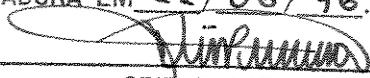


7.
St. 196

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR GILBERTO MARTINS
..... E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 21/06/96.

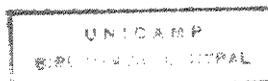

ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM DOS FENÔMENOS DE TRANSPORTE NO
CIRCUITO DE GÁS DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA COM HIDROGÊNIO COMO
GÁS INERTE.**

Autor: **Gilberto Martins**
Orientador: **José Tomáz Vieira Pereira**

06/96



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

DEPARTAMENTO DE ENERGIA

**MODELAGEM DOS FENÔMENOS DE TRANSPORTE NO
CIRCUITO DE GÁS DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA COM HIDROGÊNIO COMO
GÁS INERTE**

Autor: Gilberto Martins

Orientador: José Tomáz Vieira Pereira

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Trabalho apresentado à Comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1996

S.P . - Brasil

9613089

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

M366m Martins, Gilberto
Modelagem dos fenômenos de transporte no circuito de gás de um sistema de refrigeração por absorção de amônia com hidrogênio como gás inerte / Gilberto Martins.-- Campinas, SP: [s.n.], 1996.

Orientador: José Tomáz Vieira Pereira.
Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração. 2. Massa - Transferência. 3. Absorção - Simulação por computador. 4. Evaporação - Simulação por computador. 5. Calor - Transmissão. I. Pereira, José Tomáz Vieira. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

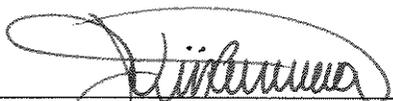
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

TESE DE DOUTORADO

**MODELAGEM DOS FENÔMENOS DE TRANSPORTE NO
CIRCUITO DE GÁS DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA COM HIDROGÊNIO COMO
GÁS INERTE**

Autor: **Gilberto Martins**

Orientador: **José Tomáz Vieira Pereira**



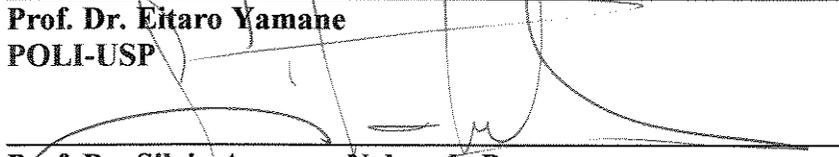
**Prof. Dr. José Tomáz Vieira Pereira , Presidente
UNICAMP - FEM - DE**



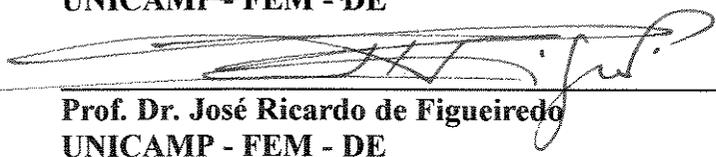
**Prof. Dr. Alcir de Faro Orlando
PUC- RJ**



**Prof. Dr. Eitaro Yamane
POLI-USP**



**Prof. Dr. Silvia Azucena Nebra de Perez
UNICAMP - FEM - DE**



**Prof. Dr. José Ricardo de Figueiredo
UNICAMP - FEM - DE**

Campinas, 21 de junho de 1996

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha esposa, Ana, por todas as horas que ele nos separou.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todas as pessoas e instituições que de alguma forma contribuíram para a conclusão deste trabalho, entretanto, mesmo sabendo que nem todas serão lembradas (e as que eu me esqueci, me desculpem), gostaria de agradecer nominalmente às seguintes pessoas:

Ao Professor **Tomáz**, que, além de orientador acadêmico e amigo, sempre me serviu de ORIENTADOR, no sentido mais amplo do termo, através de sua humildade e exemplo.

Aos professores **Figueiredo** e **Silvia**, pelas discussões e sugestões e pelo incentivo que sempre me deram.

Ao professor **Cortez**, também um incansável defensor dos sistemas de absorção, pelo apoio e incentivo que sempre me prestou.

Ao Sr. **Calr G. Almén**, que gentilmente se dispôs a compartilhar seu conhecimento e experiência em sistemas de refrigeração com gás inerte através de um curso e uma apostila das mais completas sobre o tema.

Às professoras **Cida** e **Marlene**, que, mais como amigas e colegas, em muito contribuíram para o desenvolver deste trabalho.

Ao amigo **Tomazinho** por toda a acessoria “soft e hardwarística”.

As colegas **Paulo Cesar (PC)**, **Admilson** e **Rubão** por pacientemente aturarem minhas angústias numéricas.

Aos colegas de sala **Rodolfo** e **Pratts**, que muito contribuíram para criar um ambiente “amonizado” no corredor.

Aos colegas **Marcelo, Paul, Barreda, Bel, Bia, Silvio e Pinotti**, pelas discussões abobrinhasadas do “bandeijão”.

À **Neuza e Maria Helena**, pelos “galhos que quebraram” todos estes anos.

Ao **Rodrigues**, não só pelos xerox que nos facilita a vida, mas pela sua alegria que nos contagia.

Aos amigos da área Térmica da UNIMEP pelo ambiente científico e humano que conseguiram criar no local de trabalho, incentivando o trabalho e propondo novas frentes de atuação. Em especial ao **Faria, Adolfo e Paulo Jorge** pelas ricas discussões científico-pedagógicas durante os almoços de sexta feira.

À minha esposa **Ana**, a quem dedico este trabalho, pela paciência e tolerância com que soube suportar minhas ausências, fraquezas e decisões.

Finalmente, às instituições que patrocinaram a realização desta pesquisa:

À **UNICAMP**, que me acolheu como estudante de graduação, mestrado e doutorado.

Ao **CNPq**, pela bolsa concedida durante os primeiros anos de doutorado.

À **UNIMEP**, que acreditou em meu trabalho e concedeu uma bolsa durante este último ano.

Sumário

1. Introdução	1
2. Revisão da Literatura	8
3. O Evaporador	15
3.1 Formulação do Problema	15
3.2 Condições de Contorno	18
3.2.1 Temperatura de Parede Constante	20
3.2.2 Fluxo de Calor na Parede Constante	20
3.2.3 Condição Convectiva na Parede	20
3.3 Método de Solução	20
3.4 Análise dos Resultados	23
3.4.1 Variação das Condições de Contorno	23
3.4.2 Variação das Condições Iniciais	31
3.4.3 Variação das Condições Geométricas	34
4. O Absorvedor	42
4.1 Formulação do Problema	42
4.2 Modelamento do Filme de Solução	43
4.3 Modelamento da Mistura Gasosa	45
4.4 Condições de Contorno	46
4.5 Método de Solução	49
4.6 Análise dos Resultados	51
4.6.1 Variação das Condições Iniciais	51
4.6.2 Variação dos Parâmetros Geométricos	64
5. O Acoplamento dos Sistemas	73
5.1 A Geometria do Sistema	73
5.2 O Acoplamento dos Modelos	74
5.3 Análise dos Resultados	78
6. Comparações com Outros Modelos	87
6.1 O Evaporador	88
6.2 O Absorvedor	98
7. Conclusões e Recomendações	100

7.1 Quanto ao Modelo	101
7.2 Quanto à Geometria	101
7.3 Quanto às Condições de Contorno	102
7.4 Quanto ao Acoplamento dos Equipamentos	102
7.5 Recomendações para Futuros Trabalhos	103
Referências Bibliográficas	105
Apêndice I	111
Apêndice II	118

Lista de Figuras

1.1 Foto de 1922 mostrando Baltzar von Platen (esquerda) e Carl Munters, junto a seu invento: O sistema de refrigeração por absorção com gás inerte	2
1.2 Primeira geladeira de absorção com gás inerte comercializada pela Electrolux	2
1.3 Esquema de uma geladeira de absorção com gás inerte	3
3.1 Volume de controle para a análise do evaporador	15
3.2 Fluxos de calor total trocado ao longo do tubo (casos A a E)	24
3.3 Densidade de fluxo de calor ao longo do tubo	25
3.4 Temperaturas na interface ao longo do tubo (casos A a E)	26
3.5 Concentrações na interface ao longo do tubo (casos A a E)	26
3.6 Velocidades axiais médias ao longo do tubo (casos A a E)	27
3.7 Perfis de velocidade axial em diferentes posições do tubo (caso C)	28
3.8 Perfis de velocidade radial em diferentes posições do tubo (caso C)	28
3.9 Perfis de temperatura para várias posições axiais do tubo (caso C)	28
3.10 Perfis de concentração para várias posições axiais do tubo (caso C)	28
3.11 Densidades de fluxo de calor ao longo do tubo (caso C)	29
3.12 Densidades de fluxo de massa ao longo do tubo (caso C)	29
3.13 Distribuição de temperaturas média e da interface ao longo do tubo (caso C)	29
3.14 Distribuição de concentrações média e da interface ao longo do tubo (caso C)	29
3.15 Vazões mássicas e de mistura gasosa e de amônia injetada ao longo do tubo (caso C)	30
3.16 Distribuição de pressões ao longo do tubo (caso C)	30
3.17 Distribuição de concentrações média e da interface ao longo do tubo (casos C, CP, CT e CW)	32
3.18 Distribuição de temperaturas média e da interface ao longo do tubo (casos C, CP, CT e CW)	32
3.19 Vazão mássica de mistura gasosa e injetada ao longo do tubo (casos C, CP, CT e CW)	33
3.20 Densidades de fluxo de calor ao longo do tubo (casos C, CP, CT e CW)	33
3.21 Pressão de movimento para os casos C, CR e CL	36
3.22 Perfis axiais de velocidade ao longo do tubo (caso C)	36

3.23 Perfis de velocidade axial ao longo do tubo (caso CL)	36
3.24 Perfis de velocidade axial ao longo do tubo (caso CR)	36
3.25 Perfis de concentração ao longo do tubo (caso CL)	37
3.26 Perfis de temperatura ao longo do tubo (caso CL)	37
3.27 Perfis de concentração ao longo do tubo (caso CR)	37
3.28 Perfis de temperatura ao longo do tubo (caso CR)	37
3.29 Distribuição de concentrações da interface e média ao longo do tubo (casos CL e CR)	38
3.30 Distribuição de temperaturas média e da interface ao longo do tubo (casos CL e CR)	38
3.31 Vazão mássica de mistura gasosa e amônia injetada ao longo do tubo (casos CL e CR)	38
3.32 Densidade de fluxo de calor externo na parede ao longo do tubo (casos CL e CR)	38
3.33 Perfis de concentração ao longo do tubo (caso ANEL)	39
3.34 Perfis de temperatura ao longo do tubo (caso ANEL)	39
3.35 Desenvolvimento do perfil de velocidade axial (caso ANEL)	40
3.36 Vazão mássica da mistura gasosa e injetada ao longo do tubo (caso ANEL)	40
3.37 Distribuição de concentrações média e da interface ao longo do tubo (caso ANEL)	41
3.38 Distribuição de temperaturas média e da interface ao longo do tubo (caso ANEL)	41
3.39 Densidade de fluxo de massa ao longo do tubo (caso ANEL)	41
3.40 Densidades de fluxo de calor ao longo do tubo (caso ANEL)	41
4.1 Volume de controle para a análise do absorvedor com seus dois domínios	43
4.2 Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso I)	52
4.3 Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso I)	53
4.4 Perfis de concentração na fase líquida para várias posições axiais (caso I)	54
4.5 Perfis de concentração para a fase gasosa para várias posições axiais (caso I)	54
4.6 Densidade de fluxo de massa ao longo do tubo (caso I)	55
4.7 Densidades de fluxo de calor ao longo do tubo (caso I)	55
4.8 Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida ao longo do tubo (caso II)	56
4.9 Temperaturas média e da interface ao longo do tubo (caso II)	57
4.10 Vazões mássicas de mistura gasosa e amônia absorvida ao longo do tubo (casos I e II)	57

4.11	Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso III)	58
4.12	Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso III)	58
4.13	Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso IV)	59
4.14	Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso IV)	60
4.15	Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso V)	60
4.16	Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso V)	61
4.17	Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso VI)	62
4.18	Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso VI)	62
4.19	Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso VII)	63
4.20	Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso VII)	63
4.21	Vazões mássicas axiais para a fase gasosa para os casos da tabela 4.2	65
4.22	Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso VIII)	66
4.23	Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso VIII)	66
4.24	Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso IX)	67
4.25	Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso IX)	67
4.26	Perfil de velocidade axial para a fase líquida (caso IX)	68
4.27	Perfil de velocidade axial para a fase líquida (caso X)	68
4.28	Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso X)	69
4.29	Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso X)	69
4.30	Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso ANEL I)	70
4.31	Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso ANEL I)	70
4.32	Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso ANEL II)	71
4.32	Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso ANEL II)	71
5.1	Esquema do circuito de circulação da mistura gasosa	73
5.2	Distribuição de pressões ao longo do tubo da esquerda	79
5.3	Distribuição de pressões ao longo do tubo da direita	79
5.4	Distribuição de velocidade média ao longo do tubo da esquerda	80
5.5	Distribuição de velocidade média ao longo do tubo da direita	80
5.6	Vazões mássicas total e injetada ao longo do tubo da esquerda	80
5.7	Vazões mássicas total e injetada ao longo do tubo da direita	80
5.8	Distribuição de concentrações média e da parede para a fase gasosa ao longo do tubo da esquerda	81
5.9	Distribuição de concentrações média e da parede para a fase gasosa ao longo do tubo da direita	81

5.10 Distribuição de temperaturas média e da interface para o tubo da esquerda	82
5.11 Distribuição de temperaturas média e da interface ao longo do tubo da direita	82
5.12 Fluxos de calor sensível e latente trocado pelo gás e calor sensível trocado com o meio externo para o tubo da esquerda	83
5.13 Fluxos de calor sensível trocados entre o gás e a interface, entre o líquido e a interface e entre o líquido e a parede e calor de absorção gerado na interface para o tubo da direita	84
5.14 Reynolds do escoamento ao longo do tubo descendente	85
5.15 Reynolds do escoamento ao longo do tubo ascendente	85
5.26 Distribuição de densidade da mistura gasosa ao longo do tubo descendente	86
5.27 Distribuição de densidade da mistura gasosa ao longo do tubo ascendente	86
6.1 Perfis de velocidades axiais adimensionais (CHANG, LIN e YAN 1986)	89
6.2 Perfis de velocidades axiais adimensionais para os mesmos casos e posições obtidos Pelo modelo por nós desenvolvido	89
6.3 Perfis de temperatura adimensional (CHANG, LIN e YAN)	89
6.4 Perfis de temperatura adimensional para os mesmos casos e posições (modelo próprio)	89
6.5 Perfis de concentração adimensional (CHANG, LIN e YAN)	90
6.6 Perfis de concentração adimensional para os mesmos casos e posições(modelo próprio)	90
6.7 Perfis de velocidade ao longo do tubo para NH ₃ -He segundo KOUREMENOS	93
6.8 Perfis de temperatura ao longo do tubo para NH ₃ -He segundo KOUREMENOS	93
6.9 Perfis de concentração ao longo do tubo para NH ₃ -He segundo KOUREMENOS	93
6.10 Distribuição de velocidades para o caso semelhante com NH ₃ -H ₂ .	93
6.11 Distribuição de temperaturas para o caso semelhante com NH ₃ -H ₂ .	93
6.12 Distribuição de concentrações para o caso semelhante com NH ₃ -H ₂ .	93
6.13 Coeficientes locais de transferência de calor calculados através do modelo desenvolvido	96
6.14 Distribuição das temperaturas da parede e média da mistura ao longo do tubo para o caso descrito acima	96
6.15 Comparação entre os valores de β calculados a partir da correlação (6.2) e da equação (6.4) para o caso descrito acima	97

Lista de Tabelas

3.1 Condições iniciais, geométricas e as diversas condições de contorno (casos A a E)	24
3.2 Condições geométricas, de contorno e diversas condições iniciais utilizadas	31
3.3 Condições iniciais, de contorno e variações das condições geométricas	35
4.1 Valores dos principais parâmetros nos casos I a VII	52
4.2 Valores dos principais parâmetros geométricos que sofreram variação	64
6.1 Parâmetros utilizados nos casos I a VI (CHANG, LIN e YAN 1986)	88
6.2 Valores de coeficiente de transferência de calor apresentados por ALMÉN (1983)	95

Nomenclatura

Letras Latinas

A	Área	[m ²]
c _L	Concentração de NH ₃ na solução	[kg/kg]
cp	Calor específico	[J/kgK]
D	Difusividade de massa	[m ² /s]
g	Aceleração da gravidade	[9.81 m/s ²]
h _{abs}	Calor de absorção	[J/kg]
h _{exc}	Entalpia de excesso na solução	[J/kg]
hfg	Entalpia de mudança de fase	[J/kg]
k	Condutividade térmica	[W/mK]
L	Comprimento do tubo	[m]
ṁ	Vazão mássica	[kg/s]
P	Pressão total	[Pa]
p _h	pressão hidrostática	[Pa]
p _m	Pressão de movimento	[Pa]
P _p	Pressão parcial de NH ₃ na mistura gasosa	[Pa]
q	Fluxo de calor	[W]
q''	Densidade de fluxo de calor	[W/m ²]
r	Coordenada radial	[m]
R	Raio do tubo	[m]
T	Temperatura	[°C]
u	Velocidade axial	[m/s]
Ug	Coefficiente global de transferência de calor baseado na área interna	[W/m ² °C]
v	Velocidade radial	[m/s]
w	Concentração de NH ₃ em massa na mistura gasosa	[kg/kg]
x	Coordenada axial	[m]
x _L	Coordenada axial para a fase líquida	[m]

Letras Gregas

α	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
β	Coeficiente global de transferência de massa	[m/s]
δ	Espessura da película de solução na parede	[m]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg / m s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
ϕ	Propriedade genérica	

Subscritos

0	Condição inicial
b	Referente aos valores médios do fluxo
i	Condição na interface (qualquer)
L	Referente ao líquido
n	Referente ao gás neutro
v	Referente ao vapor puro
w	Condição na interface com a parede interna do tubo
∞	Condição no ambiente externo

Resumo

MARTINS, Gilberto, *Modelagem dos Fenômenos de Transporte no Circuito de Gás de um Sistema de Refrigeração por Absorção de Amônia com Hidrogênio como Gás Inerte*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1996. 121 p. Tese (Doutorado)

Este trabalho apresenta uma simulação do escoamento, transferência de calor e massa da mistura gasosa amônia-hidrogênio em convecção natural em um sistema de refrigeração por absorção com gás inerte.

Os fenômenos de transporte envolvidos em cada um dos equipamentos do circuito foram descritos através das equações de conservação de massa, quantidade de movimento, energia e espécies químicas. A utilização das simplificações da camada limite tornou possível a resolução acoplada dessas equações através do método das diferenças finitas marchando na direção do fluxo.

São apresentadas soluções para cada um dos principais componentes do circuito, o evaporador e absorvedor, para diversas condições de contorno, de operação e configurações geométricas. Finalmente foi proposta uma configuração para o circuito de circulação de gás e, para esta configuração, resolveram-se os sistemas de equações para cada um dos equipamentos do circuito acoplados.

Os resultados mostram que os fatores geométricos são os que mais influenciam o comportamento do sistema.

O modelo de simulação desenvolvido possibilita o projeto e a otimização do circuito de circulação de gases de novos sistemas sob diversas condições de operação.

Palavras Chave

- Refrigeração por Absorção, Modelos Numéricos, Evaporação e Absorção em Presença de Gases Inertes.

Abstract

MARTINS, Gilberto, *Modelling of the Transport Phenomena in the Gas Circuit of a Triple Fluid (NH₃-H₂O-H₂) Absorption Refrigeration System*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1996. 121 p. Thesis (Doctoral)

This work presents a simulation of the flow, heat and mass transfer of a gaseous ammonia-hydrogen mixture in natural convection inside an absorption refrigeration system with inert gas.

The transport phenomena involved in each equipment of the circuit were described by the conservation equations of mass, momentum, energy and chemical species. By using the boundary-layer simplifications, it was possible to use the finite-differences method marching downstream to solve the coupled equations.

Solutions for the two main components of the system, the evaporator and the absorber, are presented for various boundary and operating conditions and geometric configurations. A geometric configuration for the whole gas circulation system is then proposed and, for this configuration, the solution of the equations for each component of the system is performed in a coupled way.

The results obtained show that the geometric configuration is the most influencing parameter in the system behavior.

The simulation model presented in this work can be used for the design and optimization of the gas circulation circuit of new refrigeration systems under various operating conditions.

Key Words

-Absorption Refrigeration, Numerical Models, Evaporation and Absorption in the Presence of Inert Gases.

Capítulo 1

Introdução:

O sistema de refrigeração por absorção de amônia-água com gás inerte é uma versão modificada do sistema de refrigeração por absorção convencional. Os sistemas de absorção convencionais trabalham com dois níveis de pressão: alta no gerador de amônia e condensador e baixa no evaporador e absorvedor. O gás inerte é introduzido nas partes correspondentes às de baixa pressão do sistema convencional com o intuito de manter a pressão total constante em todo o sistema reduzindo a pressão parcial da amônia a valores correspondentes à baixa pressão dos sistemas convencionais, eliminando assim a necessidade de válvulas de expansão e também de bombas ou quaisquer partes móveis.

Foi patenteado em 1922 por dois suecos: Baltzar von Platen e Carl Munters, que, junto com alguns colegas, tentaram explorar a invenção, mas somente quando a Electrolux comprou a empresa e os direitos de produção é que o sistema passou a ser comercialmente produzido. A figura 1.1 apresenta uma foto da época onde aparecem os dois inventores junto a seu invento. O primeiro refrigerador foi lançado em 1925 pela Electrolux. A figura 2 mostra uma foto deste primeiro modelo comercializado. A patente da invenção, adquirida pela Electrolux, caducou durante a 2ª Guerra Mundial, e após a guerra, muitas pequenas empresas começaram a produzir refrigeradores a absorção.

A falta de pesquisa tecnológica para resolver os problemas que iam surgindo, juntamente com o lançamento no mercado de compressores herméticos pela Tecunseh (até então somente as grandes empresas, como a General Electric, que produziam geladeiras, é que produziam estes compressores, e não os vendiam no mercado) levou a maioria dessas pequenas empresas à falência ou a pararem a produção deste produto. A Electrolux, assim como uma pequena empresa suíça, a Sibir, porém, continuaram neste mercado. Esta última, inclusive foi a responsável pelos maiores desenvolvimentos ocorridos na tecnologia de produção e projeto destes sistemas.

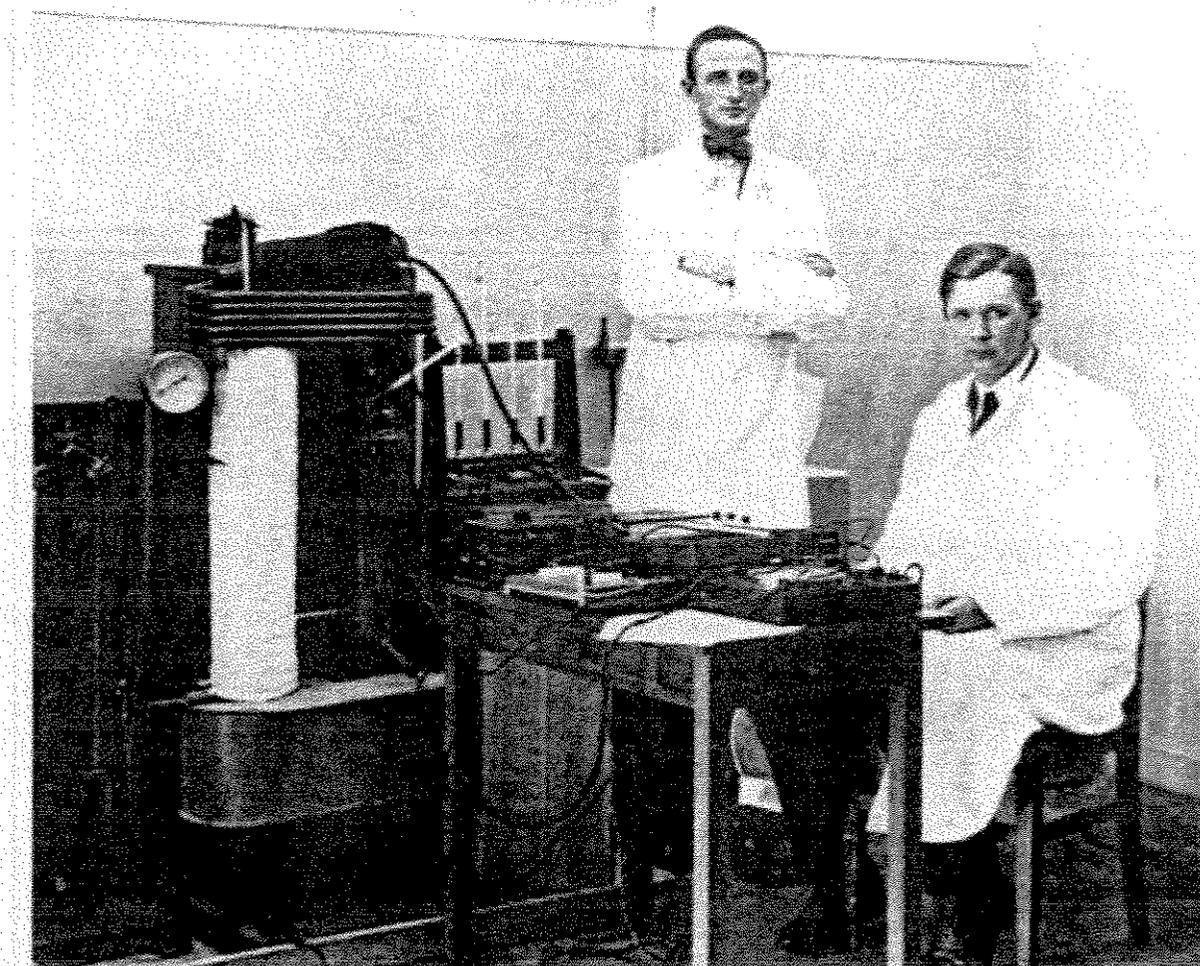


Figura 3.1: Foto de 1922 mostrando Baltzar von Platen (esquerda) e Carl Munters, junto a seu invento: O sistema de refrigeração por absorção com gás inerte.

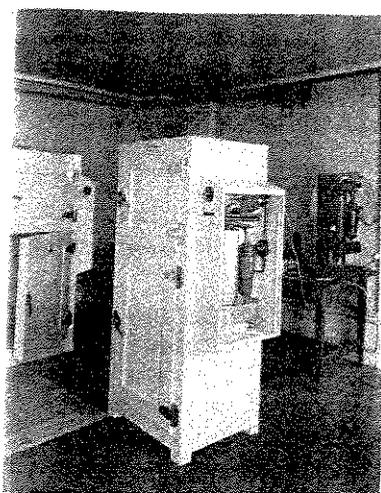


Figura 3.2: Primeira geladeira de absorção com gás inerte comercializada pela Electrolux.

Atualmente a Electrolux controla a maioria das unidades de produção deste tipo de refrigerador, que possui nichos de mercado onde as vantagens do processo (ser absolutamente silencioso, não exigir trabalho mecânico e poder ser operado por diferentes fontes térmicas) o tornam imbatível, como para frigobares em quartos de hotel (atualmente, com o desenvolvimento de compressores mais silenciosos, já há competição neste mercado) e refrigeradores para trailers e motor-homes. No Brasil, atualmente somente a Consul produz esses refrigeradores.

A figura 1.3 abaixo apresenta um desenho esquemático de um sistema comercializado atualmente com seus principais componentes ressaltados.

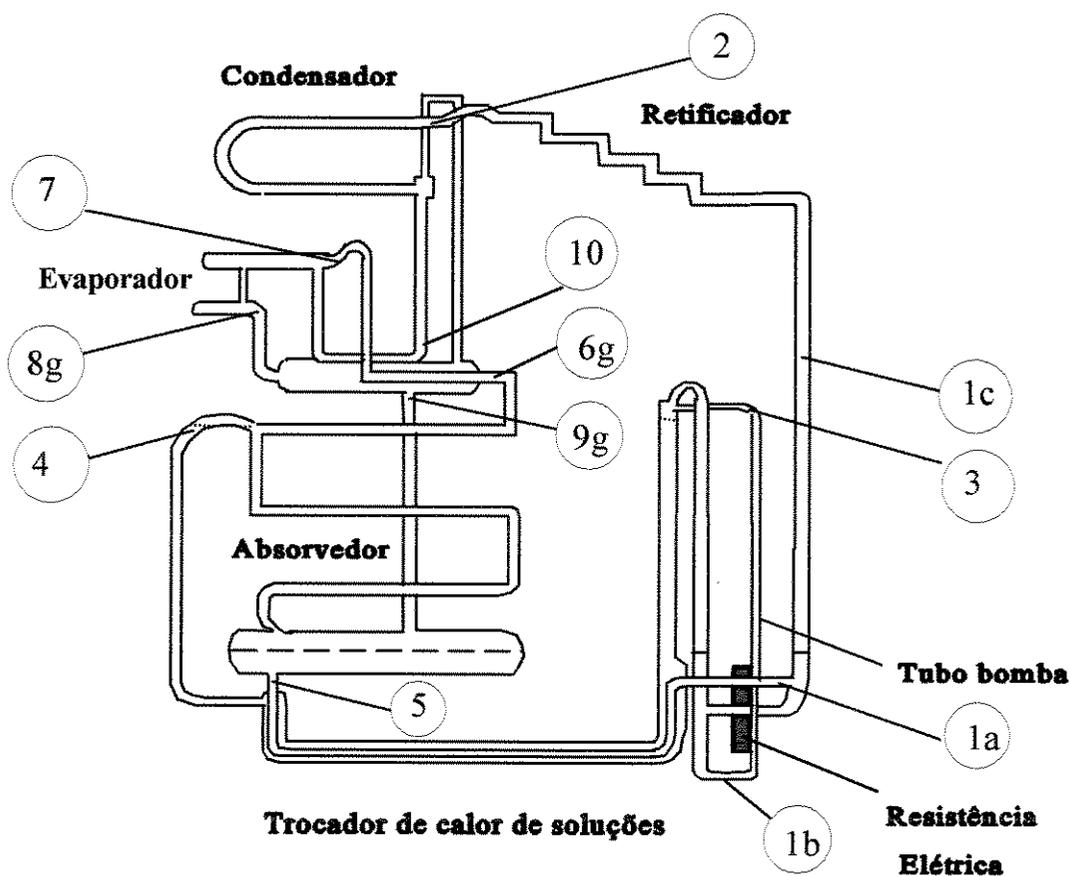


Figura 3.3: Esquema de uma geladeira de absorção com gás inerte.

O sistema funciona somente com energia térmica, fornecida ao tubo bomba. Com o fornecimento de calor, a solução rica que aí se encontra (no mesmo nível que o reservatório de solução) entra em ebulição e formam-se bolhas de vapor rico em amônia que, devido ao pequeno diâmetro do tubo e à diferença de densidade entre o vapor e o líquido, geram um escoamento bifásico tipo pistonado, transportando a solução empobrecida de amônia até a saída do tubo bomba (ponto 3).

Neste ponto, a solução pobre, com temperatura de cerca de 180°C e concentração por volta de 15% de amônia se separa do vapor que está em equilíbrio com ela à mesma temperatura e concentração de cerca de 58%. A cada incremento de solução pobre que é transportado pelo tubo bomba e atinge o ponto 3, uma quantidade idêntica transborda para dentro do absorvedor (ponto 4) passando pelo espaço anular entre os tubos do trocador de calor de soluções.

