physical model, which combines fundamental and empirical correlations, and principles of classical thermodynamics, mass and heat transfer, is developed and the resulting three-dimensional differential equations are discretized in space using a three-dimensional cell centered finite volume scheme. Therefore, the combination of the proposed simplified physical model with the adopted finite volume scheme for the numerical discretization of the differential equations is called volume element model. The model was based upon a general configuration of a regenerator, i.e., a vertical cylindrical heat exchanger where the external “hot” side is a metallic matrix and the internal “cold” side is composed of two concentric tubes. A fluid, in its liquid phase, enters the core of the heat exchanger and experiences a phase change as it flows through it. The fraction of the fluid that is not vaporized is re-circulated through the inner layer of the heat exchanger. Accounting for all relevant energy and mass interactions for the phase change process, the rate of vaporization is computed and used as a measure of process efficiency. The streams temperature profiles along with the location for the onset of vaporization are computed. The proposed model was utilized to simulate numerically the behavior of the regenerator operating under different operating and design conditions. Mesh refinements were conducted to ensure the convergence of the numerical results. The proposed methodology is shown to allow a coarse converged mesh for all simulations performed, therefore combining numerical accuracy with low computational time. As a result, the model is expected to be a useful tool for simulation, design, and optimization of regenerators for heat driven refrigerators.

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação

Com exceção das iniciativas do Procel – Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica, os incentivos para a redução do consumo de energia têm partido de empresas privadas, algumas delas envolvendo instalações dotadas de procedimentos de co-geração. Responsável por 30% do consumo de energia elétrica brasileira, o mercado de refrigeração comercial ainda não tem consciência das medidas para reduzir o consumo de energia de suas instalações frigoríficas. (BUZELIN, 2003).

Tais considerações econômicas e ambientais trouxeram um novo interesse nos refrigeradores alimentados por uma fonte de calor. Um esforço considerável de pesquisa tem sido investido no estudo de sistemas de refrigeração desse tipo nos últimos anos. [STOLK (1980), SURI E AYYASH (1982), DIDION E RADERMACHER (1984), AYYASH ET AL. (1985), EISA E HOLLAND (1986), SOKOLOV E HERSHGAL (1991), PEREZ-BLANCO (1993), BEST E RIVERA (1995), BEJAN ET AL. (1995), VARGAS ET AL. (1996), WIJEYSUNDERA (1996)].

Esses sistemas podem utilizar fontes de energia renováveis, tais como energia solar e gases quentes expelidos por outros sistemas. [SOKOLOV E HERSHGAL (1993) E VARGAS ET AL. (1996)]. Em situações especiais, onde a preservação do meio ambiente é prioridade, a refrigeração solar é uma alternativa na conservação de alimentos e suprimentos médicos. (WORSOE-SCHMIDT E HOLM, 1989). Diante da crise no

setor elétrico, da política de estímulo ao uso do gás natural e da importância crescente de aplicações de cogeração, tem-se observado um interesse renovado pela aplicação de sistemas de absorção, devido a possibilidade do aproveitamento energético, para fins úteis, do calor residual de diferentes processos. (PIMENTA ET AL., 2004). Talbi e Agnew apresentaram uma investigação teórica baseada na simulação do desempenho de um ciclo de absorção água-brometo de lítio “acionada” pelos gases de exaustão de um motor Diesel. (TALBI E AGNEW , 2002).

Muitas pesquisas têm sido realizadas para utilização de ciclos de absorção, muitas delas utilizando energia solar como fonte térmica para o ciclo [HAMMAD E HABALI (1999), DE FRANCISCO ET AL. (2002) E SÖZEN E ÖZALP (2005)].

Quando a refrigeração tem de ser fornecida de maneira ininterrupta, torna-se necessário estabelecer uma fonte de energia suplementar, tal como um queimador a gás. A melhoria, otimização e controle de refrigeradores desse tipo é um aspecto crucial, que é independente do tipo de fonte de energia. Uma análise teórica de um sistema térmico, para ser confiável deve ser capaz de captar os aspectos “realísticos” dos processos de transferência de calor que ocorrem na instalação. Vários estudos modelaram esses aspectos usando o método da minimização da geração de entropia [BEJAN (1988), BEJAN (1989), BEJAN (1995)]. Tais estudos levam em conta as irreversibilidades dos escoamentos e dos processos de transferência de calor.

Diversos países, inclusive o Brasil, investem em novas tecnologias que englobam equipamentos mais compactos e eficientes, projetos e instalações personalizadas, com o objetivo de racionalizar o consumo e evitar o desperdício. Porém, diante do cenário brasileiro no que se refere à energia, a situação é preocupante. (BUZELIN, 2003).

Com este pensamento cada vez mais se fixa a idéia de não desperdiçar energia, seja qual for a sua forma. Neste raciocínio poder-se-ia dizer que gases quentes residuais de processos químicos são uma forma de desperdício de energia.

A aplicação desta dissertação na indústria do petróleo reside no fato de as plataformas e refinarias de petróleo são locais onde existe abundância de gases quentes. Um sistema de absorção adequadamente dimensionado poderia atender as necessidades de uma plataforma ou refinaria no tocante a refrigeração e condicionamento de ar, funcionando a partir de gases de exaustão de diversos processos, eliminando desta maneira, o consumo

energético adicional da planta associado a esses sistemas. Diante da crise no setor elétrico, da política de estímulo ao uso do gás natural e da importância crescente de aplicações de co-geração, tem-se observado um interesse renovado pela aplicação de sistemas de absorção ou com ejetor, devido à possibilidade do aproveitamento energético, para fins úteis, do calor residual de diferentes processos presentes em refinarias e plataformas de petróleo.

O benefício proposto é o desenvolvimento de sistemas de refrigeração que consumam pouca energia elétrica (utilizando outras formas de energia, i.e., gases de exaustão) coloca os detentores desta tecnologia numa posição mais segura diante de uma possível crise energética no Brasil. Haja vista que seus processos de refrigeração não dependerão fundamentalmente de energia elétrica para funcionarem.

Atualmente não há empresas nacionais que produzam refrigeradores e condicionadores de ar por sistemas de absorção ou com ejetor que possa suprir a necessidade e tendência do mercado de aproveitar energia.

Neste trabalho, apresenta-se um modelo matemático para simular o comportamento de um trocador de calor empregado num sistema de refrigeração com ejetor. O equipamento pode utilizar gases quentes automotivos ou industriais a fim de promover a mudança de fase do fluido refrigerante, sendo que neste estudo utilizou-se R-717 (amônia).

## **1.2 Objetivos**

Neste trabalho apresenta-se um modelo matemático e a simulação numérica em regime transiente de um trocador de calor regenerador, que é parte de um sistema de refrigeração com ejetor. Como se trata de um trocador de calor regenerador, este pode ser empregado em outros sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor. Este estudo é parte de um modelo matemático a ser desenvolvido futuramente que simulará o comportamento de um refrigerador alimentado por fonte de calor como um todo.

Um refrigerador com ejetor necessita de uma fonte de calor para promover a vaporização do fluido refrigerante (e.g., amônia). Neste trabalho propõe-se o uso de

emissões quentes automotivas para a referida fonte de calor, mas pode-se usar alternativamente um queimador a gás, um fluido secundário aquecido por coletores solares e também emissões industriais.

Uma das vantagens apresentadas pelo uso de um trocador de calor regenerador é o fato de poder usar qualquer suprimento intermitente de energia térmica disponível. Como foi mencionado anteriormente, tal suprimento pode ser oriundo de gases de escape de automóveis, emissões industriais e ainda energia solar, porém, o que todas estas alternativas têm em comum é o fato de não apresentarem taxas constantes de energia. Por exemplo, a vazão mássica e temperatura dos gases de escape automotivos varia a todo o momento em função da rotação do motor, por outro lado, a vazão e a temperatura de emissões quentes industriais dependem do processo e da produção da indústria.

De fato, esta inconstância faz-se presente e não pode ser desprezada, pois o funcionamento do sistema de condicionamento de ar de um automóvel não pode ficar refém de variações de vazão dos gases quentes do escapamento, por exemplo, a refrigeração não pode parar numa situação em que o automóvel se encontra em um engarrafamento. Se utilizarmos esse sistema para manter uma câmara frigorífica de armazenamento de medicamentos ou mesmo alimentos, esses não podem sentir na temperatura do ambiente refrigerado o efeito da possibilidade da queda de vazão dos gases quentes da indústria.

A fim de apresentar possíveis soluções para tal problema, propõem-se os seguintes objetivos para a presente dissertação:

- Examinar os parâmetros de projeto que devem ser otimizados para a máxima troca de calor no regenerador (gerador);
- Investigar os efeitos causados pela variação da vazão do fluido quente;
- Apresentar um modelo matemático que poderá ser usado para investigar os efeitos da composição do fluido refrigerante, na troca de calor do regenerador;
- Investigar a existência de condições ótimas de parâmetros de operação e de projeto do regenerador para máximo desempenho do sistema de refrigeração com ejetor.

A atenção do trabalho é, portanto, focada em apenas uma parte do sistema de refrigeração com ejetor, i.e., o local onde há a vaporização do fluido refrigerante em presença de uma fonte de calor, o trocador de calor regenerador.

## 2. REVISÃO DA LITERATURA

O Instituto Internacional de Refrigeração em Paris (IIF/IIFR) estimou que aproximadamente 15% de toda a eletricidade produzida em todo o mundo seja usada em processos de refrigeração e condicionamento de ar em várias aplicações. (LUCAS, 1988).

Companhias de distribuição de energia elétrica do mundo todo reconhecem que equipamentos de refrigeração e condicionamento de ar são responsáveis pelo consumo de 30% do total da energia consumida. (BUZELIN ET AL., 2005)

As conseqüências da crescente demanda de refrigeração como, por exemplo, condicionamento de ar, processos de fabricação e conservação de alimentos, armazenagem de vacinas e refrigeração de computadores são complexas e abrangentes. O aquecimento global e a degradação da camada de ozônio são os principais impactos ambientais. Em locais onde a produção de energia elétrica não é abundante, o excesso da demanda pode aumentar os preços, o que afetaria o uso da eletricidade em necessidades básicas como luz para leitura e fornos domésticos (PRIDASAWAS, 2005).

Os sistemas de refrigeração por absorção alimentados por energia solar foram os primeiros utilizar energia solar em refrigeração. Um dispositivo chamado gerador é suprido com a energia dos raios solares. A temperatura do gerador depende do par refrigerante/absorvente empregado, por exemplo, amônia-água ou água-brometo de lítio, o que pode assumir valores menores que 100°C para o caso do brometo de lítio. Uma pequena quantidade de eletricidade deve ser gasta para fazer circular o refrigerante entre o absorvedor e o gerador (PRIDASAWAS, 2005).

Sistemas de absorção não agridem o meio ambiente pelo fato de não usarem compostos com cloro e por apresentarem baixa contribuição ao efeito estufa. Recentemente várias pesquisas apresentam modelos e estudos de simulação de refrigeração solar e sistemas de ar condicionado (ASSILZADEH ET AL., 2005).

Os ciclos abertos de refrigeração por absorção através de energia solar têm recebido muita atenção devido a seu baixo consumo de eletricidade e alta praticabilidade. (KABEEL, 2005)

Florides et al. (2002) modelaram um sistema completo composto de um coletor solar, um tanque de armazenamento além de um sistema de absorção água-brometo de lítio o qual cobre a carga térmica gerada em uma casa durante o ano todo. A otimização foi feita com o objetivo de selecionar o equipamento adequado, isto é, o tipo de coletor, o volume do tanque de armazenamento, a área e o ângulo de inclinação do coletor (FLORIDES ET AL., 2002).

Esta possibilidade de produzir frio através do uso direto de energia primária, em particular, energia solar e gás natural, motivou a busca por equipamentos de condicionamento de ar por absorção. (EZZINE ET AL., 2004).

Durante muito tempo, os refrigeradores por absorção e bombas de calor ficaram limitados somente a inexpressivas e específicas aplicações devido a seu baixo Coeficiente de Performance (COP) comparado com os equipamentos de compressão a vapor (DUMINIL, 1992).

Os sistemas de refrigeração dirigidos por sorção têm recebido atenção devido ao seu baixo impacto ambiental, como mencionado, e pelo grande potencial de armazenamento de energia. Outro fator que chama atenção para esses sistemas é que podem ser operados com fontes térmicas tais como o calor residual de outros processos, bem como a energia solar. Por esta razão muitos pesquisadores têm investigado o desempenho de sistemas de refrigeração envolvendo sorção dirigidos por tais fontes de calor [PONS e GUILLEMIONT (1986), ZHANG e WANG (1997)].

A performance do sistema pode ser melhorada reduzindo as perdas devido às irreversibilidades usando o princípio da segunda lei da termodinâmica (ADEWUSI E ZUBAIR, 2004). Uma melhor compreensão da segunda lei da termodinâmica tem mostrado que a minimização da entropia gerada é uma importante técnica para alcançar a

configuração de melhor condição de operação, isto é, o ponto ótimo que acarreta mínimas perdas termodinâmicas (YNGVASON, 2000).

O sistema de refrigeração por absorção está voltando a se tornar importante, pois pode alcançar capacidade de refrigeração maior do que o sistema de compressão a vapor, quando usadas outras fontes de energia (como calor residual de processos industriais, turbinas à gás ou vapor, sol ou biomassa) ao invés de eletricidade (ADEWUSI E ZUBAIR, 2004).

Kececiler et al. (2002) realizaram um estudo experimental com análise termodinâmica levando em conta a reversibilidade num sistema de absorção como brometo de lítio e água. O estudo concluiu que para vazão mássica de 12.5 kg/s e temperatura de 60°C para o fluido oriundo de fontes geotérmicas, a eficiência máxima alcançada é de 80%. Tal eficiência leva o refrigerador a ser empregado na estocagem de frutas e verduras (KECECILER ET AL., 2000).

Embora a quantidade de energia térmica usada num sistema de refrigeração ser grande, a quantidade de trabalho mecânico requerido é normalmente desprazível (somente o trabalho de bombeamento do líquido). Por esta razão, o uso de energia térmica de fontes alternativas como energia solar e gases quentes podem resultar em rendimentos expressivos. O desempenho dos refrigeradores por absorção depende da escolha apropriada do par refrigerante/absorvedor. Por esta razão podemos dizer que a escolha correta do par refrigerante/absorvedor é tão importante quanto os parâmetros de projeto e otimização (SÖZEN, 2001).

A Tabela 2.1 mostra os principais pares refrigerante/absorvente. (ABREU, 1999).

A busca para alcançar melhor desempenho e minimizar o consumo de energia nos sistemas de refrigeração por absorção foi contemplada em vários trabalhos no fim da década passada [APHORNRATANA (1995), BULGAN (1995), ISMAIL (1995), CHEN AT AL. (1996), CHEUNG ET AL. (1996), LAZZARIN ET AL. (1996), SUN (1997), THIOYE (1997)]. Alguns também levam em conta a análise exérgica [KARAKAS ET AL. (1990), ISMAIL (1995)].

Tabela 2.1. Pares refrigerante/absorvente [POHLMAN (1979) E SRESNEWSK (1983)].

| Absorvente                                 | Refrigerante                                    |
|--|---|
| Água                                       | Amônia, Metil amina ou outras aminas alifáticas |
| Solução de água e brometo de lítio         | Água  |
| Solução de cloreto de lítio e metanol      | Metanol   |
| Ácido Sulfúrico                            | Água  |
| Hidróxido de sódio ou potássio ou misturas | Água  |
| Nitrato de lítio                           | Amônia  |
| Sulfocianeto de amônia                     | Amônia  |
| Tetracloroetano                            | Cloreto de etila                                |
| Dimetil éter tetraetileno glicol           | Cloreto de metileno                             |
| Óleo de parafina                           | Tolueno ou pentano                              |
| Glicol etílico                             | Metil amina                                     |
| Éter dimetílico ou glicol tetraetílico     | Monofluor dicloro metano ou diclorometano       |

O ciclo de refrigeração por absorção tem algumas características em comum com o sistema de compressão a vapor, mas difere em dois importantes aspectos. Um deles é a natureza do processo de aumento de pressão. Ao invés de comprimir vapor entre o evaporador e o condensador, o refrigerante de um sistema de refrigeração por absorção é absorvido por uma substância secundária chamada *absorvente*, para formar uma solução líquida. A solução líquida é então *bombeada* até pressões mais altas. Em função do volume específico da solução líquida ser muito menor que o volume específico refrigerante no estado de vapor, chega-se à conclusão que precisaremos de menor quantidade de trabalho mecânico para aumentar a pressão da solução. O fato de requerer quantidades pequenas de trabalho mecânico apresenta-se como uma das vantagens do

sistema de refrigeração por absorção frente ao sistema de compressão a vapor. (MORAN, 1996).

Outra diferença entre os sistemas de absorção e de compressão a vapor é a necessidade de se prover uma maneira de retirar o vapor de refrigerante da solução líquida antes do refrigerante chegar ao condensador. Para que isto ocorra é necessário uma fonte de calor adequada, tal como um queimador a gás. Porém, podem ser utilizados o calor residual de processos industriais ou energia solar (MORAN, 1996).

A separação do refrigerante e absorvente ocorre pela aplicação direta de calor num trocador de calor chamado *gerador*. Para casos onde a amônia é o refrigerante e a água o absorvente observa-se a seguinte situação: a solubilidade da amônia na água é maior em temperaturas e pressões baixas do que em altas (EASTOP, 1978).

Observando a Fig. 2.1 observa-se que o vapor de amônia deixa o evaporador e prontamente é absorvido pela água a baixa temperatura no absorvedor. Este processo ocorre com rejeição de calor, pois trata-se de uma reação exotérmica. A solução é então bombeada até pressões mais altas e aquecida no gerador. Devido à redução de solubilidade da amônia na água a temperaturas e pressões altas, o vapor é removido da solução. O vapor vai para o condensador e a solução de água com pouca quantidade de amônia (solução fraca) retorna para o absorvedor. A fim de reduzir a quantidade de calor necessária no gerador, pode-se fazer a solução fraca passar por um trocador de calor onde pré-aquece a solução vinda do absorvedor (solução forte) (EASTOP, 1978).

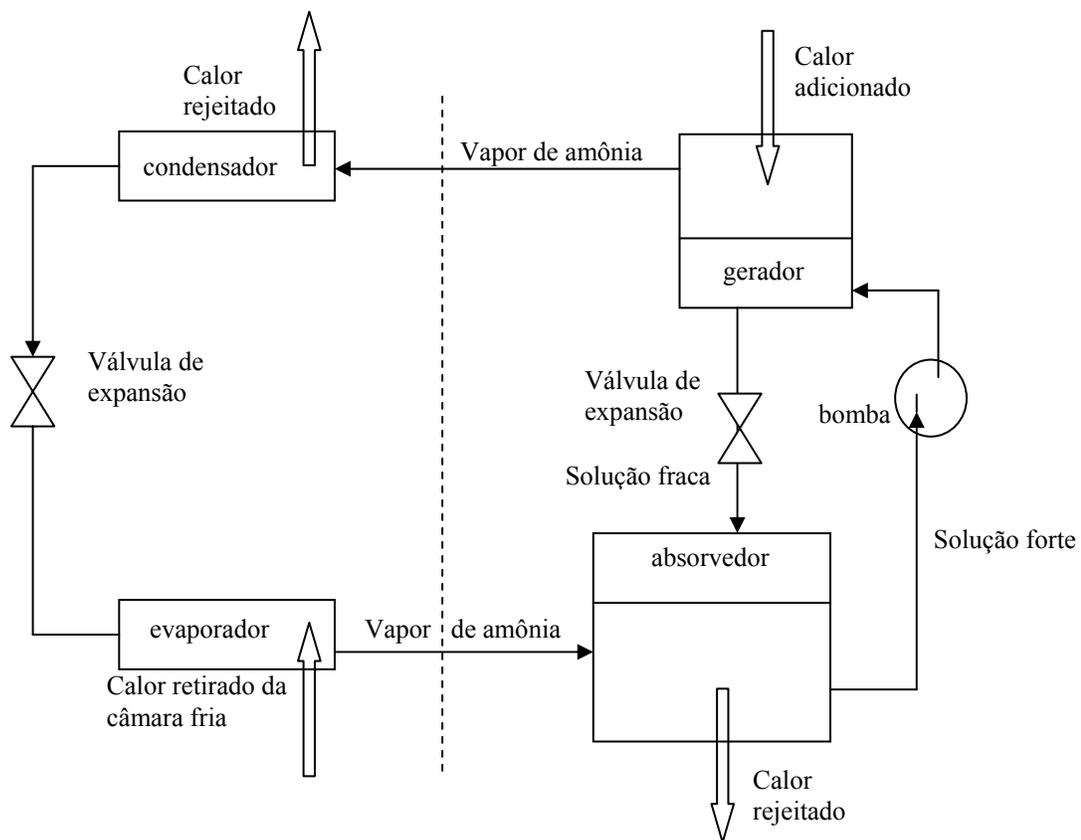


Figura 2.1. Sistema simples de absorção amônia-água (EASTOP, 1978).

Num sistema de refrigeração por absorção a operação correspondente à compressão no sistema de compressão de vapor é proporcionada pela montagem apresentada na metade direita da Fig. 2.1 e na metade esquerda da Fig. 2.2. O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido pela solução líquida no absorvedor. Se esse processo de absorção fosse executado adiabaticamente a temperatura da solução iria subir e, eventualmente, a absorção de vapor poderia cessar. Para perpetuar o processo de absorção o absorvedor é resfriado por água ou ar, que finalmente rejeita esse calor para a atmosfera (STOECKER, 1985).

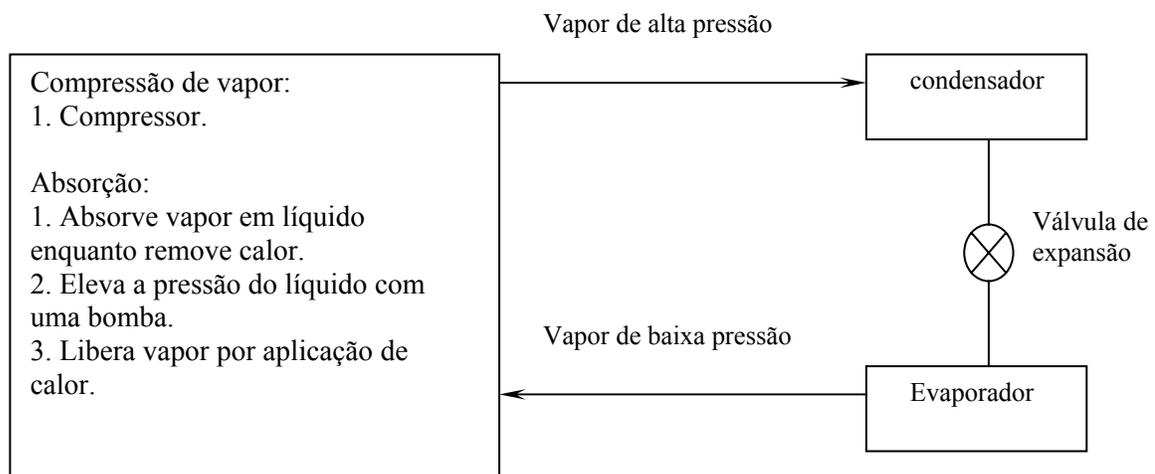


Figura 2.2. Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração (STOECKER, 1985).

O uso de sistemas de compressão a vapor para dessalinização da água já é bem conhecido (REAY E MACMICHAEL, 1979). O circuito básico de um sistema de absorção aplicado na dessalinização da água está mostrado na Fig. 2.3. O sistema consiste de um gerador/coletor solar, absorvedor, condensador e evaporador (RIFFAT, 1995).

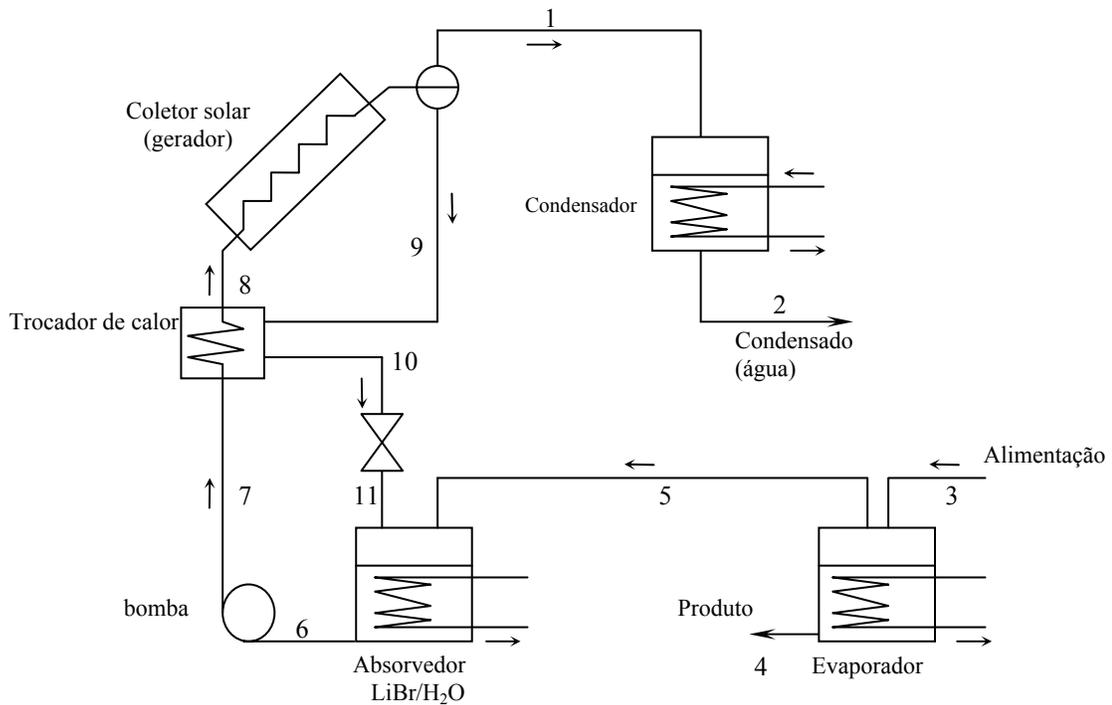


Figura 2.3. Sistema convencional de absorção para dessalinização da água, simples efeito (RIFFAT, 1995).