O vapor que sai do tubo bomba desce pelo outro tubo e é obrigado a borbulhar pela solução rica que vem pelo tubo interno do trocador de calor de soluções. Este é o chamado "analiser" que funciona como um deflegmador, aumentando a concentração do vapor de amônia que sai do gerador. O vapor que sai do analiser está em equilíbrio com a solução rica que chega a ele a uma temperatura de cerca de 145° C.

A solução que sai do analiser no ponto 1b está mais aquecida e menos concentrada que a solução rica que chega a ele por 1a (cerca de 160°C e 23%) e se encaminha então para o tubo bomba.

O vapor que sai do analiser por 1c, em equilíbrio com a solução rica, com uma concentração de cerca de 84%, passa então pelo retificador, onde através do resfriamento pelo ar ambiente ocorre a condensação do vapor d'água (menos volátil) que escorre de volta para o gerador, obtendo-se ao final do retificador, amônia praticamente pura na pressão de 25 bar.

No condensador, através do resfriamento pelo ar ambiente, a amônia se liquefaz e segue para o subresfriador, onde será resfriada a uma temperatura próxima à do final do evaporador. A construção da serpentina permite que se forme um sifão, que serve como um sêlo de amônia líquida para impedir que o hidrogênio passe do evaporador para o condensador.

Ao transbordar para dentro do evaporador no ponto 7, a amônia líquida entra em contato

com a mistura gasosa de amônia e Hidrogênio que saiu do absorvedor pelo ponto 6g e passou pelo tubo interno do trocador de calor de gases. Esta mistura gasosa é pobre em amônia e portanto a pressão parcial de amônia na mistura gasosa é baixa (entre 1 e 1,5 bar). O processo de evaporação é conjugado com o de difusão do vapor de amônia na mistura gasosa, assim, a pressão de vapor da amônia líquida deve ser mais alta que a pressão parcial de amônia na mistura para que a difusão possa ocorrer.

À medida que a amônia se evapora e difunde na mistura, sua pressão parcial aumenta, assim como a densidade da mistura, e conseqüentemente seu peso, gerando um escoamento para baixo, rumo ao trocador de calor de gases. No início do evaporador, onde a pressão parcial da amônia é mais baixa, a temperatura de evaporação é também mais baixa (por volta de -25°C), assim, essa primeira parte do evaporador é utilizada como congelador.

No evaporador secundário, na parte inferior, a pressão parcial da amônia na mistura sobe para 2 a 3 bar, aumentando a temperatura de evaporação para valores entre -15 e 0°C , sendo esta parte do evaporador utilizada para resfriar o gabinete da geladeira através de aletas.

Movido pela diferença de densidades, o gás rico e mais denso desce, passando pelo espaço anular entre os tubos do trocador de calor de gases onde resfria tanto o gás pobre como a amônia líquida que estão indo para o evaporador. Segue então para o absorvedor (ponto 9g), onde entrará em contato com a solução pobre que desce em contra-corrente com grande tendência a absorver amônia. Aqui, de modo inverso ao evaporador, para haver a absorção da amônia pela solução é necessário que a pressão parcial da amônia no gás seja maior que a pressão de vapor da solução. Como o processo de absorção é exotérmico, para se conseguir aumentar a concentração da solução é necessário rejeitar o calor de absorção.

Na parte inferior do absorvedor há um reservatório que coleta a solução rica em amônia que escorre do absorvedor. Este reservatório está ligado à entrada do analisador através do trocador de calor de soluções. Neste trocador, a solução pobre que sai do gerador a alta temperatura cede calor à solução rica que vai para o analisador, o que tanto beneficia o processo de absorção quanto diminui a quantidade de calor a ser fornecida pelo gerador.

Em linhas gerais, este é o princípio de funcionamento desse sistema: toda a circulação dos fluidos é feita através de diferenças de densidade resultantes de diferenças de concentração e temperatura. Apesar dos seus mais de 70 anos, a bibliografia a respeito desse sistema é bastante

modesta, e o seu aprimoramento se deve mais à engenhosidade e experiência de projeto que a um esforço científico mais sistemático, segundo NARAYANKHEDKAR *et al* (1985).

Neste trabalho analisaremos o circuito de circulação do gás inerte, qual seja: evaporador, trocador de calor, absorvedor, trocador de calor e finalmente evaporador novamente. Uma análise rápida nos permite verificar que a circulação neste circuito é função da diferença de densidade entre a mistura gasosa rica e a pobre em amônia, do desnível geométrico entre o centro do evaporador e o do absorvedor e das perdas de carga do circuito.

Os equipamentos que utilizam este sistema de circulação de gases são refrigeradores domésticos, de pequena capacidade frigorífica, entre 20 e 60 W (volumes de 110 a 360 litros), e que possuem um desnível geométrico entre o centro do evaporador e do absorvedor entre 0,3 e 1,0 m. Considerando as diferenças de pressão parcial citadas acima (entre 1 e 3 bar), as diferenças de densidade obtidas geram uma diferença de pressão da ordem de 10 Pa, que deverá ser balanceada pelas perdas de carga no trocador de calor de gases, evaporador e absorvedor.

As características tecnológicas e construtivas desses equipamentos têm se desenvolvido a partir de pesquisas realizadas pelas fábricas, envolvendo a determinação de coeficientes globais de troca de calor nos trocadores, evaporador e absorvedor, a similaridade entre a transferência de calor e de massa e correlações experimentais para determinação da perda de carga, conforme descreve ALMÉN (1995).

PLANK e KUPRIANOFF (1960) e NIEBERGALL (1959) apresentam fotos e descrições de modelos de equipamentos comercializados até a época, que se comparados aos equipamentos disponíveis hoje no mercado, pouco se diferenciam quanto à concepção do projeto do sistema de circulação de gases: o evaporador em dois estágios, construídos de tubos horizontais de 25 mm de diâmetro com comprimento por volta de 1 m, trocador de calor duplo tubo e o absorvedor é um tubo de pequena inclinação, com 20 mm de diâmetro e cerca de 10 m de comprimento, dobrado de forma a se acomodar na parte inferior do refrigerador.

NARAYANKHEDKAR *et al* (1985) propõem um novo projeto de absorvedor vertical, porém sem apresentar resultados experimentais ou teóricos que possam comprovar sua superioridade em relação ao modelo consagrado.

STIERLIN (1971) propõem novas formas construtivas para o evaporador, uma das quais tem sua efetividade comprovada experimentalmente em uma publicação recente de STIERLIN &

FERGUSON (1990) .

Analisamos neste trabalho as transferências de calor, massa e quantidade de movimento de forma mais detalhada dentro de cada um dos componentes do circuito, sob diversas condições de contorno, procurando dessa forma uma melhor compreensão dos fenômenos e das influências de diversos parâmetros no comportamento desses equipamentos.

Para tanto utilizamos uma configuração geométrica um pouco diferente da encontrada nos refrigeradores atuais: todos os equipamentos são tratados como tubos verticais. Analisamos inicialmente cada componente de forma isolada e depois a influência do acoplamento desses componentes.

Finalizando este capítulo, que procurou apresentar o problema estudado neste trabalho, segue uma breve descrição dos tópicos tratados em cada um dos capítulos subsequentes.

O capítulo 2 apresenta uma revisão da literatura específica da área de refrigeração, assim como aquela relacionada aos fenômenos de transferência de calor, massa e quantidade de movimento em convecção natural dentro de tubos e canais verticais, associadas tanto à evaporação como à absorção em presença de gases inertes.

No capítulo 3 propomos um modelo de simulação do comportamento do evaporador, o qual é resolvido para diversas condições de contorno externas, condições iniciais e geométricas.

O capítulo 4 traz o modelo de simulação do absorvedor, que também é resolvido para diversas condições de operação e geométricas.

No capítulo 5 os dois modelos desenvolvidos nos capítulos anteriores são acoplados de forma a se obter uma solução do comportamento do circuito completo de circulação de gases no sistema sob determinadas condições.

O capítulo 6 apresenta comparações qualitativas dos resultados obtidos pelos modelos desenvolvidos em relação aos obtidos por outros pesquisadores.

Finalmente o capítulo 7 traz as principais conclusões e recomendações do trabalho.

Capítulo 2

Revisão da literatura:

A maior parte da bibliografia a respeito de sistemas de refrigeração por absorção é bastante antiga. Os fundamentos e princípios teóricos de operação desses ciclos foram estabelecidos por pesquisadores como Rudolf Plank, Merkel e Bosnjakovic (que desenvolveram o diagrama entalpia x concentração), Nesselman, Altenkirch, entre outros, nos primeiros 30 a 40 anos deste século. Baseado nos trabalhos desses autores, NIEBERGALL (1959) compilou um verdadeiro manual sobre os princípios de operação e o cálculo térmico de sistemas de refrigeração por absorção, inclusive com gás inerte.

Uma descrição histórica do desenvolvimento teórico e tecnológico dos sistemas de refrigeração por absorção é apresentada em um artigo recente de STEPHAN (1983). TAYLOR (1945) e O'LEARY (1941) também comentam os desenvolvimentos tecnológicos destes sistemas através da análise das patentes requeridas sobre estes equipamentos. BJURSTROM e RALDOW (1981) apresentam uma visão do desenvolvimento histórico de ciclos de absorção para refrigeração, aquecimento e armazenamento de energia.

Quanto aos sistemas com gás inerte especificamente, além do trabalho de NIEBERGALL (1959), que sintetiza toda a literatura a respeito até sua época, uma apostila recente de ALMÉN (1995) para um curso sobre o tema apresenta uma síntese completa sobre o estado da arte, além de compilar toda a metodologia de projeto destes sistemas.

O esforço e engenhosidade do projeto desses sistemas podem ser acompanhados pelos desenvolvimentos tecnológicos nos diversos equipamentos que compõem o mesmo, apresentados por Stierlin, trabalhando na Sibíria, em uma série de artigos entre 1967 e 1990.

STIERLIN (1967) apresenta uma série de melhoramentos no projeto do gerador de amônia e retificador que permitem um aumento significativo do COP. O método de projeto do sistema de

circulação de gases é apresentado em STIERLIN (1971) que propõe pela primeira vez um projeto de evaporador inovador para maiores capacidades frigoríficas. Estas duas inovações foram incorporadas em um protótipo de bomba de calor apresentado por STIERLIN e FERGUSON (1990), com capacidade frigorífica de 1 kW e COP bastante satisfatório (0,5 para refrigeração).

ALMÉN (1983) apresenta uma metodologia de cálculo do coeficiente de transferência de calor e massa acoplados no evaporador desses sistemas a partir de dados sobre a transferência de calor em convecção mista em regime laminar dentro de tubos e utilizando analogias entre transferência de calor e de massa. Apresenta valores típicos desses coeficientes para diferentes condições de operação.

EBER (1975) discute as dificuldades em se conseguir uma boa troca de calor entre os gases devido à pequena perda de carga disponível e mostra um novo projeto de trocador de calor de gases para utilização em refrigeradores com gás inerte.

GAJCZAK (1959) atribui o baixo COP destes sistemas à retificação incompleta e ao fato da taxa de circulação de gases no circuito ser menor que a ideal.

NARAYANKHEDKAR e PRAKASH MAIYA (1985) criticam o caráter puramente tecnológico do desenvolvimento desses sistemas e a falta de pesquisa científica mais sistemática na área, propõe ainda um novo projeto para o absorvedor além de analisar a utilização de Hélio em lugar de Hidrogênio como gás inerte.

A utilização de Hélio em lugar de Hidrogênio é discutida por KOUREMENOS e STEGOU-SAGIA (1988b) onde são apresentadas equações para o cálculo das propriedades termofísicas e termodinâmicas da mistura. Em ambos os casos, conclui-se que apesar da diminuição da força de flutuação pela utilização de um gás mais pesado (que pode ser compensado pelo aumento do desnível entre evaporador e absorvedor) e pela diminuição do coeficiente de difusão, os valores mais baixos de condutividade térmica e calor específico reduzem a carga térmica interna, apresentando assim uma vantagem, além é claro da diminuição dos riscos de explosão.

BOURSEAU e BUGAREL (1986) comparam a utilização de uma solução de $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ em lugar da solução de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ em sistemas com H_2 como gás inerte. Uma simulação do comportamento dos dois sistemas foi realizada, baseada nos balanços globais de massa e energia em cada componente do sistema. São analisadas as influências de vários parâmetros como temperaturas do gerador, condensador e evaporador, além de parâmetros de desempenho do

retificador (para o caso de solução $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) como a eficiência de retificação, dos trocadores de calor, evaporador e absorvedor. Os resultados, apesar de interessantes, não levam em conta a influência das condições de operação nos parâmetros de desempenho dos equipamentos (trocador de calor, evaporador, absorvedor e retificador).

Trabalhos experimentais sobre o comportamento de alguns dos equipamentos do ciclo como os de OSIPOV, TRET'YAKOV e NEKRASSOV (1972) que estudaram experimentalmente os coeficientes de transferência de massa de um absorvedor sob diferentes condições do fluxo de entrada, ou de MACZEK e ZOLTANIECKI (1980) que estudaram o comportamento do tubo bomba, auxiliam na compreensão dos fenômenos envolvidos e na avaliação da influência de alguns parâmetros, além de servirem como comparação para resultados de simulações numéricas.

Simulações do comportamento de alguns equipamentos do ciclo são apresentadas por alguns autores: KOUREMENOS e STEGOU-SAGIA (1988c,1989) apresentam uma simulação unidimensional do comportamento de um evaporador adiabático com H_2 como gás inerte, que permitiria a determinação da concentração do gás de entrada através da medição da temperatura da parede no final do evaporador (um saturador adiabático). O modelo, entretanto, depende de fatores geométricos não publicados, que tornam difícil sua avaliação para outras condições.

Mais recentemente KOUREMENOS, STEGOU-SAGIA e ANTONOPOULOS (1990) propuseram um modelo de simulação do evaporador bidimensional, utilizando o método de volumes finitos para uma geometria similar à utilizada neste trabalho (tubo vertical com filme de líquido na parede). O gás inerte utilizado é o Hélio, entretanto, o tratamento dado é para convecção forçada (o termo de forças de campo na equação de quantidade de movimento é desprezado) com perfil de velocidades parabólico na entrada do tubo.

Os mesmos autores KOUREMENOS, ANTONOPOULOS e STEGOU-SAGIA (1991) apresentam um modelo similar para o absorvedor, utilizando a mesma geometria (tubo vertical) mas com o filme de solução em contra corrente. Apresentam os resultados para H_2 e He como gás inerte, concluindo que a utilização de He não prejudica a performance do equipamento. Também neste modelo o tratamento é o de convecção forçada, desprezando o termo de forças de campo na equação da quantidade de movimento, o perfil de velocidade na entrada do tubo também é considerado parabólico e a temperatura na interface entre as fases líquida e gasosa é considerada constante e o calor de absorção é desprezado.

Como a bibliografia na área de refrigeração não apresentava modelos satisfatórios para a representação dos fenômenos em estudo, buscamos na literatura específica de escoamentos internos não desenvolvidos em convecção natural devido a gradientes de temperatura e concentração, uma forma alternativa de trabalhar o problema em questão.

O caso de escoamentos internos em convecção natural não desenvolvidos e devido somente a gradientes de temperatura é estudado por BODOIA e OSTERLE (1962) e DAVIS e PERONA (1971) para condição de regime permanente.

KETTLEBOROUGH (1972) analisou o escoamento transiente entre duas placas planas verticais aquecidas para os casos de temperatura de parede constante, mostrando o desenvolvimento dos perfis de temperatura e velocidades da região antes da entrada até sua saída. Os autores acima citados apresentam resultados para o ar em condições atmosféricas.

Escoamentos em convecção natural devido ao efeito combinado de forças de flutuação graças a gradientes de temperatura e concentração, entretanto, só recentemente têm recebido atenção. LEE *et al* (1982) estudaram a transferência de calor e massa em convecção natural de ar ambiente entre placas verticais mantidas a temperaturas constantes mas diferentes, e com uma injeção uniforme de CO₂ através de uma das placas. A atenção é voltada principalmente para o campo de velocidades resultante da combinação de forças de flutuação opostas.

CHANG, LIN e YAN (1986) analisaram o escoamento em convecção natural resultante da evaporação de um filme de água em ar ambiente dentro de um tubo vertical mantido a temperatura constante. O filme de líquido é considerado estacionário à mesma temperatura da parede. As equações de transporte para o gás são resolvidas pelo método das diferenças finitas considerando as propriedades de transporte constantes.

YAN e seus colaboradores, em uma série recente de trabalhos (1990,1992,1991,1991) têm aprimorado o modelo desenvolvido em CHANG *et al* (1986), incluindo a influência do filme de líquido, da variação das propriedades e analisando o caso de parede adiabática e de geometria diferente (canal entre placas). Foi também analisada a evaporação de etanol em ar ambiente. Em YAN, LIN e TSAY (1991) um estudo experimental é conduzido, convalidando os resultados numéricos de YAN e LIN (1991). A ênfase desses trabalhos recai sobre a influência de diferentes parâmetros (temperatura da parede, concentração inicial, etc) na transferência global de calor e massa.

Quanto aos fenômenos de transferência associados à absorção, percebemos que grande parte da literatura sobre absorção em filme trata dos casos em que o fenômeno de transferência de massa é controlado basicamente pela fase líquida, ou seja, absorção de um gás ou vapor puro, com pressão constante. Neste caso, a resistência à transferência de massa ocorre principalmente na fase líquida, devido à dificuldade de difusão do gás absorvido na interface para dentro da película de líquido.

Restringindo ainda mais a aplicabilidade dos casos clássicos da literatura, estes se concentram principalmente em absorção isotérmica (não existindo liberação de calor de absorção) e onde a solubilidade do gás no líquido é extremamente baixa.

Nesta linha podemos classificar a "Teoria da Penetração" de HIGBIE (1935), válida para tempos de exposição curtos ou filmes sobre superfícies de pequenos comprimentos.

YIH (1986) apresenta uma revisão bastante completa sobre o "estado da arte" em transferência de calor e massa em filmes de líquido. GROSSMAN (1986) também apresenta uma revisão abrangente sobre o assunto, enfocando mais especificamente os processos de absorção.

Mais recentemente, alguns autores têm tratado o caso de absorção não-isotérmica, onde os fenômenos de transferência de calor e massa estão acoplados. Este é o caso basicamente da absorção de um vapor puro por uma solução contendo sua fase líquida e um sal (por exemplo, brometo de lítio-água). NAKORYAKOV e GRIGOR'EVA (1977,1980) trataram este caso assumindo uma relação de equilíbrio linear entre a temperatura interfacial e sua concentração à pressão constante de vapor, consideraram também a velocidade como sendo uniforme em todo o filme, (que seria válido apenas para pequenas profundidades de penetração). A solução foi obtida através de uma série de auto-vetores (1977). No trabalho seguinte (1980) obtiveram uma solução analítica para a variação de temperatura e concentração na região de entrada. A principal limitação entretanto, encontra-se na hipótese da velocidade uniforme no filme.

YIH e SEAGRAVE (1980) também analisaram o problema, assumindo um perfil linear de temperatura através do filme e levando em consideração a variação das propriedades devido à variação de temperatura. A solução é também na forma de uma somatória de auto-vetores.

GROSSMAN (1983) aperfeiçoou o modelo utilizando o perfil de velocidades parabólico no filme de líquido, obtendo uma solução também do tipo somatória de auto-vetores.

Todos os modelos descritos acima assumem :

- Pequenas variações de concentração no filme de líquido.
- Espessura constante no filme de líquido.
- Tensão de cisalhamento desprezível na interface com o gás. (a resolução de Nusselt para o perfil de velocidade no filme)
- transferência de calor de absorção para o gás é desprezível.
- Difusão no sentido axial e convecção no sentido perpendicular ao filme são desprezados tanto na equação de energia como na de concentração.
- Regime laminar no filme.

ANDBERG e VLIET (1987) elaboram um modelo mais sofisticado para a absorção de vapor d'água em uma solução de brometo de lítio-água escorrendo pelo lado externo de tubos horizontais pelos quais passa água por dentro como agente de dissipação de calor.

A equação de momentum axial é a mesma, gerando a solução de Nusselt, entretanto a conservação é utilizada para levar em conta a variação da espessura do líquido e calcular a velocidade normal em cada ponto.

A equação de conservação de energia leva em conta a convecção normal e axial, e é resolvida por diferenças finitas.

A equação de concentração, por sua vez, utiliza uma solução de similaridade, já que o tempo de contato é pequeno. Um perfil similar ao da função erro é ajustado de forma a fornecer o gradiente necessário na parede para a representar tanto a condição de equilíbrio na mesma quanto a conservação de massa de uma das espécies.

O procedimento é iterativo e basicamente numérico, e parece apresentar resultados muito bons.

YANG e WOOD (1992) apresentam uma formulação mais simplificada para o problema, com parede plana vertical e temperatura de parede constante. A solução é feita através de diferenças finitas, apresentando resultados que comparam de forma excelente com os apresentados por ANDBERG e VLIET (1987) (Trabalham sem adimensionalização para água e brometo de

lítio e água e cloreto de lítio).

IBRAHIM e VINNICOMBE (1993) analisam o mesmo problema, com a mesma formulação, entretanto com uma parede inclinada e condição convectiva na parede, resolvendo também por diferenças finitas, mas, próximo à entrada do filme e também em alguns casos discutidos na interface, utilizam uma solução analítica apresentada por NAKORIAKOV & GRIGOR'EVA (1980), justificando este procedimento híbrido pela redução do tempo de computação e obtenção de resultados satisfatórios com uma malha muito mais esparsa (20 na direção normal).

BRAUNER, MARON e MEYERSON (1989) e BRAUNER (1991) sustentam que a formulação apresentada nos trabalhos já descritos acima é válida somente para concentração do gás ou vapor na solução extremamente pequenas, mas quando a concentração é da mesma ordem de grandeza do solvente (acima da 30% talvez), a convecção normal deve ser considerada. No primeiro trabalho apresentam uma solução por similaridade, considerando a velocidade axial U como constante no filme, sendo portanto válida somente para o caso de pequeno tempo de exposição. Os resultados são comparados aos de NAKORYAKOV e GRIGOR'EVA (1977). Já no segundo trabalho, o perfil de velocidade é considerado parabólico mas varia em função da posição axial. As equações de continuidade, energia e concentração são então integradas (formulação integral) mas para tanto, os perfis de temperatura e concentração devem ser assumidos de forma a obedecer as condições de contorno (são consideradas 3 regiões: ambos os perfis de temperatura e concentração em desenvolvimento, perfil de temperatura desenvolvido e ambos os perfis desenvolvidos). São considerados os casos de parede adiabática e isotérmica.

YANG e CHEN (1991) mostram como a presença de não condensáveis (ar), mesmo em pequenas quantidades, influencia o processo de absorção fazendo com que o mesmo passe a ser controlado pela resistência à transferência de massa no lado do gás. O fluxo de gás é considerado co-corrente com o fluxo de líquido e em convecção forçada. As equações da fase gasosa são resolvidas para demonstrar como o acúmulo de ar junto à interface faz baixar a pressão parcial.

Apresentamos no capítulo seguinte o modelo desenvolvido para o evaporador.

Capítulo 3

O Evaporador:

3.1 Formulação do Problema:

Iniciamos analisando o evaporador e para tanto escolhemos um volume de controle apropriado, conforme mostra a figura 3.1 abaixo.

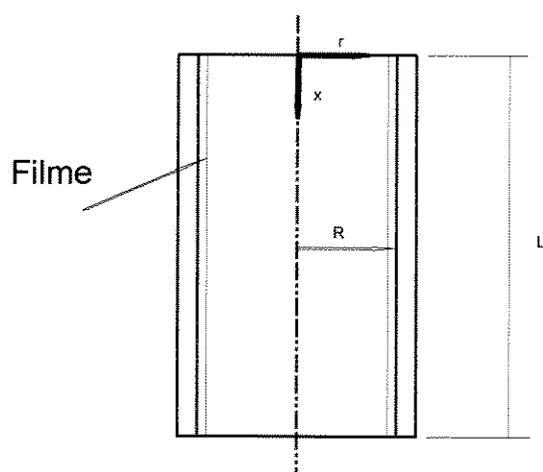


Figura 3.1: Volume de controle para a análise do evaporador.

Como já mencionado anteriormente, a geometria do evaporador aqui estudado é um tubo vertical com raio R e comprimento L , aberto em ambas as extremidades para um meio contendo uma mistura gasosa de $\text{NH}_3\text{-H}_2$ a uma pressão total P , com temperatura T_0 e uma concentração w_0 de NH_3 . Na parede interna do tubo há uma película líquida de NH_3 , estacionária, uniformemente distribuída e de espessura desprezível.

Quando a pressão parcial de NH_3 na mistura gasosa é mais baixa que pressão de saturação da amônia líquida da parede, ocorre evaporação de amônia na superfície, gerando gradientes de temperatura e concentração no gás ao longo do interior do tubo, surgindo assim uma força de flutuação que promove um fluxo de gás em convecção natural, dentro do tubo, no sentido descendente.

As hipóteses descritas acima a respeito da película de líquido se justificam pela forma construtiva do evaporador. Conforme ALMÉN (1983), a parede interna do evaporador é provida de ranhuras de forma a haver uma distribuição da película de líquido por toda a parede interna através de ação capilar, mesmo nos evaporadores horizontais. Desta forma, podemos tratar

somente o escoamento da fase gasosa, como se o líquido fosse introduzido por uma parede porosa na quantidade necessária para compensar a evaporação, sendo então considerada como uma condição de contorno para a transferência de massa, quantidade de movimento e energia da fase gasosa.

A interface entre a amônia líquida e a mistura gasosa é considerada em equilíbrio termodinâmico, ou seja, igualdade entre a temperatura da mistura gasosa e do líquido e entre a pressão de saturação da amônia líquida e a pressão parcial do vapor de amônia na mistura gasosa. Estas condições são calculadas a partir das equações fornecidas por ZIEGLER e TREPP (1984) para amônia pura e considerando a mistura gasosa como ideal. As propriedades da mistura gasosa variam com a temperatura, concentração de amônia no gás e pressão total e são calculadas a partir das equações fornecidas KOUREMENOS e STEGOU-SAGIA (1987,1988a).

As outras hipóteses adotadas são:

1. O escoamento é laminar e em regime permanente.
2. As aproximações da camada limite são válidas (Despreza-se a equação de quantidade de movimento radial e a condução no sentido axial).
3. Dissipação viscosa e trabalho de pressão são desprezíveis na equação da energia.
4. Fenômenos secundários não são considerados, apenas o transporte de energia devido à interdifusão de espécies.

Com estas hipóteses, o escoamento laminar em regime permanente em convecção natural da mistura gasosa em um tubo vertical, resultante do efeito combinado das forças de flutuação devido à transferência de calor e massa, pode ser descrito pelas seguintes equações:

Continuidade:

$$r \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r v)}{\partial r} = 0 \quad (3.1)$$

Quantidade de Movimento Axial:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{dp}{dx} + \rho g \quad (3.2)$$

Energia:

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho c_p v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \left[\rho D (c_{p_v} - c_{p_n}) \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{\partial w}{\partial r} \right] \quad (3.3)$$

Concentração:

$$\rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \rho D \frac{\partial w}{\partial r} \right) \quad (3.4)$$

O segundo termo à direita na equação (3.3) é o termo de transporte de energia por interdifusão de espécies, conforme CHANG, LIN e YAN (1986).

Como estamos trabalhando com um escoamento em convecção natural, onde o escoamento é gerado pela diferença de densidades, é usual se rearranjar a equação de quantidade de movimento axial (3.2) de forma que nela apareçam os termos de pressão de movimento (motion pressure) e flutuação (buoyancy). Para isto, somamos e subtraímos à ela a distribuição de pressão estática que existiria naquele ponto, caso não houvesse movimento e o fluido estivesse todo a uma densidade constante ρ_0 . Tomando-se somente os dois últimos termos, temos:

$$-\frac{dp}{dx} + \rho g = -\frac{dp}{dx} + \frac{dp_h}{dx} + \rho g - \frac{dp_h}{dx} \quad (3.5)$$

Como o eixo x está direcionado para baixo, a distribuição de pressão estática p_h fica:

$$\frac{dp_h}{dx} = \rho_0 g \quad (3.6)$$

Rearranjando, temos:

$$-\frac{dp}{dx} + \rho g = -\frac{d(p-p_h)}{dx} + (\rho-\rho_0)g \quad (3.7)$$

O termo $(\rho-\rho_0)g$ é conhecido como flutuação, enquanto o termo $(p-p_h)$ é conhecido como pressão de movimento (p_m) e representa a diferença entre a pressão estática existente no tubo e a pressão que existiria naquele mesmo ponto se o campo de densidade fosse uniforme e não houvesse movimento para modificar o campo de pressão da variação hidrostática imposta pela gravidade, de acordo com GEBHART *et al* (1988).

Substituindo-se ambos os termos na equação (3.2), obtemos para a equação de Quantidade de Movimento Axial:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{dp_m}{dx} + (\rho-\rho_0)g \quad (3.8)$$

Considerando a solubilidade do H_2 na amônia líquida desprezível, a interface é considerada semi-permeável, permitindo apenas a passagem de vapor de NH_3 , cuja velocidade na interface pode ser calculada segundo ECKERT e DRAKE (1959) como :

$$v_w = -\frac{D}{(1-w_w)} \frac{\partial w}{\partial r} \Big|_{r=R} \quad (3.9)$$

A concentração na interface (w_w) é a concentração da mistura gasosa na interface referente à igualdade de pressões e temperaturas (equilíbrio) já mencionada. A pressão total é considerada constante ao longo do tubo já que a pressão de movimento é muito menor que a pressão total (da ordem de 10^{-6} vezes menor).

3.2 Condições de Contorno:

As condições de contorno utilizadas podem ser descritas da seguinte forma:

- Na secção de entrada do tubo temos um perfil de velocidade axial uniforme e velocidade radial nula. Os perfis de temperatura e concentração também são uniformes e seus valores são

iguais aos do reservatório infinito a que o tubo é ligado em ambas as extremidades. A pressão de movimento é negativa e seu valor é correspondente ao da energia cinética por unidade de volume na entrada (estamos considerando que a mistura gasosa está em repouso em um reservatório infinito a pressão P e portanto, para acelerá-la até a velocidade u_0 , sua pressão estática cai), ou seja:

$$x = 0 : u = u_0 ; v = 0 ; T = T_0 ; w = w_0 ; p_m = -\frac{\rho_0 u_0^2}{2} \quad (3.10)$$

- Na saída do tubo a única condição imposta é que a pressão de movimento seja nula, pois este é o seu valor fora do tubo (aqui novamente estamos descarregando a mistura gasosa em um reservatório infinito a pressão P):

$$x = L : p_m = 0 \quad (3.11)$$

- Na linha de centro do tubo, temos as condições de simetria, assim, a velocidade radial é nula e as demais propriedades têm gradiente nulo:

$$r = 0 : v = 0 ; \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial w}{\partial r} = 0 \quad (3.12)$$

- Na interface entre gás e líquido temos a velocidade axial nula (a película de líquido é considerada estacionária) e a velocidade radial é dada pela equação (3.9). Além disso, temos a condição de equilíbrio termodinâmico entre a pressão de vapor da amônia líquida na temperatura em que se encontra e a pressão parcial da amônia na mistura gasosa. De uma forma genérica, podemos descrever estas condições como:

$$r = R : u = 0 ; v_w = -\frac{D}{(1-w_w)} \frac{\partial w}{\partial r} \Big|_{r=R} ; T = T_w ; w = w_w \quad (3.13)$$

Os valores de w_w e T_w são calculados a partir de um balanço de energia na interface, conforme a condição de contorno externa adotada, quais sejam:

3.2.1 Temperatura de parede constante:

Para este caso, T_w é constante, e portanto w_w também será constante, calculada a partir do equilíbrio entre a pressão de vapor da amônia líquida a T_w e a pressão parcial do vapor de amônia na mistura gasosa a T_w e P .