O sistema consiste de um ciclo aberto. Água salgada abastece o evaporador (linha 3) onde evapora com o calor recebido. Este vapor é absorvido pelo brometo de lítio (LiBr) no absorvedor e devido à natureza exotérmica da reação, ocorre liberação de calor. A bomba recebe a solução fraca (solução com baixa concentração de absorvente) na linha 6, eleva a pressão da mistura e através da linha 8 esta chega ao gerador. A energia solar aquece a solução e faz com que o vapor de água seja eliminado do absorvente líquido. O vapor ou é direcionado diretamente para o condensador para gerar energia térmica ou então é usado numa turbina para a geração de eletricidade (RIFFAT, 1995).

Os sistemas de absorção podem ser usados para sistemas de co-geração (e.g. Fig. 2.4).

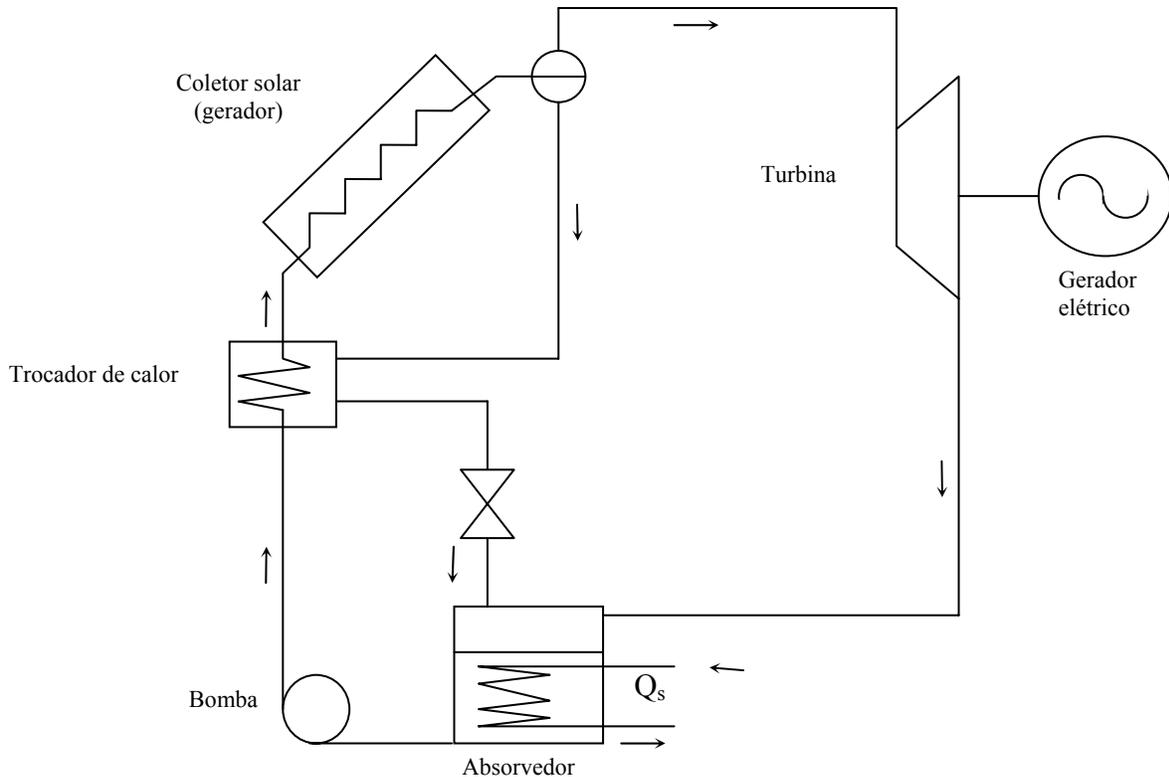


Figura 2.4. Sistemas de absorção para geração de eletricidade. (RIFFAT, 1995).

Máquinas de refrigeração e condicionamento de ar consomem grande quantidade de energia, por esta razão o aproveitamento de energia tem recebido grande atenção e interesse. O convencional sistema de condicionamento de ar por compressão é o mais eficiente entre os disponíveis sistemas quando levamos em conta o Coeficiente de Performance. Em virtude de esses sistemas consumirem grandes quantidades de energia, novos sistemas que usam energia térmica ao invés de energia elétrica têm sido desenvolvidos (AL-KHALIDY, 1998).

Em 1930, sistemas de refrigeração com ejetores foram usados no condicionamento de ar de grandes edifícios comerciais com capacidade de 10-100 toneladas de refrigeração. As vantagens deste sistema são o custo de operação mais baixo quando se tem disponível

uma fonte de calor que de outra forma não seria utilizada, bem como o baixo custo de manutenção devido ausência de partes móveis (exceto a bomba) (AL-KHALIDY, 1998).

Com o uso de sistemas de refrigeração por ejetor, a energia comprada por companhias a fim de alimentar ciclos de refrigeração (ciclos de refrigeração de compressão de vapor) é reduzida além do que o uso da energia térmica residual promove baixo impacto ambiental (CHUNNANOND E APHORNATANA, 2005).

Um sistema de refrigeração com ejetor é similar ao sistema de refrigeração por compressão de vapor exceto pelo método de compressão do refrigerante. Um ejetor é usado ao invés de um compressor mecânico (ALEXIS E KARAYIANNIS, 2005).

Devido à complexidade de construção e dificuldade de manutenção os equipamentos de refrigeração por absorção tendem a ser relativamente caros, além de exigir temperaturas altas acima dos 100°C. Já os sistemas com ejetor são mais simples, pois apresentam partes móveis de fácil construção e manutenção. Desta forma este último oferece uma boa alternativa para o processo de compressão (CIZUNGU ET AL., 2005).

As máquinas de refrigeração com sistema ejetor podem ser consideradas como combinação de motor térmico e refrigerador, pois o motor térmico transforma quantidade de calor em trabalho mecânico e o refrigerador transforma este trabalho em efeito refrigerante. Ao invés de um compressor mecânico é utilizado um ejetor para comprimir o refrigerante na forma de vapor a fim de leva-lo ao condensador. O ejetor consiste de duas partes principais: um bocal convergente-divergente chamado de bocal primário e um bocal secundário, conforme mostra a Fig. 2.5 (AL-KHALIDY, 1998).

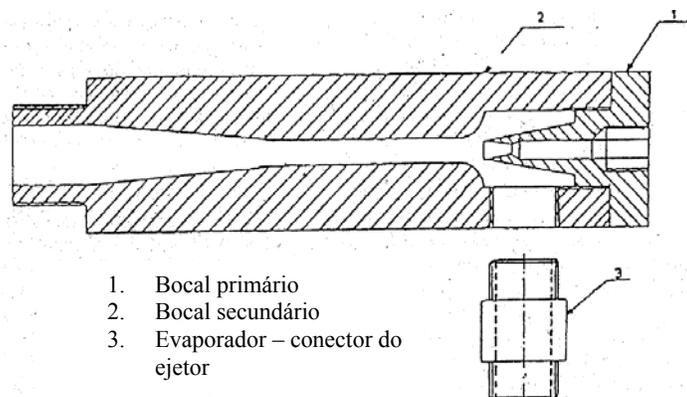


Figura 2.5. O ejetor (AL-KHALIDY, 1998).

A Fig. 2.6 mostra um diagrama esquemático de um equipamento de refrigeração com ejetor. O calor oriundo de coletores solares é usado para vaporizar o refrigerante (R113). A massa de vapor é expandida no bocal primário, criando baixa pressão. Uma pequena massa de vapor vindo do evaporador é somada ao vapor vaporizado pela energia solar antes deste chegar ao bocal secundário, onde sofrem a compressão para em seguida se dirigirem para o condensador (AL-KHALIDY, 1998).

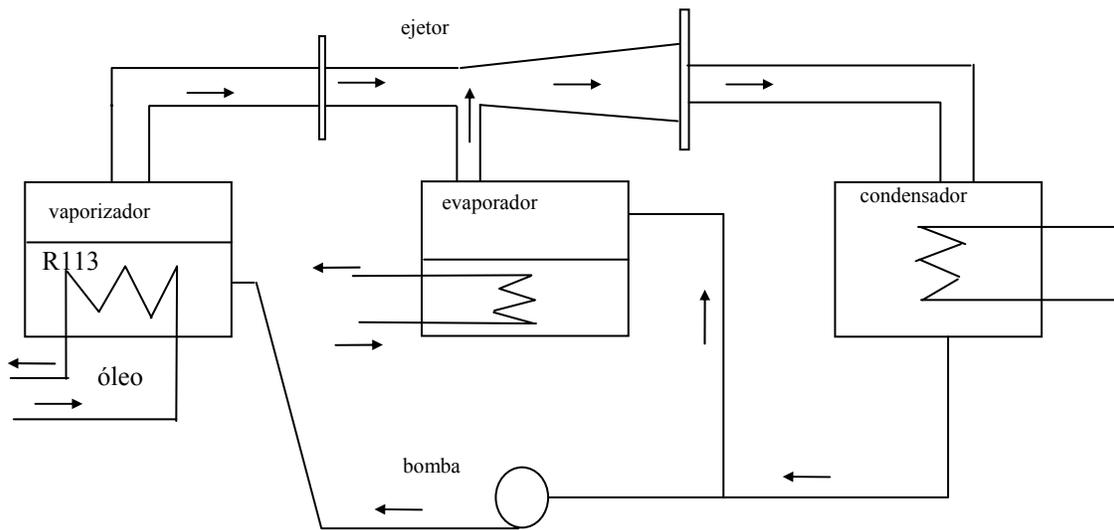


Figura 2.6. Diagrama esquemático de sistemas de refrigeração com uso de ejetores. (AL-KHALIDY, 1998).

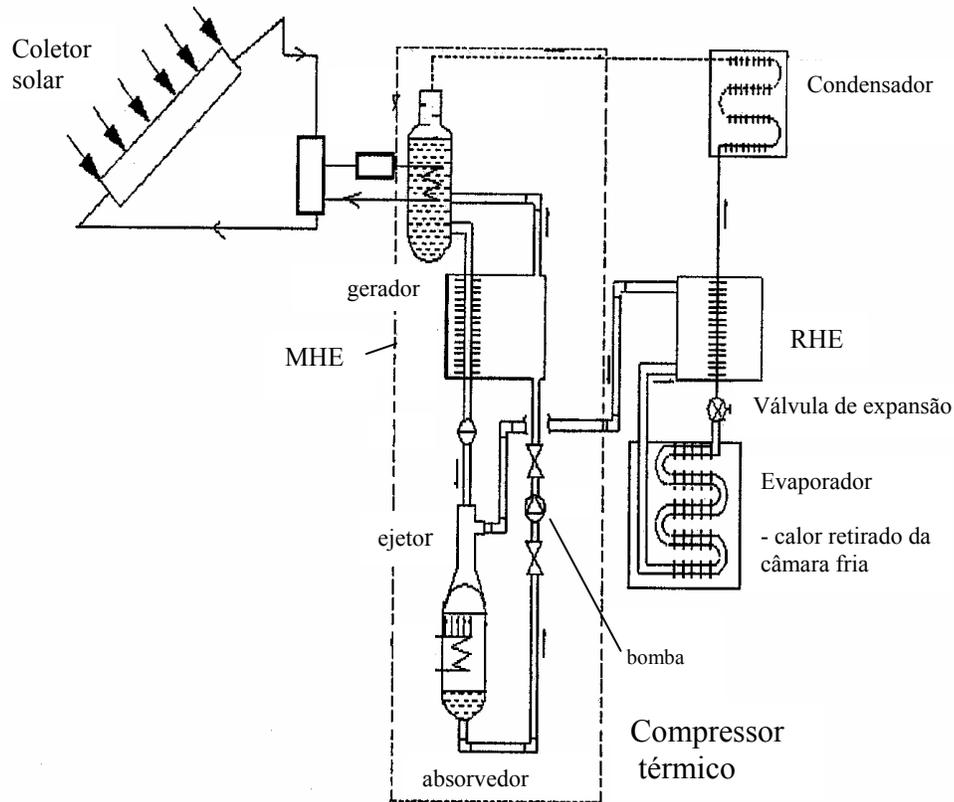


Fig. 2.7 Representação de uma EACS (SÖZEN E MAHMET, 2005).

Levando-se em consideração as alternativas tecnológicas para processos de refrigeração, deve-se mencionar que tais alternativas têm eficiências mais baixas quando comparadas com o sistema convencional de refrigeração por compressão de vapor (SÖZEN E MAHMET, 2005).

Os EACSs (ejector-absorption cooling systems) operando com água-amônia consiste de condensador, evaporador, absorvedor, gerador, ejetor, bomba, válvulas de expansão, trocador de calor para o fluido refrigerante (RHE-refrigerant heat exchange) e um trocador de calor para a mistura (MHE-mixture heat exchange). Quando esses dois trocadores de calor e o ejetor são empregados, o coeficiente de performance aumenta [JELINEK ET AL. (2002), SÖZEN ET AL. (2002), SÖZEN ET AL. (2003), SÖZEN E ÖZALP (2003)].

Uma representação esquemática na Fig. 2.7 apresenta um EACS. O ciclo de um sistema com ejetor é similar ao mecanismo de um sistema de compressão de vapor exceto pela presença da bomba, o gerador e o ejetor que substituem o compressor. O ejetor consiste basicamente de um bocal, um tubo onde ocorre a mistura e um difusor. O ejetor é caracterizado pelo fato de não haver partes móveis que necessitem de uma fonte adicional de energia. O gerador do EACS representado na Fig. 2.7 usa a energia solar como fonte de calor (SÖZEN E MAHMET, 2005).

### **3. MODELO MATEMÁTICO**

#### **3.1 Apresentação do equipamento a ser modelado (regenerador)**

Como mencionado nos objetivos do trabalho, este estudo destina-se a modelar um trocador de calor regenerador empregado num sistema de refrigeração com ejetor. Contudo os trocadores de calor regeneradores podem ser empregados em outros sistemas de refrigeração alimentados por fontes de calor. É oportuno comentar que, para estes outros sistemas, as respectivas características físicas devem ser levadas em consideração.

Para visualizar essa versatilidade apresenta-se o trocador de calor regenerador para um sistema de absorção ou com ejetor. Um sistema de refrigeração ou condicionamento de ar por absorção ou com ejetor está representado esquematicamente pela Fig. 3.1. No esquema estão representados dois fluidos distintos de trabalho; são eles o fluido de aquecimento e solução absorvente/refrigerante (sistema de absorção), ou fluido de aquecimento e refrigerante (sistema com ejetor). O lado da solução ou refrigerante recebe o calor dos gases quentes através de um trocador de calor, chamado gerador.

A Fig. 3.1 apresenta as interações de energia que ocorrem no ciclo de refrigeração que é dirigido por uma fonte de fluido aquecido (e.g., gases quentes, fluidos aquecidos em um coletor solar). O ciclo requer entrada de trabalho desprezível, apenas o necessário para movimentar as bombas.

O desenvolvimento do trabalho se inicia com um modelo físico para o sistema, que combina conceitos teóricos da Termodinâmica Clássica e correlações empíricas de Mecânica dos Fluidos e de Transferência de Calor. O modelo matemático consiste em equacionar os balanços de massa e de energia (1ª Lei da Termodinâmica) para cada sistema do regenerador, levando em consideração as propriedades dos fluidos

refrigerantes (sistema com ejetor) e absorvente (sistema por absorção). A análise permite a formação de um sistema de equações diferenciais ordinárias e algébricas não-lineares, tendo o tempo como variável independente.

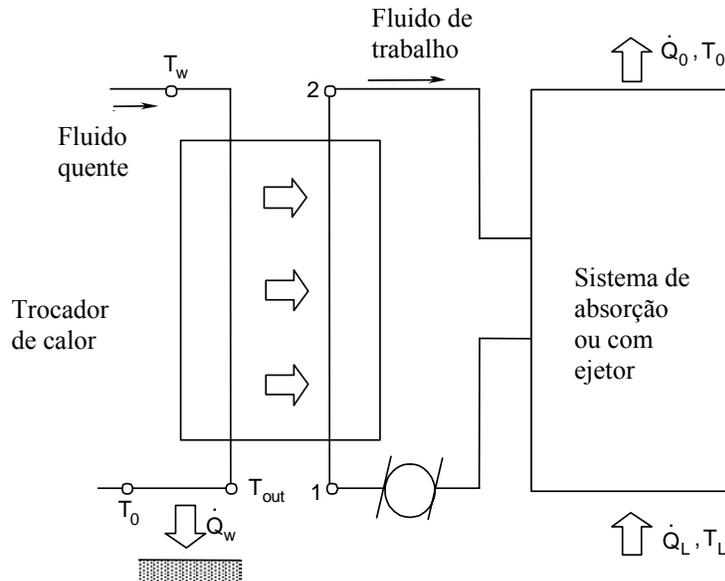


Figura 3.1. Sistema de refrigeração ou condicionamento de ar por absorção ou com ejetor.

A simulação em regime transiente consiste na solução numérica do sistema acima mencionado para um intervalo de tempo desejado. Para isto utilizar-se-á o método de Runge-Kutta 4ª ordem.

Um refrigerador de absorção modelo ELECTROLUX, conforme esquema mostrado na Fig. 3.2., ilustra um exemplo prático do aproveitamento de fluidos quentes existentes (emissões automotivas ou industriais, ou aquecimento solar).

Um trocador de calor de contra-fluxo foi dimensionado para prover o calor necessário ao funcionamento do equipamento, em substituição ao conjunto original multifunção (eletricidade ou queima de gás), representado pelo “boiler” da Fig.3.2.

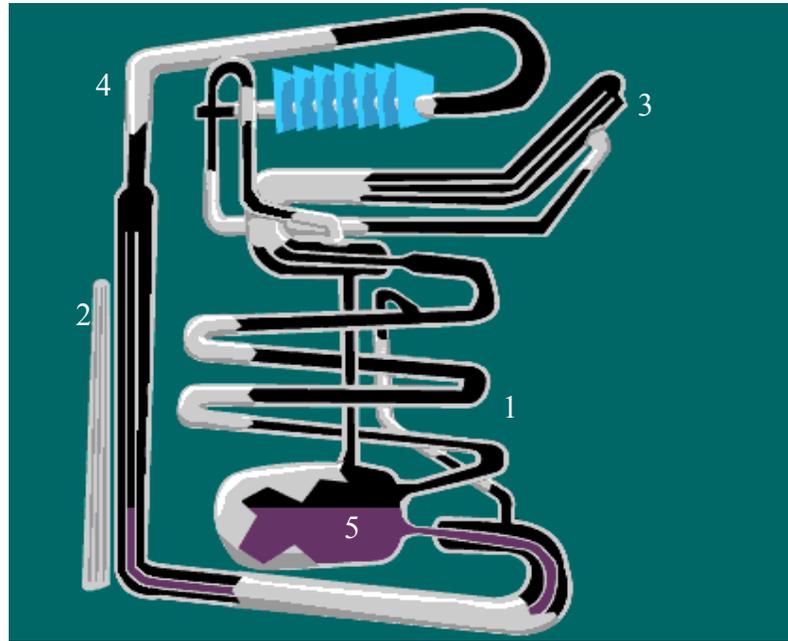


Figura 3.2. Refrigerador por absorção ELECTROLUX.  
1.absorvedor; 2.regenerador; 3.evaporador; 4. condensador, 5.  
solução forte – mistura rica em amônia

O gerador é um trocador de calor de duas correntes paralelas de fluido sem mistura. a fim de maximizar a área de troca de calor entre a corrente de gases quentes e a corrente de fluido refrigerante do tubo interno do equipamento foram colocadas várias voltas de tela metálica no espaço a ser percorrido pela corrente de gases quentes. Este projeto foi realizado de forma a proporcionar uma entrada de energia no sistema, na forma de calor, equivalente ao sistema original que opera tanto por uma resistência elétrica como por um queimador a gás.

A Fig. 3.3 mostra as etapas de montagem do gerador alterado. Na unidade ELECTROLUX original a fonte térmica é obtida através de uma resistência elétrica ou queimador a gás.

Os gases quentes passam por fora do tubo que conduz o refrigerante. Para melhorar a troca térmica, foi instalada uma matriz metálica protegida por uma caixa cilíndrica de alumínio, cujas extremidades foram fechadas por peças semicirculares usinadas em aço onde estão fixos os tubos de entrada e saída do sistema. Todas as partes do gerador foram vedadas com produtos resistentes a altas temperaturas (600° C), e todo o sistema recebeu uma camada de isolante térmico para evitar a perda de

calor para o ambiente. Um motor instalado em um banco de ensaio foi conectado ao trocador de calor através de um tubo de aço inox isolado termicamente por lã de rocha, recoberto por chapa de alumínio liso.



Figura. 3.3 - Componentes do Gerador

As Figs. 3.4 e 3.5 mostram o banco de ensaio.

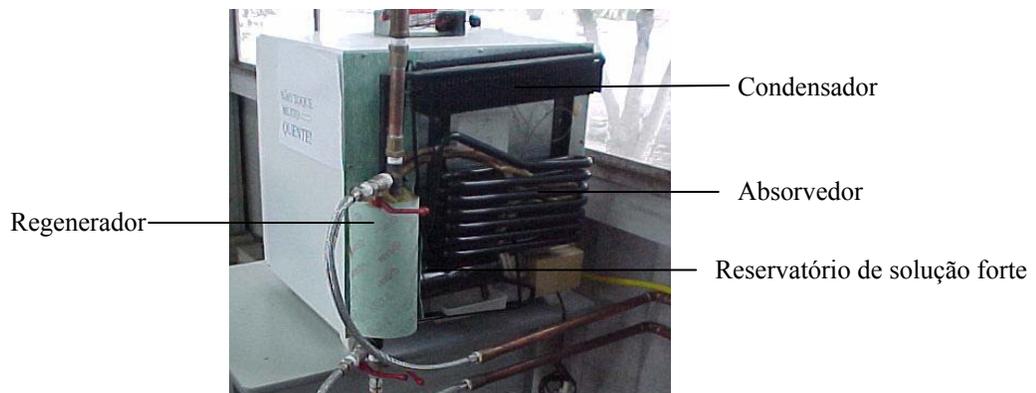


Figura 3.4. Banco de ensaio – Refrigerador por absorção.



Figura 3.5. Banco de ensaio – Motor de automóvel como fonte de calor.

A modelagem apresentada nesta dissertação é um primeiro passo para a modelagem de um trocador de calor regenerador para um sistema de absorção. Neste primeiro passo, o sistema funciona com apenas um fluido de trabalho (refrigerante), portanto, o modelo destina-se a sistemas de refrigeração com ejetor alimentados por uma fonte de calor.

### **3.2 Fluido refrigerante sem mudança de fase**

Como um passo intermediário da modelagem do trocador de calor regenerador, admite-se a não ocorrência de mudança de fase do fluido frio (refrigerante). Assim, o equacionamento resultante se simplifica permitindo, porém, a introdução de termos adicionais que levam em consideração a mudança de fase do fluido frio na seqüência do trabalho.

O regenerador é um trocador de calor como qualquer outro, mas com a particularidade de poder armazenar certa quantidade de energia em sua massa. Este

armazenamento dá-se por meio do aquecimento da malha metálica que colocamos dentro do tubo onde passa o fluido quente.

O objetivo ao modelar o regenerador com dois fluidos sem mistura é verificar qual a influência desta malha metálica na troca de calor do regenerador.

A real importância de um trocador de calor regenerativo está na sua aplicação prática; num ciclo onde os gases quentes automotivos ou gases industriais são utilizados como fluido quente, é prudente pensarmos numa eventual não-constância da vazão de gases. Por exemplo, caso um automóvel fique bloqueado num engarrafamento, ou num sinal de trânsito, não haverá calor de rejeito suficiente para haver troca de calor efetiva, pois a vazão de gases quentes cairá, porém o funcionamento do refrigerador não deve ficar comprometido. Durante esses instantes o sistema funcionará graças à energia térmica residual que a malha armazenou. A matriz metálica fornece inércia térmica ao sistema. A presença de mais ou menos malha metálica é sinalizada no modelo matemático através da porosidade, pois será em função dela que se verifica a viabilidade da armazenagem de energia.

O regenerador é representado esquematicamente pela Fig. 3.6.

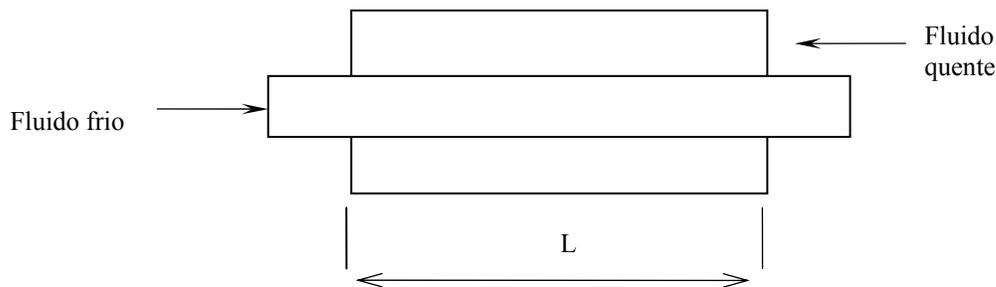


Figura 3.6. Trocador de calor em contra-fluxo.