3.2.2 Fluxo de calor na parede constante:

Neste caso, conhecendo-se a densidade de fluxo de calor (q''_w), devemos realizar um balanço de energia na interface:

$$q''_w = k_w \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R} + \rho_w v_w hfg_w \quad (3.14)$$

Como todos os termos com sub-índice w dependem somente da temperatura de parede T_w , eles podem ser facilmente calculados utilizando-se um esquema iterativo do tipo Newton-Raphson.

3.2.3 Condição convectiva na parede:

Conhecendo-se o valor do Coeficiente Global de transferência de calor Ug , e a temperatura do meio externo T_∞ , realizamos o balanço de energia na interface:

$$Ug(T_w - T_\infty) = k_w \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R} + \rho_w v_w hfg_w \quad (3.15)$$

Neste caso também, todos os valores com sub-índice w são funções de T_w , e portanto o mesmo método iterativo pode ser utilizado para se calcular T_w .

3.3 Método de solução:

Como o sistema de equações (3.3), (3.4) e (3.8) é de natureza parabólica, ele pode ser resolvido utilizando-se o método de diferenças finitas marchando na direção do fluxo. Um esquema numérico totalmente implícito no qual os termos convectivos axiais foram aproximados

por diferenças a jusante e os termos convectivos e difusivos na direção radial foram aproximados por diferenças centrais foi utilizado para transformar as equações diferenciais parciais de quantidade de movimento axial, energia e concentração (3.8, 3.3 e 3.4) em um sistema de equações algébricas.

O método de discretização utilizado é proposto por HIRSCH (1988), para permitir a utilização de malhas irregulares tanto no sentido axial como radial.

Assim, os termos convectivos axiais foram discretizados utilizando a relação:

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_{i+1,j} = \frac{\phi_{i+1,j} - \phi_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \quad (3.16)$$

Os termos convectivos radiais:

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{i+1,j} = \frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left[\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (\phi_{i+1,j+1} - \phi_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (\phi_{i+1,j} - \phi_{i+1,j-1}) \right] \quad (3.17)$$

Os termos difusivos radiais:

$$\left. \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} \right|_{i+1,j} = \left(\frac{\phi_{i+1,j} - \phi_{i,j}}{\Delta r_{i+1}} - \frac{\phi_{i,j} - \phi_{i-1,j}}{\Delta r_i} \right) \frac{2}{\Delta r_{i+1} + \Delta r_i} \quad (3.18)$$

Onde Φ representa a propriedade em questão.

Cada uma das equações discretizada desta forma gera uma matriz tridiagonal, que pode ser resolvida eficientemente utilizando o algoritmo TDMA (Tridiagonal Matrix Algorithm).

No apêndice I são apresentadas as equações discretizadas segundo o esquema de discretização apresentado além dos coeficientes das matrizes conforme SMITH (1987).

A equação da continuidade pode ser integrada em r para obtenção dos valores de v:

$$v = -\frac{1}{r\rho} \times \frac{\partial}{\partial x} \int_0^r u\rho r dr \quad (3.19)$$

O balanço global de massa em cada posição axial do tubo deve ser satisfeito:

$$\int_0^R \rho u r dr = \int_0^R \rho_0 u_0 r dr - R \int_0^x \rho_w v_w dx \quad (3.20)$$

As equações (3.19) e (3.20) são integradas numericamente pelo método dos trapézios. A equação (3.20) é utilizada durante o processo iterativo de solução para certificar que o gradiente de pressão foi corretamente arbitrado.

Um resumo do procedimento de resolução é apresentado a seguir:

- (1) Arbitra-se um valor para a velocidade na entrada do tubo u_0 .
- (2) Para cada posição axial, arbitra-se um gradiente de pressão (dp_m/dx) e valores iniciais de u , v , w e T .
- (3) Para os valores arbitrados, calculam-se os valores das propriedades em cada posição radial e a condição de equilíbrio na parede de acordo com a condição externa.
- (4) Resolve-se sequencialmente as matrizes geradas pelas equações (3.8), (3.3) e (3.4) para os valores de u , T e w .
- (5) Integra-se numericamente a equação da continuidade (3.19) para obtenção dos valores de v .
- (6) Compara-se os valores iniciais com os obtidos, e enquanto eles diferirem dentro de uma precisão arbitrada, substitui-se os valores iniciais pelos obtidos (aqui um fator de relaxação entre 0,5 e 0,8 pode ser utilizado para aumentar a rapidez da convergência) e repete-se os procedimentos (3) a (6) até se obter convergência dos valores.
- (7) Quando a convergência é obtida, testa-se a satisfação do balanço global de massa através da equação (3.20), caso seja satisfeita dentro da precisão requerida, o gradiente de pressão arbitrado está correto, inicia-se então o mesmo procedimento (2) a (7) para a próxima posição axial. Caso a equação (3.16) não seja satisfeita, arbitra-se um novo gradiente de pressão para a mesma posição axial e repete-se os procedimentos (2) a (7) até que o balanço global de massa seja satisfeito.

(8) Os procedimentos (2) a (7) são repetidos para todas as posições axiais até o final do tubo.

(9) Testa-se então a condição de pressão nula na saída do tubo. Se ela for menor que a precisão requerida, termina-se o algoritmo, caso contrário arbitra-se uma nova velocidade inicial u_0 na entrada do tubo e repete-se os procedimentos (2) a (9).

Utilizando-se esquemas do tipo Newton-Raphson tanto para o processo de escolha do gradiente de pressão, no procedimento (7), como para a escolha da velocidade inicial, no procedimento (9), na terceira ou quarta tentativa obtém-se convergência para as precisões usualmente requeridas (da ordem de 10^{-6}).

Uma malha irregular tanto no sentido axial como no radial foi utilizada para se obter maior precisão na região próxima à entrada do tubo e próxima à parede, onde os gradientes são mais acentuados. A malha foi gerada através de progressão geométrica com razão 0,93 no sentido radial e 1,07 no sentido axial. Várias malhas foram testadas, e observou-se que uma malha de 40x29 fornecia resultados com a precisão necessária sem aumentar demasiadamente o tempo de resolução, sendo assim foi adotada para a resolução dos casos apresentados a seguir. Como exemplo, o caso C descrito abaixo foi rodado com uma malha de 80x59, sendo que o tempo computacional aumentou de cerca de 4 minutos (com a malha de 40x29) para 50 minutos (com a malha de 80x59) e nenhum dos resultados obtidos teve variação superior a 2%.

3.4 Análise dos Resultados:

3.4.1 Variação das Condições de Contorno:

Um número bastante grande de casos foi rodado, entretanto, apenas alguns serão discutidos e principalmente em relação aos pontos onde as diferenças foram mais marcantes. Assim, inicialmente decidiu-se trabalhar com casos que fossem o mais próximo possível do problema real. Fixamos então inicialmente as condições de entrada da mistura gasosa no evaporador e a geometria do mesmo, e analisamos as diferentes condições de contorno (temperatura de parede constante, fluxo de calor constante e coeficiente global constante).

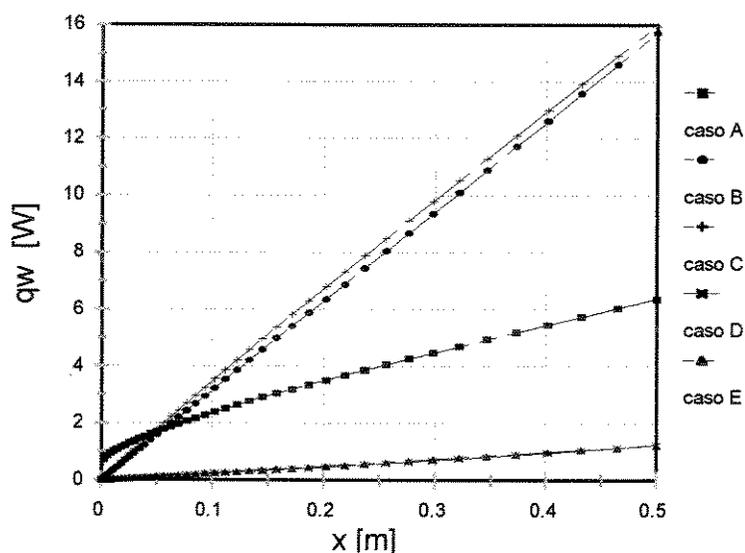
As condições iniciais e geometria estabelecidas, idênticas para todos os casos e as condições de contorno específicas são apresentadas em negrito na tabela 3.1 abaixo:

Tabela 3.1: Condições iniciais, geométricas e as diversas condições de contorno (casos A a E).

Caso	L	R	P	T_0	w_0	T_w	q''_w	U_g	T_∞
Unid.	m	m	bar	°C	%	°C	W/m ²	W/m ² K	°C
A	0.5	0.005	25	5	25	-18	-	-	-
B	0.5	0.005	25	5	25	-	1000	-	-
C	0.5	0.005	25	5	25		-	50	5
D	0.5	0.005	25	5	25	-	-	50	-18
E	0.5	0.005	25	5	25	-	78.5	-	-

Para as condições convectivas, procuramos utilizar valores de coeficiente globais de troca de calor externos em relação à área interna do tubo que representassem valores normalmente encontrados na convecção natural com ar e superfícies aletadas. As temperaturas de 5°C e -18 °C representam respectivamente as condições do ar dentro do gabinete e do congelador destas geladeiras.

Para os casos de densidade de fluxo de calor constante, escolhemos valores que se aproximassem das densidades de fluxo obtidas nos casos de convecção externa.

**Figura 3.2:** Fluxos de calor total trocado ao longo do tubo (casos A a E).

A figura 3.2 apresenta o fluxo de calor total acumulado ao longo do tubo para os cinco casos descritos acima. Podemos notar que os casos de fluxo de calor constante e com condição convectiva apresentam um aumento linear no fluxo de calor, enquanto o caso de temperatura de parede constante apresenta um comportamento não linear, principalmente na entrada do tubo.

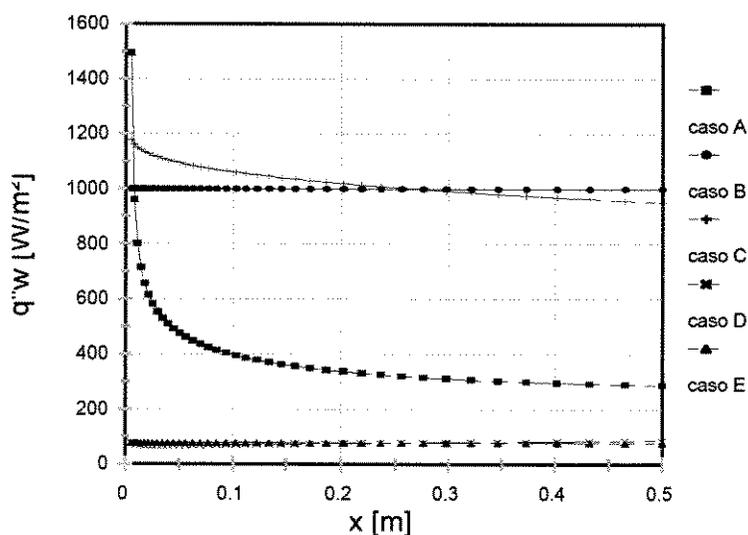


Figura 3.3: Densidade de fluxo de calor ao longo do tubo (casos A a E).

A figura 3.3 apresenta a densidade de fluxo de calor ao longo do tubo para os cinco casos, onde podemos perceber que para as duas condições de contorno convectivas (casos C e D), a densidade de fluxo é praticamente constante, o que torna estes casos bastante similares aos casos de fluxo de calor constante (casos B e E). O caso de temperatura de parede constante, entretanto, apresenta uma densidade de fluxo muito alta na entrada do tubo (devido aos grandes gradientes de temperatura e concentração), caindo bruscamente na parte inicial do tubo.

Os casos B e C apresentam densidades de fluxo muito semelhantes, o mesmo ocorrendo com os casos D e E, estes últimos praticamente se confundem devido à escala utilizada para compararmos todos os casos, mas seu comportamento é muito semelhante ao dos casos B e C.

A figura 3.4 apresenta as temperaturas da interface T_w obtidas em cada caso, ao longo do tubo e a figura 3.5 as concentrações de equilíbrio w_w da mistura gasosa na interface junto à parede. Percebe-se também aqui a semelhança entre os casos de fluxo de calor constante e

condição convectiva, onde, no caso de baixa densidade de fluxo de calor (casos D e E), tanto a temperatura como a concentração crescem próximo à entrada do tubo para logo em seguida começarem a decrescer, e, no caso de alta densidade de fluxo (casos B e C), as temperaturas e concentrações são sempre crescentes. A similaridade entre as figuras também é marcante.

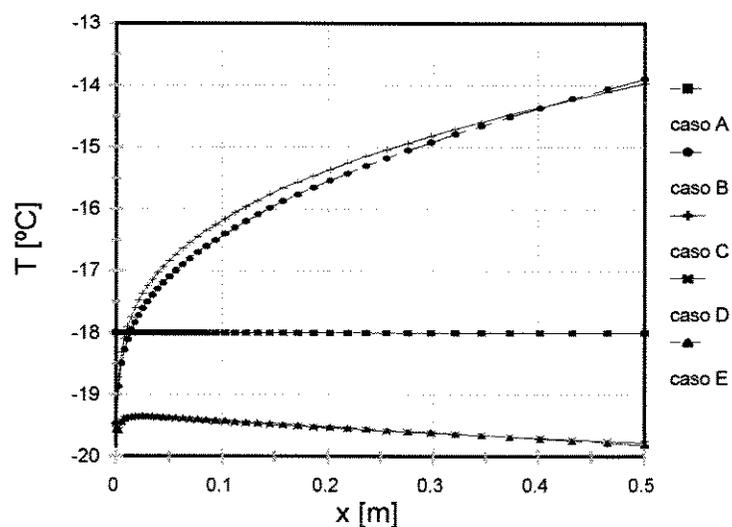


Figura 3.4: Temperaturas da interface ao longo do tubo (casos A a E).

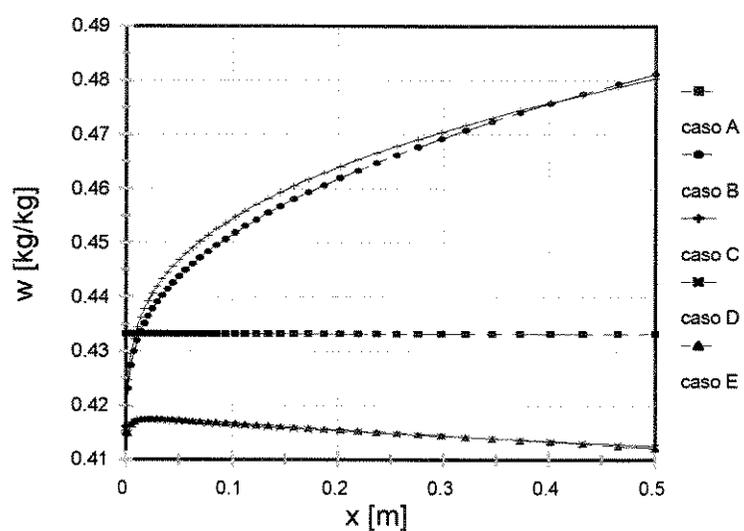


Figura 3.5: Concentrações na interface ao longo do tubo (casos A a E).

A figura 3.6 apresenta a velocidade axial média ao longo do tubo para os casos acima. É interessante notar que, apesar da injeção de massa que ocorre na parede, a velocidade média diminui ao longo do tubo, devido ao aumento da densidade que ocorre tanto pela diminuição da temperatura do gás como pelo aumento de concentração de NH_3 . Também pode ser percebido que quanto maior a densidade de fluxo de calor na parede, maior é a velocidade induzida no tubo.

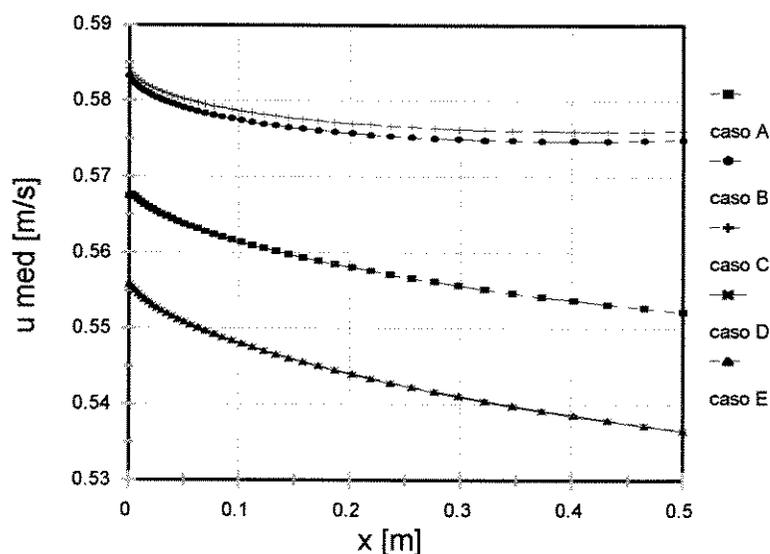


Figura 3.6: Velocidades axiais médias ao longo do tubo (casos A a E).

Dos casos apresentados, analisaremos mais detalhadamente o caso C (caso do tubo aletado externamente com condição convectiva e temperatura do meio a ser resfriado de 5°C (que é a temperatura de projeto do gabinete), pois em alguns modelos de geladeira (tipo frigobar de pequena capacidade, por exemplo) não existe o congelador. Além disso, sua similaridade com o caso de fluxo de calor constante dispensa a análise deste último.

Apresentaremos assim, para este caso (caso C), os perfis radiais de temperatura, concentração e velocidades em algumas posições axiais. As figuras 3.7, 3.8, 3.9 e 3.10 apresentam respectivamente estes perfis para as posições $x = 0,008$; $0,093$; $0,219$ e $0,465$.

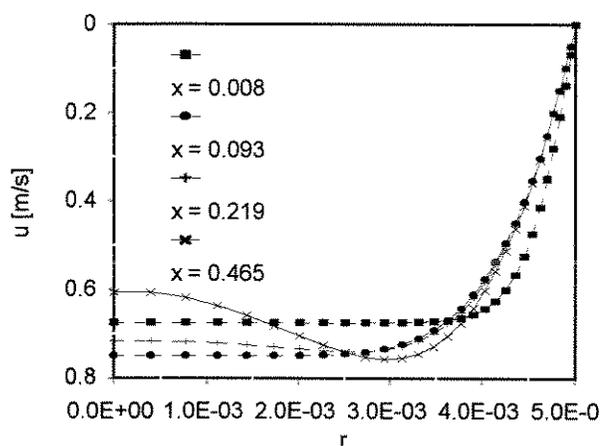


Figura 3.7: Perfis de velocidade axial em diferentes posições do tubo (caso C).

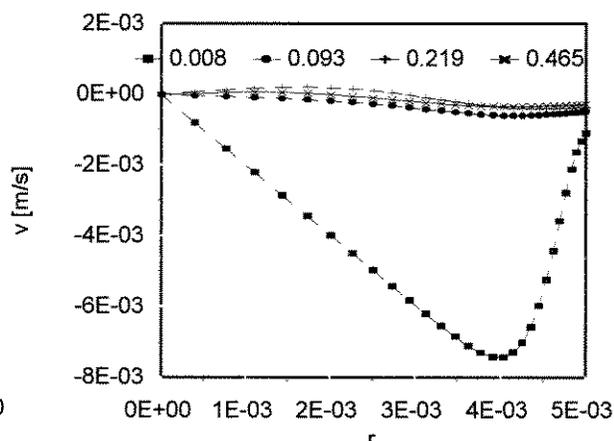


Figura 3.8: Perfis de velocidade radial em diferentes posições do tubo (caso C).

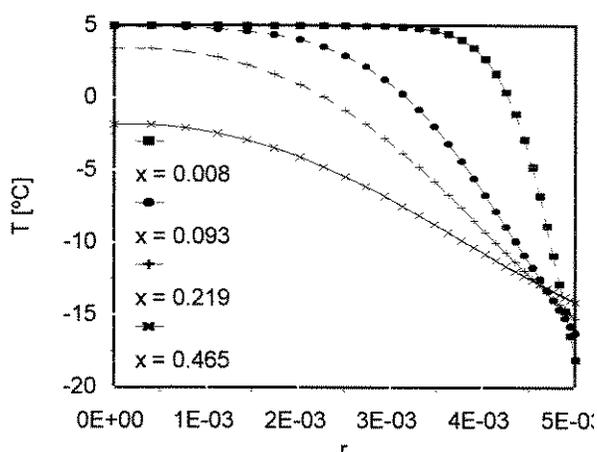


Figura 3.9: Perfis de temperatura para várias posições axiais do tubo (caso C).

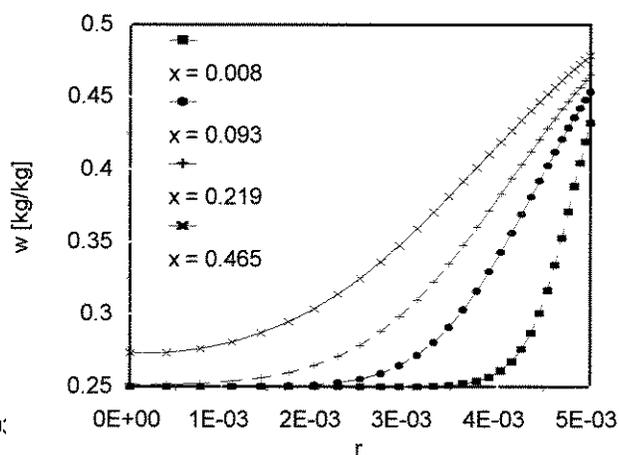


Figura 3.10: Perfis de concentração para várias posições axiais do tubo (caso C).

O perfil de velocidade axial, que na entrada é uniforme, vai se modificando e tende, próximo à saída a ter sua velocidade máxima próximo à interface, não na linha de centro, indicando que para esta geometria as camadas limites geradas a partir da interface não chegam a se encontrar no centro do tubo (conforme mostram as figuras 3.9 e 3.10).

Os perfis de velocidade radial, obtidos pela conservação de massa, indicam velocidades radiais bastante baixas, somente muito próximo à entrada do duto é que são mais significativas devido aos grandes gradientes gerados na transição do perfil uniforme de velocidade axial na entrada.

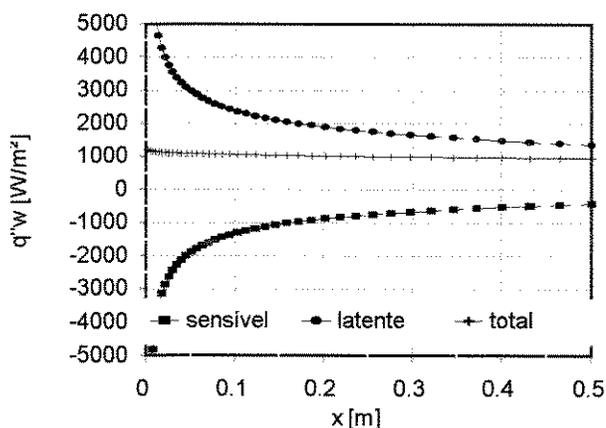


Figura 3.11: Densidades de fluxo de calor ao longo do tubo (caso C).

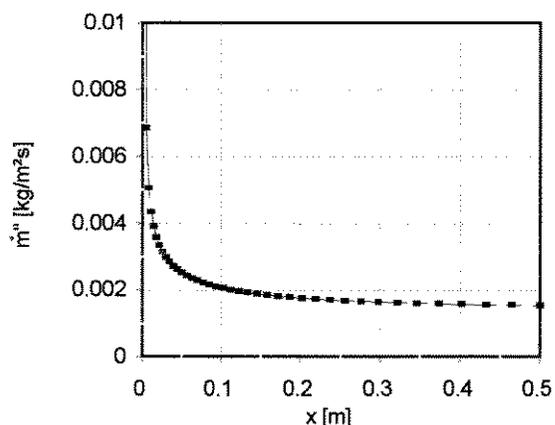


Figura 3.12: Densidade de fluxo de massa ao longo do tubo (caso C).

A composição das densidades de fluxo de calor na parede ao longo do tubo é apresentada na figura 3.11, gerando a densidade de fluxo total (trocado com o meio externo) já apresentado na figura 3.3. A distribuição de densidade de fluxo de massa ao longo do tubo é apresentada na figura 3.12. Notamos que tanto o calor sensível como o latente são grandes próximo à entrada do duto, devido aos grandes gradientes de temperatura e concentração entre a parede e o gás, e que seu comportamento é bastante semelhante, gerando assim um fluxo de calor externo relativamente constante. A densidade de fluxo de calor latente acompanha a densidade de fluxo de massa.

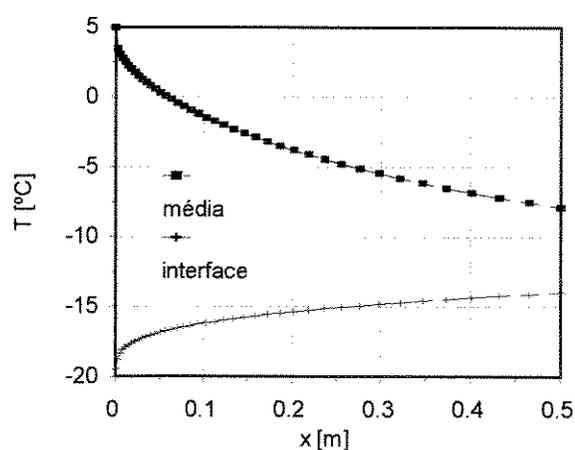


Figura 3.13: Distribuição de temperaturas média e da interface ao longo do tubo (caso C).

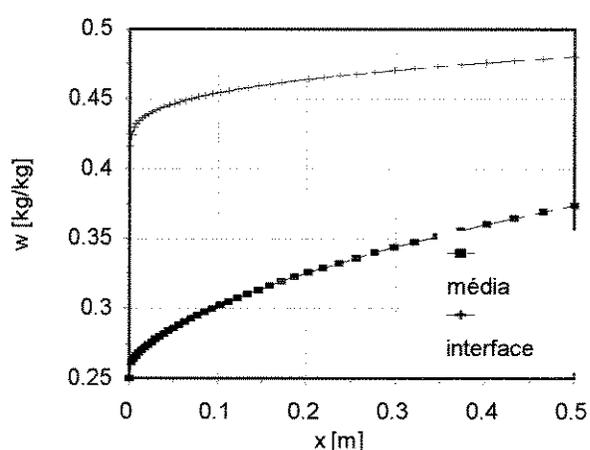


Figura 3.14: Distribuição de concentrações média e da interface ao longo do tubo (caso C).

As temperaturas e concentrações médias da mistura gasosa ao longo do tubo são apresentadas juntamente com as da interface, nas figuras 3.13 e 3.14. Apesar da semelhança entre as distribuições de temperatura e concentração ao longo da interface, já ressaltada nas figuras 3.4 e 3.5, observamos que o comportamento da média para os dois parâmetros é bastante diferente, o que faz com que a diferença entre as condições da interface e da média, muitas vezes utilizada para se calcular coeficientes médios de troca de calor e massa, tenham comportamentos diferentes ao longo do tubo.

A figura 3.15 traz as vazões mássicas de mistura gasosa e de amônia injetada no fluxo ao longo do tubo para o caso C.

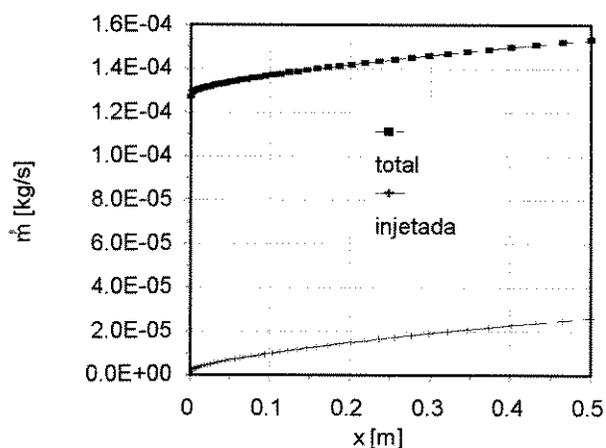


Figura 3.15: Vazão mássica de mistura gasosa e de amônia injetada ao longo do tubo (caso C).

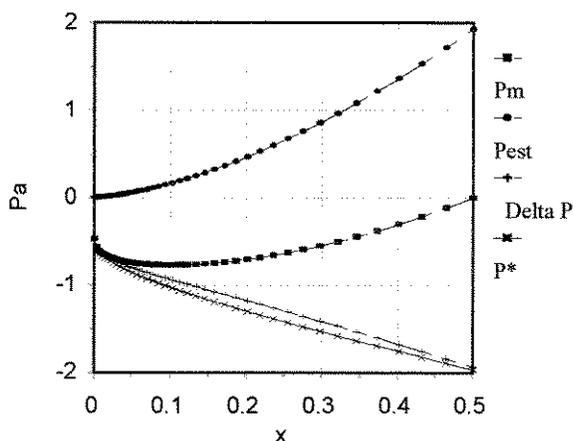


Figura 3.16: Distribuição de pressões ao longo do tubo (caso C).

Finalmente a figura 3.16 apresenta a distribuição de pressões ao longo do tubo. Como podemos observar, a pressão de movimento parte do valor $-\rho u_0^2/2$ e tem o valor 0 ao final do tubo, indicando a convergência do valor da velocidade inicial arbitrado.

Nesta figura são apresentadas também as distribuições de pressão de flutuação, definida como a diferença entre o peso da coluna de fluido dentro do tubo e o peso da mesma coluna se o gás estivesse todo a T_0 e w_0 , e a diferença entre as duas, apresentada como Delta P. Pelas definições de pressão de movimento e pressão de flutuação dadas, esta diferença é a perda de carga do fluxo. De fato, nesta figura é também apresentada a distribuição de P^* , que é a a distribuição de pressão obtida rodando-se o mesmo caso, mas omitindo-se o termo de flutuação: $(\rho_0 - \rho)g$, da equação da quantidade de movimento axial (3.8), o que equivaleria

aproximadamente ao caso de se obter o mesmo escoamento devido a um gradiente de pressão imposto entre a entrada e a saída do tubo.

Observa-se que as curvas são similares, porém não idênticas, pois mesmo utilizando a mesma velocidade inicial, a distribuição de velocidades axial no segundo caso tende a um perfil parabólico, já que o termo de flutuação na equação da quantidade de movimento axial (eq. 3.8) é desprezado.

Tendo escolhido o caso C (condição convectiva com $U_g = 50 \text{ W/m}^2\text{°C}$ e $T_\infty = 5^\circ\text{C}$) como um caso padrão, vamos agora analisar a influência dos parâmetros de entrada (pressão total, temperatura e concentração da mistura gasosa) no comportamento global.

3.4.2. Variação das Condições Iniciais:

Foram rodados três casos mantendo-se as mesmas condições do caso C, exceto um dos parâmetros. A tabela 3.2 abaixo descreve os valores de cada parâmetro nos casos C, C1, C2 e C3, ressaltando em negrito os valores modificados:

Tabela 3.2: Condições geométricas, de contorno e diversas condições iniciais utilizadas.

Caso	L	R	P	T_0	w_0	U_g	T_∞
Unid.	m	m	bar	°C	%	$\text{W/m}^2\text{K}$	°C
C	0.5	0.005	25	5	25	50	5
CP	0.5	0.005	20	5	25	50	5
CT	0.5	0.005	25	15	25	50	5
CW	0.5	0.005	25	5	20	50	5

As figuras 3.17, 3.18, 3.19 e 3.20 apresentam respectivamente as distribuições axiais de concentração (fig.3.17) e temperatura (fig.3.18) média e da interface, a vazão mássica e a massa injetada (fig.3.19) e a densidade de fluxo de calor externo na parede (fig. 3.20) para os quatro casos descritos acima.

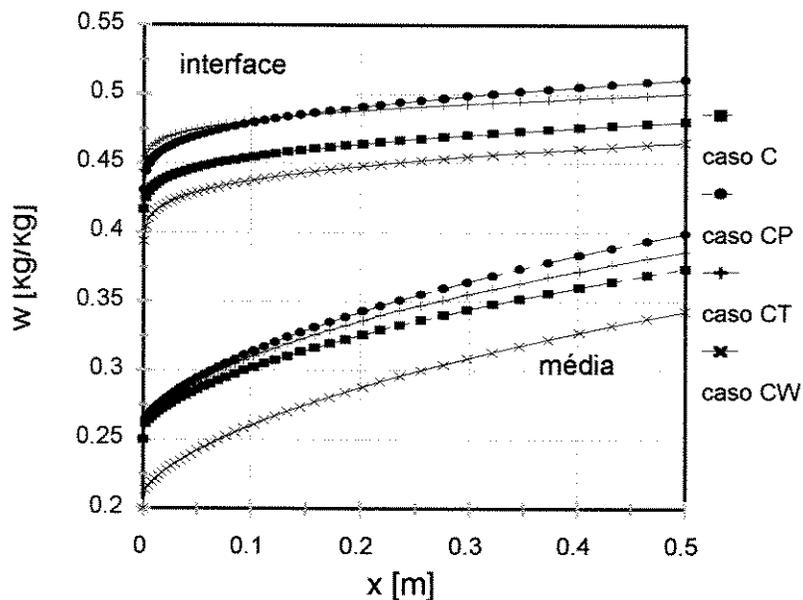


Figura 3.17: Distribuição de concentrações média e da interface ao longo do tubo (casos C, CP, CT e CW).

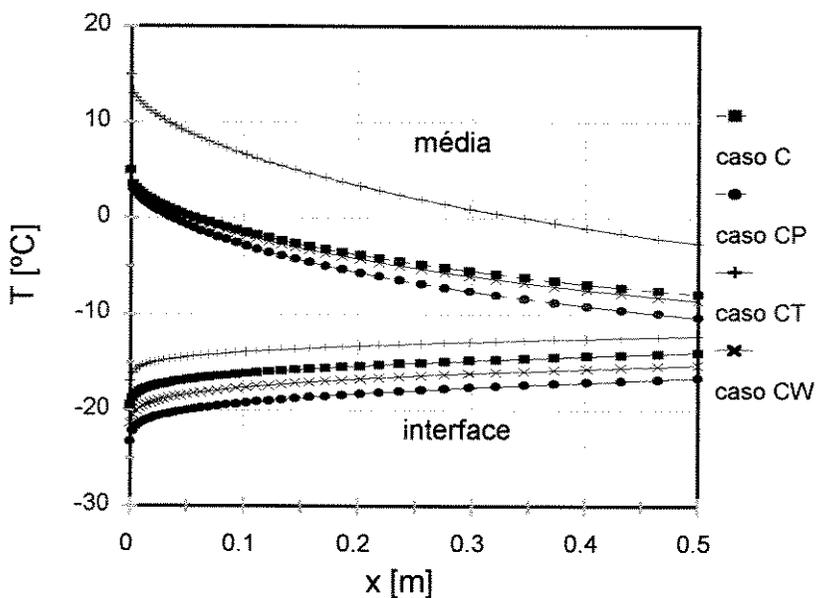


Figura 3.18: Distribuição de temperaturas média e da interface ao longo do tubo (casos C, CP, CT e CW).

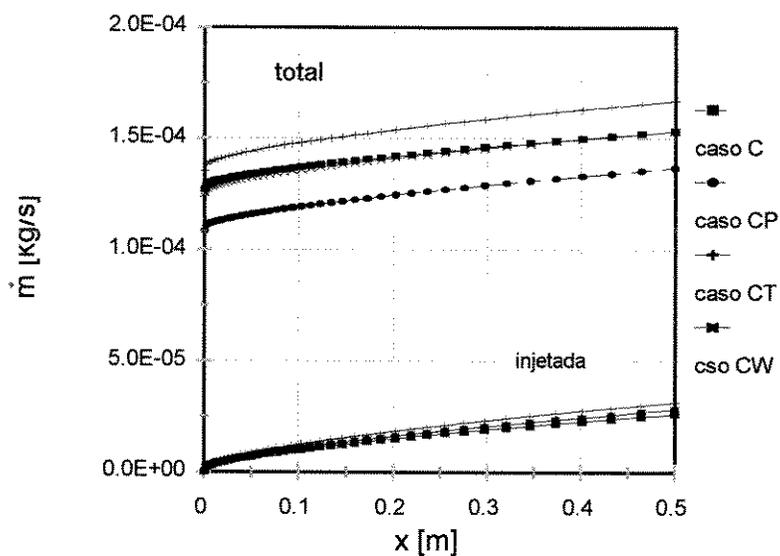


Figura 3.19: Vazão mássica de mistura gasosa e injetada ao longo do tubo (casos C, CP, CT e CW).

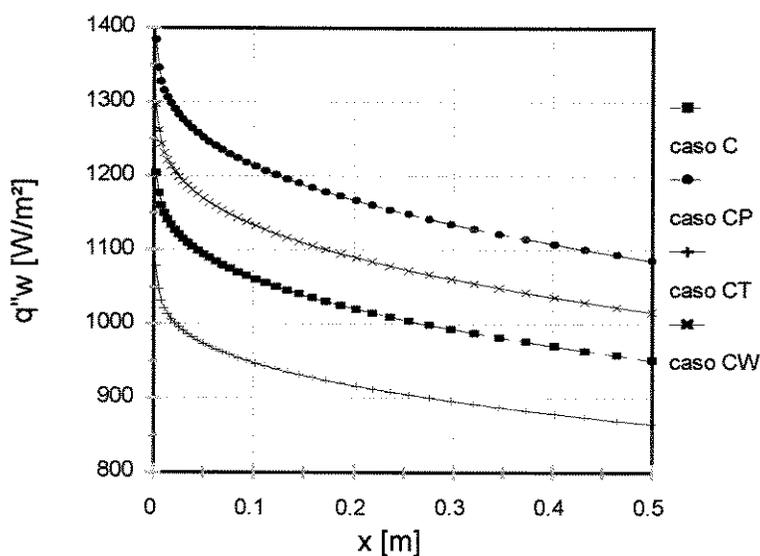


Figura 3.20: Densidades de fluxo de calor ao longo do tubo (casos C, CP, CT e CW).

Redução da pressão total (caso CP): A redução da pressão total de 25 para 20 bar, mantendo-se os demais valores ocasiona um aumento da difusividade da amônia na mistura gasosa, o que ocasiona um aumento da evaporação de amônia na parede, tendendo a diminuir a temperatura da parede. Esta diminuição de temperatura provoca a diminuição da pressão parcial da amônia junto à parede, mas como a pressão total é menor, o efeito global é um aumento da concentração na parede, assim, ambos os efeitos descritos tendem a aumentar a evaporação de

amônia. A redução de temperatura da parede ocasiona um aumento do fluxo de calor através dessa. A redução da pressão total também provoca um decréscimo da densidade na entrada, e, como a injeção de massa é maior, a variação de densidade é maior, provocando maiores velocidades. Este aumento de velocidade, entretanto, não chega a compensar o decréscimo da densidade, assim, a vazão mássica é menor do que o obtido no caso padrão com pressão de 25 bar.

Aumento da temperatura da mistura gasosa na entrada (caso CT): O aumento da temperatura inicial da mistura gasosa na entrada faz aumentar a temperatura na parede, o que ocasiona uma concentração de equilíbrio mais alta na parede, fazendo aumentar a injeção de massa (pelo aumento do gradiente e também pelo pequeno aumento da difusividade). A elevação da temperatura da parede diminui o fluxo de calor através dela. A densidade inicial é um pouco mais baixa, entretanto, como a injeção de massa é mais elevada, a variação entre a densidade de entrada e saída aumenta, fazendo assim aumentar tanto a velocidade como a vazão mássica.

Redução da concentração da mistura gasosa na entrada (caso CW): A redução da concentração inicial significa uma redução da pressão parcial da mistura, o que reduz a temperatura de evaporação e a concentração na parede. A redução de temperatura aumenta o fluxo de calor pela parede. A redução da concentração na parede é menor do que a redução da média, gerando gradientes mais altos de concentração, que juntamente com o aumento do fluxo de calor, tendem a aumentar a injeção de massa. Este aumento é bem pequeno, entretanto, mas o suficiente para gerar uma diferença de densidades entre entrada e saída superior que a do caso padrão, de modo a provocar um aumento de velocidade que é compensado pela redução da densidade inicial, produzindo uma vazão mássica similar ao caso C.

3.4.3 Variação das Condições Geométricas:

Passaremos agora a analisar a influência dos fatores geométricos no comportamento do sistema. Para tanto, utilizaremos como padrão ainda o caso C e variaremos o raio e o comprimento do tubo, além de apresentar uma geometria de anel entre dois tubos concêntricos conforme mostrado na tabela 3.3 abaixo:

Tabela 3.3: Condições iniciais, de contorno e variações das condições geométricas.

Caso	L	R	R_{ei}	P	T_0	w_0	U_g	T_∞
Unid.	m	m	m	bar	°C	%	W/m ² K	°C
C	0.5	0.005	-	25	5	25	50	5
CL	0.25	0.005	-	25	5	25	50	5
CR	0.5	0.0025	-	25	5	25	50	5
ANEL	0.5	0.0075	0.0055	25	5	25	50	5

Vamos apresentar inicialmente os resultados dos casos CL e CR, para depois discutir separadamente o caso ANEL, já que este apresenta peculiaridades em relação à geometria e condições de contorno adotadas.

No caso da diminuição do comprimento do tubo, a pressão de movimento diminui, aumentando assim a influência do termo de flutuação $(\rho_0 - \rho)g$ em cada posição radial, e deslocando a velocidade máxima do centro do tubo para a parede. Isto pode ser constatado observando-se a figura 3.21 que apresenta a distribuição axial da pressão de movimento nos casos padrão (caso C), com $L = 0.25$ (caso CL) e com $R = 0.0025$ (caso CR) e também as figuras 3.22, 3.23 e 3.24, que mostram as distribuições radiais de velocidade axial para o caso C, CL e CR em pontos equivalentes do tubo (mesmo x/L).

Na realidade, não é somente a diminuição do comprimento que desloca a velocidade máxima para próximo à parede, mas sim a relação L/R ; para valores baixos dessa relação, ou seja, para tubos curtos e de raio grande, o desenvolvimento das camadas limites dinâmica, térmica, e de concentração, se assemelham mais ao caso de placa plana vertical do que de tubo propriamente dito, pois os efeitos da parede não chegam a se difundir até o centro do tubo.

No caso da redução do raio de 0,005 para 0,0025 m, observamos que o perfil de velocidades axial passa a tender a um perfil parabólico devido às menores diferenças de temperaturas e concentrações entre a parede e o centro do tubo.

As figuras 3.25 e 3.26 apresentam o desenvolvimento perfis radiais de concentração e temperatura para o caso CL, enquanto as figuras 3.27 e 3.28 mostram o desenvolvimento destes mesmos perfis para o caso CR (para o caso C foram apresentadas nas figuras 3.9 e 3.10).

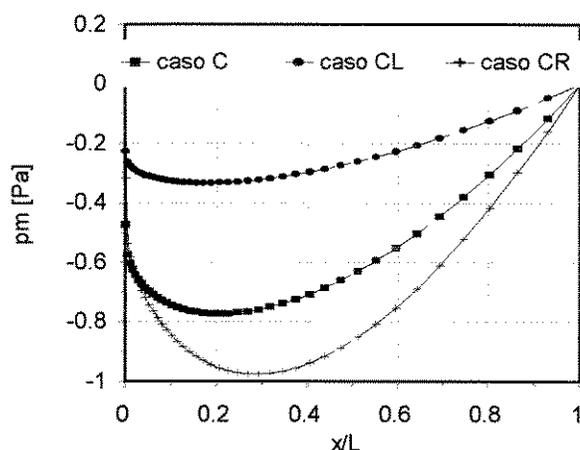


Figura 3.21: Pressão de movimento para os casos C, CR e CL.

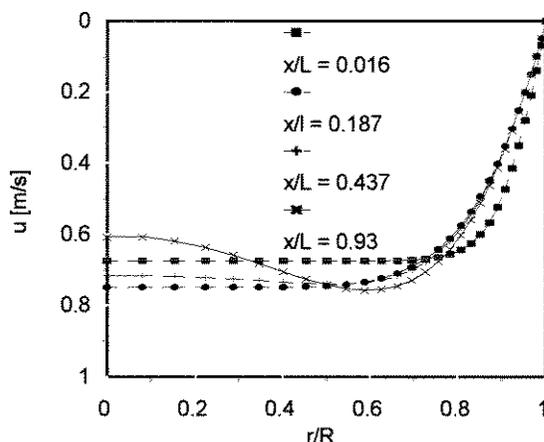


Figura 3.22: Perfis axiais de velocidade ao longo do tubo (caso C).

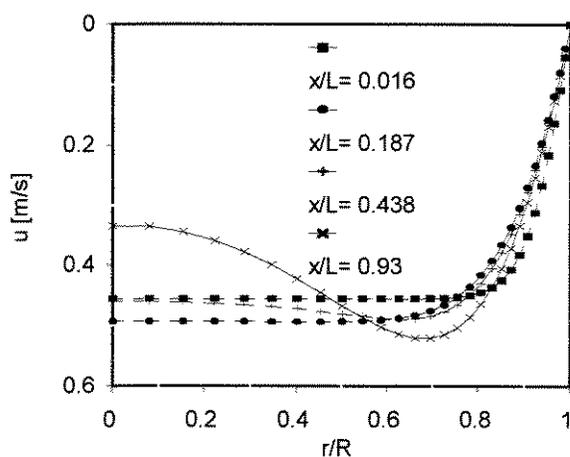


Figura 3.23: Perfis de velocidade axial ao longo do tubo (caso CL).

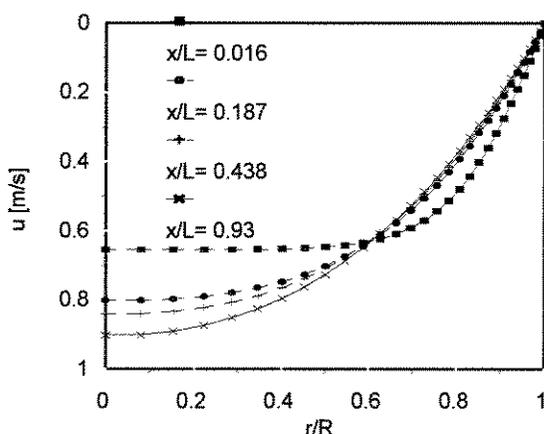


Figura 3.24: Perfis de velocidade axial ao longo do tubo (caso CR).

Comparando-se as distribuições radiais para posições axiais equivalentes (mesmo x/L) de concentração e temperatura entre o caso CL e o do caso CR, observamos que para o tubo de menor comprimento (L/R menor) as condições no centro do tubo, mesmo ao seu final, pouco variaram em relação à entrada, enquanto no caso do tubo de menor raio e maior comprimento (L/R maior) as condições no centro do tubo próximo à saída são bem mais próximas às condições na parede.

Pode-se perceber que para um raio menor, as camadas limites térmica e de concentração se encontram no centro do tubo fazendo com que ao final deste as diferenças de concentração e

temperatura entre a parede e o centro sejam bem menores.

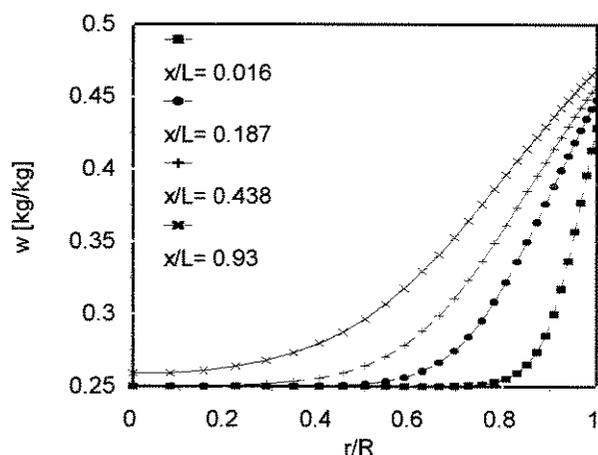


Figura 3.25: Perfis de concentração ao longo do tubo (caso CL).

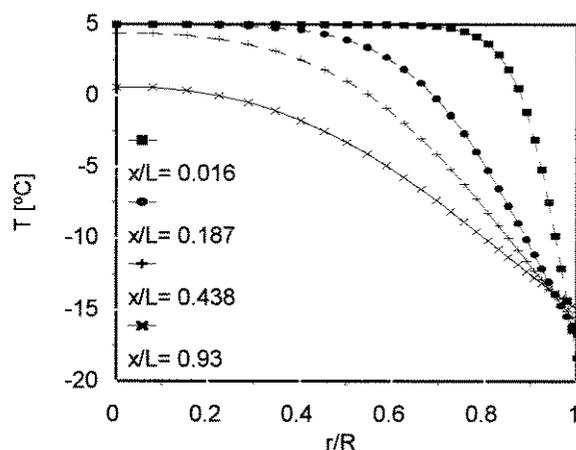


Figura 3.26: Perfis de temperatura ao longo do tubo (caso CL).

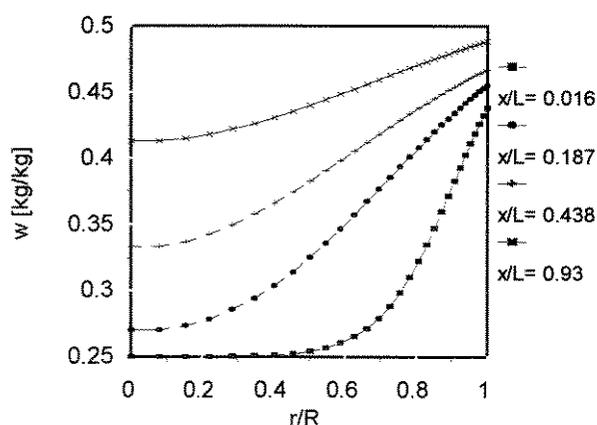


Figura 3.27: Perfis de concentração ao longo do tubo (caso CR).

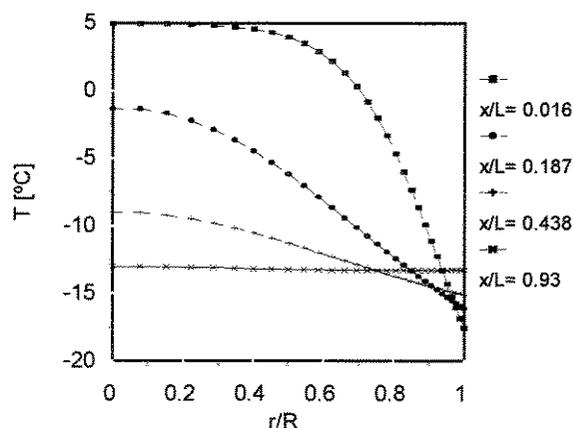


Figura 3.28: Perfis de temperatura ao longo do tubo (caso CR).

A redução da força motriz, com a redução do comprimento, acarreta também uma redução da velocidade axial e da vazão mássica através do tubo, as transferências de calor e massa que ocorrem na parede, com a diminuição da área de troca, também são menores, mas como a região de entrada é que possui maiores gradientes, a densidade de fluxo de calor e massa é maior.

Diminuindo-se o raio pela metade, a área de troca de calor e massa diminui na mesma proporção, entretanto a área de secção transversal diminui para um quarto da original, diminuindo assim a vazão mássica. As figuras 3.29, 3.30, 3.31 e 3.32 apresentam respectivamente as distribuições de concentrações e temperaturas médias e da interface ao longo do tubo, as vazões mássicas e injetadas e as densidades de fluxo de calor para os dois casos discutidos acima.

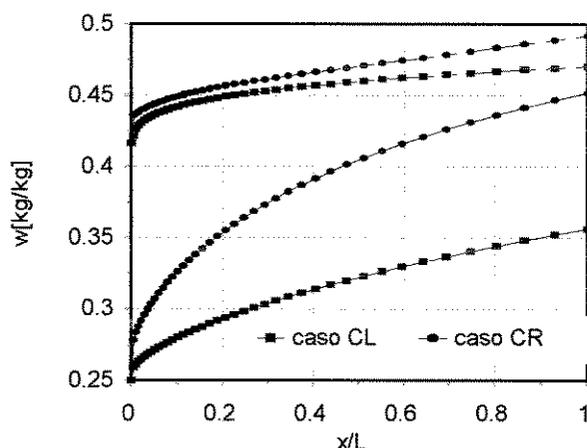


Figura 3.29: Distribuição de concentrações da interface e média ao longo do tubo (casos CL e CR).

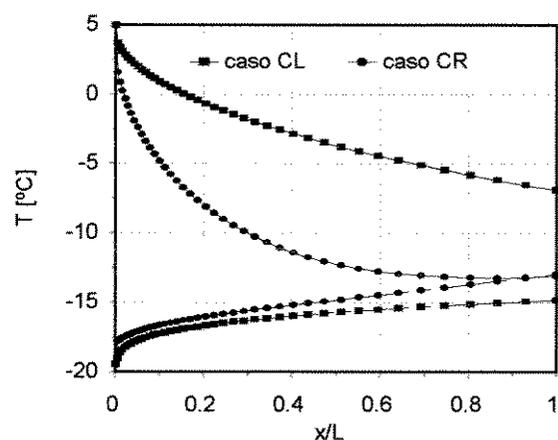


Figura 3.30: Distribuição de temperaturas da interface e média ao longo do tubo (casos CL e CR).

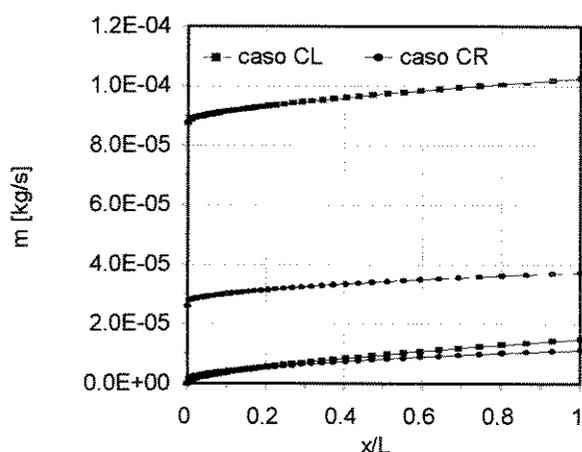


Figura 3.31: Vazão mássica de mistura gasosa e amônia injetada ao longo do tubo (casos CR e CL).

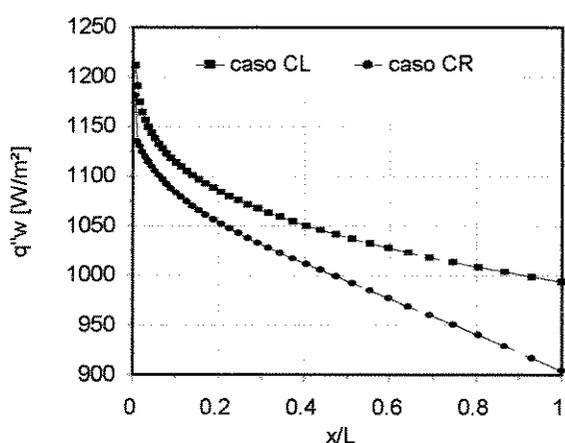


Figura 3.32: Densidade de fluxo de calor externo na parede ao longo do tubo (casos CL e CR).

Das variações analisadas no comportamento do sistema, percebemos que as que provocam maiores influências são as geométricas, principalmente o raio do tubo. Variando-se o raio, e multiplicando-se o número de tubos em paralelo, pode-se obter as vazões, os níveis de enriquecimento do gás, e as taxas de troca de calor desejadas.

Para a aplicação específica do evaporador dos sistemas de refrigeração por absorção, seria vantajoso se trabalhar com diâmetros menores, entretanto, tentando manter a vantagem do aumento da área de troca de calor e massa pelo aumento do diâmetro e procurando se manter a mesma área de secção transversal, a utilização de dois tubos concêntricos, gerando uma área de

secção transversal em forma de anel, proposta por STIERLIN (1971) para o evaporador e também utilizado por ele mesmo como um saturador adiabático (para medição da concentração de NH_3 na mistura gasosa) pode ser vantajosa.

Apresentamos assim o caso ANEL com uma geometria similar à proposta por Stierlin (Comunicação pessoal), com as demais condições similares ao caso C, conforme mostrado na tabela 3.3.

O raio interno do tubo externo (R_{ie}) é de 7,5 mm e o raio externo do tubo interno (R_{ei}) é de 5,5 mm, formando assim um espaço anular de 2 mm de espessura. Estes diâmetros foram escolhidos de modo a se manter a área de secção transversal do anel praticamente igual à do caso C. O volume de controle é então um espaço anular com $R_{ei} < r < R_{ie}$. A película de amônia líquida umidece somente o tubo externo, assim, o tubo interno foi considerado adiabático e impermeável, e a velocidade axial na parede interna é zero.

Para a solução deste caso, utilizamos uma malha no sentido radial diferente do utilizado nos casos anteriores: para melhor representar os gradientes de velocidade junto à parede do tubo interno, onde a velocidade axial é zero, utilizamos uma malha que é crescente do raio interno até a metade do espaço anular e depois decresce daí até o raio externo. Para isto, o número de pontos no sentido radial passou de 29 para 30 e o valor da razão de progressão geométrica passou de 0.93 para 1.07. No eixo axial manteve-se a mesma malha.

As figuras 3.33 e 3.34 apresentam o desenvolvimento dos perfis de concentração e temperatura ao longo do tubo nas mesmas posições axiais anteriores.

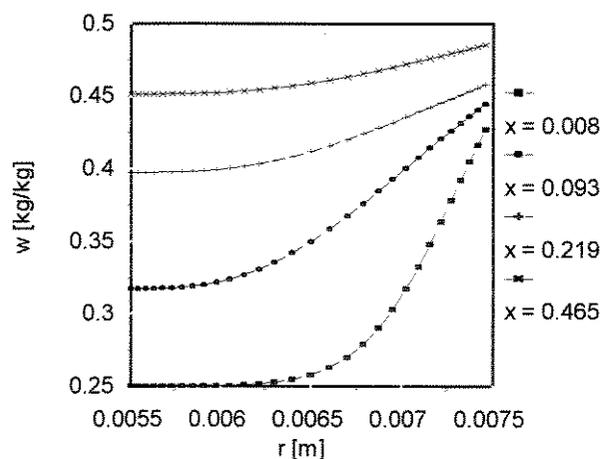


Figura 3.33: Perfis de concentração ao longo do tubo (caso ANEL).

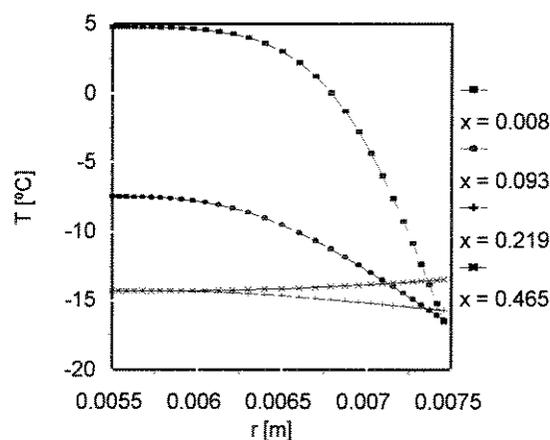


Figura 3.34: Perfis de temperatura ao longo do tubo (caso ANEL).

Podemos perceber que devido à pequena distância entre as paredes, tanto as temperaturas como as concentrações praticamente se equalizam ao final do tubo, de maneira similar ao caso CR com raio de 2,5 mm.

O Perfil de velocidades axial, como no caso CR, tende a um perfil parabólico, mas com velocidade nula em ambos os extremos do anel, conforme pode ser notado na figura 3.35.

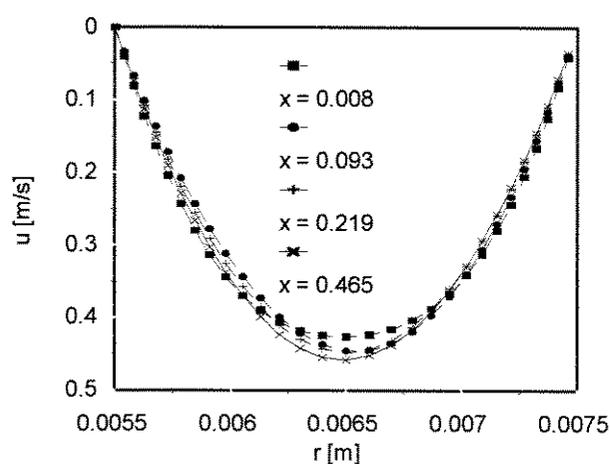


Figura 3.35: Desenvolvimento do perfil de velocidade axial (caso ANEL).

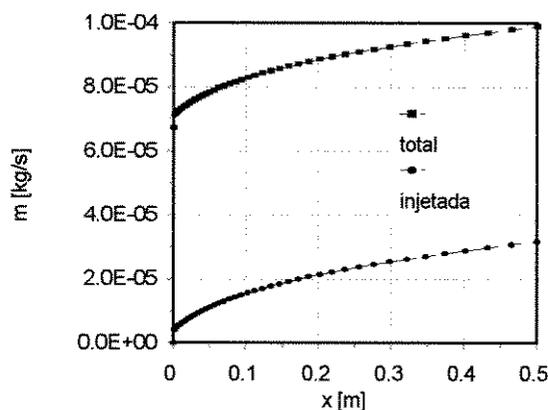


Figura 3.36: Vazão mássica de mistura gasosa e injetada ao longo do tubo (caso ANEL).

A figura 3.36 traz as vazões mássicas da mistura gasosa e injetada para este caso. Comparando-a com a figuras 3.31 do caso CR, e 3.15 do caso C, podemos notar que a massa injetada aumenta em relação aos dois casos, enquanto a vazão mássica total diminui em relação ao caso C (com área de secção transversal similar) e aumenta em relação ao caso CR, o que se traduz num maior enriquecimento da mistura gasosa.

As figuras 3.37 e 3.38 ,respectivamente, mostram a distribuição das concentrações e temperaturas média e da parede ao longo do tubo (para as mesmas posições axiais) para o caso ANEL.

Notamos realmente um maior enriquecimento do gás em relação a todos os outros casos anteriores, assim como uma rápida equalização entre a temperatura média e a da parede, sendo que a partir de pouco mais da metade do duto, a temperatura média passa a ser mais baixa que a da parede, invertendo o sentido do fluxo de calor sensível entre a parede e a mistura gasosa e forçando uma maior troca de calor do exterior para suprir o calor necessário para a evaporação.

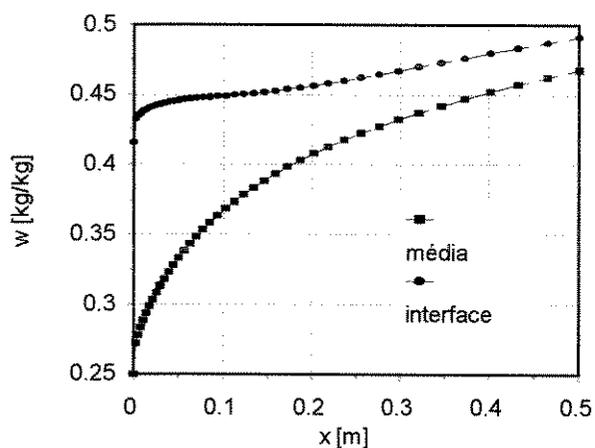


Figura 3.37: Distribuição de concentrações média e da interface ao longo do tubo (caso ANEL).