A fim de criar a dependência espacial das temperaturas dos sistemas em análise, dividiu-se o trocador de calor em elementos de volume conforme mostra a Fig. 3.7.

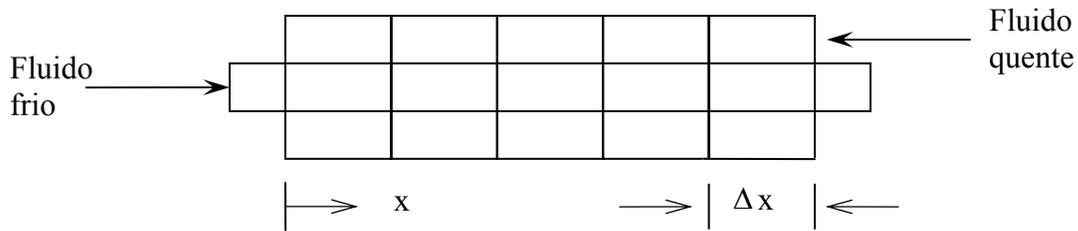


Figura 3.7 Trocador de calor regenerativo dividido em volumes de controle.

Analisando cada uma das células do regenerador separadamente, é possível dividi-las em três sistemas distintos:

- Sistema 1: Grade do regenerador e tubo
- Sistema 2 : Fluido quente em movimento
- Sistema 3: Fluido interno em movimento

Com esta análise pode-se afirmar que cada célula tem seu comportamento térmico definido por estes três sistemas. Aplica-se a Primeira Lei da Termodinâmica para cada sistema em cada elemento de volume (célula).

Escolhe-se uma célula “m” qualquer do regenerador e detalham-se as interações entre os três sistemas na Fig. 3.8.

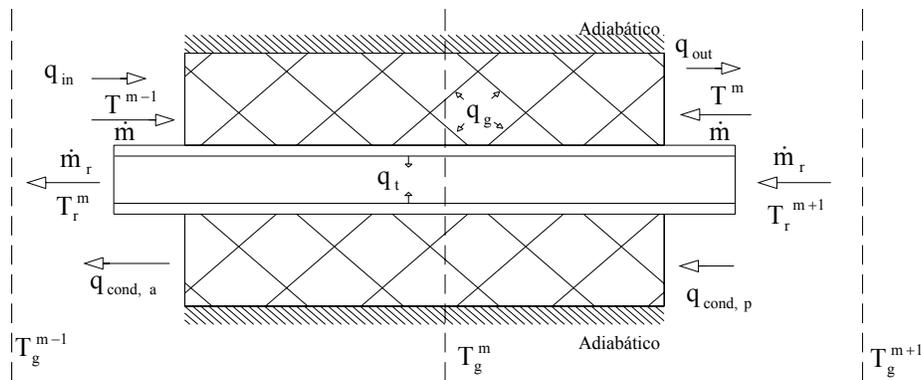


Figura 3.8 Interações de transferência de calor e massa na célula “m”.

Para cada célula “m”, modela-se matematicamente cada sistema.

## Sistema 1: Grade do regenerador e tubo

Aplica-se a primeira lei da termodinâmica para o sistema considerado que consiste da malha metálica de aço e o tubo interno por onde passa o fluido frio.

O balanço de energia é descrito através da equação 3.1, segue:

$$q_g + q_{\text{cond,p}} + q_{\text{cond,a}} + q_t = m_g^m c_g \frac{dT_g^m}{dt} \quad (3.1)$$

em que:

$q_g$  : quantidade de calor trocado entre a matriz metálica da célula “m” e o fluido quente, W.

$q_{\text{cond,p}}$  : quantidade de calor trocado por condução através da matriz da célula “m” para a matriz da célula “m+1”, W.

$q_{\text{cond,a}}$  : quantidade de calor trocado por condução através da matriz da célula “m” para a matriz da célula “m-1”, W.

$q_t$  : quantidade de calor trocado por convecção entre o tubo e o fluido interno (fluido frio), W.

$T_g^m$  : temperatura do sistema 1 na célula “m”, K.

$m_g^m$  : massa da matriz metálica na célula “m”, kg.

$c_g$  : calor específico da matriz metálica,  $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ .

$t$  : tempo, s.

Também define-se as seguintes expressões:

$$q_{\text{in}} = \dot{m} c_p T^{m-1} \quad (3.2)$$

$$q_{\text{out}} = \dot{m} c_p T^m \quad (3.3)$$

em que  $q_{\text{in}}$  é a transferência de entalpia da célula “m” para a célula “m-1”, W;  $q_{\text{out}}$  é a transferência de entalpia da célula “m” para a célula “m+1”, W;  $\dot{m}$  é a vazão mássica de fluido quente, kg/s;  $c_p$  o calor específico à pressão constante do fluido quente,  $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ;  $T^{m-1}$  é a temperatura do fluido quente na célula “m-1”, K e  $T^m$  é a temperatura do fluido quente na célula “m+1”, K.

$$q_g = h_g A_{gl}^m (T^m - T_g^m) \quad (3.4)$$

onde  $h_g$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a matriz metálica e o fluido quente,  $Wm^{-2}K^{-1}$ ;  $T^m$  é a temperatura do sistema 2 na célula “m”, K; e  $A_{gl}^m$  é a área de transferência de calor entre a matriz e o fluido quente na célula “m”,  $m^2$ .

Pode-se expressar o valor de  $A_{gl}$  em função da porosidade pois, como registrado no início da seção 4, a porosidade é importante para a análise dos resultados quanto à inércia térmica do sistema.

Pode-se definir a porosidade como se segue e aplicá-la à região por onde o fluido quente escoar que é a região em que se coloca a malha metálica:

$$\phi = \frac{V_v}{V_T} \quad (3.5)$$

em que  $V_v$  é o volume vazio,  $m^3$ ; e  $V_T$  é o volume total,  $m^3$ . Usando recursos algébricos pode-se chegar na seguinte relação:

$$V_{metal} = (1 - \phi)V_T \quad (3.6)$$

onde  $V_{metal}$  expressa o volume de matriz metálica dentro do regenerador,  $m^3$ . Seguindo a definição matemática de volume chega-se à expressão de  $A_{gl}$  em função da porosidade e do volume total:

$$A_{gl} = \frac{4V_{metal}}{d_{ar}}$$

$$A_{gl} = \frac{4(1-\phi)V_T}{d_{ar}} \quad (3.7)$$

Em que  $d_{ar}$  é o diâmetro do arame que é constituído a malha metálica, m<sup>2</sup>;  $A_{gl}$  área de transferência de calor entre a matriz e o fluido quente em todo o regenerador, m<sup>2</sup>.

Observando a Fig. 3.8, apresentada anteriormente, definem-se as seguintes expressões para as trocas de calor por condução através da matriz:

$$q_{cond,a} = -kA_{gs} \frac{(T_g^m - T_g^{m-1})}{\Delta x} \quad (3.8 a)$$

O regenerador está isolado em relação ao ambiente externo, logo se pode assumir a seguinte condição.

Para a primeira célula, isto é, para  $m = 1$ :

$$q_{cond,a} = 0 \quad (3.8 b)$$

Para a condução do lado direito tem-se:

$$q_{cond,p} = -kA_{gs} \frac{(T_g^m - T_g^{m+1})}{\Delta x} \quad (3.9 a)$$

onde  $k$  é a condutividade térmica da matriz metálica,  $Wm^{-1} K^{-1}$ ;  $\Delta x$  é o comprimento da célula “ $m$ ”, m;  $T_g^{m-1}$  a temperatura do sistema 1 na célula “ $m-1$ ”, K e  $A_{gs}$  é a área transversal de troca de calor entre as células, m<sup>2</sup>;  $T_g^{m+1}$  é a temperatura do sistema 1 na célula “ $m+1$ ”, K.

Assim como foi feito para a primeira célula pode-se condicionar a última célula:

$$q_{cond,p} = 0 \quad (3.9 b)$$

Pode-se expressar  $A_{gs}$  em função da porosidade:

$$V_{\text{metal}} = A_{\text{gs}} L \quad (3.10)$$

onde  $L$  é o comprimento do regenerador, m.

Usando a Eq. 3.6, chega-se a:

$$A_{\text{gs}} L = (1 - \phi) V_T \quad (3.11)$$

tendo o volume total como:

$$V_T = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_t^2) L \quad (3.12)$$

em que  $D$  é o diâmetro do tubo maior (por onde escoia o fluido quente), m; e  $d_t$  é diâmetro do tubo interno, por onde escoia o fluido frio, m.

Substituindo a Eq. 3.12 na Eq. 3.11 chega-se a expressão de  $A_{\text{gs}}$  também em função da porosidade.

$$A_{\text{gs}} = \frac{\pi}{4} (1 - \phi) (D^2 - d_t^2) \quad (3.13)$$

A quantidade  $q_t$  representa a quantidade de calor que o sistema 1 transfere para o sistema 3, conforme se segue:

$$q_t = h_t A_{\text{il}}^m (T_r^m - T_g^m) \quad (3.14)$$

onde  $h_t$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido frio (sistema 3) e o tubo interno (sistema 1),  $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ ;  $T_r^m$  a temperatura do sistema 3 na célula “m”, K;  $A_{\text{il}}^m$  é a área de transferência de calor entre o sistema 1 e o sistema 3,  $\text{m}^2$ .

Neste nosso modelo consideram-se os coeficientes de transferência de calor por convecção  $h_g$  e  $h_t$  como constantes, porém para uma análise mais detalhada, estes coeficientes devem ser tomados como função do número de Reynolds (Re) e número de Prandtl (Pr), utilizando correlações empíricas para regimes de escoamento laminar e turbulento para escoamento interno e externo.(KAYS e LONDON, 1998).

Para o cálculo de  $A_{cl}$  usamos a seguinte relação:

$$A_{cl} = \pi d_t L \quad (3.15)$$

A massa da matriz metálica presente na célula “m” pode ser calculada aplicando a definição de densidade.

$$m_g^m = \rho_g V_{\text{metal}} \quad (3.16)$$

Em que  $\rho_g$  é a densidade do metal da matriz,  $\text{kg m}^{-3}$ .

## **Sistema 2: Fluido quente em movimento (externo – gases quentes)**

O balanço de energia para o sistema 2 determina que:

$$q_{in} - q_{out} - q_g = m^m c_v \frac{dT^m}{dt} \quad (3.17)$$

Onde  $m^m$  é a massa de fluido quente na célula “m”, kg e  $c_v$  é o calor específico à volume constante do fluido quente,  $\text{Jkg}^{-1} \text{K}^{-1}$ .

Para se calcular a massa de fluido quente dentro da célula “m”, pode-se usar a seguinte expressão:

$$m^m = \rho V_v \quad (3.18)$$

Usando a Eq. 3.5 chegamos a:

$$m^m = \rho \phi V_T \quad (3.19)$$

onde  $V_T$  pode ser determinado pela Eq. 3.12, em que  $\rho$  é a densidade do fluido quente,  $\text{kg m}^{-3}$ .

Para a primeira célula,  $m = 1$ , é necessário assumir que :

$$T^{m-1} = T^0 = T_{in} \quad (3.20)$$

onde  $T_{in}$  é a temperatura de entrada do fluido quente, K.

### **Sistema 3: Fluido frio em movimento (interno - refrigerante)**

Para o sistema 3 o balanço de energia apresenta a seguinte forma:

$$-q_t + \dot{m}_r c_{pr} (T_r^{m+1} - T_r^m) = m_r^m c_{vr} \frac{dT_r^m}{dt} \quad (3.21)$$

onde  $\dot{m}_r$  é a vazão mássica do fluido interno (refrigerante),  $\text{kg s}^{-1}$ ;  $c_{vr}$  é o calor específico à volume constante do fluido interno,  $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ;  $c_{pr}$  é o calor específico a pressão constante do fluido interno,  $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ;  $T_r^m$  é a temperatura do fluido interno na célula “m”, K;  $T_r^{m+1}$  é a temperatura do fluido interno na célula “m+1”, K;  $m_r^m$  é a massa de fluido frio na célula “m”, kg.

Pode-se explicitar a massa  $m_r^m$  da seguinte maneira:

$$m_r^m = \rho_r V_r^m \quad (3.22)$$

em que  $V_r^m$  é o volume de fluido frio dentro da célula “m”,  $\text{m}^3$ . Logo, pode-se aplicar a definição de volume em um cilindro para chegar a uma expressão mais prática.

$$m_r^m = \rho_r \frac{\pi d_t^2}{4} L \quad (3.23)$$

Uma condição necessária a ser atendida são os parâmetros de entrada de cada sistema. A modelagem desenvolvida originou um sistema de três equações diferenciais ordinárias (EDO's). São elas as Eq. (3.1), (3.17) e (3.21), para cada célula do regenerador.

O sistema de equações diferenciais a ser integrado para cada célula é, portanto:

$$q_g + q_{\text{cond,p}} + q_{\text{cond,a}} + q_t = m_g^m c_g \frac{dT_g^m}{dt} \quad (3.1)$$

$$q_{\text{in}} - q_{\text{out}} - q_g = m^m c_v \frac{dT^m}{dt} \quad (3.17)$$

$$-q_t + \dot{m}_r c_{pr} (T_r^{m+1} - T_r^m) = m_r^m c_{vr} \frac{dT_r^m}{dt} \quad (3.21)$$

Se  $n_{\text{cel}}$  é o número de células em que o regenerador é dividido, tem-se no total  $3n_{\text{cel}}$  equações diferenciais para serem integradas, a fim de se obter resultados para todo o comprimento do trocador de calor.

Para realizar a integração utiliza-se o Método de Runge-Kutta de 4ª/5ª ordem de passo adaptativo, tendo o tempo como variável independente. Coloca-se a opção de simular a resposta do sistema até que o regime permanente se estabeleça ou até um tempo final de integração estabelecido pelo usuário a partir de condições iniciais conhecidas,  $T_0^m$ ,  $T_{g,0}^m$  e  $T_{r,0}^m$ .

### 3.3 Fluido refrigerante com mudança de fase

A análise feita no item anterior foi útil a fim de dar uma direção quanto à relevância da porosidade no efeito regenerativo do trocador de calor. Nesta seção parte-se para modelar o comportamento do refrigerante em presença de mudança de fase.

Sabe-se que dentro do regenerador o fluido refrigerante deve vaporizar-se e seguir o fluxo normalmente. A amônia deve sair do regenerador na fase de vapor para que entre no condensador e inicie o ciclo de refrigeração que é comum tanto ao sistema por compressão de vapor, absorção ou com ejetor. No caso de não vaporização completa do refrigerante, o líquido deve retornar ao circuito antes do regenerador. Para essa análise propõe-se o modelo físico representado na Fig.3.9.

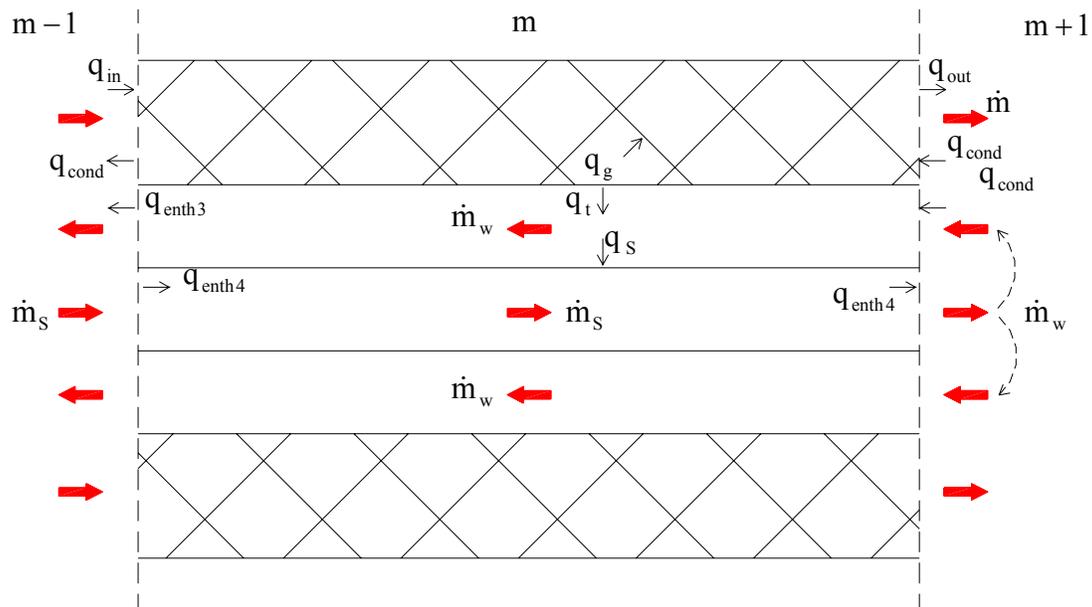


Figura 3.9 Interações de transferência de calor e massa na célula “m” para o regenerador que apresenta mudança de fase do fluido refrigerante (amônia).

Conforme se observa na Fig. 3.9, insere-se mais um escoamento no regenerador a fim de permitir que o refrigerante líquido retorne ao circuito anterior ao trocador de calor. Assim, o modelo não é mais representado por três, mas sim por quatro sistemas distintos, conforme segue:

- Sistema 1: Grade do regenerador e tubo
- Sistema 2: Fluido quente em movimento
- Sistema 3: Fluido refrigerante que flui pela casca cilíndrica (anular)
- Sistema 4: Fluido refrigerante que flui pelo tubo interno

A amônia mais impurezas (e.g., pequena quantidade de água líquida) flui pelo tubo mais interno, no qual ocorre a mudança de fase. A amônia líquida transforma-se em vapor devido ao calor cedido pelo gás quente. Ao chegar no fim do trocador de calor espera-se que toda a massa de amônia tenha sido vaporizada, porém, dependendo das condições geométricas e de operações do regenerador, uma pequena parte dela pode ainda permanecer líquida.

Esta pequena massa de refrigerante líquido retorna pela casca cilíndrica até um reservatório posicionado antes do regenerador, para então entrar novamente no regenerador e repetir o ciclo.

Assim, como foi feito na configuração do trocador de calor com apenas três sistemas, aplica-se a primeira lei da termodinâmica para obter as expressões matemáticas que regem as trocas de calor e a mudança de fase em cada um dos sistemas separadamente. Este procedimento é descrito a seguir para cada sistema apresentado na Fig. 3.9.

Neste ponto é importante destacar que a presente modelagem matemática, apesar de admitir a presença de pequena quantidade de água na amônia, não foi realizada para uma mistura binária. É válida apenas para uma substância simples. Ao evaporar, uma mistura binária varia sua temperatura de acordo com diagramas de equilíbrio líquido-vapor para a mistura amônia-água, conforme é documentado na literatura [WANKAT (1998), CONDE-PETIT (2004)].

### **Sistema 1: Grade do regenerador e tubo**

Para esta configuração não há alteração no equacionamento do sistema 1, ou seja, a Eq. 3.1 e a definição dos termos que a constituem continuam sendo válidas, porém é possível fazer algumas simplificações para fins computacionais.

Reescrevendo a Eq. 3.1, em acordo com a Fig. 3.9, aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica, tem-se:

$$q_g + q_{\text{cond}} + q_t = m_g^m c_g \frac{dT_g^m}{dt} \quad (3.22)$$

Em que  $q_g$  e  $q_t$  são expressas segundo as Eq. 3.4 e 3.14 respectivamente e  $q_{\text{cond}}$  é definido de acordo com a posição da célula "m" no regenerador.

Para  $m = 1$  temos:

$$q_{\text{cond}} = -kA_{\text{gs}} \frac{(T_g^m - T_g^{m+1})}{\Delta x} \quad (3.23)$$

Para  $m = n_{\text{cel}}$ , ou seja, para a última célula:

$$q_{\text{cond}} = -kA_{\text{gs}} \frac{(T_g^m - T_g^{m-1})}{\Delta x} \quad (3.24)$$

Para  $1 < m < n_{\text{cel}}$ :

$$q_{\text{cond}} = \frac{-kA_{\text{gs}}}{\Delta x} (T_g^{m+1} - 2T_g^m + T_g^{m-1}) \quad (3.25)$$

### Sistema 2: Fluido quente em movimento

O balanço de energia do sistema 2, conforme a Fig. 3.9, determina que:

$$\dot{m}c_p(T^{m-1} - T^m) - q_g = m^m c_v \frac{dT^m}{dt} \quad (3.26)$$

onde  $c_p$  e  $c_v$  são os calores específicos do fluido quente (fluido externo) a pressão e volumes constantes, respectivamente,  $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ .

Para  $m = 1$  tem-se que  $T^{m-1} = T_{\text{in}}$ , em que  $T_{\text{in}}$  é a temperatura de entrada do fluido quente no regenerador, K, parâmetro que deve ser conhecido.

### Sistema 3: Fluido refrigerante que flui pela casca cilíndrica

Para o sistema 3, conforme a Fig. 3.9, tem-se o seguinte balanço de energia:

$$-q_t + q_s + q_{enth3} = (m_{NH_3}^m c_{NH_3,l} + m_{H_2O}^m c_{H_2O}) \frac{dT_w^m}{dt} \quad (3.27)$$

onde  $m_{H_2O}^m$  representa a possível presença de pequena massa de água presente na amônia na célula “m”, kg;  $c_{NH_3,l}$  é o calor específico da amônia líquida,  $Jkg^{-1}K^{-1}$ ;  $m_{NH_3}^m$  é a massa de amônia líquida presente na célula “m” da casca cilíndrica, kg;  $c_{H_2O}$  é o calor específico da água líquida,  $Jkg^{-1}K^{-1}$ ;  $T_w^m$  é a temperatura da amônia que retorna pela casca cilíndrica na célula “m”, K;  $q_s$  é a taxa de transferência de calor entre o fluido na casca cilíndrica (sistema 3) e a amônia no tubo interno (sistema 4), W.

Define-se inicialmente uma razão para caracterizar a possível presença de pequena massa de água no fluido refrigerante (amônia), como se segue:

$$r = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_T} \quad (3.28)$$

onde  $\dot{m}_T = \dot{m}_{NH_3,s} + \dot{m}_{H_2O}$ .

Neste estudo, admite-se o valor  $r = 0.01$ . Assim, a mistura amônia e água é aproximadamente tratada como uma substância simples (amônia), portanto, mudando de fase a uma temperatura constante, i.e., a temperatura de saturação da amônia.

O volume específico do fluido refrigerante que entra no tubo interno é dado por:

$$v = (1-r)v_{NH_3} + rv_{H_2O} \quad (3.29)$$

Assim, a velocidade média do fluido refrigerante na seção do tubo interno é calculada por conservação de massa para um escoamento incompressível como:

$$u = \frac{\dot{m}_T \upsilon}{A_s} \quad (3.30)$$

onde  $A_s$  é a área da seção do tubo interno,  $m^2$ .

A Eq. (3.27) requer o cálculo das massas de amônia líquida (se existir) e água líquida na célula “m”. Para tanto, é necessário inicialmente obter o tempo de residência da massa total da mistura em uma célula “m”. Isto é feito para o tubo mais interno, onde a amônia é admitida no trocador de calor, conforme se segue:

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{u} \quad (3.31)$$

A massa total de fluido refrigerante em um elemento de volume no tubo interno (sistema 4) é, portanto, obtida por:

$$m^m = \dot{m}_T \Delta t \quad (3.32)$$

A taxa de transferência de calor entre os sistemas 3 e 4 é calculada por:

$$q_s = U_{34} A_{il4} (T_s^m - T_w^m) \quad (3.33)$$

onde  $U_{34} = U_s$  ou  $U_{34} = U_b$  em que  $U_s$  é o coeficiente global de transferência de calor entre o fluido que escoia pela casca cilíndrica e o que escoia pelo tubo interno,  $W/m^2K$ ;  $A_{il4}$  é área lateral do tubo por onde escoia a amônia líquida,  $m^2$ ;  $T_s^m$  é a temperatura do sistema 4 na célula “m”, K. Desta maneira,

$$U_s = \frac{1}{\frac{1}{h_3} + \frac{e_4}{k_s} + \frac{1}{h_4}} \quad (3.34)$$

onde  $h_3$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o sistema 3 e a parede do tubo interno,  $Wm^{-2}K^{-1}$ ;  $e_4$  é a espessura da parede do tubo interno, m;  $k_s$  é a condutividade térmica do material do tubo interno,  $Wm^{-1}K^{-1}$  e  $h_4$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção do tubo para o fluido interno,  $Wm^{-2}K^{-1}$ , que deverá ter um valor apropriado  $h_4 = h_b$ , quando o fluido no sistema 4 estiver mudando de fase, cerca de 10 vezes maior que  $h_4 = h_s$ , quando o fluido no sistema 4 estiver em fase única.

A área lateral do tubo interno que flui através do escoamento que cruza o sistema 3 da célula “m” é dada por:

$$A_{tl4}^m = \frac{\pi \left( d_{ts} + \frac{e_4}{2} \right) L}{n_{cel}} \quad (3.35)$$

em que  $d_{ts}$  é o diâmetro do tubo interno, m.

$$q_{enth3} = \left( \dot{m}_{NH_3}^m c_{NH_3,l} + \dot{m}_{H_2O}^m c_{H_2O} \right) (T_{w,in}^m - T_w^m) \quad (3.36)$$

onde  $\dot{m}_{NH_3}$  é a vazão mássica de amônia líquida (se existir) que retorna pela casca cilíndrica,  $kgs^{-1}$ ;  $\dot{m}_{H_2O}$  é a vazão mássica de água que retorna pela casca cilíndrica,  $kgs^{-1}$ ;  $T_{w,in}^m$  é a temperatura de entrada do fluido na casca cilíndrica, K.