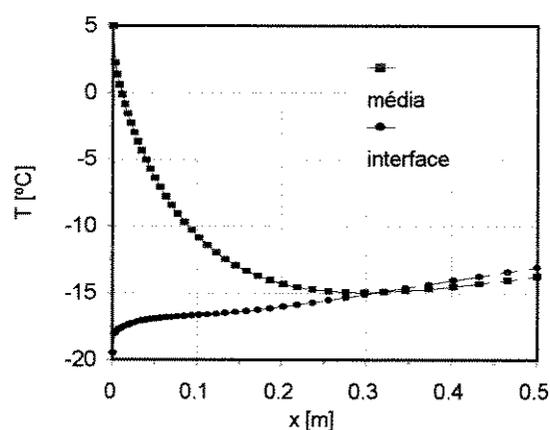


Figura 3.38: Distribuição de temperaturas média e da interface ao longo do tubo (caso ANEL).

As figuras 3.39 e 3.40 apresentam as densidades de fluxo de massa e calor ao longo do tubo para este caso.

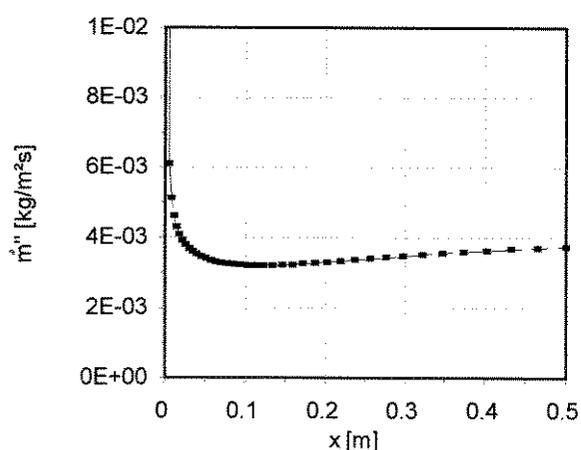


Figura 3.39: Densidade de fluxo de massa ao longo do tubo (caso ANEL).

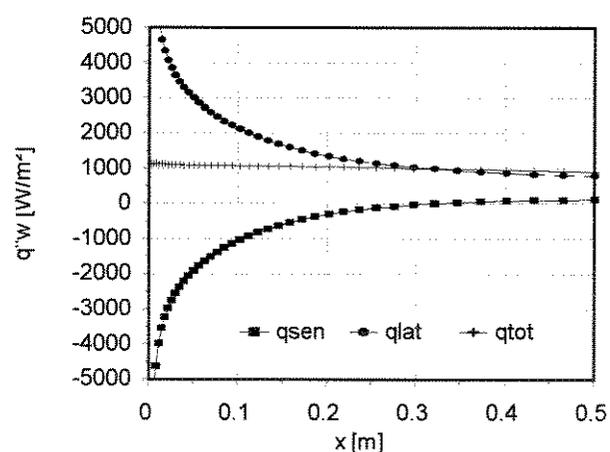


Figura 3.40: Densidades de fluxo de calor ao longo do tubo (caso ANEL).

Comparando-se os valores de densidade de fluxo de massa obtidos neste caso com os outros, podemos observar que são os maiores já obtidos, considerando-se ainda que a área de troca de massa também é maior, esse caso apresenta a maior transferência de massa obtida.

Tendo investigado exaustivamente as principais influências dos diversos fatores no comportamento do evaporador, passaremos agora a descrever e analisar o modelo proposto para o absorvedor.

Capítulo 4

O Absorvedor:

4.1 Formulação do problema:

Passaremos agora a analisar o absorvedor do sistema de refrigeração com gás inerte, adotando para tanto um volume de controle similar ao utilizado para o evaporador, ou seja, um tubo vertical de raio R e comprimento L , aberto em ambas as extremidades para um ambiente contendo uma mistura gasosa de $\text{NH}_3\text{-H}_2$ a uma pressão total P , com concentração w_0 de NH_3 e temperatura T_0 . Pela parede interna do tubo escorre uma película de solução de NH_3 e água, com concentração c_{L0} e temperatura T_{L0} .

Quando a pressão parcial de NH_3 na mistura gasosa é maior que a pressão de vapor de NH_3 de equilíbrio da solução para a temperatura da superfície da mesma, ocorre a absorção do vapor de amônia da mistura gasosa na superfície da película. A diferença entre a concentração de vapor de amônia na interface e a média da mistura gasosa gera um fluxo difusivo de amônia no gás na direção da interface. Já na solução, o fluxo difusivo é da interface para o filme. A transferência de NH_3 do gás para a solução, juntamente com a transferência de calor associada à absorção, geram diferenças de densidade no gás que promovem o movimento deste no sentido ascendente do tubo. A solução, por sua vez escorre pela parede do tubo no sentido descendente. O escoamento gerado é portanto em contra-corrente.

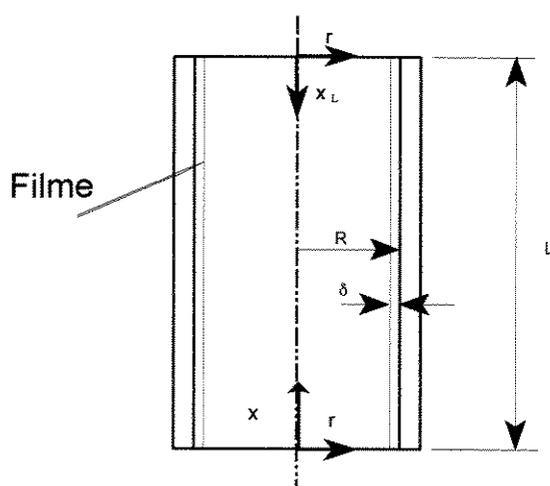
Cabe ressaltar que no caso do absorvedor, a princípio, não foi utilizada a condição de espessura do filme desprezível e estacionário (utilizada no evaporador) principalmente por duas razões:

a) A vazão de solução no absorvedor é maior que a de amônia líquida no evaporador (esta última tende inclusive a zero ao final do evaporador).

b) A amônia absorvida na superfície da película de solução, tem que se difundir pelo filme, cuja resistência à absorção tem grande influência no processo, já que sua ordem de grandeza é similar à da resistência à difusão do vapor de amônia na mistura gasosa até a interface.

Assim, no caso que analisaremos, as resistências à difusão de massa e de calor estão presentes tanto na fase gasosa como na fase líquida, que fluem em contra-corrente.

Na superfície externa do tubo existe um ambiente a uma temperatura T_∞ e com um coeficiente global de transferência de calor U_g . O calor gerado com a absorção da amônia na interface é transferido para o gás e para a solução.



O volume de controle é dividido em dois domínios: O domínio da película de solução, com coordenadas $0 \leq x_L \leq L$ e $(R-\delta) \leq r \leq R$, com o eixo x_L direcionado de cima para baixo do tubo, e o domínio da fase gasosa, com coordenadas $0 \leq x \leq L$ e $0 \leq r \leq (R - \delta)$, com o eixo x orientado de baixo para cima no tubo.

Figura 4.1: Volume de controle para a análise do absorvedor com seus dois domínios.

4.2 Modelamento do filme de solução:

Considerando-se que a massa de vapor absorvida é pequena em relação ao fluxo de solução, a espessura do filme é considerada constante e as velocidades radial e angular são nulas, a equação de conservação da quantidade de movimento axial para o fluxo em regime laminar permanente fica:

$$\frac{1}{r} \times \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_L \frac{\partial u_L}{\partial r} \right) + \rho_L g = 0 \quad (4.1)$$

Assumindo que as propriedades do líquido são constantes e independentes da temperatura e concentração (os valores para as propriedades da solução são apresentados no apêndice II), temos:

$$\frac{v_L}{r} \frac{\partial u_L}{\partial r} + v_L \frac{\partial^2 u_L}{\partial r^2} + g = 0 \quad (4.2)$$

As condições de contorno de não escorregamento na parede e tensão de cisalhamento desprezível na interface gás-líquido fornecem:

$$\begin{aligned} r = R : \quad u_L &= 0 \\ r = (R-\delta) : \quad \frac{\partial u_L}{\partial r} &= 0 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Integrando-se a eq.(4.2) duas vezes obtemos:

$$u_L = \frac{g}{2v_L} \left[\frac{R^2 - r^2}{2} + (R-\delta)^2 \ln\left(\frac{r}{R}\right) \right] \quad (4.4)$$

A vazão mássica é obtida integrando-se:

$$\dot{m}_L = 2\pi\rho_L \int_{R-\delta}^R u_L r dr \quad (4.5)$$

Que resulta:

$$\dot{m}_L = \frac{\pi\rho_L g}{2v_L} \left\{ \frac{R^4}{4} - R^2(R-\delta)^2 + \frac{3(R-\delta)^4}{4} + \left[(R-\delta)^4 \ln\left(\frac{R}{R-\delta}\right) \right] \right\} \quad (4.6)$$

Ainda considerando que efeitos secundários de difusão mássica devido a gradientes de

temperatura sejam desprezíveis, e que exista equilíbrio termodinâmico na interface entre a pressão parcial do vapor de amônia na mistura gasosa e a pressão de vapor de amônia da solução, de acordo com GROSSMAN (1983), a transferência simultânea de calor e massa em regime permanente pode ser descrita pelas seguintes equações:

energia:

$$u_L \frac{\partial T_L}{\partial x_L} = \frac{\alpha_L}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_L}{\partial r} \right) \quad (4.7)$$

difusão:

$$u_L \frac{\partial c_L}{\partial x_L} = \frac{D_L}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial c_L}{\partial r} \right) \quad (4.8)$$

4.3 Modelamento da Mistura Gasosa:

Para a fase gasosa, as principais hipóteses simplificadoras são:

1. O fluxo é laminar e em regime permanente.
2. As simplificações da camada limite são válidas (como no caso do evaporador).
3. A dissipação viscosa e o trabalho de pressão são desprezíveis na equação da energia.
4. Fenômenos secundários não são considerados, apenas o transporte de energia pela interdifusão de espécies.

Com estas hipóteses, o escoamento de mistura gasosa em regime permanente por convecção natural devido aos efeitos combinados de flutuação resultantes de gradientes de temperatura e concentração pode ser descrito pelas seguintes equações:

Continuidade:

$$r \frac{\partial(\rho_g u_g)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_g r v_g)}{\partial r} = 0 \quad (4.9)$$

Quantidade de Movimento Axial:

$$\rho_g u_g \frac{\partial u_g}{\partial x} + \rho_g v_g \frac{\partial u_g}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_g \frac{\partial u_g}{\partial r} \right) - \frac{dp_m}{dx} - (\rho_g - \rho_{g0})g \quad (4.10)$$

Energia:

$$\rho_g c p_g u_g \frac{\partial T_g}{\partial x} + \rho_g c p_g v_g \frac{\partial T_g}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_g \frac{\partial T_g}{\partial r} \right) + \left[\rho_g D_g (c p_v - c p_n) \frac{\partial T_g}{\partial r} \cdot \frac{\partial w_g}{\partial r} \right] \quad (4.11)$$

Concentração:

$$\rho_g u_g \frac{\partial w_g}{\partial x} + \rho_g v_g \frac{\partial w_g}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \rho_g D_g \frac{\partial w_g}{\partial r} \right) \quad (4.12)$$

Assim, as equações para a fase gasosa são muito similares às utilizadas no evaporador, apenas o termo de empuxo na equação (4.10) da quantidade de movimento teve seu sinal invertido, devido à mudança na orientação do eixo, neste caso de baixo para cima.

A conservação de massa global para a fase gasosa deve ser satisfeita para todas as posições axiais:

$$\int_0^{R-\delta} \rho_g u_g r dr = \int_0^{R-\delta} \rho_{g0} u_{g0} r dr - (R-\delta) \int_0^l \rho_g v_{gw} dx \quad (4.13)$$

Esta equação é utilizada no procedimento iterativo para verificar se o gradiente de pressão foi escolhido corretamente.

4.4 Condições de Contorno:

Veremos inicialmente as condições mais simples, que se aplicam a cada um dos domínios separadamente, para depois analisar as condições de acoplamento, ou seja, aquelas que se aplicam

a ambos os domínios simultaneamente, que são as condições na interface.

Para a fase líquida temos:

Na entrada do tubo:

$$x_L = 0 : \quad T_L = T_{L0}; \quad c_L = c_{L0} \quad (4.14)$$

Na interface entre a película de líquido e a parede do tubo, as condições de contorno de uma forma geral podem ser descritas como:

$$r = R : \quad \frac{\partial c_L}{\partial r} = 0; \quad T_L = T_w \quad (4.15)$$

Onde T_w é avaliada a partir de um balanço de energia na parede, de acordo com a condição externa imposta ao tubo. Analisaremos somente a condição convectiva externa, já que é a de maior interesse prático, assim, quando o coeficiente global de transferência de calor Ug , e a temperatura do fluido externo T_∞ são conhecidos, o balanço de energia é dado por:

$$Ug(T_w - T_\infty) = k_L \frac{\partial T_L}{\partial r} \Big|_{r=R} \quad (4.16)$$

Para a fase gasosa temos:

Na entrada do tubo:

$$x = 0 : \quad u_g = u_{g0}; \quad v_g = 0; \quad T_g = T_{g0}; \quad w_g = w_{g0}; \quad p_m = -\rho_g \frac{u_{g0}^2}{2} \quad (4.17)$$

Na saída do tubo:

$$x = L : \quad p_m = 0 \quad (4.18)$$

Na linha de centro do tubo:

$$r = 0 : \quad \frac{\partial u_g}{\partial r} = \frac{\partial T_g}{\partial r} = \frac{\partial w_g}{\partial r} = 0; \quad v_g = 0 \quad (4.19)$$

Na interface gás-líquido, temos a igualdade de temperaturas e pressões parciais de NH_3 , a velocidade axial do gás tem mesmo módulo que a do líquido, mas sentido oposto, devido ao sentido oposto do eixo axial para os dois volumes de controle:

$$r = R - \delta : \quad u_{gi} = -u_{Li}; \quad T_{gi} = T_{Li}; \quad Pp_{gi} = Pp_{Li} \quad (4.20)$$

Além disso, balanços locais de massa e energia entre as fases líquida e gasosa nos fornecem:

massa:

$$r = R - \delta : \quad \dot{m}_g = \dot{m}_L \quad (4.21)$$

energia:

$$r = R - \delta : \quad \frac{\dot{m}}{A} \cdot h_{abs} = k_L \frac{\partial T_L}{\partial r} \Big|_{r=R-\delta} + k_g \frac{\partial T_g}{\partial r} \Big|_{r=R-\delta} \quad (4.22)$$

Onde o termo (\dot{m}/A) é desenvolvido a seguir.

Lembrando que como a interface foi considerada fixa (espessura do filme constante) e permeável somente a NH_3 , as velocidades radiais de amônia em ambas as fases podem ser calculadas conforme ECKERT e DRAKE (1959):

$$v_{Li} = \frac{D_L}{(1-c_{Li})} \times \frac{\partial c_L}{\partial r} \Big|_{r=R-\delta}$$

e

$$v_{gi} = \frac{D_g}{(1-w_{gi})} \times \frac{\partial w_g}{\partial r} \Big|_{r=R-\delta} \quad (4.23)$$

O fluxo de massa na interface pode ser calculado como:

$$\dot{m} = \rho v A \quad (4.24)$$

onde A é a área de troca de massa envolvida.

Assim, o balanço de massa na interface pode ser escrito como:

$$r = R - \delta: \frac{\rho_L D_L}{(1 - c_{Li})} \times \frac{\partial c_L}{\partial r} \Big|_{r=R-\delta} = \frac{\rho_g D_g}{(1 - w_{gi})} \times \frac{\partial w_g}{\partial r} \Big|_{r=R-\delta} = \frac{\dot{m}}{A} \quad (4.25)$$

Cabe ressaltar que o calor de absorção (h_{abs}) pode ser calculado, utilizando-se as equações de estado para a mistura amônia-água apresentadas por ZIEGLER e TREPP (1984), segundo a equação:

$$h_{abs} = h_{g(Pp, T_i)} - h_{l(P, T_i)} - (1 - c_{Li}) \frac{\partial hexc_{(Pp, T_i, c_{Li})}}{\partial c_L} - hexc_{(Pp, T_i, c_{Li})} \quad (4.26)$$

onde: $h_{g(Pp, T_i)}$ é a entalpia do vapor de amônia na pressão parcial da mistura Pp e na temperatura T_i .

$h_{l(P, T_i)}$ é a entalpia da amônia líquida na pressão total P e na temperatura T_i .

$hexc_{(Pp, T_i, c_{Li})}$ é a entalpia de excesso da solução na pressão parcial Pp, na temperatura T_i e com concentração c_{Li}

Assim, as condições na interface podem ser calculadas em função de T_i através de um método iterativo como Newton-Raphson.

4.5 Método de solução:

Como as equações para a fase líquida e gasosa são acopladas pelas condições de contorno na interface em $r = R - \delta$ e os fluxos são em contra-corrente, a solução de cada conjunto de equações será realizada separadamente, utilizando um procedimento iterativo, atualizando-se as condições de contorno na interface a cada iteração.

Iniciando pela fase líquida, e com os valores da temperatura, concentração e vazão mássica da solução na entrada do tubo, a equação (4.6) é utilizada para se calcular a espessura δ da película de solução (que é considerada constante por toda a extensão do tubo). Foi utilizado um esquema numérico tipo Newton-Raphson para isto.

O volume de controle é então dividido em dois domínios: o domínio da película de solução líquida ($(R-\delta) \leq r \leq R$ e $0 \leq x_L \leq L$) e o domínio da mistura gasosa ($0 \leq r \leq (R-\delta)$ e $0 \leq x \leq L$). As malhas para os dois domínios são então geradas. Preferiu-se trabalhar com malhas irregulares para se obter maior precisão junto à entrada da mistura gasosa, onde ocorrem os maiores gradientes. As malhas são criadas através de uma série em progressão geométrica. Na direção axial as razões de progressão geométrica utilizadas para o gás e o líquido foram respectivamente 1/0,95 e 0,95 com 80 pontos, isto para se obter uma correspondência dos pontos axiais dos dois domínios. Na direção radial as razões utilizadas foram iguais a 0,93 para o gás (com 29 pontos) e 1,0 para o líquido (com 15 pontos).

O perfil de velocidades axial na película de solução é então calculado a partir da equação (4.4). Este perfil é considerado constante ao longo de todo tubo.

Da mesma forma que no capítulo anterior, onde foi estudado o evaporador, um método numérico totalmente implícito foi utilizado para a solução de cada domínio. As equações em sua forma dimensional foram discretizadas através do mesmo esquema discutido no capítulo anterior (apresentadas no apêndice I para a fase gasosa e II para a fase líquida). A solução, entretanto tem suas particularidades, tendo em vista o acoplamento de dois fluxos em contra-corrente.

Uma breve descrição dos procedimentos de solução é dada a seguir:

- (a) Arbitra-se uma distribuição axial de pressão parcial de amônia na interface gás-líquido (uma distribuição uniforme foi utilizada) e resolve-se as equações de energia e concentração para a solução, equações (4.7) e (4.8), como se o gás fosse amônia pura a uma pressão total correspondente à distribuição de pressão parcial arbitrada.
- (b) Para a resolução das equações (4.7) e (4.8), as condições de contorno na interface líquido-gás e líquido-parede são calculadas por um esquema Newton-Raphson utilizando os balanços de massa, energia e as condições de equilíbrio.
- (c) A resolução das equações da fase líquida fornece as distribuições axiais de temperatura e concentração de equilíbrio do gás na interface, que são utilizadas como condições de contorno para a resolução das equações da fase gasosa, de maneira similar à do caso do evaporador.
- (d) Para a resolução das equações da fase gasosa, procede-se de maneira análoga à apresentada no capítulo anterior: com a temperatura e concentração da interface especificadas, assume-se uma

velocidade inicial e resolve-se o algoritmo até o final do tubo, sem fazer restrições quanto ao valor da pressão de movimento neste ponto. A solução das equações fornece então os gradientes de temperatura e concentração ao longo da interface do lado do gás, com os quais podemos recalcular os fluxos de calor e massa trocados pela fase gasosa. Estes fluxos são utilizados a partir deste ponto como condições de contorno para a solução da fase líquida, em substituição à distribuição de pressões parciais inicialmente adotada.

(e) Os procedimentos (b), (c) e (d) são então repetidos até que as condições na interface (temperatura, concentrações no gás e na solução e fluxos de calor e massa) convirjam até uma determinada precisão.

(f) Testa-se então a condição de pressão de movimento nula na saída do fluxo de gás, caso seja satisfeita, o algoritmo termina, caso contrário, arbitra-se um novo valor para a velocidade inicial do gás e repete-se os procedimentos (b), (c) e (d) até a convergência.

4.6 Análise dos Resultados:

A condição de contorno externa utilizada foi a de maior significado físico, que é a condição convectiva com temperatura externa $T_{\infty} = 32^{\circ}\text{C}$ (temperatura ambiente de projeto e teste de sistemas de refrigeração) e coeficiente global $U_g = 50 \text{ W/m}^2\text{C}$.

As condições iniciais foram escolhidas de forma a representar valores usuais encontrados nos absorvedores dos sistemas de refrigeração domésticos e a geometria utilizada é similar à utilizada no evaporador: o comprimento do tubo $L = 0,5 \text{ m}$ e o raio $R = 0,005 \text{ m}$.

4.6.1 Variação das condições iniciais:

Uma primeira série de casos foi rodada variando-se uma das condições de cada vez para analisar a influência das várias condições iniciais no escoamento gerado. A tabela 4.1 apresenta os valores dos parâmetros utilizados em cada caso:

Tabela 4.1: Valores dos principais parâmetros nos casos I a VII.

caso	\dot{m}_L [kg/s]	c_{L0} [kg/kg]	T_{L0} [°C]	T_0 [°C]	P [bar]	w_0 [kg/kg]
I	0.0003	0.15	35	30	25	0.55
II	0.00015	0.15	35	30	25	0.55
III	0.0003	0.20	35	30	25	0.55
IV	0.0003	0.15	45	30	25	0.55
V	0.0003	0.15	35	40	25	0.55
VI	0.0003	0.15	35	30	20	0.55
VII	0.0003	0.15	35	30	25	0.45

As figuras 4.2 e 4.3 abaixo apresentam respectivamente as concentrações médias e na interface do líquido e do gás e as temperaturas média e da interface na fase gasosa (as temperaturas médias da fase líquida são muito próximas da temperatura da interface, que é comum a ambas as fases).

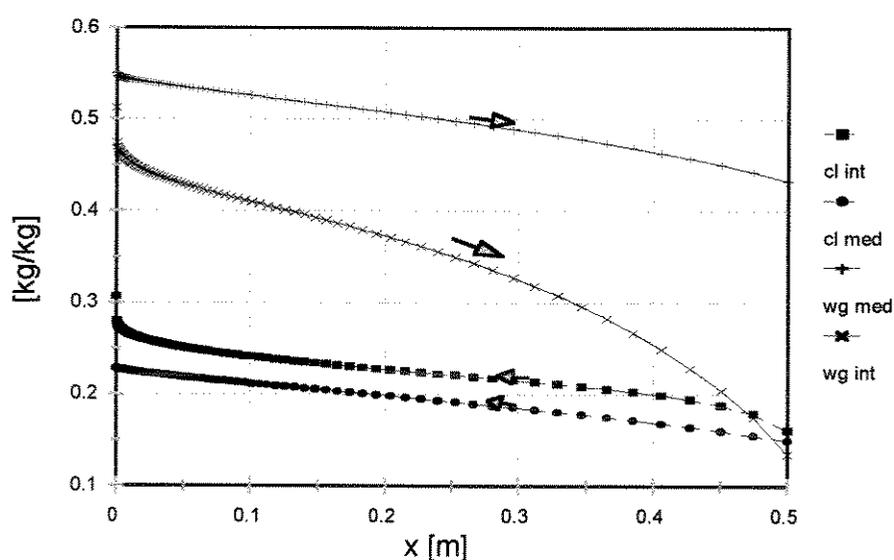


Figura 4.2: Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso I).

A distribuição de temperaturas da interface e média do gás apresentadas na figura 4.3 mostra que as temperaturas mais altas na interface encontram-se próximo à entrada do gás, onde devem ocorrer as maiores densidades de fluxo de massa também.

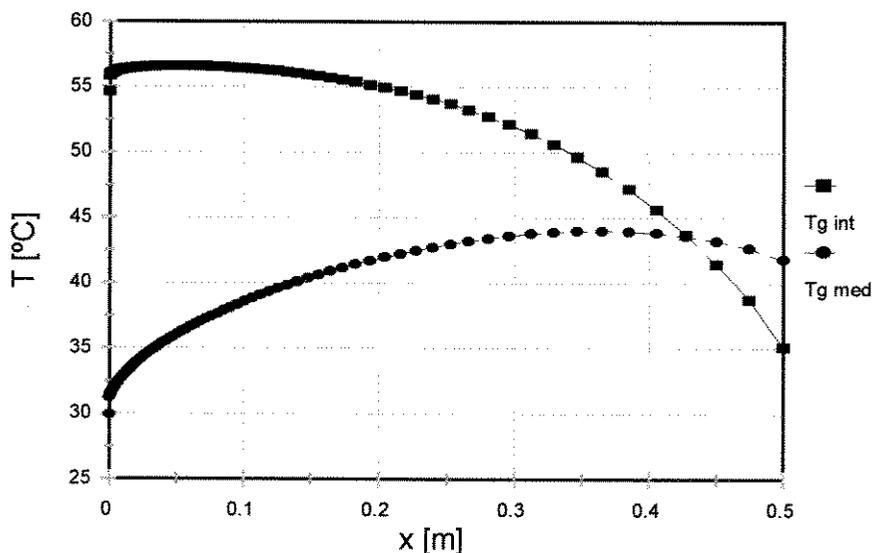


Figura 4.3: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso I).

Convém lembrar que os fluxos são contra-corrente, sendo que em todas as figuras que apresentaremos, a coordenada axial que será sempre utilizada é a referente ao escoamento do gás, que é ascendente. Assim, o lado esquerdo da figura ($x = 0$) representa a entrada de gás, que é a parte inferior do tubo e portanto a saída da solução líquida.

A coordenada axial referente ao escoamento da solução (x_L) pode ser facilmente obtida subtraindo-se o valor de x do comprimento total. Optamos por esta representação para evitar confusões desnecessárias.

Conforme pode ser observado na figura 4.2, as diferenças entre as concentrações média e da interface, para ambas as fases, ocorrem próximo à saída de cada fase. Na entrada, como seria de se esperar por partirem de concentrações homogêneas, elas são mais próximas. A fase líquida apresenta também uma diferença de concentrações praticamente constante durante a maior parte do comprimento do tubo, indicando que o perfil de concentrações se desenvolve rapidamente

devido à pequena espessura da mesma, enquanto no gás isto não chega a ocorrer. Este fato pode ser constatado pelas figuras 4.4 e 4.5, que mostram o desenvolvimento dos perfis de concentração no líquido e no gás para o caso I.

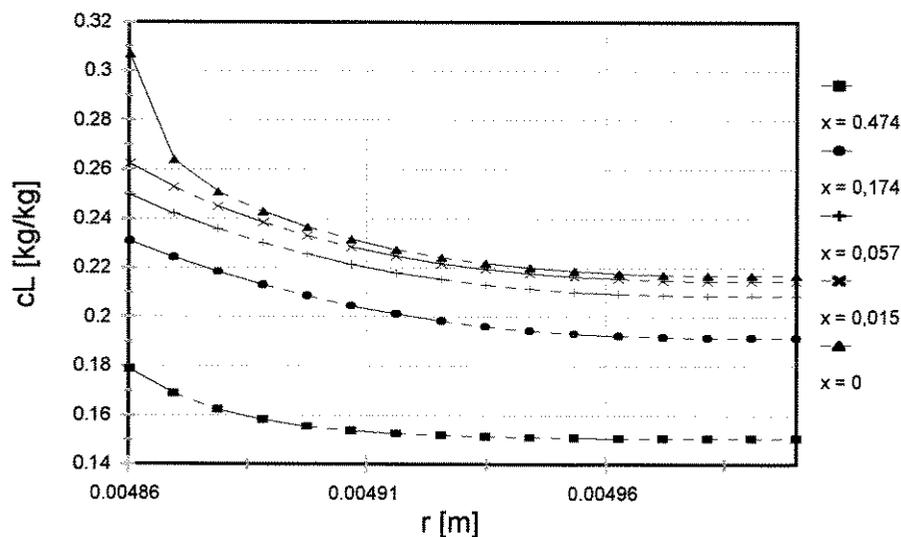


Figura 4.4: Perfis de concentração na fase líquida para várias posições axiais (caso I).

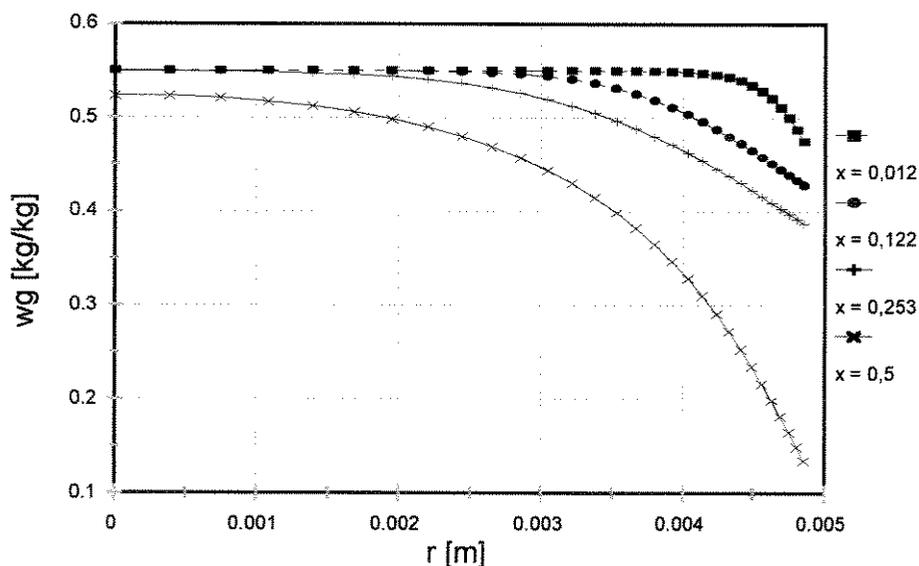


Figura 4.5: Perfis de concentração na fase gasosa para várias posições axiais (caso I).

As figuras 4.6 e 4.7 apresentam as densidades de fluxo de massa e calor para o caso I.

Observamos da figura 4.6 que bem próximo à entrada do gás há realmente uma

densidade de fluxo de massa muito mais elevada, que se estabiliza na região central do tubo, voltando a subir um pouco próximo à saída do gás.