Para última célula,  $T_{w,in}^m = T_s^m$ , ou seja, na última célula a temperatura de entrada da amônia que não vaporizou é igual a temperatura da última célula do sistema 4. Em qualquer outra célula,  $T_{w,in}^m = T_w^{m+1}$ .

A massa de amônia líquida (se existir) no sistema 3 da célula “m” é dada por:

$$m_{NH_3}^m = (1 - x_r^{n_{cel}})(1 - r)m_T^m \quad (3.37)$$

onde  $x_r$  é o título da amônia.

A massa de água líquida dos sistemas 3 e 4 da célula “m” é dada por:

$$m_{H_2O}^m = r m_T^m \quad (3.38)$$

A vazão mássica de amônia líquida (se existir) no sistema 3 da célula “m” é dada por:

$$\dot{m}_{NH_3} = (1 - x_r^{n_{cel}})(1 - r)\dot{m}_T \quad (3.39)$$

A vazão mássica de água líquida nos sistema 3 e 4, em qualquer célula “m” é dada por:

$$\dot{m}_{H_2O} = r \dot{m}_T \quad (3.40)$$

#### **Sistema 4: Fluido refrigerante que flui pelo tubo interno**

De acordo com um balanço de energia para o sistema 4, conforme a Fig. 3.9, pode-se escrever para este sistema a seguinte expressão, para os elementos de volume em que a amônia se encontrar totalmente líquida ( $i = l$ ) ou totalmente vapor ( $i = v$ ):

$$q_{enth4} - q_s = (m_{NH_3,s}^m c_{NH_3,i} + m_{H_2O}^m c_{H_2O}) \frac{dT_s^m}{dt} \quad , \quad i = (l, v) \quad (3.41)$$

em que  $c_{NH_3,l}$  e  $c_{NH_3,v}$  são calores específicos da amônia líquida e da amônia vapor a volume constante, respectivamente.

Quando o fluido refrigerante (amônia) estiver mudando de fase, a temperatura em cada célula “m” permanece constante e igual à temperatura de saturação. Portanto, a partir da célula “m” onde se inicia a evaporação até a célula em que a mudança de fase se encerra, ou trocador de calor acaba, escreve-se:

$$\frac{dT_s^m}{dt} = 0 \quad (3.42)$$

É necessário determinar a temperatura de entrada do fluido refrigerante na célula (ou elemento de volume) “m”. Assim, para  $m > 1$  :

$$T_{s,in}^m = T_s^{m-1} \quad (3.43)$$

sendo que para  $m = 1$  ,  $T_{s,in}^1 = T_{s,in}$  , onde  $T_s$  é a temperatura de entrada do fluido refrigerante no trocador de calor.

Para verificar quando utilizar as Eqs. (3.41) ou (3.42), é necessário identificar a região de mudança de fase no tubo interno, i.e., onde se inicia, onde termina, ou se o trocador de calor acaba com o fluido ainda sem mudança de fase. Para tanto, verifica-se se  $T_s^m \geq T_{sat}$  e se a massa acumulada de vapor a medida que o fluido avança de uma célula para outra é menor ou igual que a massa total de amônia na célula “m”,  $m_{NH_3,v}^m \leq (1-r)m_T^m$ . Se esses dois aspectos forem verdadeiros simultaneamente, então, o fluido refrigerante na célula “m” está em mudança de fase. Caso contrário, ou se encontra no início do tubo, na fase líquida, ou numa região final do tubo, na fase vapor.

A temperatura  $T_s^m$  é calculada pela Eq. (3.41) ou então permanece constante e igual a  $T_{sat}$  na mudança de fase. Note que  $m_{NH_3,v}^m = 0$  quando o fluido refrigerante entra no trocador de calor, e assim permanece até que  $T_s^m > T_{sat}$ . Para o cálculo de  $m_{NH_3,v}^m$  à medida que o fluido muda de fase, determina-se o calor total transferido,  $J$ , para o fluido refrigerante no sistema 4, que está mudando de fase, em uma célula “m”, conforme se segue:

$$Q_m = -q_s \Delta t \quad (3.44)$$

A massa de refrigerante que evapora em uma célula “m”, no sistema 4, é dada por:

$$\Delta m_{NH_3,v}^m = \frac{Q_m}{h_{fg}(T_{sat})} \quad (3.45)$$

onde  $h_{fg}(T_{sat})$  é a entalpia de vaporização da amônia à temperatura  $T_{sat}$ .

A massa acumulada de refrigerante, em uma célula “m”, à medida que o fluido avança no interior do tubo, é dada por:

$$m_{\text{NH}_3,\text{v}}^m = m_{\text{NH}_3,\text{v}}^m + \Delta m_{\text{NH}_3,\text{v}}^m \quad (3.46)$$

A seguir, calcula-se o título do fluido refrigerante em mudança de fase em uma célula “m”, como segue:

$$x_r^m = \frac{m_{\text{NH}_3,\text{v}}^m}{(1-r)m_T^m} \quad (3.47)$$

Quando  $m_{\text{NH}_3,\text{v}}^m > (1-r)m_T^m$  (ou  $x_r^m > 1$ ), encerra-se a mudança de fase, e retorna-se a usar a Eq. (3.41) para calcular a temperatura  $T_s^m$ .

A massa de amônia líquida ou totalmente vaporizada no sistema 4 da célula “m”, na parte inicial ou final do percurso no tubo interno, é dada por:

$$m_{\text{NH}_3,\text{s}}^m = (1-r)m_T^m \quad (3.48)$$

A vazão mássica de amônia no sistema 4 da célula “m” é dada por :

$$\dot{m}_{\text{NH}_3,\text{s}} = (1-r)\dot{m}_T \quad (3.49)$$

A taxa de energia que flui através do escoamento que cruza o sistema 4 da célula “m” é dada por:

$$q_{\text{enth}4} = (\dot{m}_{\text{NH}_3,\text{s}} c_{\text{NH}_3,\text{l}} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{H}_2\text{O}})(T_{\text{s},\text{in}}^m - T_s^m) \quad , \quad (i = \text{l}, \text{v}) \quad (3.50)$$

onde  $T_{\text{s},\text{in}}^m$  é a temperatura de entrada da amônia na célula “m” do sistemas 4, K,  $c_{\text{NH}_3,\text{l}}$  e  $c_{\text{NH}_3,\text{v}}$  são calores específicos da amônia líquida e da amônia vapor a pressão constante, respectivamente.

Para  $T_s^m < T_{sat}$  e  $m = 1$ , então  $T_{s,in}^m$  é igual a temperatura de entrada da amônia no sistema 4 (tubo interno) do regenerador. Caso  $m \neq 1$  então  $T_{s,in}^m = T_s^{m-1}$ .

É importante destacar que o modelo considera uma fração mássica muito pequena de água ( $r = 0.01$ ), o que nos permite admitir a hipótese de que durante a mudança de fase a temperatura da célula permanece constante, como segue:

$$T_s^m \cong T_{sat} \quad (3.51)$$

Para este modelo em que é considerada a mudança de fase do refrigerante pode-se montar o seguinte sistema de equações diferenciais ordinárias:

$$\frac{dT_g^m}{dt} = \frac{q_g + q_{cond} + q_t}{m_g^m c_g} \quad (3.22)$$

$$\frac{dT^m}{dt} = \frac{\dot{m}c_p(T^{m-1} - T^m) - q_g}{m^m c_v} \quad (3.26)$$

$$\frac{dT_w^m}{dt} = \frac{-q_t + q_s + q_{enth3}}{m_{NH_3}^m c_{NH_3,l} + m_{H_2O}^m c_{H_2O}} \quad (3.27)$$

Para o refrigerante em fase única no sistema 4 (líquido ou vapor):

$$\frac{dT_s^m}{dt} = \frac{q_{enth4} - q_s}{m_{NH_3,s}^m c_{NH_3,i} + m_{H_2O}^m c_{H_2O}}, \quad i = (l, v) \quad (3.41)$$

ou para o refrigerante em mudança de fase no sistema 4:

$$\frac{dT_s^m}{dt} = 0 \quad (3.42)$$

O sistema de equações diferenciais será de quatro equações por célula apenas, e não cinco como mostramos acima. A Eq (3.32) só fará parte do sistema quando o fluido refrigerante estiver mudando de fase, substituindo a Eq (3.41), conforme discutido anteriormente no texto.

### 3.4 Função objetivo e eficiência

Para avaliar o desempenho do trocador de calor em análise nesta dissertação, define-se a função objetivo eficiência ( $\eta$ ) como sendo a razão entre a taxa real de transferência de calor para a parcela da amônia que passou à fase vapor, e a taxa máxima de transferência de calor que poderia ocorrer do fluido quente para o fluido refrigerante.

$$\eta = \frac{q_{\text{NH}_3,\text{v}}}{q_{\text{max}}} \quad (3.52)$$

Para o regenerador em análise observa-se que a taxa máxima de transferência de calor possível entre o fluido quente e o fluido refrigerante é dada por:

$$q_{\text{max}} = \dot{m} c_p (T_{\text{in},2} - T_{\text{in},4}) \quad (3.53)$$

onde  $T_{\text{in},2}$  é a temperatura de entrada do fluido quente (sistema 2) no regenerador,  $T_{\text{in},4}$  é a temperatura de entrada da amônia líquida no sistema 4 (tubo interno), K.

A taxa real de transferência de calor para a parcela da amônia que passou à fase vapor é dada por:

$$q_{\text{NH}_3,\text{v}} = (1-r) x_r^{\text{ncel}} \dot{m}_T \left( c_{\text{NH}_3,\text{l}} (T_{\text{sat}} - T_{\text{in},4}) + h_{\text{fg}} (T_{\text{sat}}) + c_{\text{NH}_3,\text{v}} (T_s^{\text{ncel}} - T_{\text{sat}}) \right) \quad (3.54)$$

### 3.5 Método Numérico

Tanto para o modelo sem mudança de fase como para o modelo com mudança de fase, tem-se como equacionamento final, um sistema de equações diferenciais ordinárias.

Para o equipamento sem mudança de fase as equações são:

$$q_g + q_{\text{cond,p}} + q_{\text{cond,a}} + q_t = m_g^m c_g \frac{dT_g^m}{dt} \quad (3.1)$$

$$q_{\text{in}} - q_{\text{out}} - q_g = m^m c_v \frac{dT^m}{dt} \quad (3.17)$$

$$-q_t + \dot{m}_r c_{pr} (T_r^{m+1} - T_r^m) = m_r^m c_{vr} \frac{dT_r^m}{dt} \quad (3.21)$$

A fim de integrar este sistema devem ser conhecidas as seguintes condições de entrada:

$T_0^m$ ,  $T_{g,0}^m$  e  $T_{r,0}^m$ .

Para o equipamento com mudança de fase as equações por célula são:

$$\frac{dT_g^m}{dt} = \frac{q_g + q_{\text{cond}} + q_t}{m_g^m c_g} \quad (3.22)$$

$$\frac{dT^m}{dt} = \frac{\dot{m} c_p (T^{m-1} - T^m) - q_g}{m^m c_v} \quad (3.26)$$

$$\frac{dT_w^m}{dt} = \frac{-q_t + q_s + q_{\text{enth3}}}{m_{\text{NH}_3}^m c_{\text{NH}_3,l} + m_{\text{H}_2\text{O}}^m c_{fi}} \quad (3.27)$$

$$\frac{dT_s^m}{dt} = \frac{q_{\text{enth4}} - q_s}{m_{\text{NH}_3,s}^m c_{\text{NH}_3,i} + m_{\text{H}_2\text{O}}^m c_{\text{H}_2\text{O}}} \quad , \quad i = (l, v) \quad (3.41)$$

$$\frac{dT_s^m}{dt} = 0 \quad (3.42)$$

As condições iniciais a serem conhecidas são  $T_0^m, T_{g,0}^m, T_{w,0}^m$  e  $T_{s,0}^m$ . Deve-se lembrar que o sistema a ser integrado neste equipamento tem apenas 4 equações diferenciais ordinárias por célula, ao invés de 5 como pode ser imaginado; isto se deve ao fato de que as Eqs. 3.41 e 3.42 não são integradas simultaneamente. A presença de uma exclui automaticamente a integração da outra.

Para resolver esses sistemas, lançou-se mão do método de Runge-Kutta de 4ª/5ª ordem, com passo adaptativo (CHENEY E KINCAID, 1991).

Analisando as Tabelas 3.1 e 3.2 pode-se notar que, em cada instante “t”, tem-se que integrar um total de  $3n_{cel}$  e  $4n_{cel}$  para o regenerador sem e com mudança de fase, respectivamente.

Tabela 3.1. Estrutura da matriz das variáveis dos elementos de volume para o refrigerante sem mudança de fase.

| Sistema |       | 1       | ... | m       | ... | $n_{cel}$       |
|---------|-------|---------|-----|---------|-----|-----------------|
| 1       | $T_g$ | $T_g^1$ | ... | $T_g^m$ | ... | $T_g^{n_{cel}}$ |
| 2       | $T$   | $T^1$   | ... | $T^m$   | ... | $T^{n_{cel}}$   |
| 3       | $T_r$ | $T_r^1$ | ... | $T_r^m$ | ... | $T_r^{n_{cel}}$ |

Tabela 3.2. Estrutura da matriz das variáveis dos elementos de volume para o refrigerante com mudança de fase.

| Sistema |       | 1       | ... | m       | ... | $n_{cel}$       |
|---------|-------|---------|-----|---------|-----|-----------------|
| 1       | $T_g$ | $T_g^1$ | ... | $T_g^m$ | ... | $T_g^{n_{cel}}$ |
| 2       | $T$   | $T^1$   | ... | $T^m$   | ... | $T^{n_{cel}}$   |
| 3       | $T_w$ | $T_w^1$ | ... | $T_w^m$ | ... | $T_w^{n_{cel}}$ |
| 4       | $T_s$ | $T_s^1$ | ... | $T_s^m$ | ... | $T_s^{n_{cel}}$ |

| Time                  | Column 1   | Column 2   | Column 3   | Column 4 |
|-----------------------|------------|------------|------------|----------|
| 295.463100            | 331.715500 | 333.221200 | 302.669900 |          |
| 295.463100            | 330.132400 | 331.650900 | 300.381700 |          |
| 295.463100            |            |            |            |          |
| -----time= 660.000000 |            |            |            |          |
| 660.000000            | 368.576300 | 370.824800 | 324.431400 |          |
| 295.463100            | 365.424000 | 368.079200 | 312.226400 |          |
| 295.463100            | 362.750900 | 365.370400 | 311.552300 |          |
| 295.463100            | 360.233600 | 362.758900 | 310.946400 |          |
| 295.463100            | 357.810100 | 360.243000 | 310.363100 |          |
| 295.463100            | 355.475600 | 357.819300 | 309.801100 |          |
| 295.463100            | 353.227100 | 355.484700 | 309.259900 |          |
| 295.463100            | 351.061100 | 353.235800 | 308.738400 |          |
| 295.463100            | 348.974800 | 351.069600 | 308.236000 |          |
| 295.463100            | 346.965000 | 348.982900 | 307.752000 |          |
| 295.463100            | 345.029300 | 346.973000 | 307.285200 |          |
| 295.463100            | 343.164700 | 345.036900 | 306.834300 |          |
| 295.463100            | 341.368300 | 343.171800 | 306.396900 |          |
| 295.463100            | 339.637200 | 341.374900 | 305.968700 |          |
| 295.463100            | 337.967600 | 339.642600 | 305.539900 |          |
| 295.463100            | 336.354600 | 337.971000 | 305.088600 |          |
| 295.463100            | 334.789500 | 336.353600 | 304.564500 |          |
| 295.463100            | 333.255100 | 334.778400 | 303.849700 |          |
| 295.463100            | 331.715700 | 333.221300 | 302.669900 |          |
| 295.463100            | 330.132600 | 331.651100 | 300.381700 |          |
| 295.463100            |            |            |            |          |

Figura 3.10. Saída de dados do programa computacional no instante final, o regenerador entra em regime permanente, que apresenta mudança de fase do fluido refrigerante (amônia).

Após o cálculo das temperaturas durante o tempo suficiente para o regime permanente ser alcançado, realiza-se o cálculo da eficiência do regenerador. O critério de estabelecimento do regime permanente foi definido através da comparação entre as normas das temperaturas no instante  $t + \Delta t$  e no instante  $t$ , onde  $\Delta t$  é um intervalo de tempo de simulação apropriado. O cálculo é realizado como se segue:

$$\frac{\|T(t + \Delta t) - T(t)\|}{\|T(t)\|} < \varepsilon \quad (3.55)$$

onde  $T$  representa o vetor das temperaturas, com  $n_{cel}$  componentes para cada sistema, e  $\varepsilon$  é uma tolerância pré-estabelecida (no caso desta simulação,  $10^{-4}$ ).

Quando se define a vazão mássica de fluido quente variável com o tempo, entende-se que o regime permanente não se estabelece pois, a todo instante, a vazão mássica varia em taxas que não são constantes. Neste caso, deve-se rodar o programa até um tempo final de simulação que deverá ser definido no arquivo de entrada de dados (ver Anexo) utilizado pelo usuário do programa.

O programa de cálculo foi escrito em linguagem Fortran devido ao grande número de bibliotecas que essa linguagem dispõe. Inicialmente o programa lê um arquivo de entrada de dados que contém as características geométricas e físicas do regenerador, dos materiais e dos fluidos (água, amônia e gás quente). Os dados geométricos básicos lidos pelo programa incluem o comprimento do regenerador, os diâmetros por onde passam os fluidos e porosidade (os demais dados estão em anexo). Todos os dados estão com suas respectivas unidades no Sistema Internacional (SI). Primeiramente, o programa lê os parâmetros de entrada e calcula os parâmetros do modelo, tais como áreas de contato, volumes, massas, densidades e outros. Em seguida, o programa entra num *loop* do qual sairá apenas quando tiver concluído um número máximo de iterações (número também estipulado no arquivo de leitura de dados) ou quando o valor calculado em relação ao valor calculado anteriormente tiver alcançado a tolerância estabelecida, conforme Eq. (3.55).

Posteriormente, o programa grava em arquivos específicos paralelos os valores das temperaturas em função do tempo e em função da posição da célula no trocador de calor. Para o caso em que o fluido refrigerante sofre mudança de fase, também foram gravados arquivos com os valores do título do refrigerante em função da posição da célula no regenerador. Os arquivos gerados são usados a fim de realizar uma representação gráfica do comportamento das temperaturas e título, em função do tempo de simulação e da posição no regenerador.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1. Resultados para o modelo sem mudança de fase

Primeiramente apresentam-se os resultados obtidos integrando as equações da modelagem para o regenerador sem mudança de fase. Usa-se, para esta análise, ar como fluido quente com temperatura de entrada no regenerador de 373.15 K, água como fluido interno com temperatura de entrada no regenerador de 293.15 K.

Fixou-se a vazão mássica do fluido quente em  $\dot{m} = 0.1 \text{ kg/s}$ , e o comprimento do trocador (Fig. 3.6) em  $L = 1 \text{ m}$  e variou-se apenas a porosidade  $\phi$ . Utilizando o programa computacional desenvolvido para resolver o sistema de equações diferenciais Eqs. (3.1), (3.17) e (3.21) obtêm-se as curvas seguintes. Os resultados foram adimensionalizados da seguinte forma:

$$\tilde{T}_i = \frac{T_i}{T_\infty} \quad (4.1)$$

em que “i” representa o sistema a ser estudado.

$$\tilde{x} = \frac{x}{L_{\text{ref}}} \quad (4.2)$$

em que  $T_\infty = 298.15 \text{ K}$  e  $\tilde{T}_i$  é a temperatura adimensional do sistema “i”;  $\tilde{x}$  é o comprimento adimensional,  $x$  é a posição qualquer dentro do regenerador, conforme Fig. 3.7 apresentada no capítulo anterior, e  $L_{\text{ref}}$  é um comprimento de referência pré-estabelecido. Nesta simulação, utilizou-se  $L_{\text{ref}} = 1 \text{ m}$ .

O objetivo da adimensionalização dos resultados neste trabalho é apenas para uma melhor visualização dos mesmos. Para a normalização completa dos resultados, seria necessário que toda a modelagem apresentada no Capítulo 3 fosse adimensionalizada.

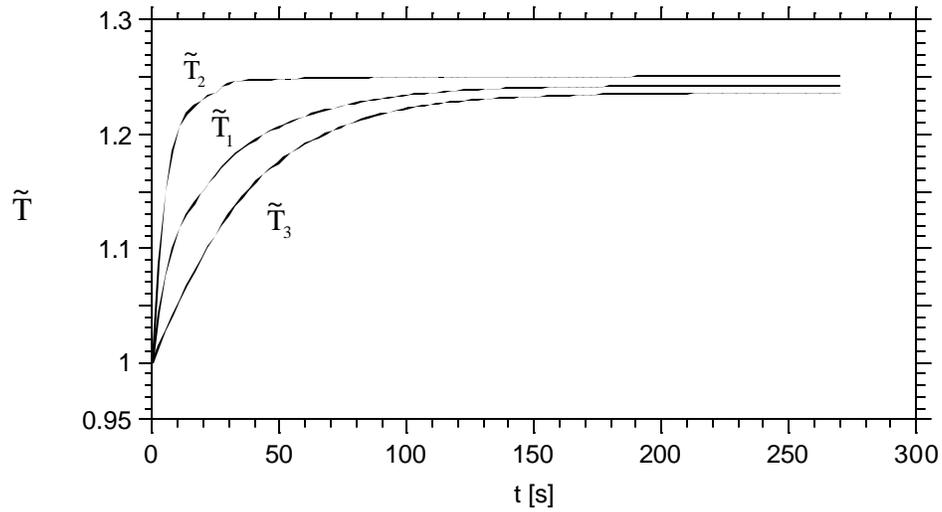


Figura 4.1. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.95$ .

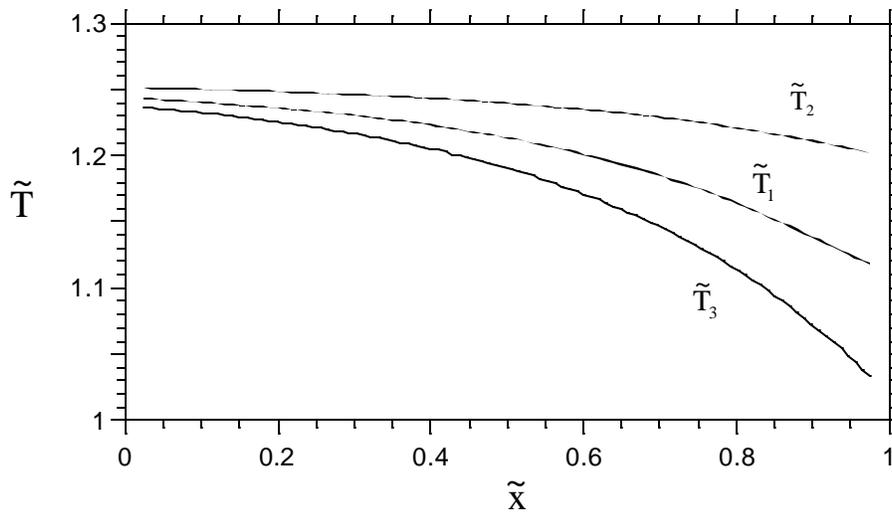


Figura 4.2. Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para  $\phi = 0.95$ .

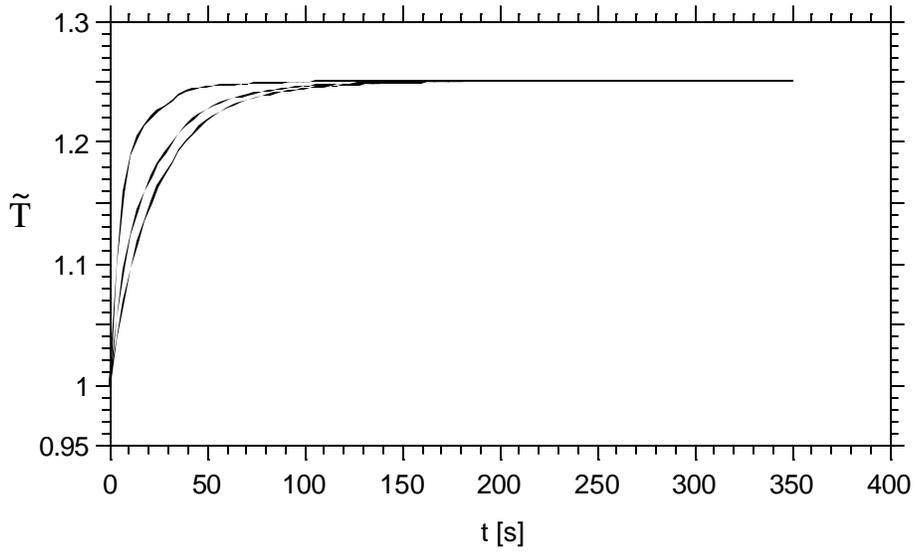


Figura 4.3a. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.8$ .