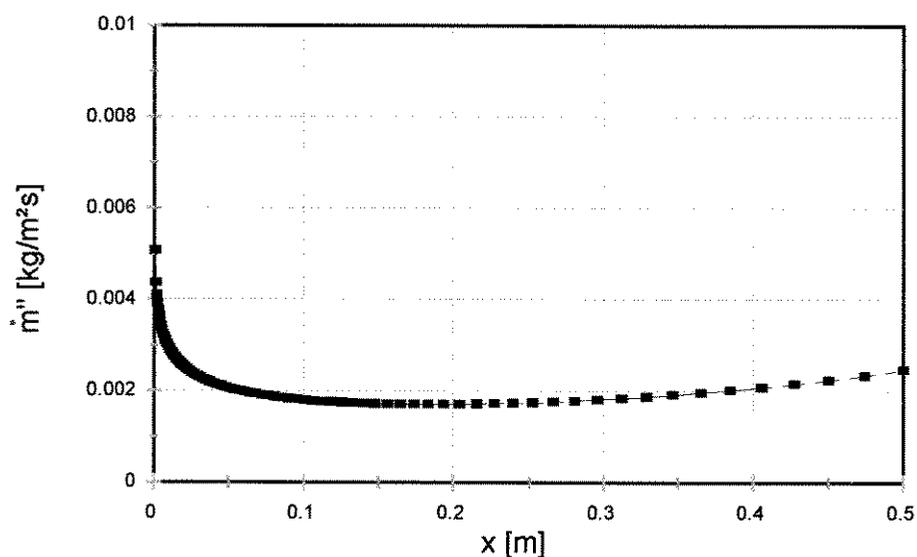


Figura 4.6: Densidade de fluxo de massa ao longo do tubo (caso I).

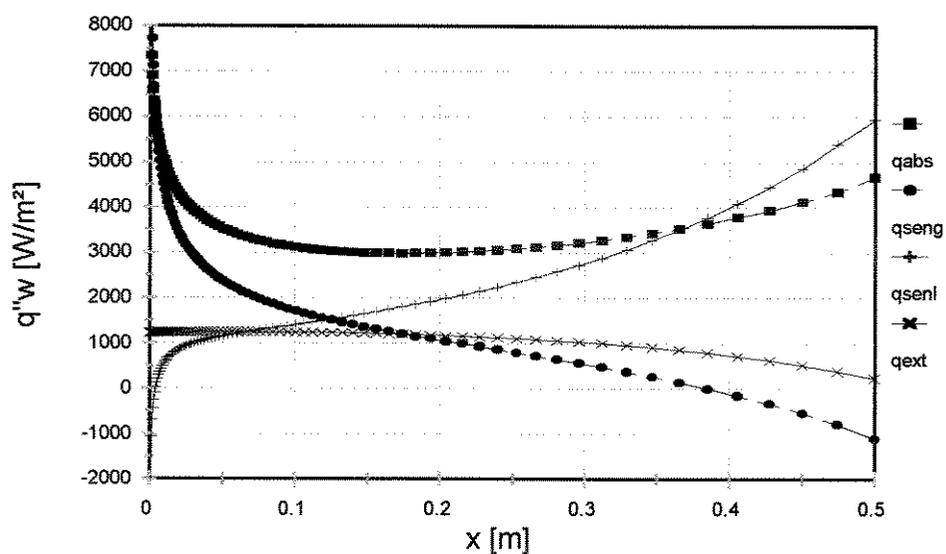


Figura 4.7: Densidades de fluxo de calor ao longo do tubo (caso I).

Na figura 4.7 verificamos que a densidade de fluxo de calor de absorção (q_{abs}) tem um comportamento idêntico, já que ela é diretamente proporcional ao fluxo de massa. Esta densidade de fluxo gerada na interface deve ser dissipada por condução tanto para o gás como

para o líquido, assim, podemos observar que a soma dos fluxos de calor sensível para o gás (q_{seng}) e para o líquido (q_{senl}), a cada ponto é igual (por imposição do modelo desenvolvido) ao fluxo de calor gerado na absorção. Esta figura apresenta também a densidade de fluxo de calor trocada com o ambiente externo (q_{ext}), que é maior próximo à entrada do tubo pelas maiores temperaturas existentes nesta região.

Analisaremos agora a influência da vazão mássica de solução no comportamento global do equipamento. Com este intuito foi simulado o caso II, onde a vazão de solução foi reduzida pela metade, a figura 4.8 apresenta as concentrações da interface e da mistura para a fase gasosa e líquida.

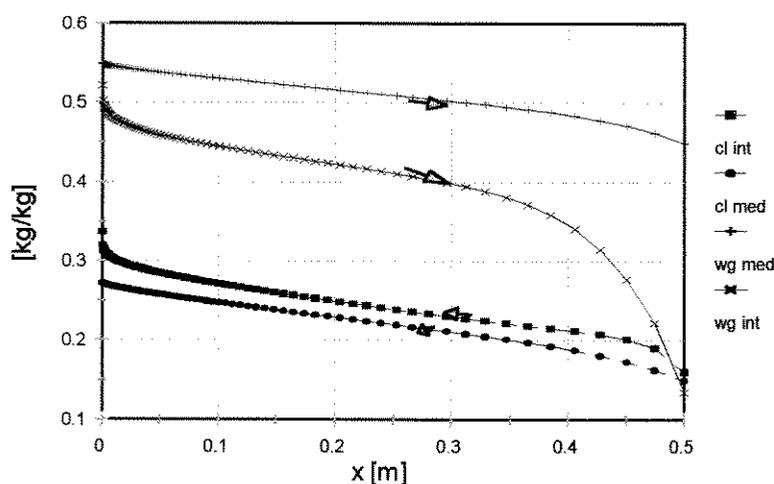


Figura 4.8: Concentrações média e da interface das fases líquida e gasosa ao longo do tubo (caso II)

Comparando-se as figuras 4.8 e 4.2, observa-se que no caso II, as diferenças entre as concentrações médias e da interface em ambas as fases, para cada posição, são menores, o que implica em uma menor transferência de massa.

A distribuição de temperaturas ao longo do tubo para este caso, apresentada na figura 4.9, mostra o deslocamento da região de maior temperatura para próximo da entrada da solução (saida do gás), o que evidencia uma maior transferência de massa nessa região. Este efeito, observado experimentalmente por OSIPOV (1972), está relacionado tanto com a redução da espessura da película de solução, como com o desbalanceamento entre as vazões mássicas de cada fase, o que será analisado com mais detalhe posteriormente.

O efeito da redução da vazão mássica de solução na vazão mássica de gás induzida e na

quantidade de massa trocada pode ser observado na figura 4.10, que mostra as vazões mássicas de mistura gasosa e de amônia absorvida ao longo do tubo para os casos I e II.

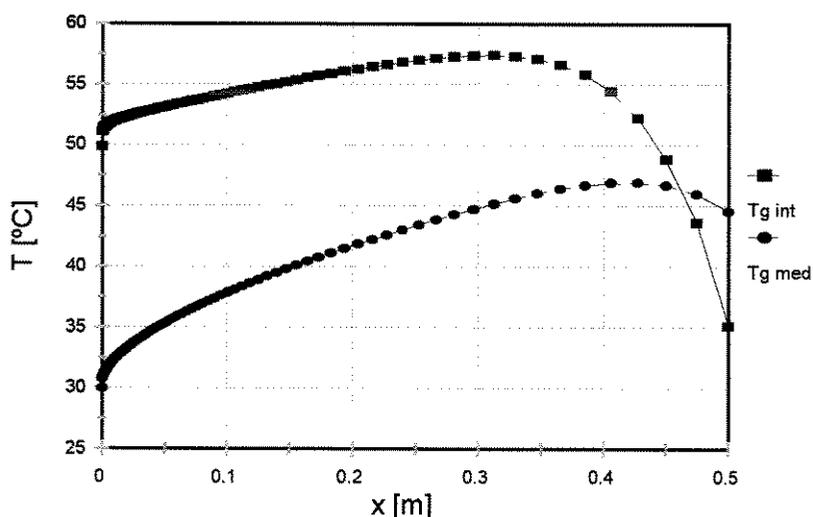


Figura 4.9: Temperaturas média e da interface ao longo do tubo para a fase gasosa (caso II).

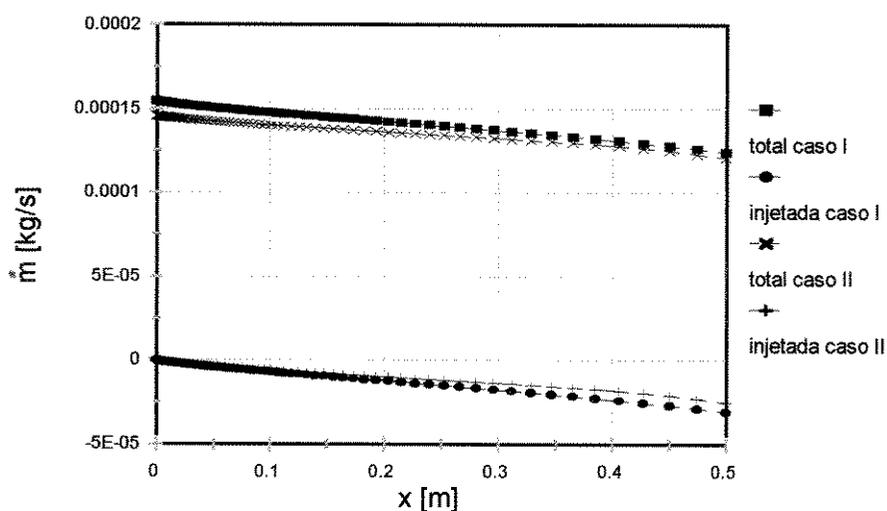


Figura 4.10: Vazões mássicas de mistura gasosa e amônia absorvida ao longo do tubo (casos I e II).

As diferenças são bastante pequenas, tanto no fluxo total de mistura induzido como na quantidade de massa trocada entre as fases. Em ambos os casos, o fluxo de gás gerado é da ordem de $1,5 \times 10^{-4}$ kg/s, o que representa no caso I cerca de 50% do fluxo de solução e no caso II 100% deste fluxo. Assim, variando-se o fluxo de solução, estamos variando basicamente a relação entre os fluxos. No caso de menor fluxo de solução, como a massa total trocada é apenas um pouco

menor, a solução se enriquece mais e o gás empobrece menos, logo, como os fluxos são em contra-corrente, as maiores diferenças entre as concentrações da mistura gasosa e da solução ocorrem próximo à entrada da solução (saida do gás), sendo portanto a região de maior transferência de massa e também de mais alta temperatura.

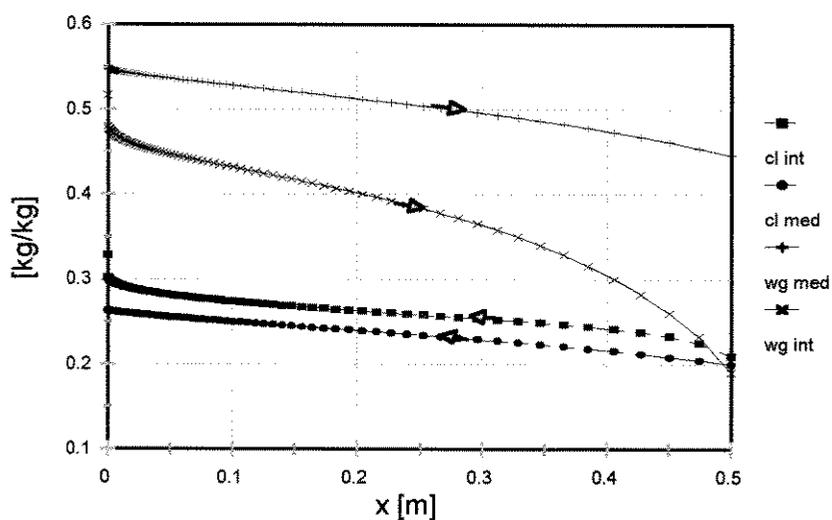


Figura 4.11: Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso III).

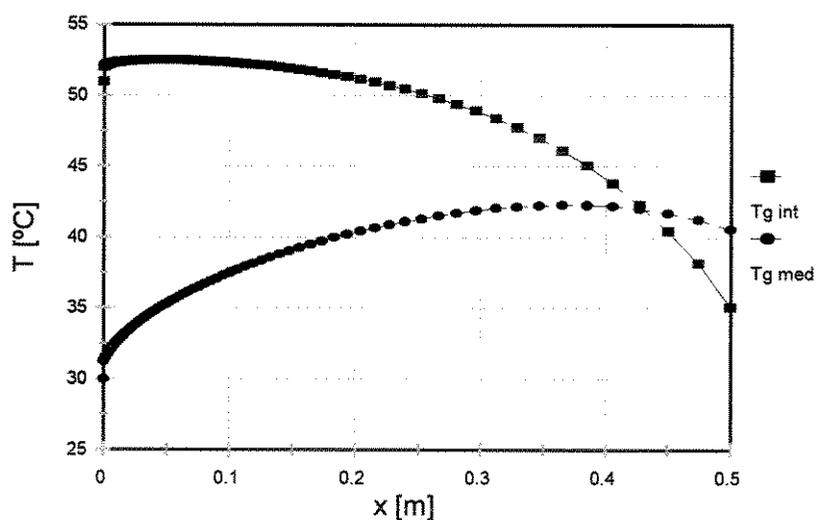


Figura 4.12: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso III).

No caso III analisamos a influência da concentração inicial da solução. A figura 4.11 apresenta as concentrações média e da interface para este caso.

O aumento da concentração inicial de 15% para 20% provoca poucas alterações no comportamento do sistema, apenas diminuindo um pouco o gradiente de concentrações, reduzindo assim levemente a troca de massa e o fluxo axial de gás. A diminuição da troca de massa provoca uma diminuição da troca de calor e assim, as temperaturas na interface são um pouco mais baixas que as obtidas no caso I, entretanto o aspecto da curva é similar, como pode ser visto na figura 4.12.

O caso IV mostra a influência do aumento da temperatura inicial da solução. As figuras 4.13 e 4.14 mostram respectivamente as concentrações e temperaturas para este caso. O aumento da temperatura da solução provoca um aumento da troca de calor para o gás, aumentando sua temperatura e também a difusividade, assim, apesar do aumento da pressão parcial do vapor de amônia na interface e portanto, da sua concentração, que faz baixar o gradiente de concentração no gás, a troca de massa fica praticamente igual ao caso I. As temperaturas médias do gás e da interface sobem, aumentando a troca de calor com o meio externo.

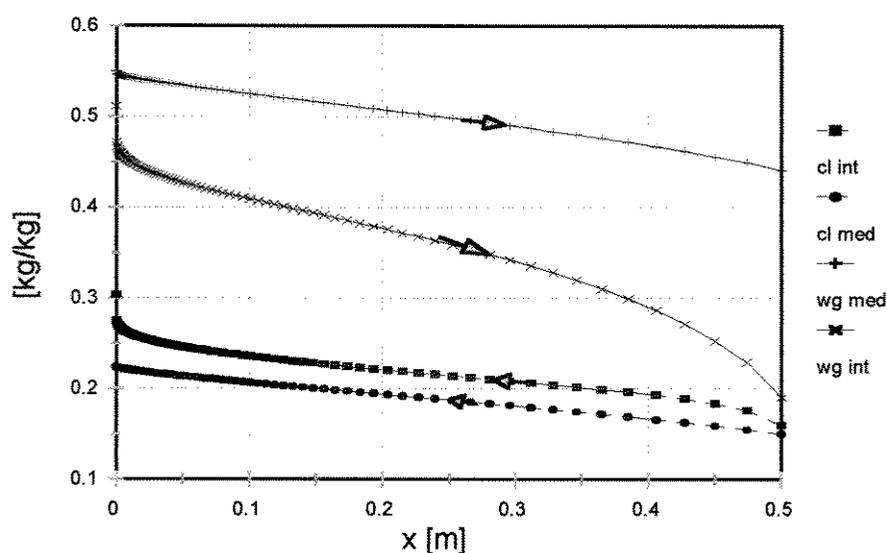


Figura 4.13: Concentrações médias e da interface para as fases gasosa e líquida (caso IV).

Como vimos, das condições iniciais da solução de amônia-água, a que tem maior influência no comportamento global do sistema é a vazão mássica.

A influência das condições iniciais da mistura gasosa será analisada agora através dos casos V, VI e VII, onde variamos respectivamente a temperatura, pressão total e concentração da mesma.

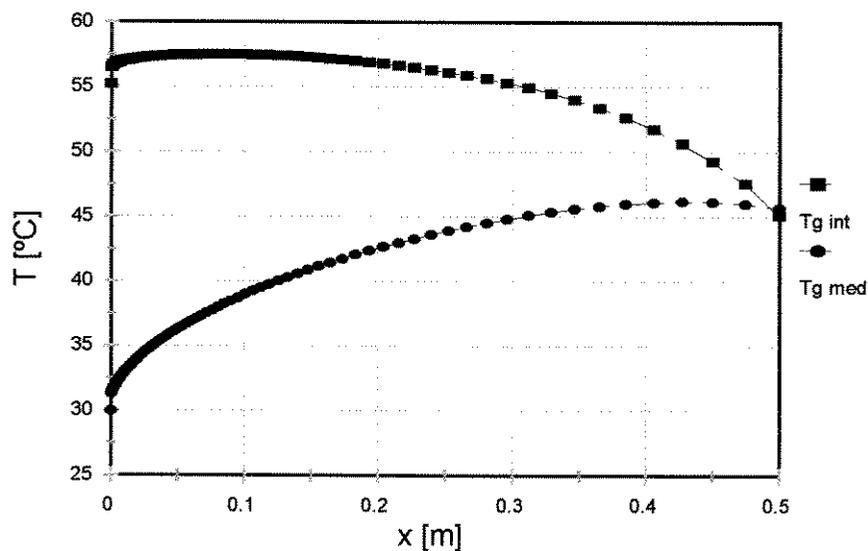


Figura 4.14: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso IV).

As figuras 4.15 e 4.16 apresentam as concentrações e temperaturas médias e da interface para o caso V.

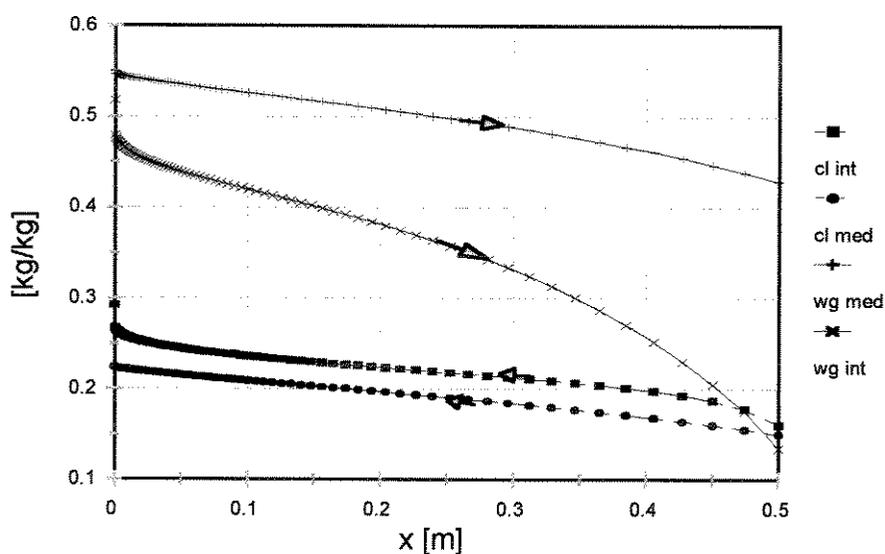


Figura 4.15: Concentrações média e da interface das fases gasosa e líquida (caso V).

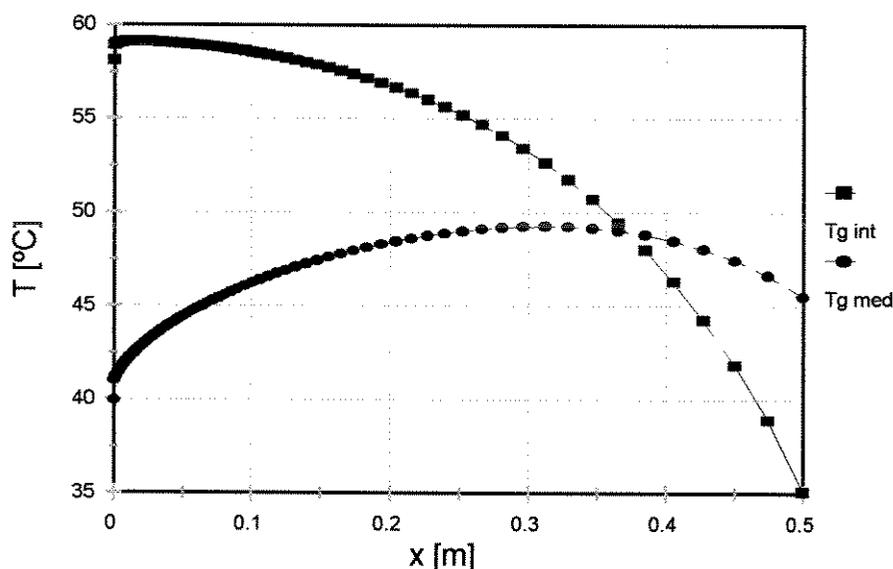


Figura 4.16: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso V).

O aumento da temperatura de entrada da mistura gasosa provoca um aumento da temperatura da solução (e da parede) principalmente próximo à entrada do gás. No caso IV, onde tínhamos aumentado a temperatura da solução, este aumento de temperatura da parede se dava principalmente próximo à região da entrada da solução.

Este aumento de temperatura da solução provoca um pequeno aumento da concentração na interface, que diminui os gradientes de concentração entre a média e a interface na região de entrada do gás, entretanto, como a difusividade aumenta com a temperatura, a troca de massa permanece praticamente idêntica ao caso I.

No caso da diminuição da pressão total de 25 para 20 bar (caso VI), o efeito mais pronunciado é a redução da densidade, que reduz a vazão mássica axial de mistura gasosa (que cai de cerca de $1,5 \times 10^{-4}$ kg/s no caso I para valores por volta de $1,2 \times 10^{-4}$ kg/s). Isto reduz a transferência de massa e, apesar de um maior empobrecimento da mistura gasosa, ocasiona um menor enriquecimento da solução. A menor transferência de massa ocasiona menores temperaturas na parede e menores transferências de calor com o meio externo. As figuras 4.17 e 4.18 apresentam as concentrações e temperaturas médias e da interface para este caso (caso VI).

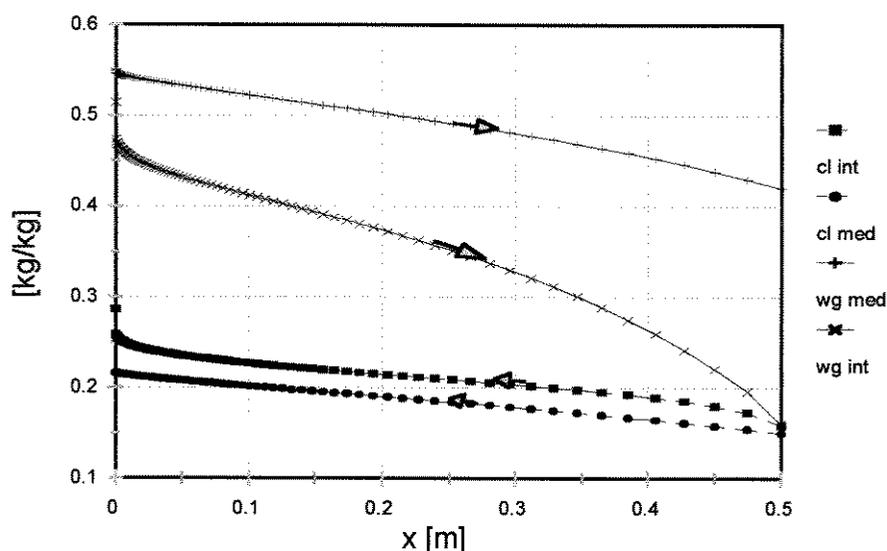


Figura 4.17: Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso VI).

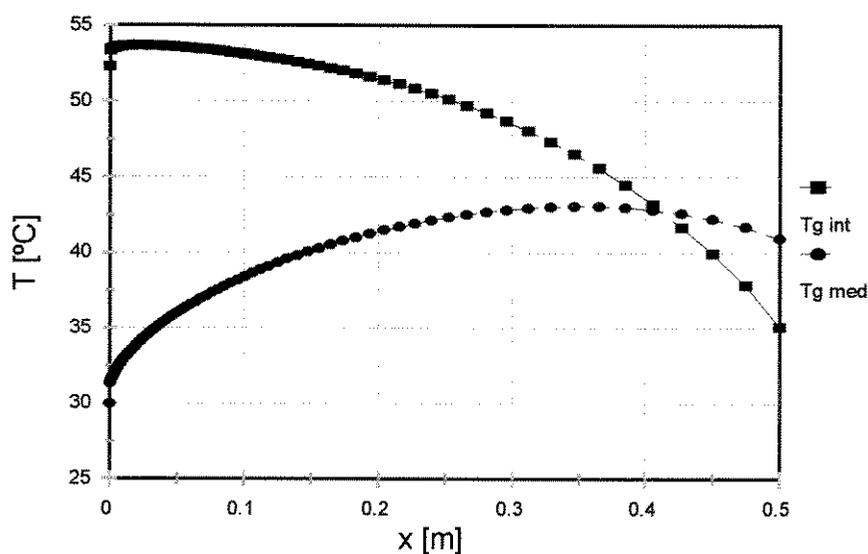


Figura 4.18: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso VI).

Finalmente, a redução da concentração da mistura gasosa de 55% para 45% (caso VII) reduz o gradiente de concentração entre o fluxo e a interface, provocando uma menor transferência de massa e também menores temperaturas na parede. Estes fatores associados reduzem a força de flutuação que induz o fluxo de gás pelo tubo, assim, a vazão mássica axial de mistura gasosa neste caso também é da ordem de $1,2 \times 10^{-4}$ kg/s. As figuras 4.19 e 4.20 apresentam as concentrações e temperaturas médias e da interface para este caso (caso VII).

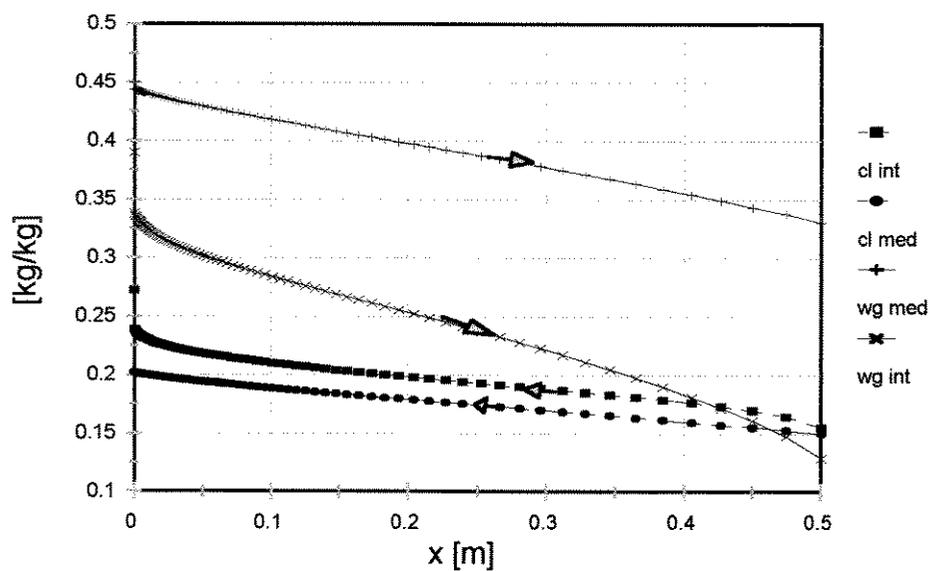


Figura 4.19: Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso VII).

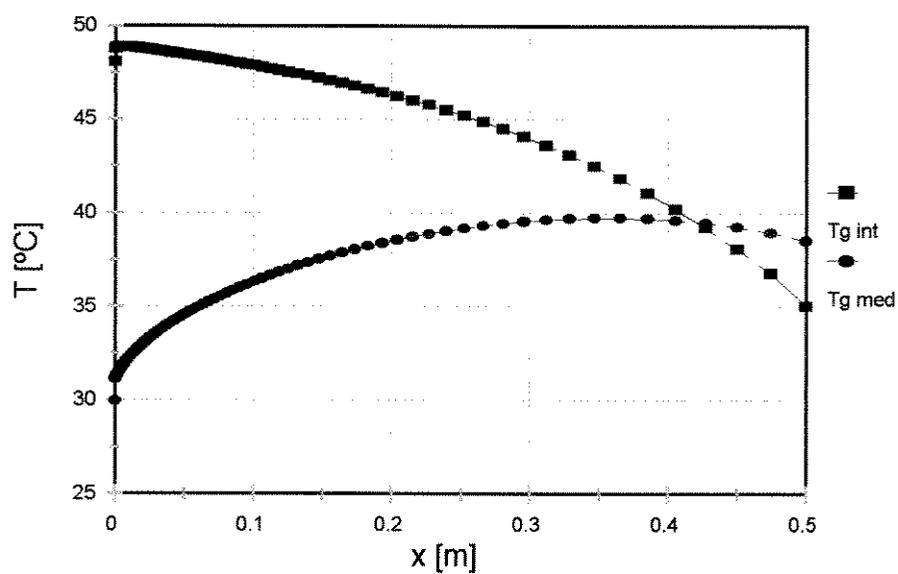


Figura 4.20: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso VII).

4.6.2 Variação dos Parâmetros Geométricos:

Analisaremos agora a influência dos parâmetros geométricos no comportamento do sistema, para isto, mantendo-se o caso I como referência, e portanto suas condições iniciais, a saber: concentração da solução $c_{L0} = 25\%$, temperatura da solução $T_{L0} = 35^\circ\text{C}$, temperatura da mistura gasosa $T_{g0} = 30^\circ\text{C}$, pressão total $P = 25$ bar e concentração da mistura gasosa $w_{g0} = 55\%$, e variando-se os parâmetros ressaltados em negrito na tabela 4.2 abaixo:

Tabela 4.2: Valores dos principais parâmetros geométricos que sofreram variação.

Caso	comprimento L [m]	Raio R [m]	vazão de liq. [kg/s]
I	0.5	0.005	0.0003
VIII	0.25	0.005	0.0003
IX	0.5	0.0025	0.0003
X	0.5	0.0025	0.000075
ANEL I	0.5	interno 0.0055	0.0003
		externo 0.0075	
ANEL II	0.5	interno 0.0055	0.00015
		externo 0.0075	

Como já havíamos observado no caso do evaporador, os parâmetros geométricos têm grande influência no comportamento do sistema. Dentre eles, a mais marcante era a influência do raio no fluxo mássico de mistura gasosa induzida através do tubo, pois a redução do raio pela metade acarreta uma redução de área de secção transversal para um quarto da original.

Da observação que a relação entre os fluxos de gás e líquido também modificam muito as condições do escoamento gerado, no caso X apresentado acima, além da redução do raio pela metade (em relação ao caso I), reduziu-se também a vazão de solução para um quarto de seu valor original, procurando assim manter a relação entre os fluxos gasoso e líquido.

Os casos ANEL I e ANEL II, apresentam a geometria descrita por STIERLIN (1971), já utilizada e analisada no evaporador, constituída de dois tubos concêntricos onde a película de solução desce pelo raio interno do tubo externo e o tubo interno é impermeável e adiabático. Neste caso também, a introdução do tubo interno diminui a área secção transversal, reduzindo o

escoamento de mistura gasosa, aumentando porém a área de transferência de massa e calor, assim, para o caso ANEL I manteve-se a vazão de solução e no caso ANEL II reduziu-se esta vazão procurando manter-se a relação entre os fluxos de mistura gasosa e de solução.

A figura 4.21 apresenta as vazões mássicas axiais de mistura gasosa ao longo do tubo para o caso de referência e os demais cinco casos mostrados na tabela 4.2.

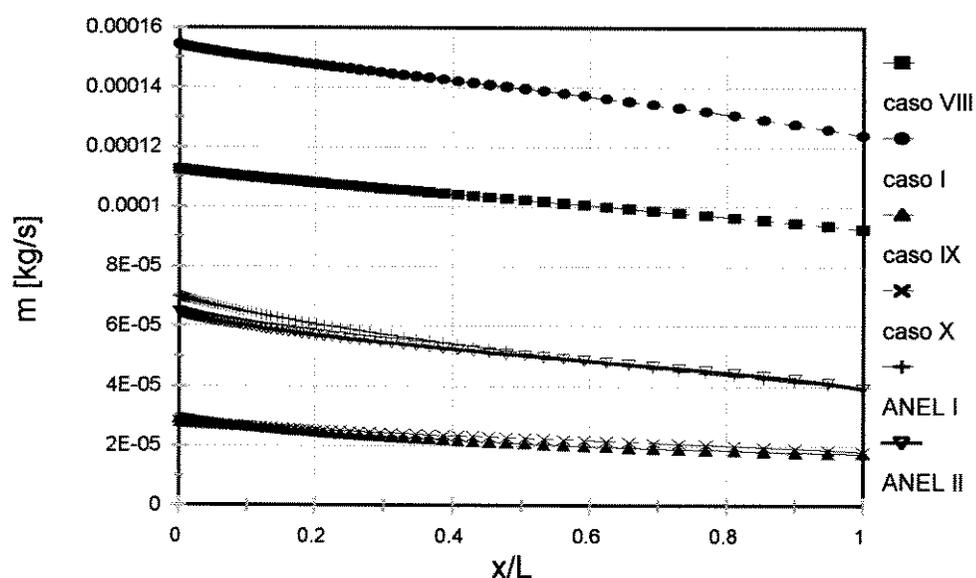


Figura 4.21: Vazões mássicas axiais da fase gasosa para os casos da tabela 4.2.

Pela figura 4.21, notamos que existem três faixas de vazão mássica: a primeira com valores um pouco abaixo da apresentada pelo caso I, obtida no caso VIII com o tubo da metade do comprimento; a segunda faixa, que representa cerca da metade da vazão do caso I, obtida nos casos ANEL I e ANELII, que, apesar de terem praticamente a mesma área de secção transversal do caso I, apresentam uma maior perda de carga pela existência do tubo interno; e a terceira faixa, que representa cerca de 1/4 da vazão do caso I, obtida nos casos IX e X, com metade do raio original.

De maneira similar ao que acontece no evaporador, também no absorvedor observamos que os fatores geométricos têm grande influência no controle do fluxo de mistura gasosa induzida.

A redução do comprimento do tubo produz efeitos similares aos apresentados no caso do evaporador, como uma maior diferença de concentração e temperaturas entre a interface e o

centro do tubo, que geram um perfil de velocidades axial com velocidade máxima mais próxima da parede. Estes gradientes mais acentuados geram densidades de fluxo de calor e massa mais elevados.

As figuras 4.22 e 4.23 apresentam as concentrações e temperaturas médias e da interface para o caso VIII, onde se pode perceber os maiores gradientes existentes.

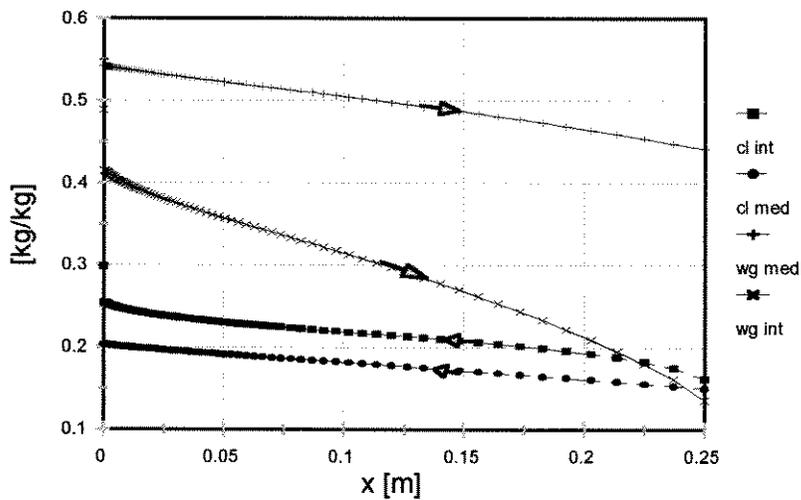


Figura 4.22: Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso VIII).

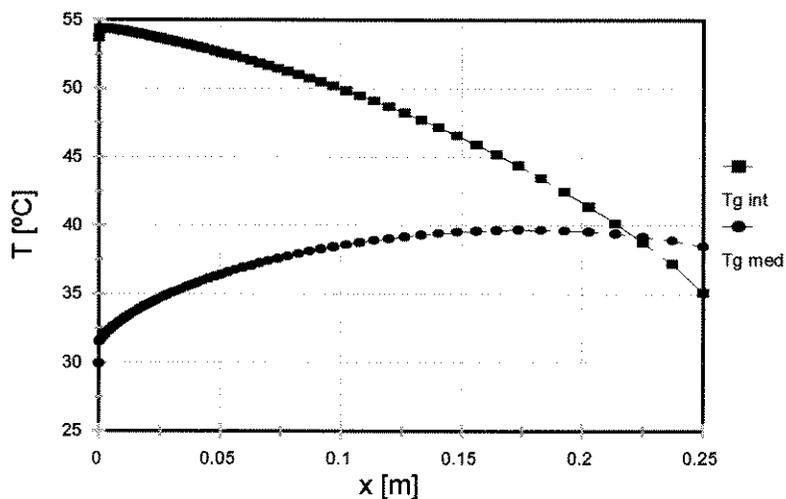


Figura 4.23: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso VIII).

A quantidade total de massa trocada no caso VIII é ligeiramente menor que no caso I, produzindo assim uma concentração média mais baixa na saída para a solução e mais alta para a mistura gasosa.

Como já visto na figura 4.21, a redução do raio pela metade reduz drasticamente a vazão mássica de mistura gasosa, porém, tem um efeito de redução dos gradientes de concentração e temperatura na fase gasosa, pois os efeitos do que ocorre na interface rapidamente atingem o centro do tubo. Isto faz com que o perfil de velocidade axial tenda a ser parabólico.

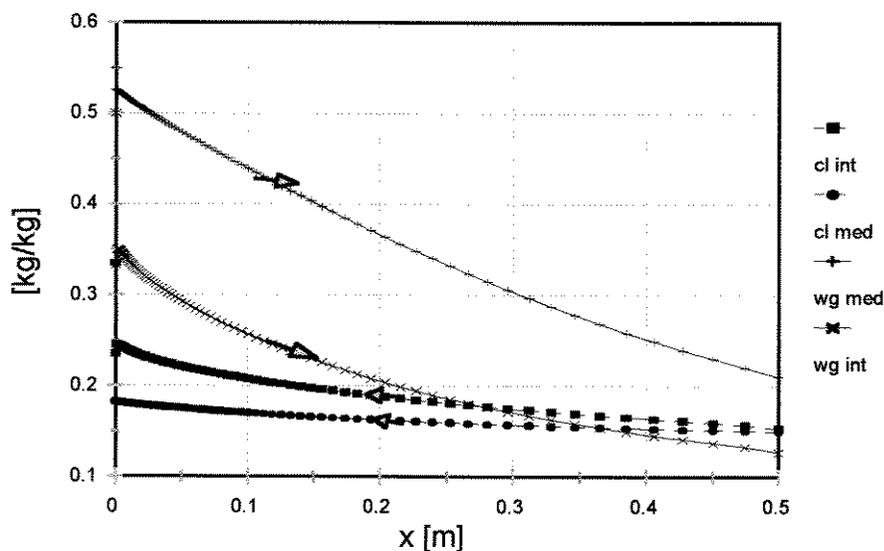


Figura 4.24: Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso IX).

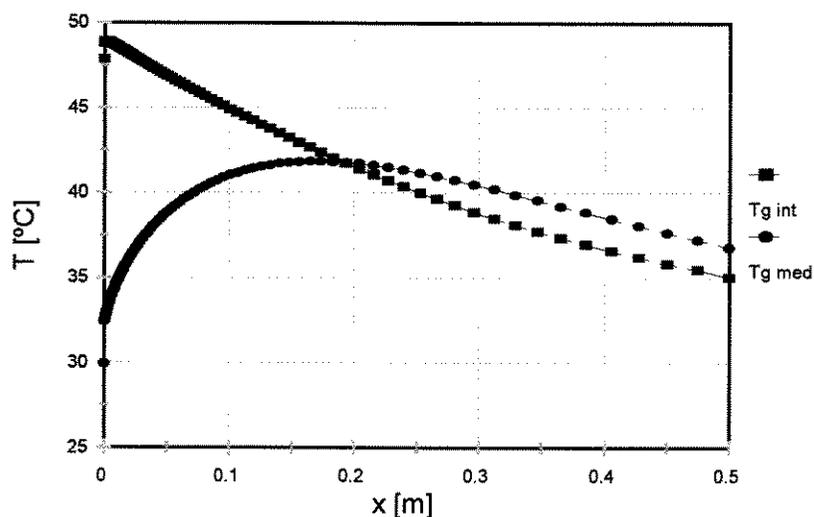


Figura 4.25: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso IX).

A drástica redução da vazão de mistura gasosa, mantendo-se a vazão de solução constante, provoca um desbalanceamento entre os fluxos: a vazão de solução passa a ser cerca de dez vezes maior que a de mistura gasosa, assim, as condições da solução variam muito pouco ao

longo do tubo, enquanto a mistura gasosa sofre grandes variações. A figura 4.24 e 4.25 apresentam as concentrações e temperaturas médias e da interface para o caso IX.

Observa-se que próximo à entrada do gás é que ocorrem os maiores gradientes, sendo a região de maior transferência de massa e de calor. A mistura gasosa, por ter vazão muito menor que a de solução se empobrece e aquece rapidamente, fazendo cair os gradientes de concentração e temperatura.

Com o intuito de equilibrar a relação entre os fluxos e assim aproveitar melhor toda a extensão do tubo para a transferência de massa e calor, apresentamos o caso X, onde além da redução do raio pela metade, reduzimos também a vazão mássica de solução para 1/4 do seu valor original.

Um outro efeito que se torna importante pela ordem de grandeza do raio e das vazões envolvidas é a espessura da película e o perfil de velocidades obtido na fase líquida. As figuras 4.26 e 4.27 apresentam os perfis de velocidade axial na película de solução para estes dois casos.

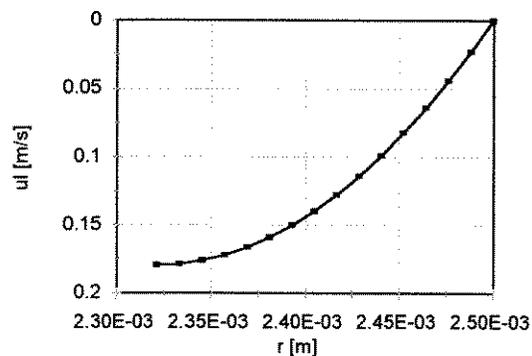


Figura 4.26: Perfil de velocidade axial para a fase líquida (caso IX).

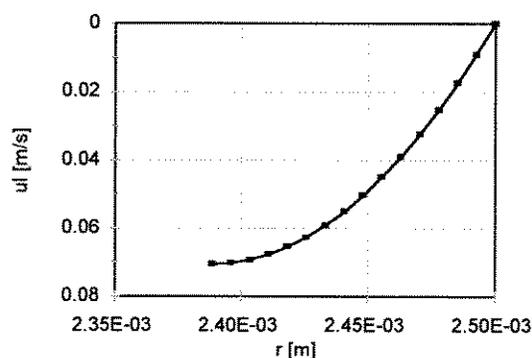


Figura 4.27: Perfil de velocidade axial para fase líquida (caso X).

Como pode ser observado, a redução da vazão ocasiona uma pequena redução da espessura da película e uma redução apreciável nas velocidades, o que reduz o transporte convectivo axial beneficiando o transporte difusivo radial, promovendo assim uma menor resistência à transferência de massa na fase líquida.

As figuras 4.28 e 4.29 apresentam as concentrações e temperaturas médias e da interface para o caso X.

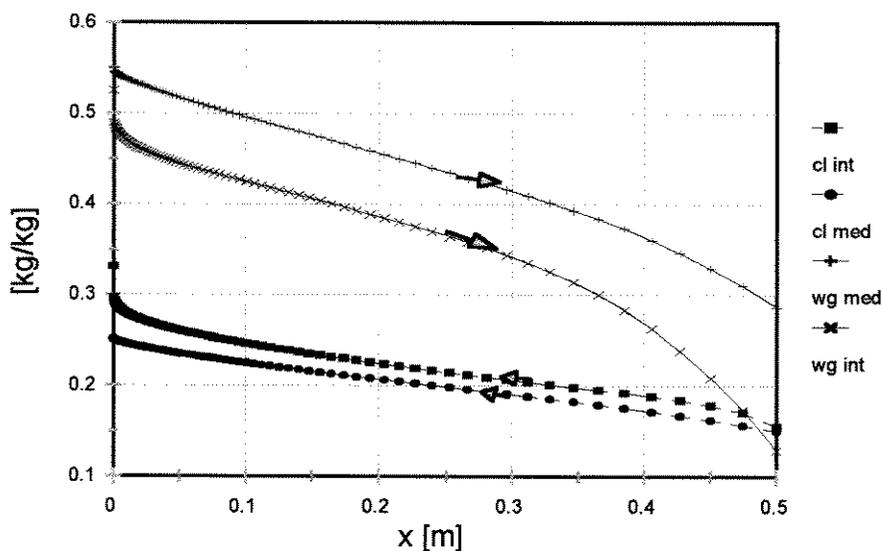


Figura 4.28: Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso X).

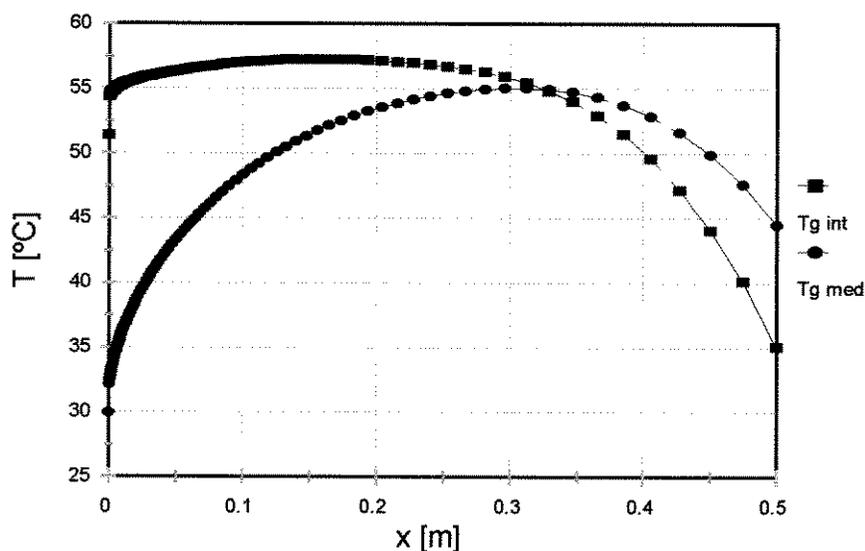


Figura 4.29: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso X).

As figuras mostram uma diferença de concentração entre a interface e a mistura bastante estável, o que proporciona uma distribuição mais uniforme do fluxo de massa transferido ao longo de todo o tubo. A distribuição de temperaturas também demonstra esta maior uniformidade. Também os níveis de enriquecimento da solução e empobrecimento da mistura gasosa são bastante satisfatórios para a utilização desejada.

Finalmente apresentamos os casos com geometria similar à do caso ANEL do evaporador. No caso ANEL I utilizou-se a mesma vazão de solução do caso I. As figuras 4.30 e 4.31 apresentam as distribuições de concentração e temperaturas ao longo do tubo.

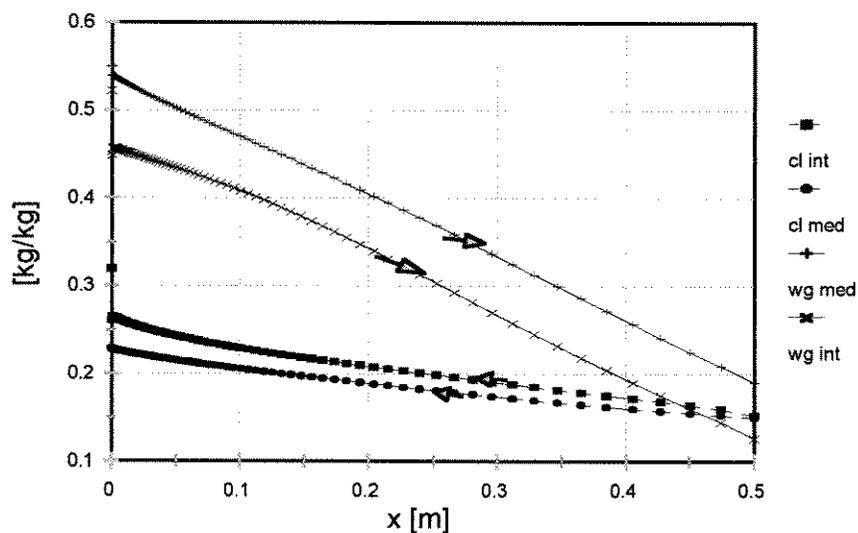


Figura 4.30: Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso ANEL I).

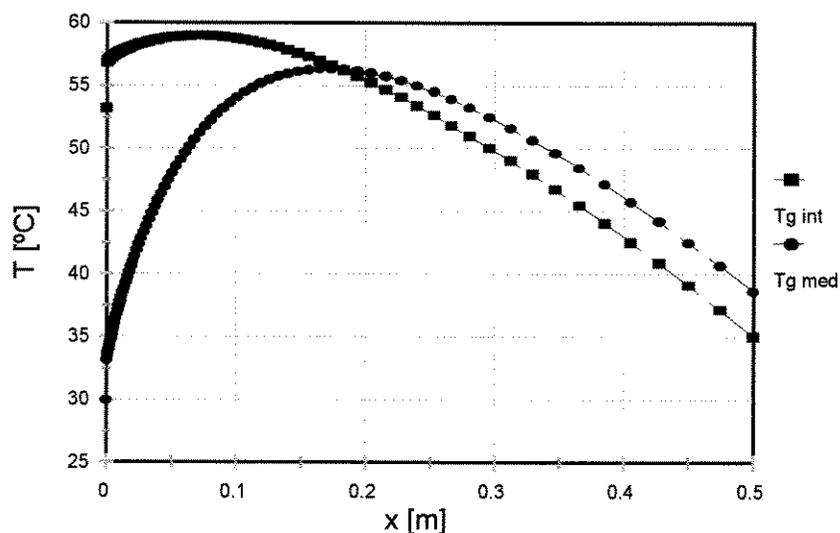


Figura 4.31: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso ANEL I).

A redução da vazão mássica de mistura gasosa, já observada na figura 4.21 proporciona também neste caso o desbalanceamento dos fluxos, porém em menor escala que no caso IX (a vazão de mistura gasosa representa cerca de 1/4 da vazão de solução). A diferença entre a concentração média e da interface é bastante estável, somente um pouco maior próximo à entrada

do gás. A variação de concentração entre a entrada e saída do gás é muito superior que a da solução devido ao desbalanço entre os fluxos.

A distribuição de temperaturas também mostra que a região de maior absorção é aquela próxima à entrada do gás, onde ocorrem as maiores temperaturas.

As figuras 4.33 e 4.34 apresentam o caso ANEL II, onde se reduziu a vazão de solução procurando balancear os fluxos.

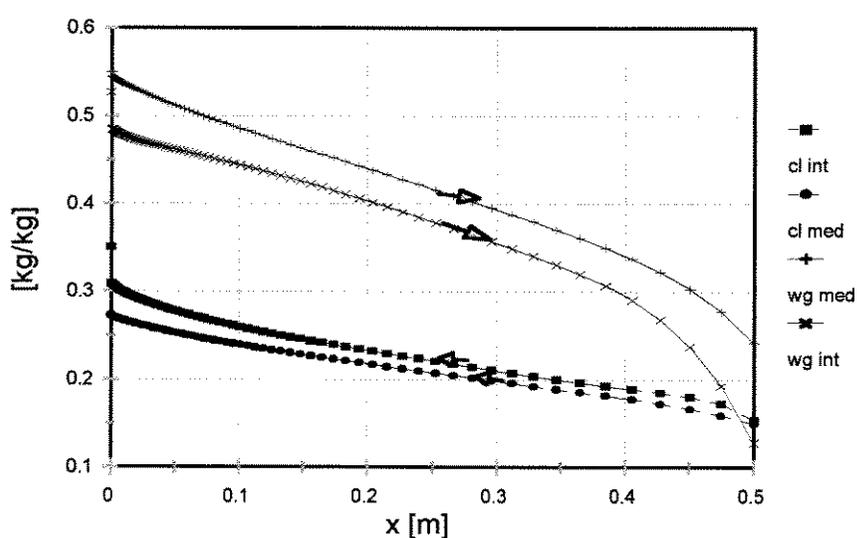


Figura 4.32: Concentrações média e da interface para as fases gasosa e líquida (caso ANEL II).

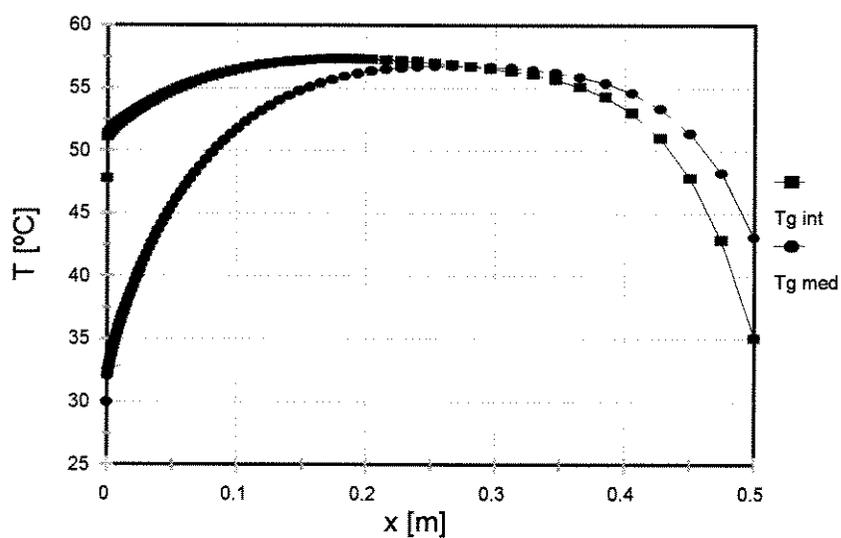


Figura 4.33: Temperaturas média e da interface para a fase gasosa (caso ANEL II).

Esta geometria parece ser a mais favorável das discutidas, já que apresenta uma variação de concentrações tanto na fase gasosa como na líquida próxima da desejada nos absorvedores destes sistemas. Notamos que em ambas as regiões de entrada (tanto a da solução como a do gás), existe uma maior diferença de concentrações entre a média e a interface, enquanto na região central esta é bastante estável.

A distribuição de temperaturas também indica um bom aproveitamento de toda a área de troca de calor e massa.

Procuramos analisar, até o momento, a influência de diversos fatores no comportamento de cada equipamento (evaporador e absorvedor) separadamente, e além disso, considerando que ambos estão conectados a reservatórios infinitos mantidos a pressão e concentração constantes e iguais aos valores iniciais.

Trataremos no próximo capítulo de avaliar a influência do acoplamento destes equipamentos.

Capítulo 5

O Acoplamento dos Sistemas :

5.1 A Geometria do sistema:

Nos dois modelos desenvolvidos: para o evaporador e para o absorvedor foram verificadas as influências de diversos parâmetros geométricos e condições iniciais, entretanto, a condição de estarem ligados em ambos os lados a reservatórios infinitos à mesma pressão, concentração e temperatura sempre foi mantida.

Para realizar o acoplamento dos dois modelos, essa condição deverá ser substituída por uma outra que represente melhor a nova situação e geometria. Escolhemos então a geometria do circuito de circulação de gases, que está esquematizada conforme a figura 5.1 abaixo:

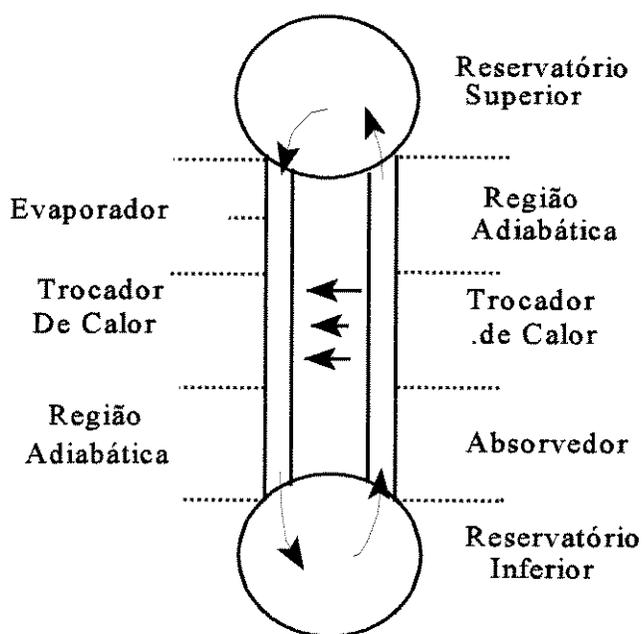


Figura 5.1: Esquema do circuito de circulação da mistura gasosa.

O circuito é composto por dois reservatórios: o superior com uma mistura gasosa pobre em amônia e o inferior, com a mistura gasosa rica em amônia e que serve também de reservatório para a solução rica.

Os dois reservatórios são ligados por dois tubos de mesmo comprimento.

O tubo mostrado à esquerda da figura é composto, sequencialmente de cima para baixo

do evaporador primário, evaporador secundário, trocador de calor e uma região adiabática.

O tubo à direita é composto, de baixo para cima, do absorvedor, trocador de calor e de uma região adiabática.

A geometria escolhida é bastante simples, já que o intuito é de se verificar a coerência dos modelos desenvolvidos. O comprimento total dos tubos é de 0,9 m, sendo que cada trecho tem igual comprimento de 0,3 m (o evaporador é composto de dois trechos de 0,15 m). O diâmetro interno do tubo da esquerda é de 0,005 m. Para o diâmetro do tubo da direita, descontou-se do valor do diâmetro do outro tubo (0,005 m) duas vezes a espessura da película de solução. Este diâmetro, ligeiramente inferior ao do tubo da esquerda foi considerado constante ao longo de todo o comprimento. Na realidade este é o diâmetro somente no absorvedor, pois no trocador de calor e região adiabática não existe película de solução, mas para evitar problemas associados à expansão do escoamento pelo aumento do diâmetro, utilizamos a hipótese de diâmetro constante em toda a extensão do tubo.

Quando o sistema está operando em regime permanente, o tubo da esquerda se encontra, a partir do final do evaporador até o reservatório inferior, cheio de mistura gasosa rica em amônia, enquanto o tubo da direita se encontra, a partir do final do absorvedor até o reservatório superior, cheio de mistura gasosa pobre em amônia. A circulação da mistura gasosa se dá no sentido anti-horário neste esquema mostrado e é resultante do equilíbrio entre a diferença de pressão causada pela diferença de peso de coluna de mistura gasosa entre os dois tubos e a perda de carga total do circuito.

5.2 O Acoplamento dos Modelos

Uma vez determinada a geometria do sistema, escolhemos um ponto cujas condições servirão como referência para todos os equipamentos. Aqui escolhemos o reservatório superior. As condições desse ponto foram então arbitradas conforme descrito abaixo:

Pressão total: 25 bar.

Concentração: 0.25 kg/kg.

Temperatura: 5°C.

A partir do ponto escolhido como referência (o reservatório superior), iniciamos a resolução do problema aplicando os modelos para cada equipamento sucessivamente, seguindo na direção do fluxo gasoso.

Neste caso, iniciamos pelo evaporador: com as condições iniciais escolhidas acima, arbitramos uma velocidade inicial e resolvemos o modelo já descrito para o evaporador primário, com uma condição convectiva na parede externa e valores para o coeficiente global de transferência de calor $U_g = 50 \text{ W/m}^2\text{°C}$ e temperatura $T_{\infty} = -18 \text{ °C}$. Não foi imposta entretanto a condição de pressão de movimento nula ao final deste equipamento. Esta condição será utilizada para o final de todo o circuito, ou seja, para o final do tubo da direita.

Terminada a resolução do evaporador primário, obtemos os valores dos perfis de velocidades, concentrações, temperaturas e da pressão de movimento, que serão os valores iniciais para a solução do evaporador secundário, onde o mesmo coeficiente global U_g é mantido, mas a temperatura T_{∞} passa a ser de 5°C . Procede-se então de maneira idêntica neste trecho.

Ao final do evaporador secundário, temos os valores das velocidades, temperaturas, concentrações e pressão de movimento, que são então utilizados como valores iniciais para a resolução do trocador de calor.

O trocador de calor de gases na saída do evaporador foi modelado de maneira completamente idêntica ao evaporador, assim, as mesmas equações e o mesmo algoritmo é utilizado, somente as condições de contorno na parede foram adaptadas da seguinte forma:

A parede é impermeável a ambos os gases, ou seja não há injeção ou sucção de gás na parede, portanto:

$$\left. \frac{\partial w}{\partial r} \right|_{r=R} = 0 \quad (5.1)$$

Quanto à troca de calor, uma simplificação utilizada aqui, que é válida para trocadores de calor em contra-corrente em que as capacidades térmicas das duas correntes são idênticas, é considerar que a densidade de fluxo de calor ao longo da parede é constante. Esta simplificação foi utilizada para evitar o processo altamente iterativo de troca de calor entre dois fluxos contra-corrente. Assim, com esta simplificação, a outra condição de contorno na parede fica:

$$q_w = k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R} \quad (5.2)$$

O valor da densidade de fluxo de calor arbitrada foi de $q_w = 1200 \text{ W/m}^2$.

Utilizando-se as condições da saída do evaporador como condições na entrada do trocador de calor, podemos prosseguir até o final do trocador de calor da mesma forma.

Ao final deste, iniciamos a solução da região adiabática, também utilizando o mesmo algoritmo, mas com as seguintes condições de contorno na interface líquido-parede do tubo:

$$\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R} = \frac{\partial w}{\partial r} \Big|_{r=R} = 0 \quad (5.3)$$

Utilizando estas condições de contorno e as condições ao final do trocador de calor como sendo as iniciais da região adiabática, resolvemos este trecho até o reservatório inferior.

Para iniciar a solução do tubo de subida da mistura gasosa, temos as condições ao final da região adiabática: concentração média, temperatura média, pressão de movimento e a vazão mássica. Além disso, a condição de referência tomada foi a do reservatório superior, assim, no termo de flutuação $(\rho_g - \rho_{g0})g$ da equação da quantidade de movimento (eq. 4.10), o valor de ρ_{g0} é referente às condições de referência (do reservatório superior) enquanto o valor de ρ_g é referente às condições no reservatório inferior.

Iniciamos assim a solução do absorvedor encontrando um valor de velocidade inicial que proporcione a mesma vazão mássica da saída da região adiabática e a pressão de movimento na entrada do absorvedor será a pressão de movimento no reservatório menos o termo de aceleração $(p_m - (\rho_g u_g^2)/2)$.

As condições iniciais do fluxo de solução pobre que desce em contra-corrente com a mistura gasosa são:

Vazão mássica: $3,5 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$.

Concentração: 0.15 kg/kg .

Temperatura: 35°C.

Obtida a convergência dos valores no absorvedor, temos as condições de velocidade, temperatura, concentração e pressão de movimento na saída do mesmo, que serão utilizados como os valores iniciais para o trocador de calor de gases.