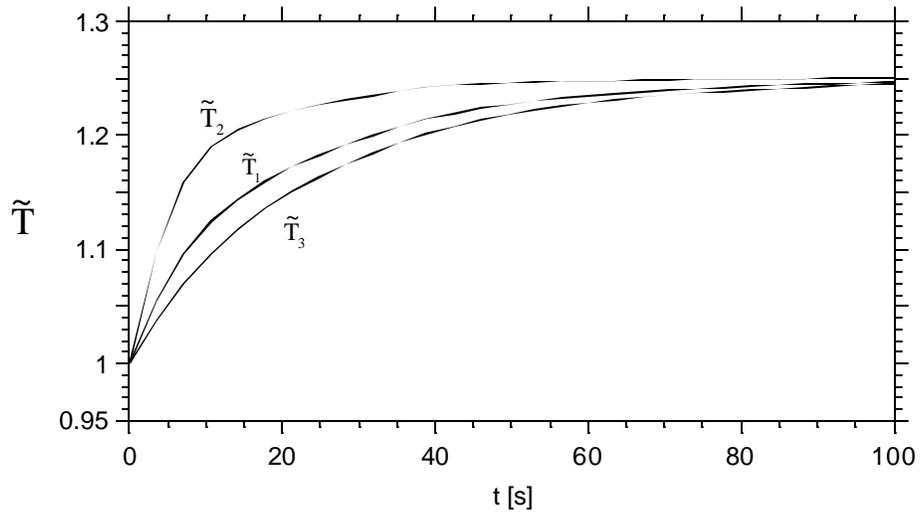


Figura 4.3b. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.8$  nos primeiros 100 s.

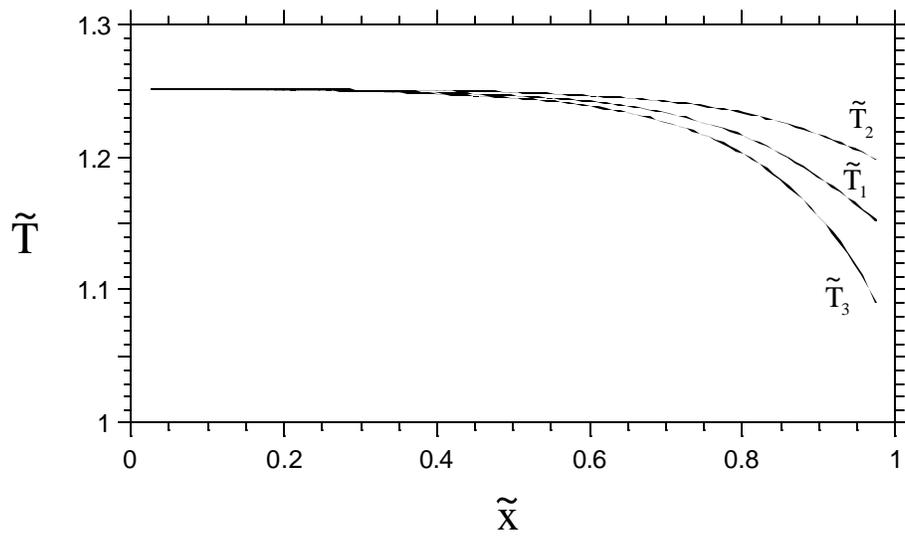


Figura 4.4. Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para  $\phi = 0.8$ .

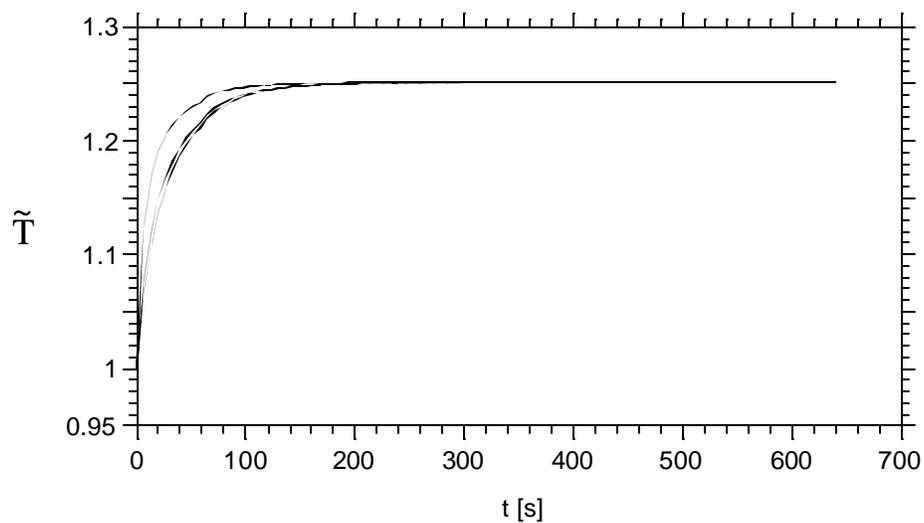


Figura 4.5a. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.5$ .

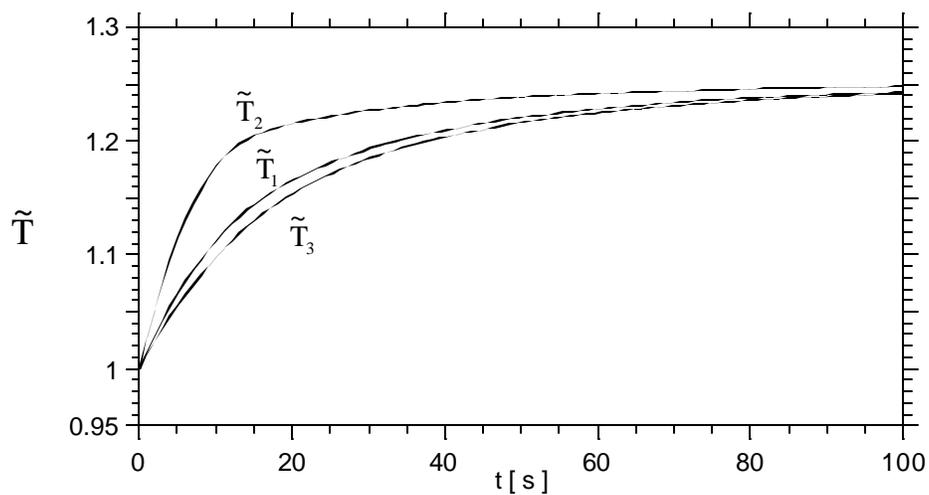


Figura 4.5b. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.5$  nos primeiros 100 s.

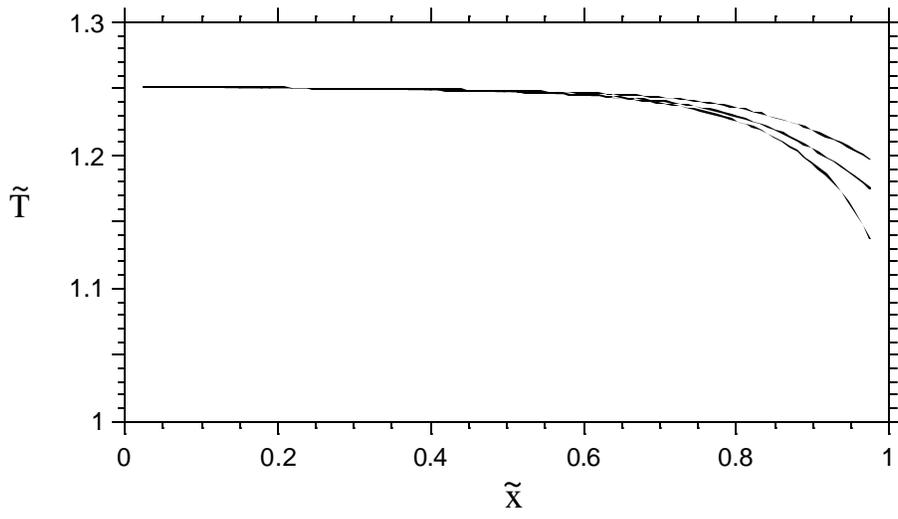


Figura 4.6a. Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para  $\phi = 0.5$ .

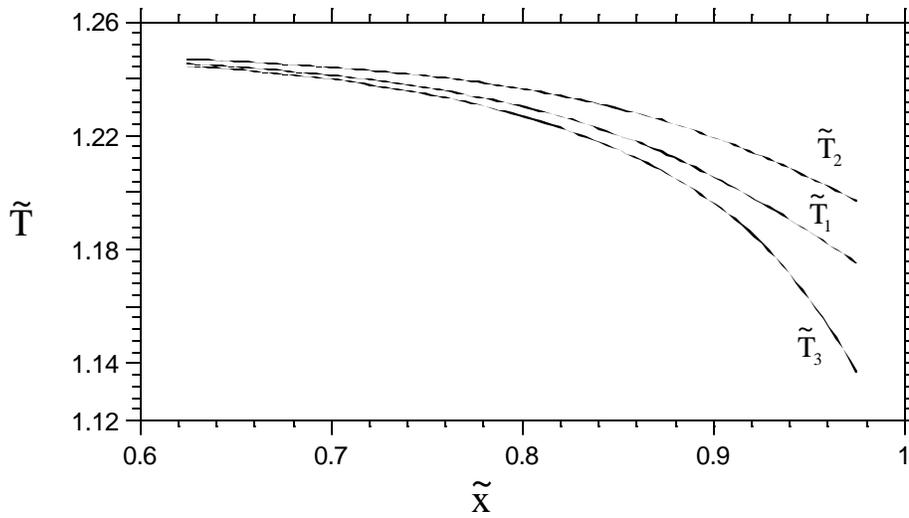


Figura 4.6b. Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional no final do regenerador para  $\phi = 0.5$ .

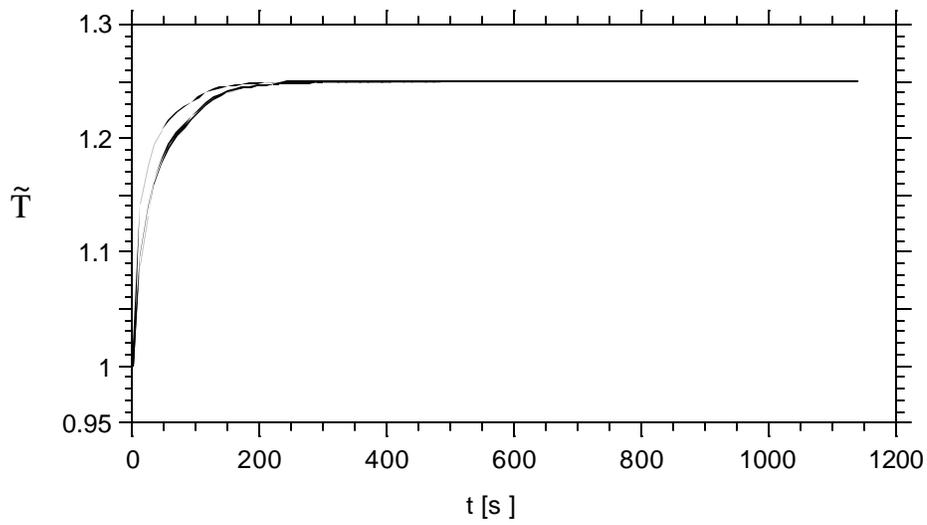


Figura 4.7a. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.2$ .

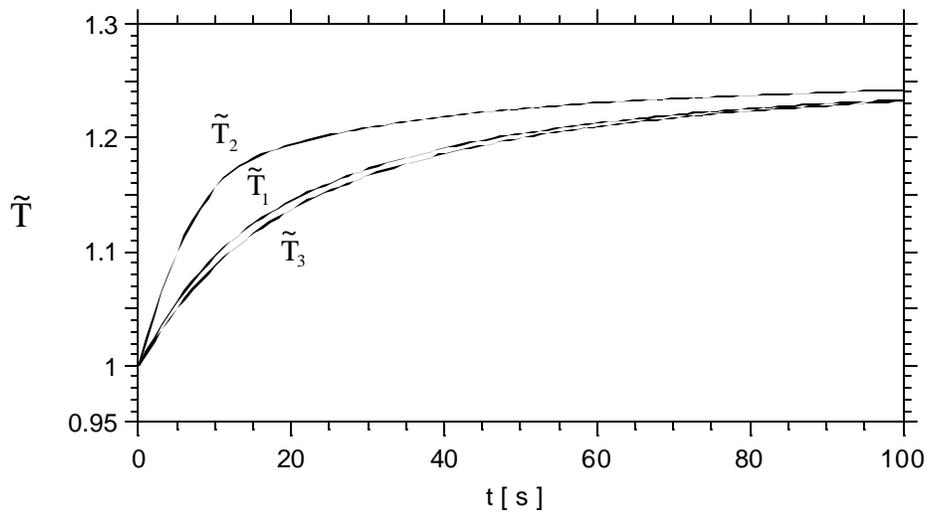


Figura 4.7b. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.2$  nos primeiros 100 s.

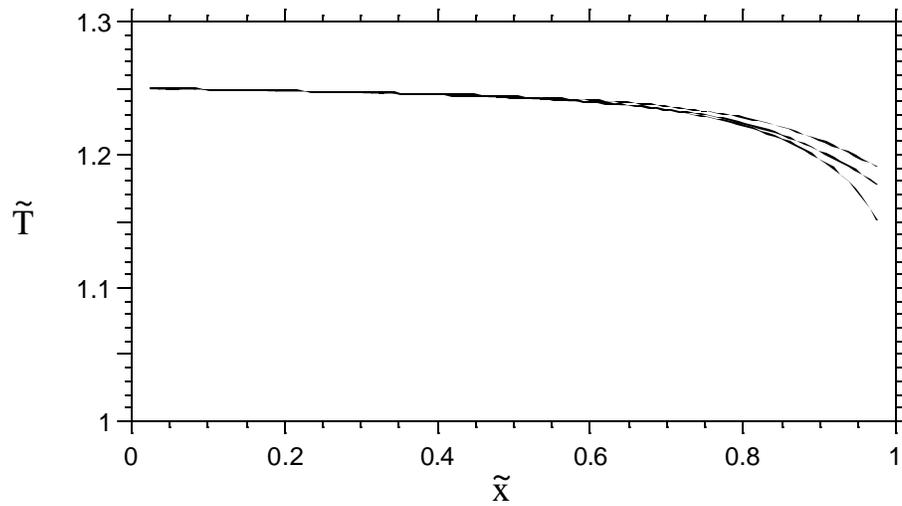


Figura 4.8a. Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para  $\phi = 0.2$ .

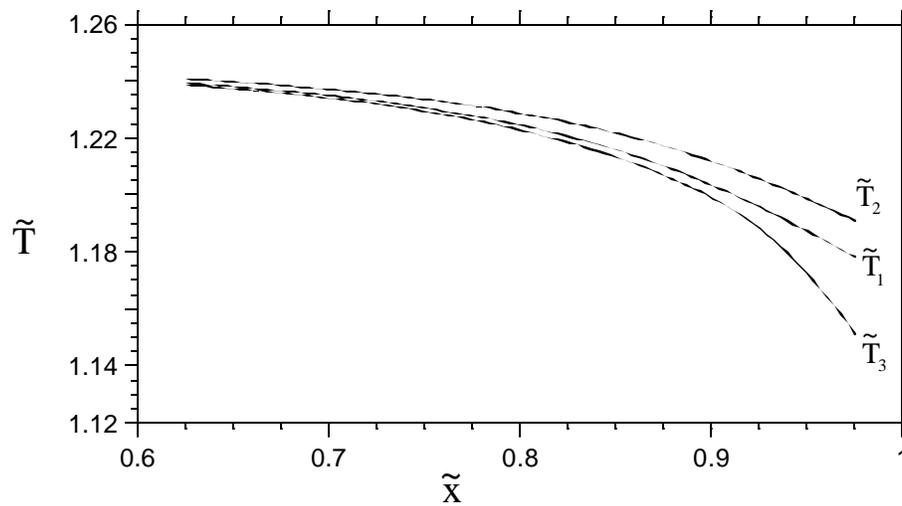


Figura 4.8b. Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional no final do regenerador para  $\phi = 0.2$ .

Observando as Figs. 4.1 a 4.8 pode-se notar que quanto menor a porosidade, isto é, menor a quantidade de espaços vazios existente no tubo por onde passa o fluido quente, mais próximas as curvas vão ficar. Isto significa que as trocas térmicas estão mais eficientes e que ao final do regenerador a temperatura final do sistema 3 (fluido refrigerante) está mais próxima da temperatura de entrada do sistema 2 (fluido quente). Com esse resultados vê-se que a intuição de que a presença da malha metálica dentro do regenerador auxilia na eficiência de troca térmica é verdadeira, em virtude das temperaturas estarem mais próximas, com melhor contato térmico entre as correntes.

Contudo há de se mencionar que com mais massa metálica dentro do regenerador, maior será o tempo de transitoriedade do regenerador. As Fig. 4.1, 4.3, 4.5 e 4.7 mostram o tempo total de transiência do regenerador, e comprova-se que o tempo é maior para  $\phi = 0.2$ .

As Fig. 4.2, 4.4, 4.6a, 4.6b, 4.8a, e 4.8b apresentam a temperatura em função da posição dentro de todo o regenerador e as diferenças que apresentam tem a ver com a efetividade do regenerador. Ao comparar as referidas figuras é notável que há uma parte do comprimento de trocador de calor que é desnecessária, pois para regiões onde a temperatura dos sistemas se encontram suficientemente próximas umas das outras, a troca de calor torna-se desprezível, podendo tal região do regenerador ser eliminada.

Ao tomar-se como exemplo a Fig. 4.4, vê-se que praticamente não existe troca de calor entre os sistemas nos primeiros 20 cm do trocador, portanto o regenerador poderia ter apenas 80 cm ao invés de 1 m. Esta prática é oportuna se o regenerador for instalado em equipamentos onde o espaço é restrito, como por exemplo, aplicações de ar condicionado em automóveis.

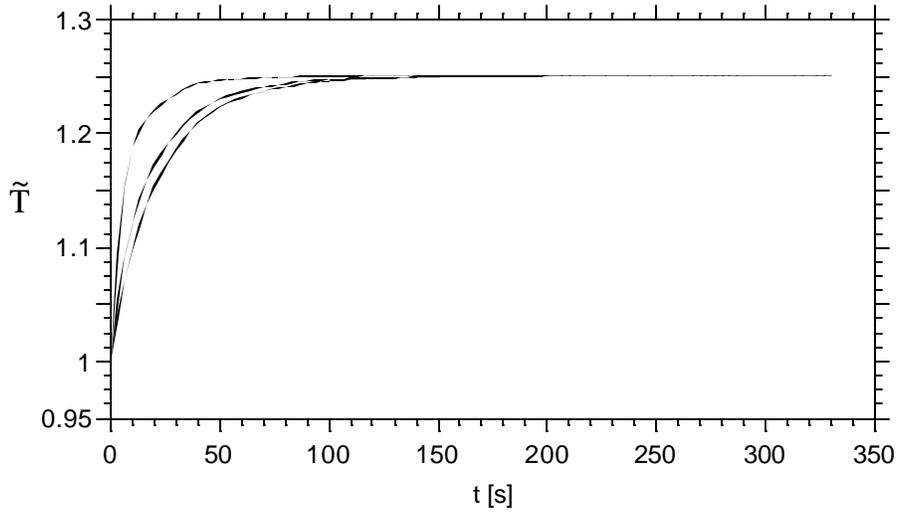


Figura 4.9a. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.8$ ;  $L = 0.8$  m;  $\dot{m} = 0.1$  kg/s.

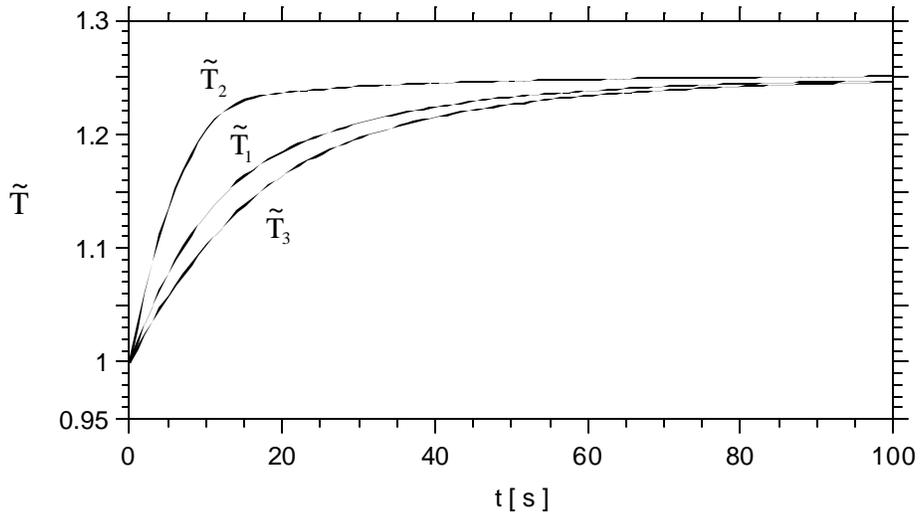


Figura 4.9b. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.8$ ;  $L = 0.8$  m;  $\dot{m} = 0.1$  kg/s nos primeiros 100 s.

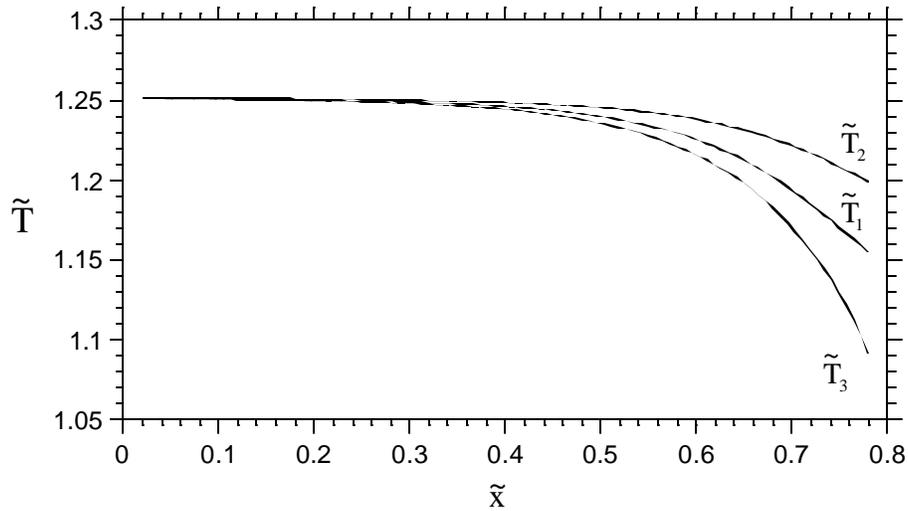


Figura 4.10. Temperatura adimensional em função do comprimento do regenerador para  $\phi = 0.8$ ;  $L = 0.8$  m;  $\dot{m} = 0.1$  kg/s.

Comparando a Fig. 4.9a com a Fig. 4.3a vê-se que houve uma pequena queda no tempo de transiência quando se tem um trocador de calor menor, com a propriedade de não haver alteração na temperatura final dos sistemas. (Comparar as Fig. 4.4 e 4.10).

A expectativa de que a porosidade pode melhorar as trocas térmicas foi atendida. Falta, contudo avaliar o efeito da variação da vazão mássica do fluido quente, pois, para a aplicação desejada a vazão mássica de fluido quente constante, parece ser a hipótese menos provável de fazer-se real, haja vista que a todo o momento existe variação de vazão dos gases de escape dos automóveis.

Para simular este comportamento, utiliza-se uma função periódica para definir a vazão mássica de gases quentes,  $\dot{m} = f(t)$ .

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{\max}}{2} \cos(t) + \frac{\dot{m}_{\max}}{2} \quad (4.3)$$

As Figuras 4.11-4.17b foram obtidas com os seguintes parâmetros:  $\phi = 0.8$ ,  $\tilde{m} = f(t)$ ,  $L = 1$  m. Para essa análise, a vazão mássica de fluido quente também foi adimensionalizada:

$$\tilde{m} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{ref}}} \quad (4.4)$$

em que  $\dot{m}_{\text{ref}}$  é uma vazão mássica de referência para a qual foi assumido o valor de 0.1 kg/s.

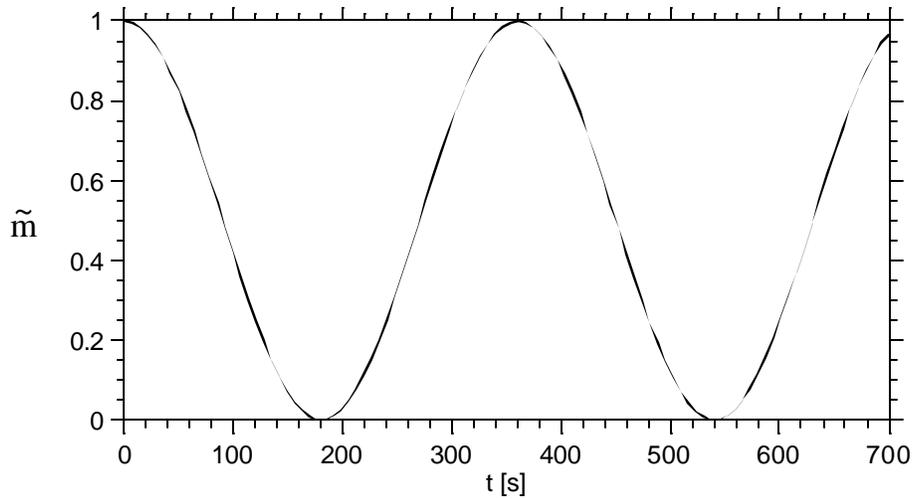


Figura 4.11. Vazão mássica adimensional em função do tempo.

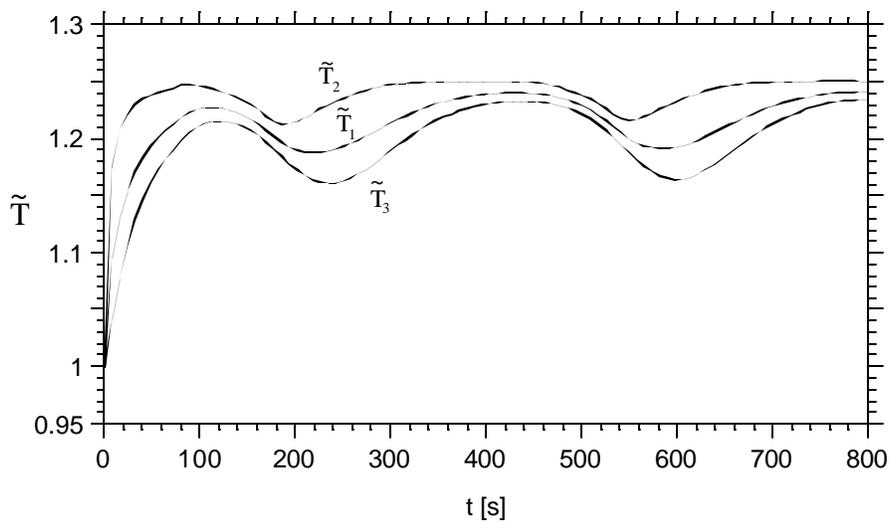


Figura 4.12. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.95$  e  $\dot{m} = f(t)$ .

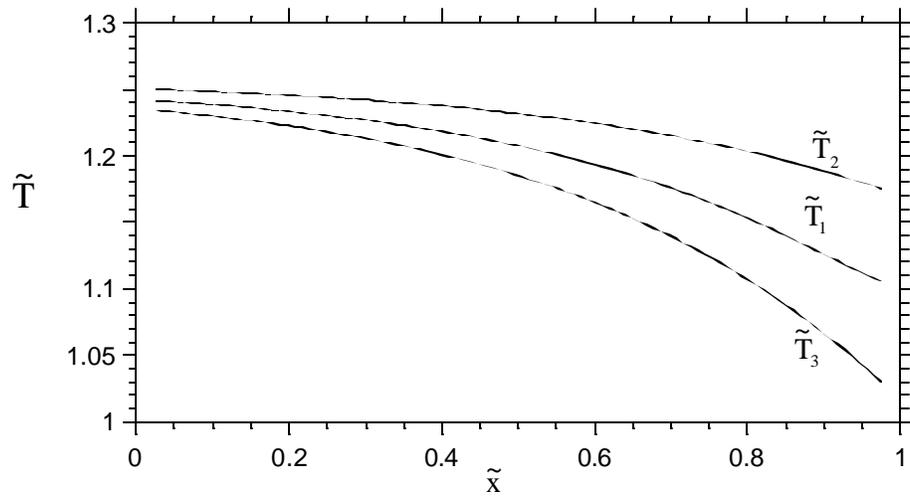


Figura 4.13. Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para  $\phi = 0.95$  e  $\dot{m} = f(t)$ .

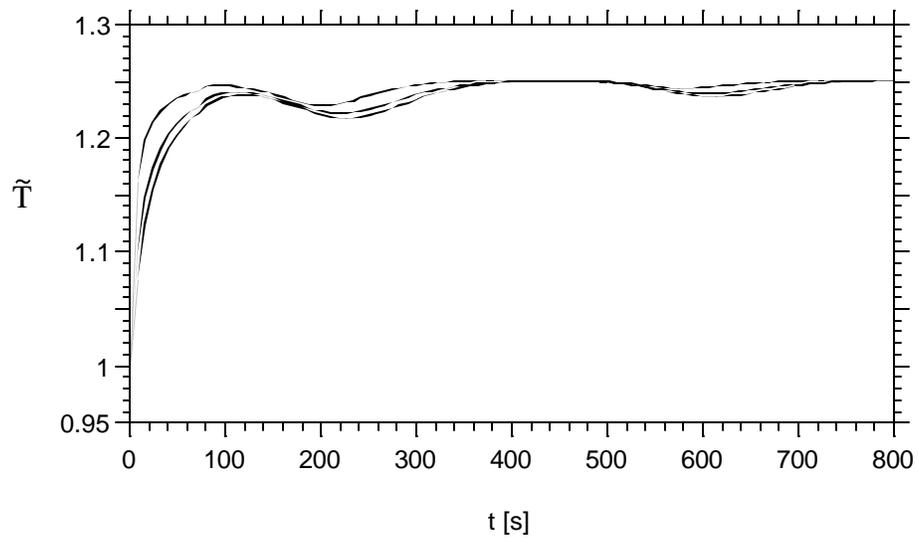


Figura 4.14a. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.8$  e  $\dot{m} = f(t)$ .

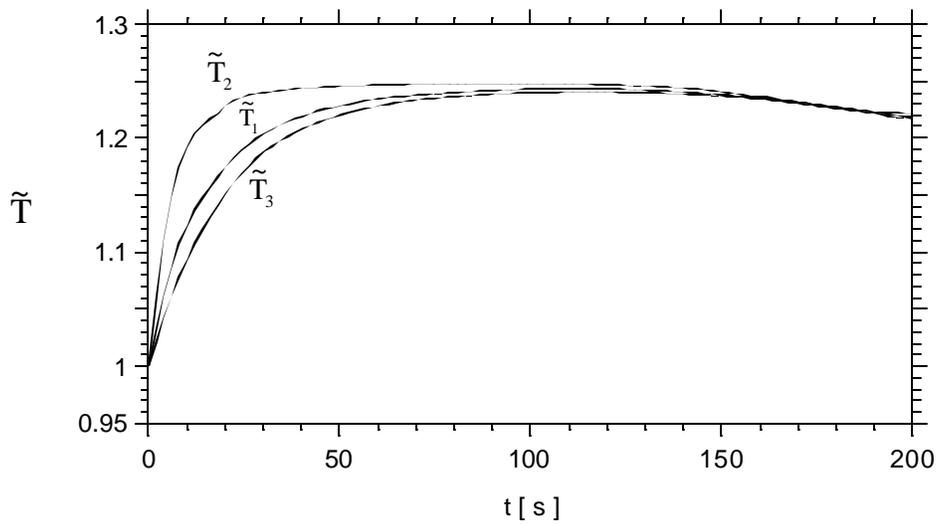


Figura 4.14b. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.8$  e  $\dot{m} = f(t)$  nos primeiros 200 s.

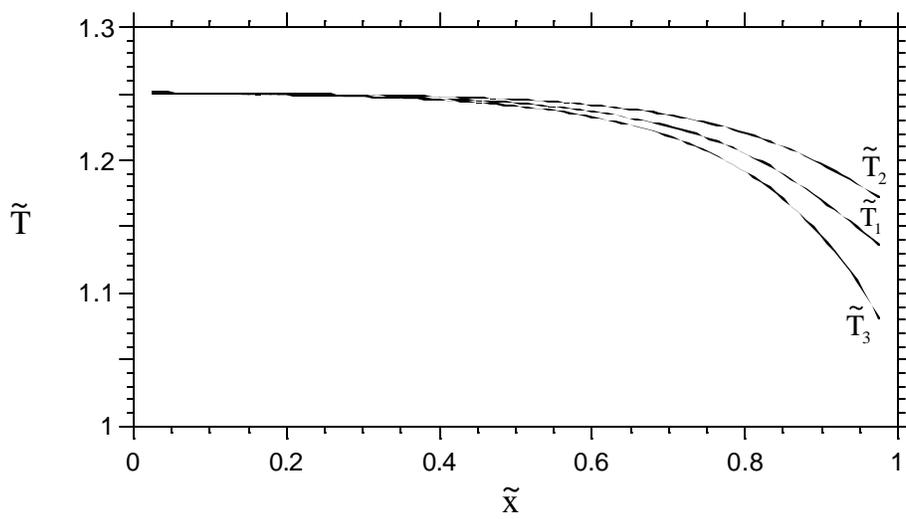


Figura 4.15. Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para  $\phi = 0.8$  e  $\dot{m} = f(t)$ .

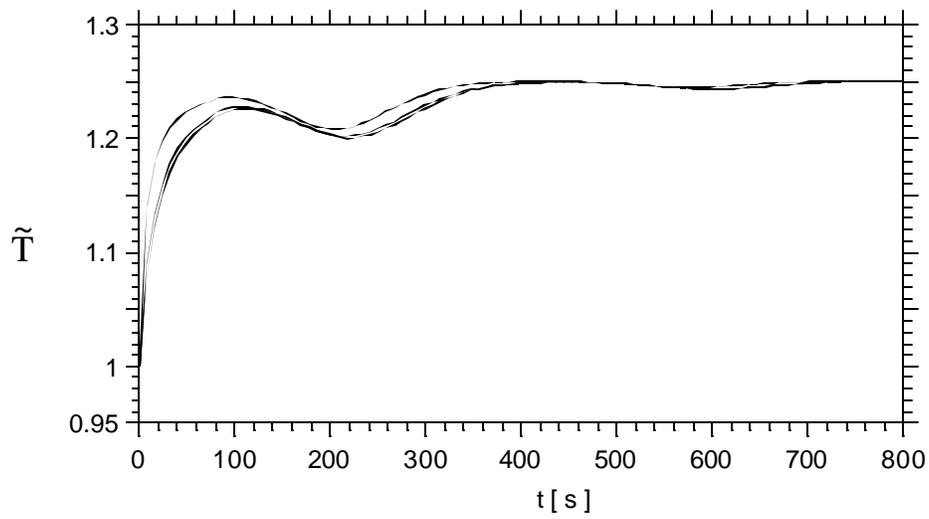


Figura 4.16a. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.5$  e  $\dot{m} = f(t)$ .

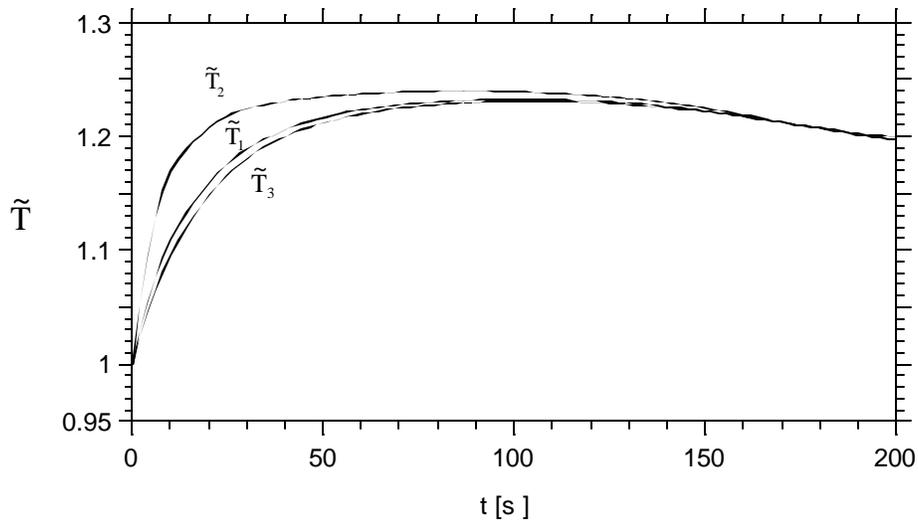


Figura 4.16b. Temperatura adimensional em função do tempo na primeira célula para  $\phi = 0.5$  e  $\dot{m} = f(t)$  nos primeiros 200 s.

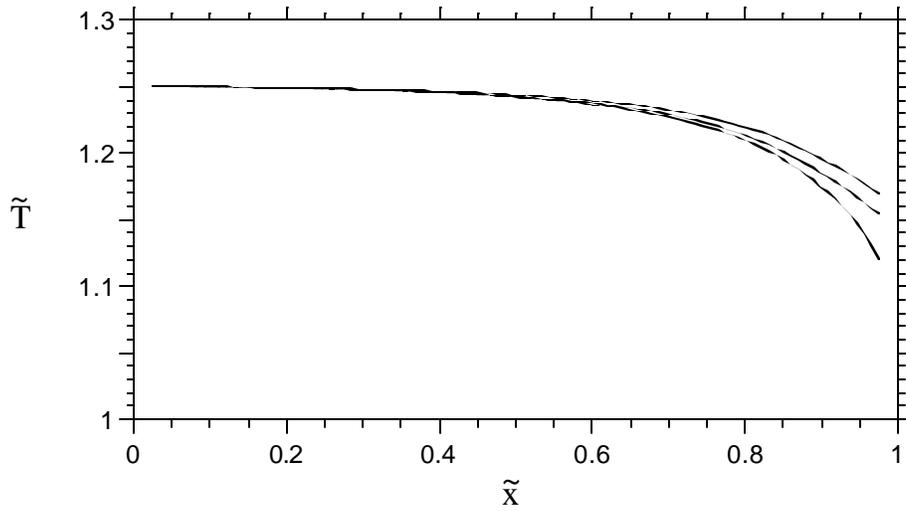


Figura 4.17a. Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional do regenerador para  $\phi = 0.5$  e  $\dot{m} = f(t)$ .

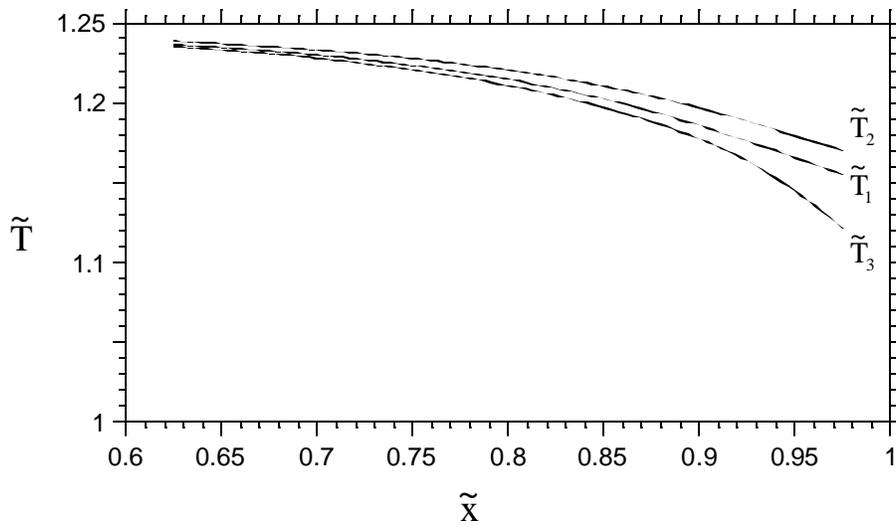


Figura 4.17b. Temperatura adimensional em função do comprimento adimensional no final do regenerador para  $\phi = 0.5$  e  $\dot{m} = f(t)$ .

Para esta discussão, o programa foi utilizado para gerar dados até um tempo máximo de 800 s ao invés de permitir que o regime estacionário se estabelecesse.

Explica-se isto em razão de não haver um regime permanente a se estabelecer se constantemente a vazão mássica estiver variando. Propor a existência de um estado estacionário onde a cada intervalo de tempo existe uma perturbação não é adequado em virtude de que na realidade estas perturbações não são previsíveis. O objetivo é determinar o comportamento do regenerador diante de uma perturbação aleatória na vazão de fluido quente.

Analisando as Fig. 4.13, 4.15 e 4.17a é possível fazer a mesma interpretação que foi feita quando a vazão de fluido quente era constante; a diminuição da porosidade fez com que as temperaturas dos sistemas se aproximassem. No entanto o foco neste momento é no comportamento quanto à variação da vazão de fluido quente. Nas Fig. 4.12, 4.14a e 4.16a enxerga-se o distúrbio causado por esta perturbação. Observa-se que quanto menor a porosidade, menor será a resposta dos sistemas em face da variação de vazão do sistema 2, em outras palavras, há maior inércia térmica. Destaca-se que na Fig. 4.16, com porosidade igual a 0.5, quase não se sente o distúrbio para  $t > 400$  s, ou seja, a porosidade amorteceu o distúrbio aplicado. Este resultado é importante, pois permite que se entenda a porosidade como uma espécie de amortecedor da oscilação da vazão mássica do fluido quente.

## **4.2 Resultados para o modelo com mudança de fase**

Utilizando o mesmo algoritmo usado anteriormente e implementando no programa computacional as equações desenvolvidas pode-se modelar o comportamento dos sistemas quando há mudança de fase envolvida. As equações a serem integradas são: Eqs. (3.22), (3.26), (3.27), (3.41), (3.42).

As temperaturas iniciais continuam as mesmas, isto é, vazão inicial do fluido quente constante  $\dot{m} = 0.1 \text{ kg/s}$  com temperatura igual a 373.15 K e temperatura de entrada da amônia líquida é 293.15 K, e a pressão de entrada da amônia é  $p_{in} = 10 \text{ bar}$ .

De acordo com a Fig. 4. 18 pode-se definir as seguintes razões geométricas:

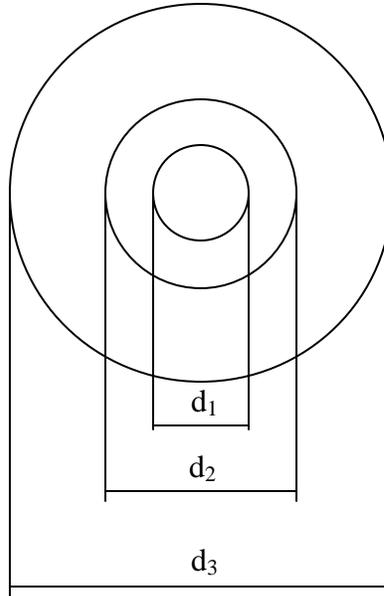


Figura 4.18. Vista em corte dos tubos que fazem parte do regenerador.

$$c_1 = \frac{d_1}{d_3} \quad (4.5)$$

$$c_2 = \frac{d_2}{d_3} \quad (4.6)$$

em que  $d_1$  representa o diâmetro do tubo por onde entra a amônia líquida,  $d_2$  é o diâmetro do tubo intermediário,  $d_3$  é o diâmetro do tubo externo  $m$ .

Primeiramente, atribuiu-se  $\phi = 0.5$  e variou-se o valor da vazão mássica da amônia líquida. Os resultados são mostrados num gráfico de título em função da posição do regenerador, pois desta forma pode-se saber o estado da amônia para cada posição dentro do regenerador. A Fig. 4.19 expressa a curva de título em função da posição do regenerador para as condições de simulação (Anexo 2) e a Fig. 4.20 mostra como varia a eficiência do trocador de calor em função da vazão da amônia líquida, normalizada ( $\tilde{m}_s$ ).

$$\tilde{m}_s = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{ref}} \quad (4.7)$$

em que  $\dot{m}_s$  é a vazão mássica de refrigerante  $\text{kgs}^{-1}$ ;  $\dot{m}_{\text{ref}}$  é a vazão mássica de referência a qual foi assumido o valor de  $0.1 \text{ kgs}^{-1}$ .

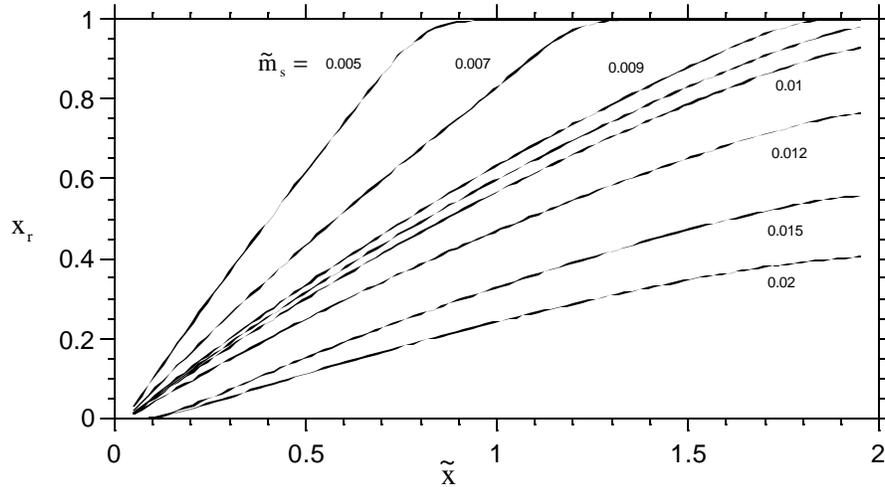


Figura 4.19a. Título em função da posição adimensional do regenerador para  $\phi = 0.5$  para diferentes valores de vazão adimensional de amônia  $\tilde{m}_s$ .

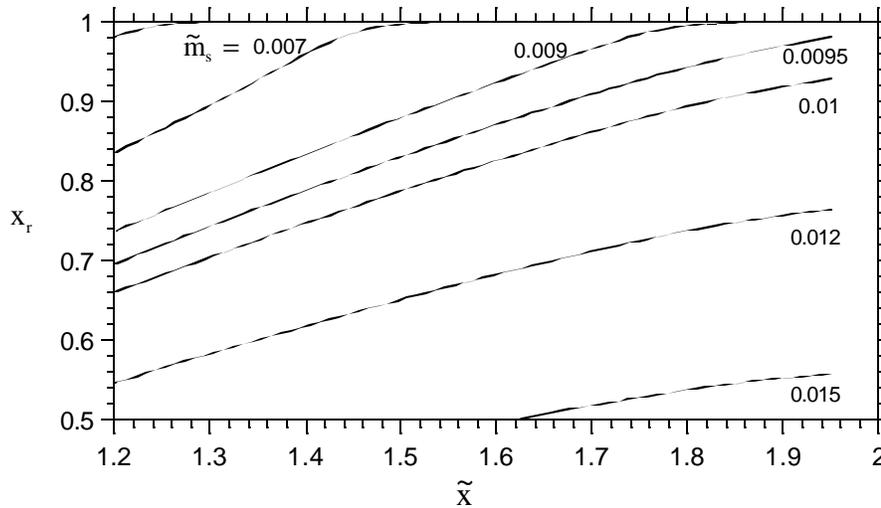


Figura 4.19b. Título em função da posição adimensional do regenerador para  $\phi = 0.5$  para valores de vazão adimensional de amônia  $0.007 \leq \tilde{m}_s \leq 0.015$ .

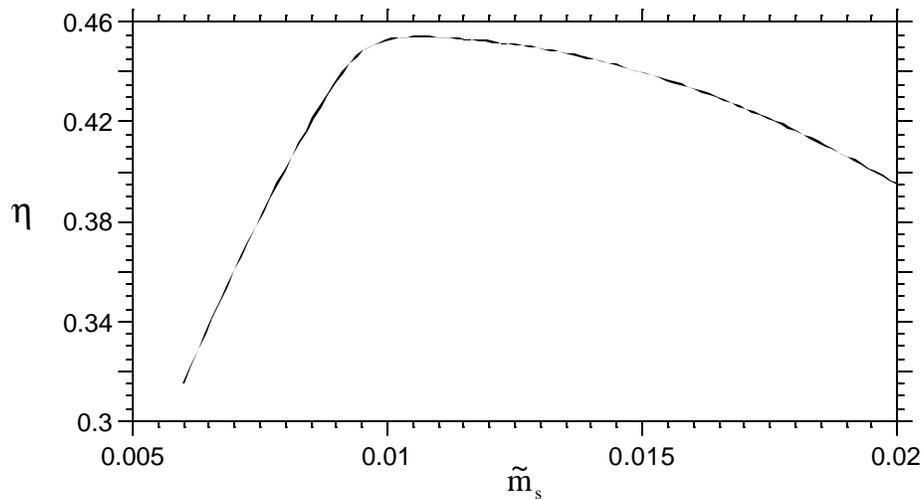


Figura 4.20. Eficiência em função de  $\tilde{m}_s$  para  $\phi = 0.5$ .

Ao analisar-se a Fig 4.19a poder-se-ia se pensar, que quanto maior o título da amônia no final do trocador de calor, maior seria a eficiência do regenerador. Contudo, observando a Fig. 4.20, vê-se que tal afirmação não é verdadeira pois, para certos valores de  $\tilde{m}_s$ , o título da amônia assume valores altos antes do final do regenerador porém, com valores baixos de eficiência.

O foco desta análise não está em achar o valor de  $x$  máximo e sim em achar para qual configuração tem-se eficiência máxima, isto é, a função objetivo. Isto é mostrado na Fig. 4.21. Para tanto, admitiu-se  $c_1 = 0.3$  e  $c_2 = 0.5$  pois estas são as razões geométricas que o modelo físico mostrado anteriormente na Fig. 3.4 apresenta.

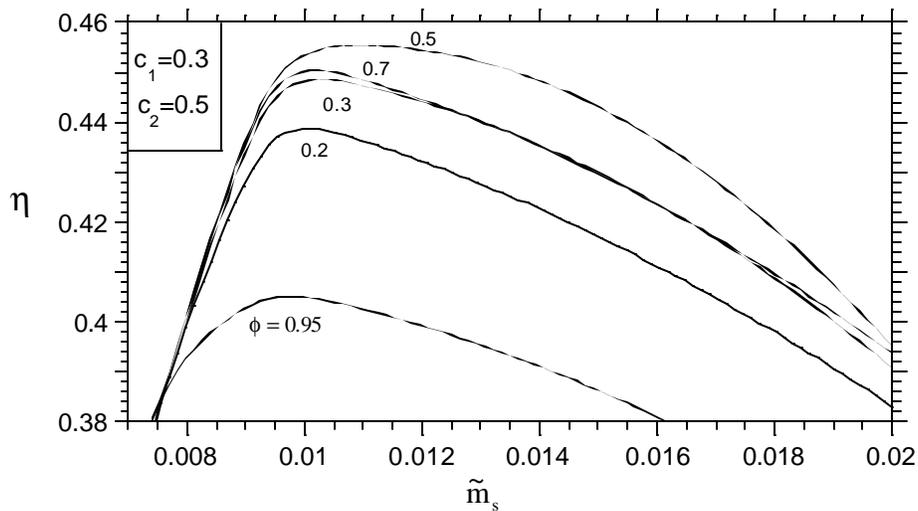


Figura 4.21. Eficiência em função de  $\tilde{m}_s$  para diferentes valores de porosidade.

Na Figura 4.21 são mostrados os resultados obtidos quando é analisada a eficiência em função das vazões mássicas para diversas porosidades. Verifica-se que é possível determinar qual é a porosidade ótima para uma configuração de regenerador. Para os valores de vazão mássica de amônia líquida apresentados, nota-se que para  $\phi = 0.5$  os rendimentos foram mais altos que para os demais valores de porosidade.

O critério adotado para a determinação de um ponto de máximo foi o de considerar a diferença da grandeza estudada no ponto a analisar, em comparação com os extremos, ser de no mínimo 5%.

O valor da eficiência máxima para  $\phi = 0.5$  é  $\eta_{\text{máx}} = 45.5\%$  para o valor ótimo de  $\tilde{m}_s = 0.01$ .

Pode-se explicar a existência da vazão ótima da seguinte forma: quando a vazão mássica de amônia tende ao infinito há grande quantidade de amônia líquida a ser aquecida logo a variação de temperatura sofrida é pequena e a quantidade de calor transferida cai. Quando a vazão de amônia líquida tende a zero a quantidade de calor transferida também diminui, pois a quantidade de calor transferida é diretamente proporcional a vazão mássica da amônia líquida.

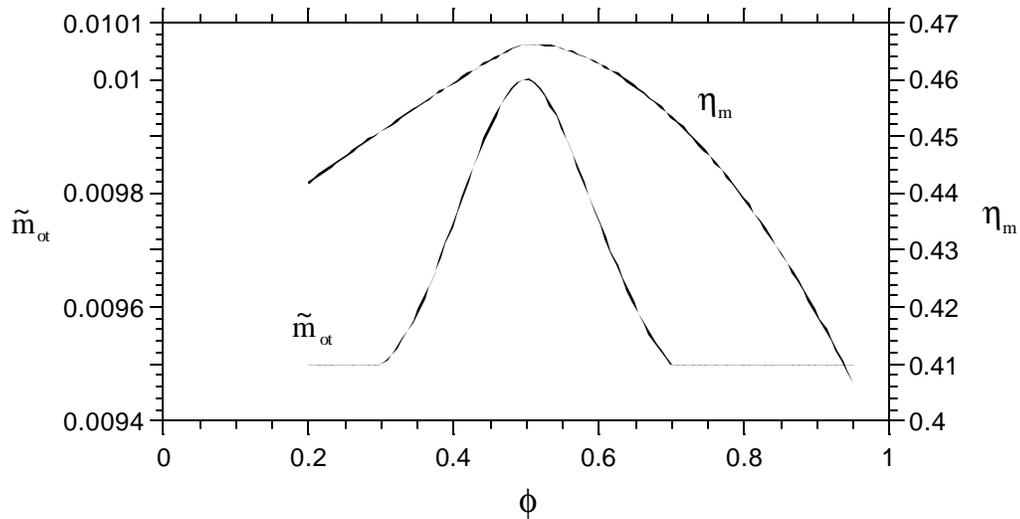


Figura 4.22. Valores do adimensional das vazões ótimas e eficiência em função da porosidade  $\phi$ .

A existência de um valor ótimo de porosidade que maximiza a eficiência do regenerador (maximizada em relação à vazão de fluido refrigerante) é explicada pela análise dos valores extremos da mesma (método das assíntotas – BEJAN, 1995):

i) quando  $\phi \rightarrow 0$ , a área de vazio na seção de escoamento reduz, aumentando a velocidade do fluido aquecido, portanto, a temperatura do fluido quente na saída do regenerador tende a se aproximar da temperatura na entrada, e a transferência de calor (eficiência) cai;

ii) quando  $\phi \rightarrow 1$ , a área de troca de calor entre o fluido quente e a matriz metálica diminui, e a transferência de calor (eficiência) também cai. Desta maneira, entre esses dois extremos, espera-se que exista um valor ótimo para a porosidade, tal que a eficiência do regenerador seja máxima.

Observando as Figs. 4.21 e 4.22 pode-se afirmar que para esta configuração do regenerador ( $c_1 = 0.3$  e  $c_2 = 0.5$ ) tem-se os seguintes pontos ótimos:

$$\begin{aligned}\phi_{\text{ótima}} &= 0.5 \\ \tilde{m}_{s,\text{ótima}} &= 0.01 \\ \eta_{\text{mm}} &= 45.5\%\end{aligned}$$

### 4.3 Análise paramétrica

Na Fig. 4.23 mostra-se os resultados obtidos quando se manteve constante o valor da porosidade ( $\phi = 0.5$ ) e  $c_2 = 0.5$  e variou-se os valores de  $c_1$ , isto é, mantiveram-se constantes os valores de  $d_2$  e  $d_3$  e variou-se o valor de  $d_1$ .

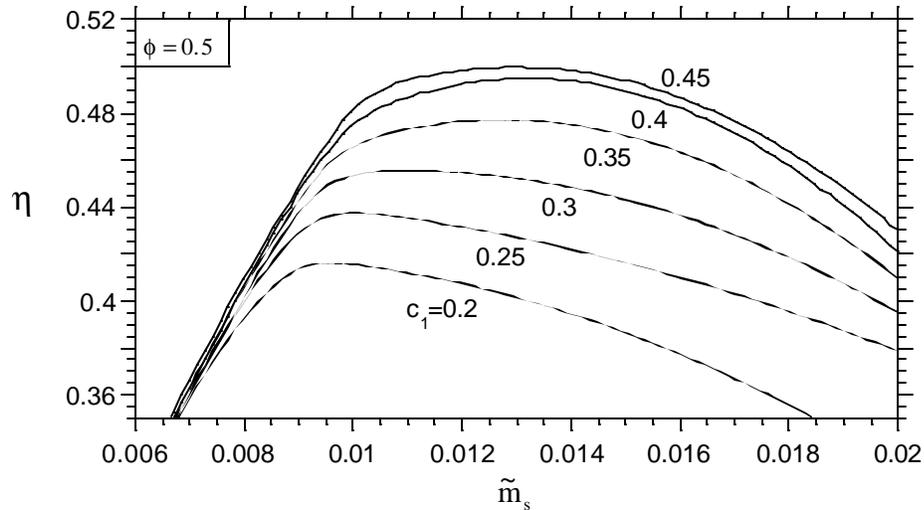


Figura 4.23. Eficiência em função de  $\tilde{m}_s$  para diferentes valores de  $c_1$  para  $c_2 = 0.5$ .

Nota-se que a eficiência cresce monotonicamente à medida que  $c_1$  aumenta. Desta forma, verificou-se que não existe um valor de  $c_1$  ótimo, tal que a eficiência seja maximizada, com a presente modelagem. Neste ponto, é importante destacar que o presente modelo matemático não levou em consideração as perdas de carga nos escoamentos nos tubos do trocador de calor. Essa aproximação é aceitável na faixa de parâmetros utilizados nas simulações onde se espera que as perdas de carga sejam desprezíveis (e.g.,  $0.2 \leq \phi \leq 0.95$ ). No entanto, para otimizar a configuração geométrica do equipamento, as perdas de carga seriam importantes para a definição de diâmetros ótimos para os tubos.

A Fig. 4.24 apresenta os valores de eficiência máxima,  $\eta_m$ , vazão ótima,  $\tilde{m}_{ot}$  em função de  $c_1$ . Verificou-se que  $\eta_m$  cresce monotonicamente com o aumento de  $c_1$ .

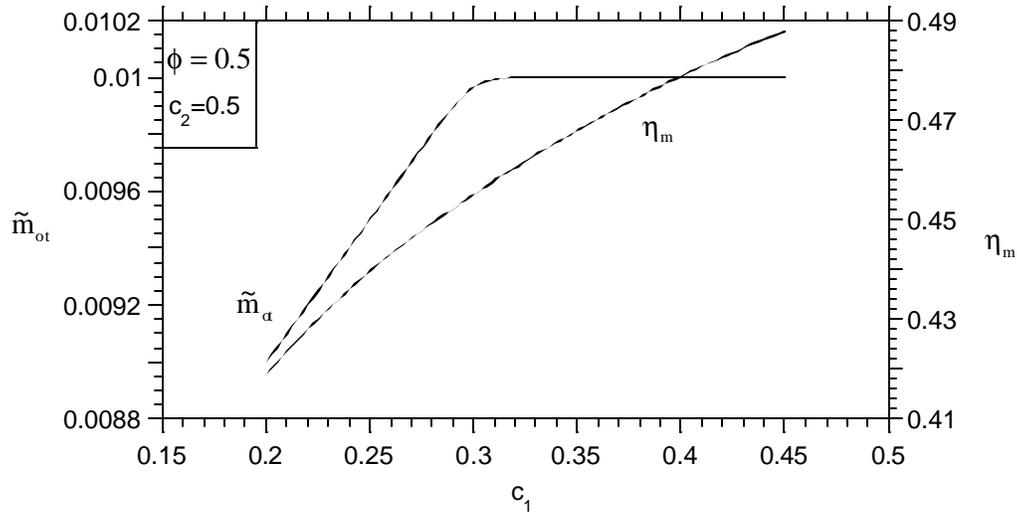


Figura 4.24. Valores do adimensional das vazões ótimas e eficiência máxima em função de  $c_1$ .

Os valores de  $c_1$  foram estudados respeitando o seguinte intervalo:  $0.2 \leq c_1 \leq 0.45$ . Estes limites foram estabelecidos devido a razões físicas pois para  $c_1 = 0.5$  temos a igualdade entre  $d_1$  e  $d_2$ , o que contradiz a configuração física adotada. Para valores de  $c_1$  próximos a 0.5, espera-se que os efeitos de perda de carga não sejam mais desprezíveis.

#### 4.4 Cálculo da entropia gerada

Utilizando os dados gerados pelo programa computacional, como o título da mistura na saída do regenerador e a temperatura de saturação, pode-se obter, aplicando a segunda lei da termodinâmica, a entropia gerada pelo sistema para os pontos ótimos encontrados ( $\phi = 0.5$  e  $\tilde{m}_s = 0.01$ ).

Aplicando a segunda lei da termodinâmica segue:

$$\dot{S}_{\text{ger}} = \dot{m}_{\text{NH}_3} [s(x_r, T_{\text{sat}}) - s(T_0)] \quad (4.8)$$

em que  $\dot{S}_{\text{ger}}$  é a entropia gerada pelo regenerador, W/K;  $\dot{m}_{\text{NH}_3}$  é a vazão mássica de amônia, kg/s;  $s$  é a entropia específica da amônia, J/kgK;  $x_r$  é o título da amônia,  $T_{\text{sat}}$  é a temperatura de saturação da amônia, K;  $T_0$  é a temperatura de entrada da amônia no sistema, K.

Utilizando dados de tabelas de saturação da amônia obtém-se o seguinte resultado para a entropia gerada:

$$\dot{S}_{\text{ger}} = 0.0037 \text{ W/K}$$

Este resultado vem a confirmar a tendência esperada de que  $\dot{S}_{\text{ger}} > 0$ . Isto garante que o equipamento é possível de ser construído, isto é, realizável do ponto de vista termodinâmico.

## 5. CONCLUSÕES

Neste estudo, um modelo computacional para trocadores de calor do tipo regenerador foi desenvolvido baseado na metodologia de elementos de volume. A estratégia foi o desenvolvimento da modelagem em etapas foi modelado, pois primeiramente foi modelado um trocador de calor em que não há mudança de fase e observou-se que o modelo foi capaz de capturar as tendências físicas esperadas.

Mostrou-se que a porosidade pode ajudar a manter o sistema estável diante da possível variação da vazão mássica de fluido quente. Além disso, foi mostrado que o modelo pode ser empregado como uma ferramenta útil no dimensionamento e otimização dos parâmetros de projeto de trocadores de calor desse tipo.

Essa primeira etapa foi fundamental para criar a estrutura do programa computacional para um trocador de calor em que haja mudança de fase do fluido frio (o refrigerante). Assim, foi possível criar a modelagem matemática para o regenerador a ser utilizado em um sistema de refrigeração com ejetor, que funciona com apenas um fluido único de trabalho, i.e., o refrigerante.

O modelo mostrou-se eficaz, pois pode ser utilizado para determinar os pontos de máxima eficiência do sistema com parâmetros de entrada disponíveis. A seguir uma análise paramétrica foi conduzida, variando parâmetros que podem ser controlados, como porosidade, vazão de fluido refrigerante e diâmetros de tubos internos do regenerador.

O modelo poder ser usado como uma ferramenta no projeto e otimização de trocadores de calor com configurações similares ao do trocador de calor estudado nesta dissertação. Com essa ferramenta, futuramente poderão ser estudadas variações de outros parâmetros que podem influenciar na eficiência do trocador de calor.

Um estudo de otimização foi conduzido, obtendo valores de eficiência duplamente maximizados em relação à vazão de fluido quente e à porosidade da matriz do regenerador. Esse duplo ótimo tem caráter fundamental, pois fisicamente é esperado que venha a ocorrer em quaisquer trocadores de calor do tipo regenerador com configuração similar à estudada neste trabalho.

## 6. SUGESTÕES

Algumas sugestões para trabalhos futuros podem ser listadas;

1. Na seqüência deste trabalho, em uma tese de doutorado, o modelo matemático pode ser adaptado para o tratamento do fluido de trabalho efetivamente como mistura binária (e.g., amônia/água), que é o caso de sistemas de refrigeração por absorção, e completamente normalizado;
2. Acrescentar à modelagem matemática, o cálculo das perdas de carga nos escoamentos do trocador de calor;
3. Redefinir a função objetivo de forma a combinar a transferência de calor com as perdas de carga, utilizando, por exemplo, a geração de entropia do equipamento;
4. Realizar a validação experimental dos resultados numéricos do modelo à luz de medições experimentais em um sistema de refrigeração por absorção que utilize um trocador de calor regenerador, para algumas configurações de projeto, e
5. Realizar a otimização numérica dos parâmetros de projeto e de operação para mínima geração de entropia.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABREU, A.F.. **Sistema de refrigeração por absorção intermitente: Concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas.** Tese de Doutorado, USP, 1999.

ADEWUSI, S. A.; ZUBAIR, S. M.. **Second law based thermodynamic analysis of ammonia-water absorption systems.** Energy Conversion and Management 45 (2004) 2355-2369.

ALEXIS, G. K.; KARAYIANNIS, E. K.. **A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athenas area.** Renewable Energy 30(2005)1457-1469.

AL-KHALIDY, N.. **An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113.** International Journal of Refrigeration, 1998.

APHORN RATANA, S.. **Research on absorption refrigerators and heat pumps.** RERIC Int Energy J 1995;17(1):1-19.

ASSILZADEH, F.; KALOGIROU, S. A.; ALI, Y.; SOPIAN, K.. **Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors.** Renewable Energy 30 (2005) 1143-1159.

AYYASH, S.; SURI, R. K.; AL SHAMI, H.. **Performance results of a solar absorption cooling installatio.** International Journal of Refrigeration (1985) 8 177-183.

BEJAN, A.. **Theory of heat transfer-irreversible power plants.** International Journal of Heat and Mass Transfer (1988) 31 1211-1219.

BEJAN, A.. **Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants, International.** Journal of Heat and Mass Transfer (1989) 32 1631-1639.

BEJAN, A.. **Entropy Generation Minimization**. CRC Press, Boca Raton, FL (1995).

BEJAN, A.; VARGAS, J. V. C.; SOKOLOV, M.. **Optimal allocation of a heat exchanger inventory in heat driven refrigerators**. International Journal of Heat and Mass Transfer (1995) 38 2997-3005.

BEST, R.; RIVERA, W.; OSKAM, A.. **Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-carrol**. Part I: cooling, Heat Recovery Systems & CHP, (1995) 15:5 425-434.

BULGAN, A. T., **Optimizations of the thermodynamics model of aqua-ammonia absorption refrigeration system**. Energy Conversion and Management 1995;36(2):135-43.

BUZELIN, L. O. S.. **Desenvolvimento experimental de um sistema de refrigeração inteligente**. Dissertação de Mestrado, UFPR, 2003.

BUZELIN, L. O. S.; AMICO, S. C.; VARGAS, J. V. C.; PARISE, J. A. R.. **Experimental development of an intelligent refrigeration system**. International Journal of Refrigeration 28 (2005)165-175.

CHEN, J.; KIM, J.; HEROLD, K. E.. **Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator**. International Journal of Refrigeration, 1996;19(3):208-18.

CHENEY, W.; KINCAID, D.. **Numerical Analysis**. Wadsworth 1991.

CHEUNG, K.; HWANG, Y.; JUDGE, J.F.; KOLOS, K.; SINGH, A.; RADERMACHER R.. **Performance assessment of multistage absorption cycle**. International Journal of Refrigeration 1996;19(7):473-81.

CHUNNANOND, K.; APHORNRATANA, S.. **Ejectors: applications in refrigeration technology**. Renewable and Sustainable Energy Reviews 8 (2004) 129-155.

CIZUNGU, K.; GROLL, M.; LING, Z. G.. **Modelling and optimization of two-phase ejectors for cooling systems**. Applied Thermal Engineering 25(2005)1979-1994.

CONDE-PETIT, M.R.. **Thermophysical properties of NH<sub>3</sub>+H<sub>2</sub>O solutions for the industrial design of absorption refrigeration equipment**. M. Conde Engineering, Technical Report, Zurich, Switzerland (2004).

DE FRANCISCO, A.; ILLNE, R.; TORRES, J. L.; CASTILLO, M.; PRIETO, E. E.; GARCIA, A.. **Development and testing of a prototype of a low power water-ammonia absorption equipment for solar energy applications**. Renewable Energy, Vol. 25, p. 537-544 (2002).

DIDION, D.; RADERMACHER, R.. **Part-load performance characteristics of residential absorption chillers and heat pump**. International Journal of Refrigeration (1984) 7 393-398.

DUMINIL, M.. **Système à absorption, à adsorptions et thermochimiques en vue de la climatisation**. Revue Générale de Thermique, 362 (1992)19-25.

EASTOP, T. D.; MCCONKEY, A.. **Applied Thermodynamics for Engineering and Technologists**. 1978. p.616-18.

EISA, M. A. R.; HOLLAND, F. A.. **A study of the operating parameters in a water-lithium bromide absorption cooler**. Energy Research(1986) 10 137-144.

EZZINE, BEN N.; BARHOUMI, M.; MEJBRI, KH.; CHEMKHI, S.; BELLAGI, A.. **Solar cooling with the absorption principle: First and Second Law analysis of an**

**ammonia-water double-generator absorption chiller.** Desalination 168 (2004)137-144.

FLORIDES, G. A.; KALOGIROU, S. A. ; TASSOU, S. A.; WROBEK, L. C.. **Modeling and simulation of absorption solar cooling system for Cyprus.** Solar Energy 2002; 72(1):43-51.

HAMMAD, M.; HABALI, S.. **Design an performance stydy of solar energy powered vaccine cabinet.** Applied Thermal Engineering, (1999) ), Vol. 20, p. 1785-1798.

ISMAIL, I.M.. **Upgrading of heat through absorption heat transformers.** International Journal of Refrigeration 1995; 18(7):439-46.

JELINEK, M.; LEVY, A.; BORDE, I.. **Performance of a triple-pressure-level absorption cycle with R125-N,N-dimethylethylurea.** Applied Thermal Energy 2002;7:269-74.

KABEEL, A. E.. **Augmentation of the performance of solar regenerator of open absorption cooling system.** Renewable Energy 30 (2005)327-338.

KARAKAS, A.; EGRICAN, N.; UYGUR, S.. **Second-law analysis of solar absorption-cooling cycles using lithium bromide/water and ammonia/water as working fluids.** Applied Energy 1990;37:169-87.

KAYS, W.M.; LONDON, A.L.. **Compact Heat Exchangers.** 3rd Edition, Krieger Publishing Company, Malabar, FL (1998).

KECECILER, A; ACAR H.I.; DOGAN A.. **Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study.** Energy Conversion and Management 2000;41:37-48.

LAZZARIN, R. M.;GASPARELLA, A.; LONGO, G. A.. **Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances.** International Journal of Refrigeration 1996:19(4).

LUCAS. **IIR news.** International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No.2,pp.88, Great Britain (1988).

MORAN, M. J.; HOWARD, N. S.. **Fundamentals of Thermodynamics.** 3ed. Willey, 1996.

PEREZ-BLANCO, H.. **Conceptual design of a high-efficiency absorption cooling cycle.** International Journal of Refrigeration (1993) 16 429-433.

PIMENTA, J. M. D.; SANTOS, R. O.; CARVALHO, E. N.; TEIXEIRA, R. R.. **Simulação e projeto de uma unidade compacta de absorção.** Mercofrio, Curitiba 2004.

POHLMAN, W.. **Manual de técnica frigorífica.** Ed. Omega, Barcelona 1979.

PONS, M.; GUILLEMIONT, J.J.. **Desing of an experimental solar powered, solidadsorption ice make.** Journal of Solar energy Engineering, vol. 108,pp.332-37,(1986).

PRIDASAWAS, W.. **Solar cooling and sustainable refrigeration.** (2003).

REAY, D. A.; MACMICHAEL, D. B. A.. **Heat Pumps Design and Applications.** Pergamon Press, Oxford (1979).

RIFFAT, S.B.. **Solar Absorption System for Water Desalination.** Renewable Energy, vol. 6. No.2, p101-106.(1995).

SOKOLOV, M.; HERSHGAL, D.. **Operational envelope and performance curves for compression-enhanced ejector refrigeration system.** ASHRAE Transactions (1991) 97:2 394-402.

SOKOLOV, M.; HERSHGAL, D.. **Optimal coupling and feasibility of a solar-powered year-round ejector air conditioner.** Solar Energy (1993) 50 507-516.

SÖZEN, A.. **Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems.** Energy Conversion and Management 42(2001) 1699-1716.

SÖZEN, A.; ALTIPARMAK, D.; USTA, H.. **Development and testing a prototype absorption heat-pump operated by solar energy.** Applied Thermal Engineering 2002;22:1947-59.

SÖZEN, A.; ARCAKLÝOGLU, E.; ÖZALP, M.. **A new approach to thermodynamic analysis of a ejector-absorption refrigeration systems: artificial neural-network.** Applied Thermal Engineering. 2003;23:937-53.

SÖZEN, A.; ÖZALP, M.. **Performance improvement of an ejector-absorption cycle using triple pressure-level.** Applied Thermal Engineering 2003;23:1577-93.

SÖZEN, A.; ÖZALP, M.. **Solar-driven ejector-absorption cooling system.** Applied Energy, 80 (2005) 97-113.

SRESNEWSKY, S. F.. **Estudo de ciclos de refrigeração por absorção quanto a sua aplicação e fonte energética.** Escola Politécnica/USP, São Paulo, SP, 1983.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W.. **Refrigeração e ar condicionado.** McGraw-Hill, São Paulo, SP., 1985. p.361-63.

STOLK, A. L.. **New possibilities for absorption refrigeration machines for energy saving.** International Journal of Refrigeration (1980) 3 78-82.

SUN, D.. **Thermodynamics design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems.** Applied Thermal Engineering 1997; 17(3):211-21.

SURI, R. K.; AYYASH, S.. **Solar absorption cooling effect on operational parameters on power saving.** International Journal of Refrigeration (1982) 5 274-279.

TALBI, M.;AGNEW, B.. **Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning.** Applied Thermal Engineering (2002), Vol 22,n. 6, p.693-702.

THIOYE, M.. **Performance improvement of absorption cooling systems by using staged absorption and desorption cycles.** International Journal of Refrigeration 1997; 20(2):136-45.

VARGAS, J. V. C.; SOKOLOV, M.; BEJAN, A.. **Thermodynamic optimization of solar-driven refrigerators.** Journal of Solar Energy Engineering (1996) 118 130-135.

WANKAT, P.C.. **Equilibrium Stage Separations.** Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ(1998).

WIJEYSUNDERA, N. E.. **Performance limits of absorption cycles with external heat transfer irreversibilities.** Applied Thermal Engineering (1996) 16:2 175-181.

WORSOE-SCHMIDT, P.; HOLM, F.. **Development field testing of a solar-powered block-ice plant.** Jutland Technological Institute Teknologiparken DK-8000 Aarhus C Denmark FHO/VIM (1989) 1-17.

YNGVASON, J. L. E.. **A fresh look at entropy and the second law of thermodynamic.** Physics Today 2000; 53(4).

ZHANG, L. Z.; WANG, L.. **Performance estimation of an adsorption cooling system for automobile waste heat recovery.** Applied Thermal Engineering, vol.17, no.12, pp.1127-1139, (1997).

## ANEXO 1

### Programa em Fortran para o regenerador com mudança de fase

use msflib ! biblioteca que contem o comando systemqq

logical chamada

```
parameter (nelmax=1000)
dimension tp(nelmax),t0(nelmax)
external fcn,rkqc,fcnad
common /const/ ht2
common /temp/ tfeinad,tfiinad
common /disc/ ncel
common /vazao/ iflag2
common /param1/ dx,rk,ags,atl,ubu1p
common /param2/ hfe,hfi,agl,atroca,rmg,cg
common /param4/ rm,tfein,cpfe,rmassfe,cvfe
common /param5/ rmfi,tfiin,cpfi,rmr,cvfi
common /param6/ rmfi4,tfiin4,cpfi4,rmr4,cvfi4
common /param7/ us,atl4
common /tempo/ rmtrans
common /rrr/ r,crf,delt,tsat,hfg,rmm,rmwm
common /qual/ xr(nelmax)
common /amass/ rrmrg(nelmax)

open(1,file='inp-dados.txt')
open(15,file='out-read.txt')
open(2,file='outnum.txt')
open(3,file='tempsist1.txt')
open(4,file='tempsist2.txt')
```

```
open(5,file='tempsist3.txt')
open(6,file='tempsist1-x.txt')
open(7,file='tempsist2-x.txt')
open(8,file='tempsist3-x.txt')
open(9,file='vazao.txt')
open(10,file='tempsist4.txt')
open(11,file='tempsist4-x.txt')
open(12,file='xr-x.txt')
open(13,file='todos.txt')
```

Leitura de dados

```
read(1,*)ncel
write(15,*)'ncel=',ncel
read(1,*)xl
write(15,*)'xl=',xl
read(1,*)dti
write(15,*)'dti=',dti
read(1,*)dte
write(15,*)'dte=',dte
read(1,*)dar
write(15,*)'dar=',dar
read(1,*)phi
write(15,*)'phi=',phi
read(1,*)cg
write(15,*)'cg=',cg
read(1,*)rhog
write(15,*)'rhog=',rhog
read(1,*)rm
write(15,*)'rm=',rm
read(1,*)tt
```

```
write(15,*)'tt=',tt
read(1,*)cpfe
write(15,*)'cpfe=',cpfe
read(1,*)cvfe
write(15,*)'cvfe=',cvfe
read(1,*)rhofi
write(15,*)'rhofi=',rhofi
read(1,*)cvfi
write(15,*)'cvfi=',cvfi
read(1,*)rk
write(15,*)'rk=',rk
read(1,*)rmfi
write(15,*)'rmfi=',rmfi
read(1,*)hfe
write(15,*)'hfe=',hfe
read(1,*)hfi
write(15,*)'hfi=',hfi
read(1,*)rhofe
write(15,*)'rhofe=',rhofe
read(1,*)cpfi
write(15,*)'cpfi=',cpfi
read(1,*)href
write(15,*)'href=',href
read(1,*)rmref
write(15,*)'rmref=',rmref
read(1,*)tzero
write(15,*)'tzero=',tzero
read(1,*)ht2
write(15,*)'ht2=',ht2
read(1,*)teta0
write(15,*)'teta0=',teta0
```

```
read(1,*)htime
write(15,*)'htime=',htime
read(1,*)tend
write(15,*)'tend=',tend
```

parametros de operacao

```
read(1,*)tfein
write(15,*)'tfein=',tfein
read(1,*)tfin
write(15,*)'tfin=',tfin
read(1,*)tini
write(15,*)'tini=',tini
read(1,*)tol1
write(15,*)'tol1=',tol1
read(1,*)iflag
write(15,*)'iflag=',iflag
read(1,*)iflag2
write(15,*)'iflag2=',iflag2
read(1,*)iperiod
write(15,*)'iperiod=',iperiod
read(1,*)tol2
write(15,*)'tol2=',tol2
read(1,*)isol
write(15,*)'isol=',isol
read(1,*)dti4
write(15,*)'dti4=',dti4
read(1,*)hs
write(15,*)'hs=',hs
read(1,*)rki
write(15,*)'rki=',rki
```

```

read(1,*)tt4
write(15,*)'tt4=',tt4
read(1,*)rmfi4
write(15,*)'rmfi4=',rmfi4
read(1,*)cpfi4
write(15,*)'cpfi4=',cpfi4
read(1,*)cvfi4
write(15,*)'cvfi4=',cvfi4
read(1,*)rhofi4
write(15,*)'rhofi4=',rhofi4
read(1,*)tfiin4
write(15,*)'tfiin4=',tfiin4
read(1,*)prin
write(15,*)'prin=',prin
read(1,*)r
write(15,*)'r=',r
read(1,*)crf
write(15,*)'crf=',crf
read(1,*)ubu1p
write(15,*)'ubu1p=',ubu1p

```

adimensionalizacao de temperaturas

```

tfeinad=tfein/tzero
write(15,*)'tfeinad=',tfeinad
tfiinad=tfiin/tzero
write(15,*)'tfiinad=',tfiinad

```

```

!*****
!           cálculo de parâmetros do modelo
!*****

```

```

write(15,*)'*****'
write(15,*)'    cálculo de parâmetros do modelo'
write(15,*)'*****'
pi=4*atan(1.)
write(15,*)'pi=',pi
dx=xl/ncel          ! cell length [m]
write(15,*)'dx=',dx
vtotal=pi*(dte*dte-dti*dti)/4 ! total volume of external annular space [m^3]
write(15,*)'vtotal=',vtotal
vmatriz=(1.-phi)*vtotal    ! total grid volume    [m^3]
write(15,*)'vmatriz=',vmatriz
xlar=4*vmatriz/pi/dar/dar  ! total wire length in the grid [m]
write(15,*)'xlar=',xlar
agl=pi*dar*xlar           ! total lateral area of grid wire [m^2]
write(15,*)'agl=',agl
atl=pi*dti*xl             ! total heat exchange area between systems 1 and 3
[m^2]
write(15,*)'atl=',atl
atroca=agl+atl            ! total heat exchange area between system 1 and
system 2    [m^2]
write(15,*)'atroca=',atroca
rmg=rhog*vmatriz          ! total grid mass [kg]
write(15,*)'rmg=',rmg
rmt=rhog*pi*dti*tt*xl     ! total mass of tube connected to the grid [kg]
write(15,*)'rmt=',rmt
rmr=rhofi*pi*(dti*dti-dti4*dti4)*xl/4    ! total mass of fluid in the annular
space [kg]
write(15,*)'rmr=',rmr
ags=(1.-phi)*pi*(dte*dte-dti*dti)/4    ! cross section area of annular grid [m^2]
write(15,*)'ags=',ags

```

```

rmasffe=rhofs*phi*vtotal      ! total mass of fluid in the annular grid [kg]
write(15,*)'rmasffe=',rmasffe
atl4=pi*(dti4+tt4/2)*xl      ! innermost tube lateral area [m^2]
write(15,*)'atl4=',atl4
us=1./(1./hfi+tt4/rki+1./hs)  ! global heat transfer coefficient between 2
internal fluids [W/(m^2.K)]
write(15,*)'us=',us
rmr4=rhofi4*pi*dti4*dti4*xl/4  ! total mass of fluid in the innermost tube
[kg]
write(15,*)'rmr4=',rmr4

compute ammonia saturation properties    at a given pressure
(temperature and enthalpy of vaporization)

call satura(prin,tsat,hfg)

write(15,*)'prin=',prin
write(15,*)'tsat=',tsat,'hfg=',hfg

compute residence time

ats4=pi*dti4*dti4/4    ! innermost tube cross sectional area
write(15,*)'ats4=',ats4

specific volume of mixture

vref=1./rhofi4      ! specific volume of refrigerant fluid at inlet
vabs=1./rhofi      ! specific volume of absorbent fluid at inlet
vsp=(1.-r)*vref+r*vabs  ! specific volume of mixture at inlet
rho4=1./vsp        ! mixture density at inlet
write(15,*)'rho4=',rho4

```

```

velo=rmfi4/rho4/ats4      ! mixture average velocity   [m/s]
write(15,*)'velo=',velo
delt=dx/velo  ! residence time [s]
write(15,*)'delt=',delt

rmtm=rmfi4*delt          ! total mass in a volume element in system 4 [kg]
write(15,*)'rmtm=',rmtm
rmmr=(1.-r)*rmtm        ! ammonia mass in a volume element in system 4
[kg]
write(15,*)'rmmr=',rmmr
rmwm=r*rmtm             ! water mass in a volume element in system 4 [kg]
write(15,*)'rmwm=',rmwm

stop

*****
BEGINNING OF TRANSIENT SOLUTION
*****

calculo de "n" - tamanho do vetor a integrar

n=4*ncel
initial values
time=teta0  !tempo adimensional inicial
do i=1,n
    tp(i)=tini !(temperaturas)
enddo
k=0
write(*,*) '  Table of results'
write(*,*)'-----'
write(*,*)'  time    T(i)  '
write(*,*)'-----'

```

```

write(*,*)time,(tp(1),l=1,n)
write(2,*)time,(tp(1),l=1,n)
write(3,*)time,tp(1)
write(4,*)time,tp(2)
write(5,*)time,tp(3)
write(10,*)time,tp(4)
      rms=rm
write(9,*)time,rms
50   k=k+1
      tendi=time+htime
      write(*,*)'-----time=',tendi
      do 110 i=1,n
        t0(i)=tp(i)
110  continue
      if(iflag.eq.0) then
        else
          if(iflag.eq.1) then
            k=0
500   k=k+1
          time=min(time+ht2,tendi)
          call rk4ord(tp,n,time,ht2,fcn,nd)
          if (time.lt.tendi) goto 500
          endif
          call fore(n,fcn,time,tp,tendi,nelmax)
        endif

write(*,*)tendi,(tp(1),l=1,n)
write(2,*)tendi,(tp(1),l=1,n)
write(3,*)tendi,tp(1)
write(4,*)tendi,tp(2)
write(5,*)tendi,tp(3)

```

```

write(10,*)tendi,tp(4)
write(9,*)tendi,rmtrans

      if(iperiod.eq.0) then
t0norm=rnorm2(n,t0,nelmax)
      do 120 l=1,n
          t0(l)=tp(l)-t0(l)
120      continue
          dtnorm=rnorm2(n,t0,nelmax)
          if(dtnorm.lt.tol2*htime) then
              time=tendi
              goto 300
          endif
      else
          if(tendi.ge.tend) then
              time=tendi
              goto 300
          endif
      endif
      time=tendi
      goto 50

!*****
!      end of time loop
!*****
300  continue
      jj=1
      dxi=dx/2
      do j1=1,ncel
          write(12,*)dxi,xr(j1) !,rmrg(j1)
          write(6,*)dxi,tp(jj)
          write(7,*)dxi,tp(jj+1)

```

```

write(8,*)dxi,tp(jj+2)
write(11,*)dxi,tp(jj+3)

```

! incremento em cada celula

```

dxi=dxi+dx

```

```

jj=jj+4

```

enddo

```

write(13,*)'vazão da mistura=',rmfi4

```

```

write(13,*)'phi=',phi

```

```

write(13,*)'xr(L)=',xr(ncel)!,tp(jj+3)

```

cq=rm\*cpfe !capacidade calorífica do fluido externo

```

tpn=tp(n-2)

```

```

tp3=tp(3)

```

```

qmax=cq*(tfein-tfiin4)

```

```

write(*,*)'qmax=',qmax

```

```

write(15,*)'qmax=',qmax

```

```

qammo1=(1.-r)*xr(ncel)*rmfi4*(crf*(tsat-tfiin4)+hfg+cpfi4*(tp(n)-tsat))

```

```

write(*,*)'qammo1=',qammo1,' Watts'

```

```

write(15,*)'qammo1=',qammo1,' Watts'

```

```

qammo2=(1.-r)*(1.-xr(ncel))*rmfi4*crf*(tp3-tfiin4)

```

```

write(*,*)'qammo2=',qammo2,' Watts'

```

```

write(15,*)'qammo2=',qammo2,' Watts'

```

```

qwater=r*rmfi4*cpfi*(tp3-tfiin4)

```

```

write(*,*)'qwater=',qwater,' Watts'

```

```

write(15,*)'qwater=',qwater,' Watts'

```

```

qfrio=qammo1+qammo2+qwater

```

```

write(*,*)'qfrio=',qfrio,' Watts'

```

```

write(15,*)'qfrio=',qfrio,' Watts'

```

```

qquente=cq*(tfein-tp(n-2))

```



```

!-----
function rnorm2(n,x,nd)

dimension x(nd)
sum=0.d0
do i=1,n
    sum=sum+x(i)*x(i)
enddo
aux=sqrt(sum)
rnorm2=aux
return
end
!-----

subroutine fcn(n,t,fi,f,nelmax)
dimension fi(nelmax),f(nelmax)
common /temp/ tfeinad,tfiinad
common /disc/ ncel
common /vazao/ iflag2
common /param1/ dx,rk,ags,atl,ubu1p
common /param2/ hfe,hfi,agl,atroca,rmatriz,cg
common /param4/ rm,tfein,cpfe,rmassfe,cvfe
common /param5/ rmfi,tfiin,cpfi,rmr,cvfi
common /param6/ rmfi4,tfiin4,cpfi4,rmr4,cvfi4
common /param7/ us,atl4
common /tempo/ rmtrans
common /rrr/ r,crf,delt,tsat,hfg,rmmr,rmwm
common /qual/ xr(1)
common /amass/ rrmrg(1)
common /eff/ rmdrf4
if(iflag2.eq.1) then
    rmtrans=(rm/2)*cos(t*0.01745)+rm/2

```

```

else
    rmtrans=rm
endif
do j2=1,ncel
    rmg(j2)=0.
    xr(j2)=0.
enddo
!
! calculo das derivadas das temperaturas
!
sum=0.
jj=1
do j1=1,ncel
!
! calculo da derivada do sistema 1 - metallic grid
!
    if(j1.eq.1.and.ncel.gt.1) then
        qcond=-rk*ags*(fi(jj)-fi(jj+4))/dx
    endif
    if(j1.eq.ncel.and.ncel.gt.1) then
        qcond=-rk*ags*(fi(jj)-fi(jj-4))/dx
    endif
    if(ncel.eq.1) qcond=0.
    if(j1.gt.1.and.j1.lt.ncel) then
        qcond=rk*ags*(fi(jj+4)-2*fi(jj)+fi(jj-4))/dx
    endif
    qg=hfe*atroca*(fi(jj+1)-fi(jj))/ncel
    qt=hfi*atl*(fi(jj+2)-fi(jj))/ncel
    f(jj)=(qg+qcond+qt)/(rmatriz*cg/ncel)
!
! calculo da derivada do sistema 2

```

```

!
    if(j1.eq.1) then
        tin=tfein
    else
        tin=fi(jj+1-4)
    endif
    f(jj+1)=(rmtrans*cpfe*(tin- fi(jj+1))-qg)/(rmassfe*cvfe/ncel)
!
!   calculo da derivada do sistema 3
!
    if(j1.eq.ncel) then
        trin=fi(jj+3)
    else
        trin=fi(jj+2+4)
    endif
    rmdrf=(1.-xr(ncel))*(1.-r)*rmfi4
    rmrf=(1.-xr(ncel))*rmrm
!
!   verify quality of ammonia in system 4
!   and assign global heat transfer coefficient
!   with or without boiling
!
    if(sum.gt.0..and.sum.lt.rmrm) then
        qs=ubu1p*us*atl4*(fi(jj+3)- fi(jj+2))/ncel
    else
        qs=us*atl4*(fi(jj+3)- fi(jj+2))/ncel
    endif
        qenth3=(rmdrf*crf+r*rmfi4*cpfi)*(trin- fi(jj+2))
    f(jj+2)=(qs+qenth3-qt)/(rmrf*crf+rmwm*cvfi)
!
!   calculo da derivada do sistema 4

```

```

!
    if(j1.eq.1) then
        trin4=tfiin4
    else
        trin4=fi(jj+3-4)
    endif
!
!   Identify if boiling has started or ended
!
!   if (fi(jj+3).ge.tsat.and.sum.le.rmrn) then
!
!   The heat transferred [J] to the boiling refrigerant in a volume element
!   is given by
!
!
!    $q_m = -q_s \cdot \Delta t$ 
!
!   the mass of refrigerant that evaporates in a particular volume element is given by
!
!
!    $dm_{rg} = q_m / h_{fg}$ 
!
!   the total mass of vapor refrigerant in a particular volume element is given by
!
!
!    $sum = sum + dm_{rg}$ 
!    $rm_{rg}(j1) = sum$ 
!
!   next, compute quality of the liquid/vapor refrigerant now present in the mixture
!
!
!    $x_r(j1) = rm_{rg}(j1) / rm_{rn}$ 
!   if( $x_r(j1) > 1.$ ) then
!        $x_r(j1) = 1.$ 
!        $rm_{rg}(j1) = rm_{rn}$ 

```

```

endif
!
! During the change of phase, system 4 temperature is equal to tsat
!
fi(jj+3)=tsat
!
! System 4 temperature derivative is zero during the change of phase
!
f(jj+3)=0.
!
else
!
! 1-phase ammonia
! identify if ammonia is totally liquid or totally vapor
!
    if(sum.ge.rmr) then
        xr(j1)=1.
        crp=cphi4
        crv=cvfi4
        rmrg(j1)=rmr
    else
        crp=crf
        crv=crf
        xr(j1)=0.
        rmrg(j1)=0.
    endif
!
    rmdrf4=(1.-r)*rmfi4
    qenth4=(rmdrf4*crp+r*rmfi4*cphi)*(trin4-fi(jj+3))
    f(jj+3)=(-qs+qenth4)/(rmr*crv+rmwm*cvfi)
!

```







```

11 continue
    h=htry
1  hh=0.5*h
    call rk4(ysav,dysav,n,xsav,hh,ytemp,derivs,nd)
    x=xsav+hh
    call derivs(n,x,ytemp,dydx,nd)
    call rk4(ytemp,dydx,n,x,hh,y,derivs,nd)
    x=xsav+h
    if (x.eq.xsav) then
        write(*,*) 'stepsize not significant in rkqc',x
        stop
    endif
    call rk4(ysav,dysav,n,xsav,h,ytemp,derivs,nd)
    errmax=0.
    do 12 i=1,n
        ytemp(i)=y(i)-ytemp(i)
        dummy=abs(ytemp(i)/yscal(i))
        errmax=max(errmax,dummy)
12 continue
    errmax=errmax/eps
    if(errmax.gt.one) then
        h=safety*h*(errmax**pshrnk)
        goto 1
    else
        hdid=h
        if (errmax.gt.errcon) then
            hnext=safety*h*(errmax**pgrow)
        else
            hnext=4.d0*h
        endif
    endif
endif

```

```

do 13 i=1,n
    y(i)=y(i)+ytemp(i)*fcor
13 continue
return
end
!-----
subroutine rk4(y,dydx,n,x,h,yout,derivs,nd)
parameter (nmax=100,nd3=1000)
dimension y(nd),dydx(nd),yout(nd),yt(nd3),dym(nd3),dym(nd3)
external derivs
hh=h*.5
h6=h/6
xh=x+hh
do 11 i=1,n
    yt(i)=y(i)+hh*dydx(i)
11 continue
    call derivs(n,xh,yt,dym,nd)
do 12 i=1,n
    yt(i)=y(i)+hh*dym(i)
12 continue
    call derivs(n,xh,yt,dym,nd)
do 13 i=1,n
    yt(i)=y(i)+h*dym(i)
    dym(i)=dym(i)+dym(i)
13 continue
    call derivs(n,x+h,yt,dym,nd)
do 14 i=1,n
    yout(i)=y(i)+h6*(dydx(i)+dym(i)+2*dym(i))
14 continue
return
end

```





## ANEXO 2

### Arquivo de entrada de dados

20 ! ncel = numero de celulas  
2. ! xl = comprimento do regenerador [m]  
5.e-2 ! dti = diametro do tubo interno intermediario [m]  
10.e-2 ! dte = diametro do tubo externo [m]  
2.e-3 ! dar = diametro do arame da matriz [m]  
0.7 ! phi = porosidade da matriz  
896. ! cg = calor especifico do material da matriz [J/(kg.K)]  
2707. ! rhog = densidade do material da matriz [kg/m^3]  
0.03 ! rm = vazao massica do fluido externo [kg/s]  
1.e-3 ! tt = espessura do tubo interno [m]  
1.e3 ! cpfe = calor esp. pres. const. fluido externo [J/(kg.K)]  
713. ! cvfe = calor esp. vol. const. fluido externo [J/(kg.K)]  
1000. ! rhoifi = densidade do fluido interno [kg/m^3]  
4.18e3 ! cvfi = calor esp. vol. const. fluido interno [J/(kg.K)]  
14.9 ! rk = condutividade termica do material da matriz/intermediate tube  
[W/(m.K)]  
0.005 ! rmfi = vazao massica de fluido interno [kg/s]  
100. ! hfe = external fluid/grid convection heat transfer coefficient [W/(m^2.K)]  
100. ! hfi = annular space intermediate fluid/tube convection heat transfer  
coefficient [W/(m^2.K)]  
1.165 ! rhoife = densidade do fluido externo [kg/m3]  
4.18e3 ! cpfi = calor esp. pres. const. fluido interno [J/(kg.K)]  
100. ! href = coeficiente transf. calor conveccao de referencia [W/(m^2.K)]  
1. ! rmref = vazao massica de referencia [kg/s]  
298.15 ! tzero = temperatura ambiente externa [K]  
0.001 ! ht2 = passo de tempo adimensional inicial  
0. ! teta0 = tempo adimensional inicial  
10. ! time = passo externo de tempo adimensional  
2160. ! tend = tempo adimensional final de integracao  
373.15 ! tfein = temperatura de entrada do fluido externo [K]  
293.15 ! tfiin = temperatura de entrada do fluido interno [K]  
293.15 ! tini = temperatura inicial do aparato [K]  
1.e-5 ! tol1 = tolerancia para o RK de passo adaptativo  
0 ! iflag = 0 - RK passo adaptativo; 1 - RK passo fixo; 2 - Forward Euler  
1 ! iflag2 = 1 - vazao variavel com o cos do tempo; 0 - vazao fixa  
1 ! iperiod = 0 - simula até regime permanente; 1 - simula até tend  
especificado  
1.e-4 ! tol2 - tolerancia para entrar em regime permanente  
0 ! isol = 0 - mod dimensional; 1 - modelo não-dimensional  
3.e-2 ! dti4 = diâmetro do tubo mais interno [m]

100. ! hs = coeficiente de transferência de calor por convecção entre o tubo  
 mais interno e o fluido refrigerante [W/(m<sup>2</sup>.K)]  
 204. ! rki = condutividade térmica do tubo mais interno [W/(m.K)]  
 1.e-3 ! tt4 = espessura do tubo mais interno [m]  
 0.0008 ! rmfi4 = vazão mássica do fluido que escoo pelo tubo mais interno [kg/s]  
 2.13e3 ! cphi4 = calor específico a pressão constante do fluido refrigerante  
 [J/(kg.K)]  
 1.642e3 ! cvfi4 = calor específico a volume constante do fluido refrigerante  
 [J/(kg.K)]  
 604. ! rhoi4 = densidade do fluido interno [kg/m<sup>3</sup>]  
 293.15 ! tfin4 = temperatura de entrada do fluido interno [K]  
 10. ! prin = pressão de entrada do fluido refrigerante [bar]  
 0.01 ! r = fração mássica de água na amônia  
 4.84e3 ! crf = calor específico da ammonia líquida [J/(kg.K)]  
 10. ! ubu1p = razão entre o coeficiente global de troca de calor quando há  
 mudança de fase e quando há apenas uma fase.

### ANEXO 3

#### TABELAS DE RESULTADOS

|             | $\phi = 0.95$ | $\phi = 0.7$ | $\phi = 0.5$ | $\phi = 0.3$ | $\phi = 0.2$ |
|-------------|---------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| $\tilde{m}$ | $\eta$        | $\eta$       | $\eta$       | $\eta$       | $\eta$       |
| 0.006       | 0.31533       | 0.31602      | 0.31502      | 0.31436      | 0.31308      |
| 0.008       | 0.39505       | 0.40199      | 0.40203      | 0.40104      | 0.40026      |
| 0.0095      | 0.40607       | 0.45341      | 0.45438      | 0.45088      | 0.44175      |
| 0.01        | 0.40543       | 0.45190      | 0.45505      | 0.44988      | 0.44004      |
| 0.02        | 0.35484       | 0.39366      | 0.39501      | 0.39079      | 0.38293      |

Tabela de valores de eficiência em função da porosidade e da vazão mássica de refrigerante ( $c_1 = 0.3$  e  $c_2 = 0.5$ )

|             | $c_1 = 0.2$ | $c_1 = 0.25$ | $c_1 = 0.3$ | $c_1 = 0.35$ | $c_1 = 0.4$ | $c_1 = 0.45$ |
|-------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| $\tilde{m}$ | $\eta$      | $\eta$       | $\eta$      | $\eta$       | $\eta$      | $\eta$       |
| 0.006       | 0.31203     | 0.31495      | 0.31502     | 0.31567      | 0.31724     | 0.31712      |
| 0.008       | 0.39386     | 0.40073      | 0.40203     | 0.40606      | 0.40679     | 0.41063      |
| 0.009       | 0.41898     | 0.43292      | 0.44076     | 0.44379      | 0.44794     | 0.44843      |
| 0.0095      | 0.41726     | 0.43980      | 0.45438     | 0.46366      | 0.46537     | 0.46872      |
| 0.01        | 0.41575     | 0.43841      | 0.45505     | 0.46787      | 0.47881     | 0.48775      |
| 0.02        | 0.32947     | 0.37848      | 0.39501     | 0.40948      | 0.42049     | 0.42992      |

Tabela de valores de eficiência em função de  $c_1$  da vazão mássica de refrigerante ( $\phi = 0.5$  e  $c_2 = 0.5$ )

| $\phi = 0.5$ e $c_2 = 0.5$ |                            |         |
|----------------------------|----------------------------|---------|
| $c_1$                      | $\tilde{m}_{\text{ótima}}$ | $\eta$  |
| 0.2                        | 0.009                      | 0.41898 |
| 0.25                       | 0.0095                     | 0.43980 |
| 0.3                        | 0.01                       | 0.45505 |
| 0.35                       | 0.01                       | 0.46787 |
| 0.4                        | 0.01                       | 0.47881 |
| 0.45                       | 0.01                       | 0.48775 |

Tabela de pontos ótimos para cada valor de  $c_1$ .