Para este trocador, utiliza-se o mesmo modelo da fase gasosa do absorvedor, utilizando como condições de contorno na parede as mesmas utilizadas para o trocador de calor anterior (apenas o fluxo de calor tem seu sinal invertido).

Finalmente para a região adiabática também utiliza-se o mesmo procedimento: o mesmo algoritmo da fase gasosa do absorvedor, com as condições de contorno da parede já descritas para o trecho adiabático anterior.

Ao final deste trecho retornamos ao ponto de partida do procedimento de resolução, ou seja, o reservatório superior, assim, os valores de concentração média e temperatura média deverão ser aqueles escolhidos inicialmente como referência, a vazão mássica deve ser a mesma da entrada do evaporador e a pressão de movimento deve ser nula.

Caso os valores não sejam aqueles escolhidos inicialmente, recorreremos a um processo iterativo que será descrito a seguir.

Temos basicamente três variáveis no reservatório superior que controlam o processo: a temperatura média, a concentração média e a velocidade inicial. A variação de cada uma destas provoca variações nas seguintes condições da mistura gasosa ao final do circuito de circulação (retorno ao reservatório superior): temperatura média, diferença entre a massa injetada no evaporador e absorvida no absorvedor, e, pressão de movimento. Utilizando um processo de iteração tipo Newton-Raphson, podemos encontrar os valores das três variáveis citadas que, mantendo-se as demais condições constantes, resultem em valores de temperatura média igual à inicial, injeção de massa igual à absorção e pressão de movimento igual a zero.

Vale ressaltar que a malha utilizada no tubo descendente é exatamente igual à utilizada para o evaporador, enquanto para o tubo ascendente utilizou-se uma malha irregular em x , mas crescente até a metade do trecho e decrescente daí até seu final. O número total de pontos em cada trecho foi de 80, mas estão diferentemente espaçados em relação aos casos do absorvedor já apresentados. Esta mudança se justifica pela necessidade de maior precisão obtida nos pontos

finais de cada trecho do tubo, que são utilizados como valores de entrada para o próximo trecho.

Este procedimento foi utilizado para a resolução do caso apresentado acima e obteve-se a convergência (dentro de uma precisão de cerca de 1%) após uma série de iterações. Cabe ressaltar que, devido à complexidade dos modelos, o tempo computacional para a resolução do sistema acoplado é bastante alto, razão pela qual não se exigiu uma precisão muito grande na convergência dos valores. Os principais resultados são apresentados a seguir.

5.3 Análise dos Resultados:

As figuras 5.2 e 5.3 apresentam as distribuições de pressão de movimento, pressão de flutuação e a diferença entre as duas ao longo de todo o circuito. A definição de pressão de flutuação foi apresentada no capítulo 3 e já utilizada para analisar o caso C do mesmo capítulo (figura 3.16). A figura 5.2 apresenta a distribuição de pressões no tubo da esquerda (que engloba o evaporador, trocador de calor e região adiabática) com fluxo descendente de gás e a da figura 5.3 mostra as distribuições de pressão ao longo do tubo da direita (que engloba o absorvedor, trocador de calor e região adiabática) com fluxo ascendente de gás.

Pode-se observar que, somente ao final do circuito, ou seja, ao final do tubo da direita a pressão de movimento se torna zero. A utilização de uma única referência de densidade (no reservatório superior) e a existência de uma “contra-pressão” no reservatório inferior (o valor da pressão de movimento ao final do tubo descendente) geram esta distribuição de pressões, bastante diferente dos casos com tubo aberto em ambas as extremidades para um mesmo ambiente.

Observamos neste caso (tubo descendente apresentado na figura 5.2) que a pressão de movimento é, durante quase toda a extensão do tubo, positiva. Seu valor ao final é o valor da pressão estática existente no reservatório inferior (também chamada contra-pressão) . A diferença entre a pressão de flutuação (resultante da diferença entre o peso da coluna de gás gerada em relação ao peso da coluna de gás nas condições de referência) e a pressão de movimento representa a perda de carga e a variação de pressão devido à aceleração do fluido.

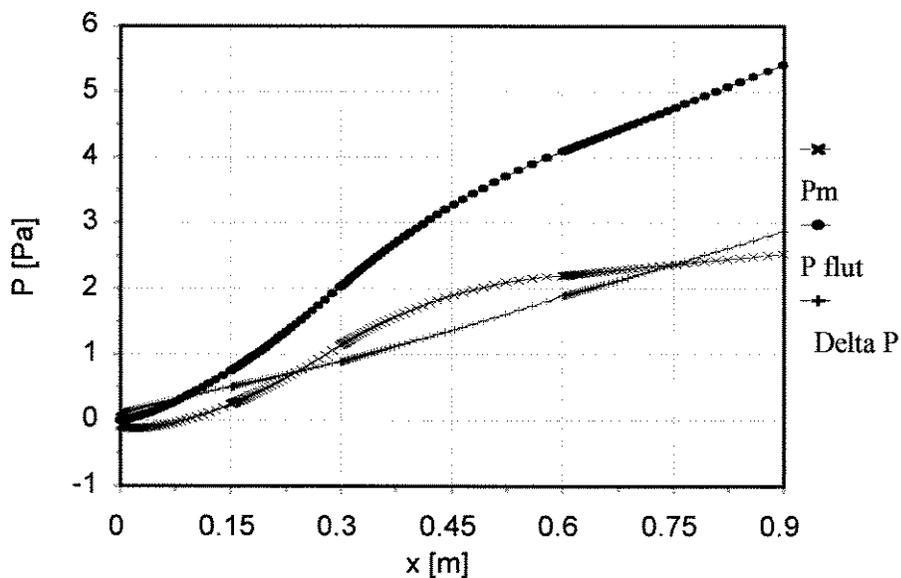


Figura 5.2: Distribuição de pressões ao longo do tubo da esquerda.

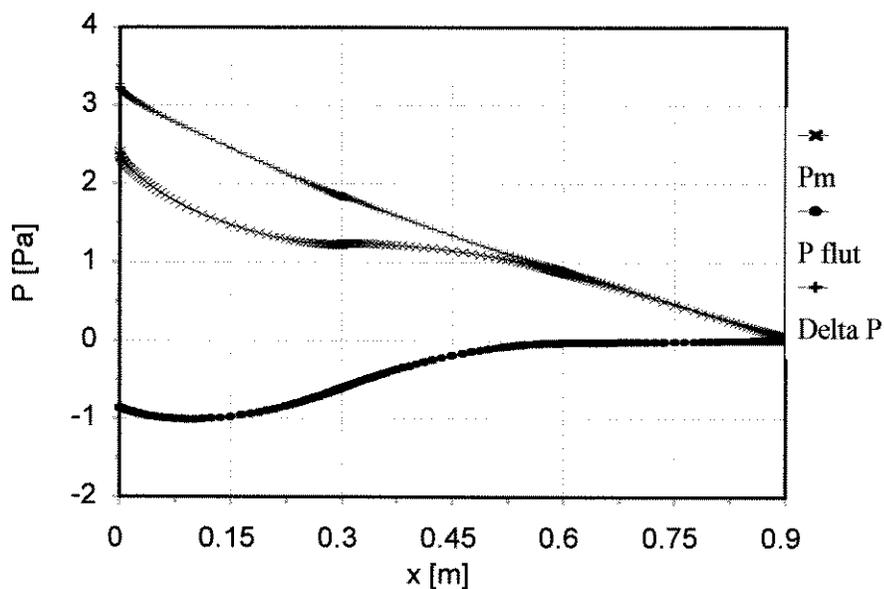


Figura 5.3: Distribuição de pressões ao longo do tubo da direita.

A existência da contra-pressão no reservatório inferior faz diminuir a velocidade do escoamento em relação ao caso em que o tubo era aberto em ambas as extremidades para um reservatório com pressão e concentração constantes, como pode ser observado nas figuras 5.4 e 5.5 abaixo, que apresentam as distribuições de velocidade média do fluxo ao longo dos dois tubos.

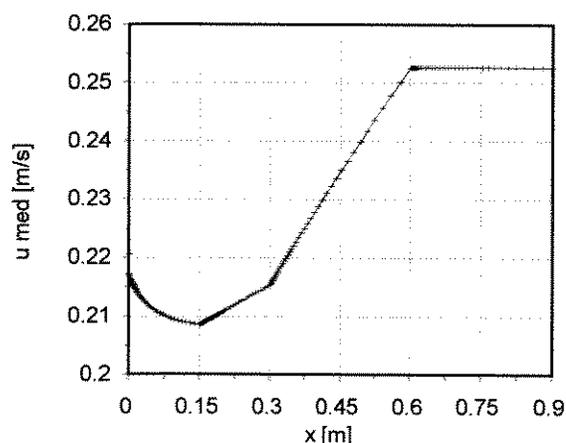


Figura 5.4: Distribuição de velocidade média ao longo do tubo da esquerda.

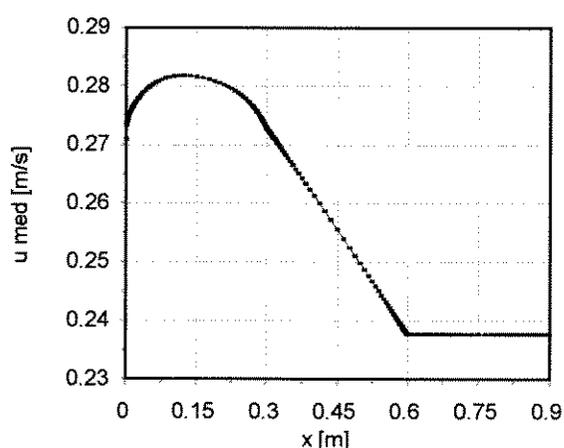


Figura 5.5: Distribuição de velocidade média ao longo do tubo da direita.

Como podemos observar nas figuras 5.4 e 5.5, as velocidades médias no tubo ascendente são superiores ao do tubo descendente, devido às maiores temperaturas a que está submetido e também ao fato do seu diâmetro para o escoamento de gás ser menor que o do tubo descendente em duas vezes a espessura da película de líquido, entretanto, as vazões em massa são idênticas, como pode ser visto nas figuras 5.6 e 5.7 abaixo:

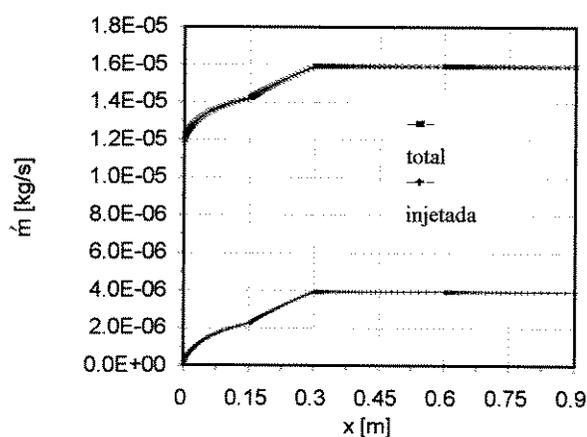


Figura 5.6: Vazões mássicas total e injetada ao longo do tubo da esquerda.

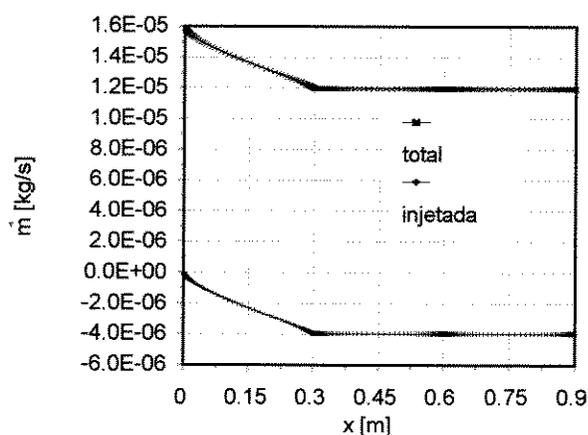


Figura 5.7: Vazões mássicas total e injetada ao longo do tubo da direita.

A redução da velocidade permite uma maior equalização entre as condições da parede e da mistura, tanto no que se refere à concentração como temperatura. As figuras 5.8 e 5.9 apresentam

as distribuições de concentração média e da interface ao longo dos dois tubos.

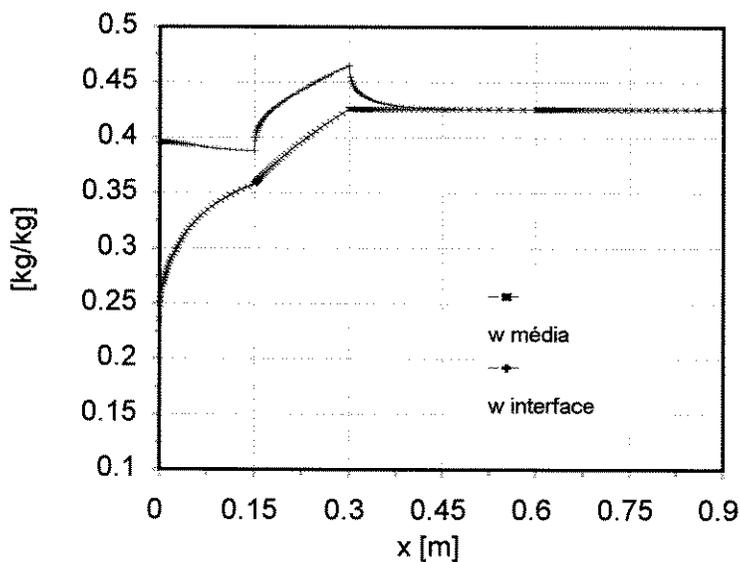


Figura 5.8: Distribuição de concentrações média e da interface para a fase gasosa ao longo do tubo da esquerda.

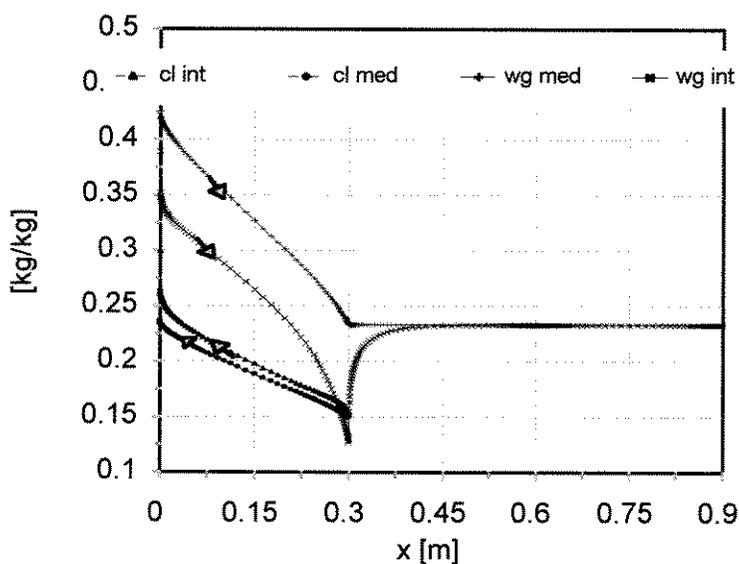


Figura 5.9: Distribuição de concentrações média e da interface para o tubo da direita.

Tanto no tubo descendente como no ascendente, notamos que a equalização entre as concentrações média e da interface se dá rapidamente, logo após a entrada no trocador de calor. Notamos também que principalmente no caso do absorvedor, a diferença média entre a

concentração da parede e do fluxo é praticamente constante, o que possibilita uma transferência de massa mais uniforme ao longo de todo o absorvedor.

As figuras 5.10 e 5.11 apresentam as distribuições de temperaturas média e da interface ao longo dos tubos descentente e ascendente.

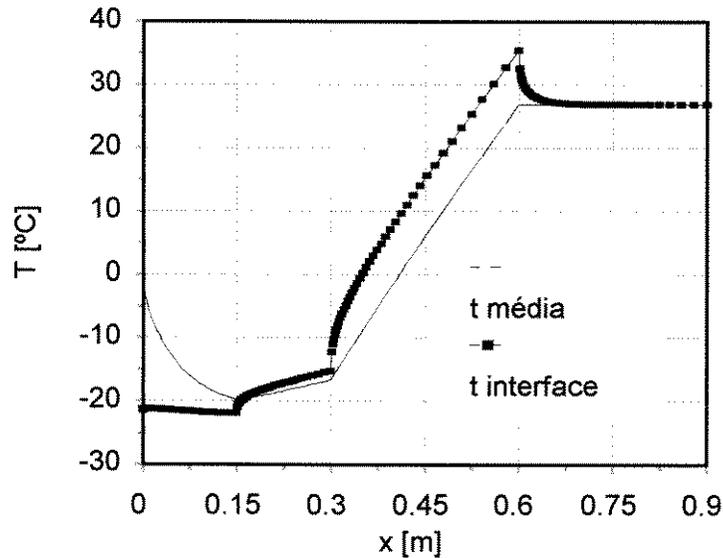


Figura 5.10: Distribuição de temperaturas média e da interface para o tubo da esquerda.

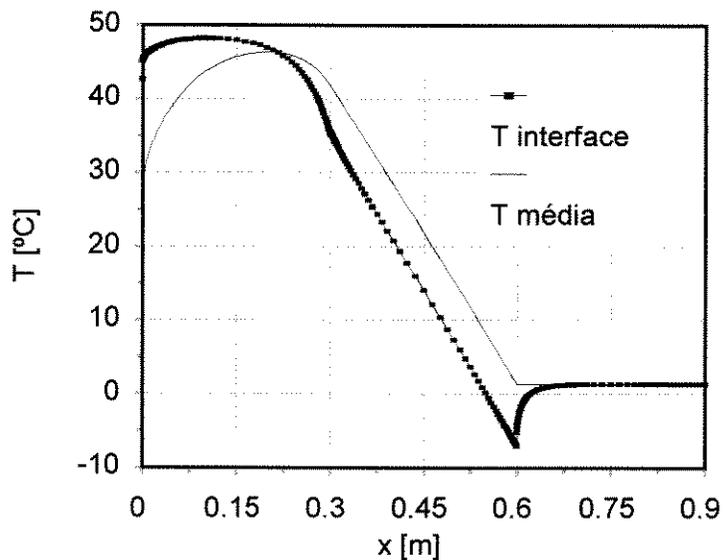


Figura 5.11: Distribuição de temperaturas média e da interface ao longo do tubo da direita.

As figuras 5.12 e 5.13 apresentam a totalização ao longo do tubo dos fluxos de calor

trocados entre os diversos meios.

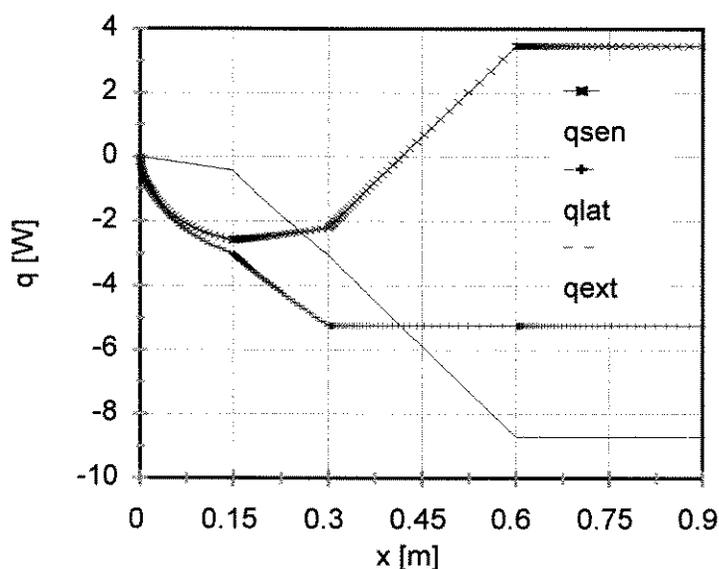


Figura 5.12: Fluxos de calor sensível e latente trocado pelo gás e calor sensível trocado com o meio externo para o tubo da esquerda.

Na figura 5.12 podemos observar que o calor latente necessário para a evaporação da amônia ao longo do evaporador (q_{lat}) é fornecido tanto pelo gás como pelo meio externo. No primeiro trecho do evaporador, onde a temperatura do meio externo é mais baixa ($-18\text{ }^{\circ}\text{C}$), a maior parte do calor de mudança de fase é fornecido pelo gás, que está relativamente quente, sendo portanto pequena a quantidade de calor retirada do meio a ser resfriado. Já na segunda parte do mesmo, onde a temperatura do meio externo é mais elevada (5°C), todo o calor necessário para a evaporação e mais o calor sensível cedido ao gás, que está mais frio que a parede, é fornecido pelo meio externo.

Ainda com respeito ao evaporador, nota-se que dos pouco mais de 5 W de calor latente utilizados na evaporação da amônia, somente 3 W são realmente retirados do meio a ser resfriado, constituindo-se assim a capacidade frigorífica do mesmo, sendo o restante utilizado no resfriamento do próprio gás (carga térmica interna).

No trocador de calor, o gás recebe um fluxo total da ordem de 5,65 W, aquecendo-se até cerca de 27°C .

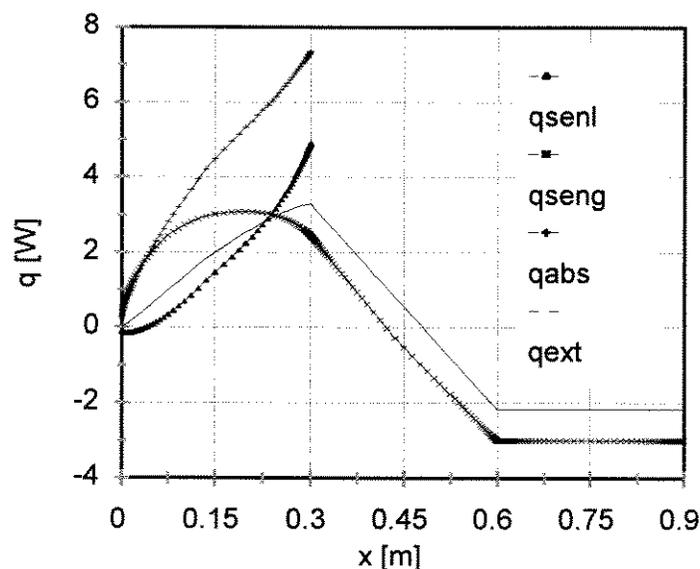


Figura 5.13: Fluxos de calor sensível trocados entre o gás e a interface, entre o líquido e a interface e entre o líquido e a parede e calor de absorção gerado na interface para o tubo da direita.

Na figura 5.13 podemos observar a totalização do calor sensível cedido na interface ao filme de solução (q_{senl}) e do calor sensível cedido na interface ao gás (q_{seng}) ao longo do absorvedor no sentido do fluxo de gás, ou seja ascendente. A soma desses dois calores é o calor liberado na absorção de amônia pela solução (q_{abs}). Já o calor trocado com o ambiente externo (q_{ext}) é também igual (com o sinal invertido) ao calor trocado pela solução com a parede.

A hipótese utilizada no modelamento do trocador de calor, de que as capacidades térmicas dos dois fluxos eram similares é plenamente justificada considerando-se que as capacidades térmicas médias dos fluxos calculadas são:

lado do evaporador:

entrada: 0.1205 W/K

saída: 0.1395 W/K

média: 0.13 W/K

lado do absorvedor:

saída: 0.1304 W/K

entrada: 0.1394 W/K

média: 0.1349 W/K

Como podemos ver, as médias das capacidades térmicas dos fluxos diferem em menos de

4%, justificando nesse modelo simplificado a hipótese utilizada.

Outra constatação que a resolução do modelo acoplado nos permite observar é que a diferença de peso entre as duas colunas de fluido (em relação a duas colunas de fluido com as condições do reservatório superior), obtida da diferença entre os valores da pressão de flutuação na saída do tubo descendente e na entrada do tubo ascendente, por volta de 6,2 Pa, é aproximadamente o valor da soma das perdas de carga nos dois tubos, calculada utilizando a equação de Darcy com o fator de atrito para regime laminar, mais as perdas devido às saídas para os dois reservatórios.

Os valores do número de Reynolds médio em cada ponto do escoamento foram calculados, assim como da densidade e velocidade médias. Estes valores foram utilizados para o cálculo da perda de carga descrita acima. A distribuição do número de Reynolds do escoamento ao longo dos tubos é apresentada nas figuras 5.14 e 5.15 abaixo. Os valores não ultrapassam 470, indicando que o escoamento é realmente laminar. Nos casos de tubos abertos para um único ambiente o valor de Reynolds chegava a cerca de 1200, entretanto, no circuito fechado, devido à existência de uma contra-pressão, a velocidade baixa bastante, baixando assim os valores de Reynolds.

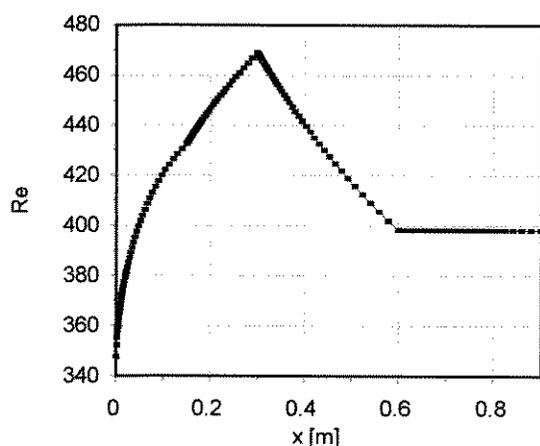


Figura 5.14: Reynolds do escoamento ao longo do tubo descendente (da esquerda).

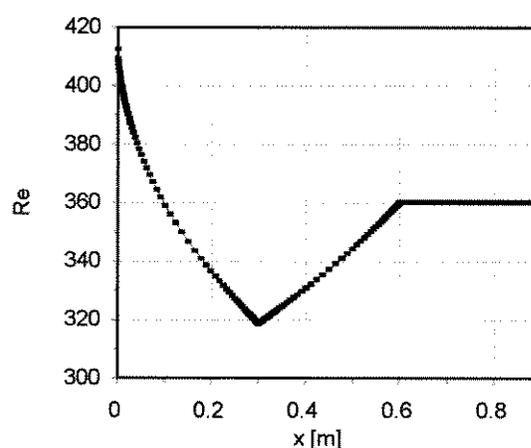


Figura 5.15: Reynolds do escoamento ao longo do tubo ascendente (da direita).

A distribuição de densidade ao longo dos dois tubos, apresentada nas figuras 5.16 e 5.17 abaixo guardam uma semelhança muito grande com a distribuição de Reynolds apresentada acima.

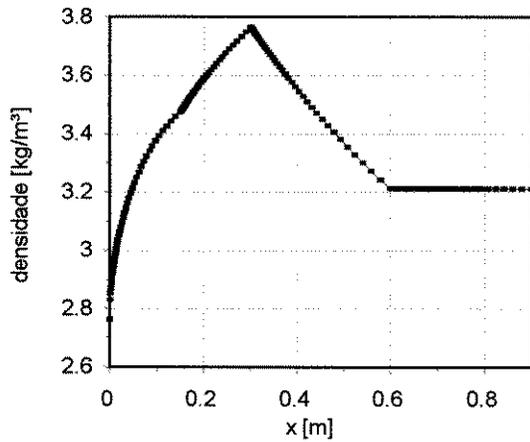


Figura 5.16: Distribuição de densidade da mistura gasosa ao longo do tubo descendente.

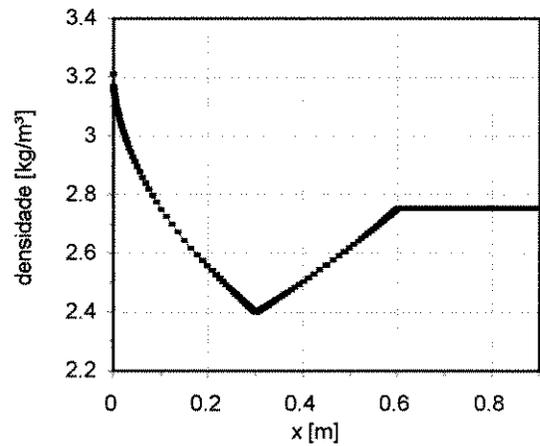


Figura 5.17: Distribuição de densidade da mistura gasosa ao longo do tubo ascendente.

Neste capítulo procuramos, através do acoplamento dos modelos desenvolvidos, simular o escoamento ao longo de todo o circuito de gás de um sistema de refrigeração com gás inerte com uma geometria simplificada. Os resultados obtidos indicam uma coerência entre o modelo desenvolvido e o fenômeno estudado.

No capítulo seguinte procuraremos comparar, ainda que qualitativamente, os resultados obtidos neste trabalho com os de outros autores.

Capítulo 6

Comparações com outros Modelos:

Infelizmente, não foi possível realizar uma convalidação experimental do modelo desenvolvido neste trabalho, assim, procuramos na literatura alguns resultados experimentais ou de modelos similares com os quais pudéssemos comparar os resultados aqui obtidos.

Conforme já foi ressaltado no capítulo 2, a literatura a respeito de sistemas de refrigeração por absorção com gás inerte tem um carácter mais tecnológico que científico, estando o projeto e desenvolvimento de novos equipamentos acoplado à construção e teste de protótipos nos laboratórios das empresas que os produzem, e portanto, com pouca ou nenhuma divulgação científica.

Mesmo nesses laboratórios, devido às dificuldades experimentais associadas à medição de velocidades, diferenças de pressão e concentração em sistemas a alta pressão (25 bar em média) em convecção natural, estas medições são normalmente efetuadas de forma indireta, fornecendo valores médios globais das grandezas.

Já na literatura científica sobre transferência de calor e massa acoplados, no caso da evaporação de um líquido em presença de gás inerte, a maioria dos resultados disponíveis são para evaporação de água em ar nas condições ambiente, enquanto no caso dos fenômenos de absorção, apresentam-se resultados da absorção de um vapor puro por uma película de solução contendo sua fase líquida e mais um componente (brometo de lítio-água ou mesmo amônia-água sem a presença de gas inerte).

Desta forma, apresentaremos comparações mais qualitativas, procurando justificar a coerência física do modelo.

6.1 O Evaporador:

O modelo por nós utilizado para a fase gasosa, tanto do evaporador como do absorvedor, foi baseado nos trabalhos de CHANG, LIN e YAN (1986) e YAN (1992). Iniciamos desenvolvendo um modelo que reproduzisse os resultados obtidos por CHANG, LIN e YAN (1986), que apresentam a solução somente da fase gasosa, desprezando o filme de líquido na parede, considerando as propriedades constantes e para a condição de temperatura de parede constante. O sistema de equações é adimensionalizado e resolvido numericamente para a evaporação de água em ar ambiente (valores de Prandtl = 0.7 e Schimdt = 0.6).

A tabela 6.1 apresenta os principais parâmetros utilizados por estes autores para cada caso. O valor do raio interno do tubo para todos os casos foi de 0.01 m.

Tabela 6.1: Parâmetros utilizados nos casos I a VI (CHANG, LIN e YAN 1986).

Caso	T_0	T_w	p_0	ϕ	L	Gr_T	Gr_M
unid.	°C	°C	bar	%	m	-	-
I	20	40	1	50	0.4	64	23
II	20	60	1	0	0.4	112	62
III	40	20	1	0	0.4	-64	9
IV	60	20	1	50	0.4	-112	8
V	20	40	1	50	0.12	214	75
VI	20	40	2	50	0.4	64	11
Ref.	20	40	1	50	1	26	9

As figuras 6.1, 6.3 e 6.5 apresentam respectivamente os perfis adimensionais de velocidade axial, temperatura e concentração para vários casos da tabela 6.1 acima obtidos por CHANG, LIN e YAN (1986); enquanto as figuras 6.2, 6.4 e 6.6 apresentam os resultados obtidos com o programa por nós desenvolvido, para os mesmos casos e posições axiais.

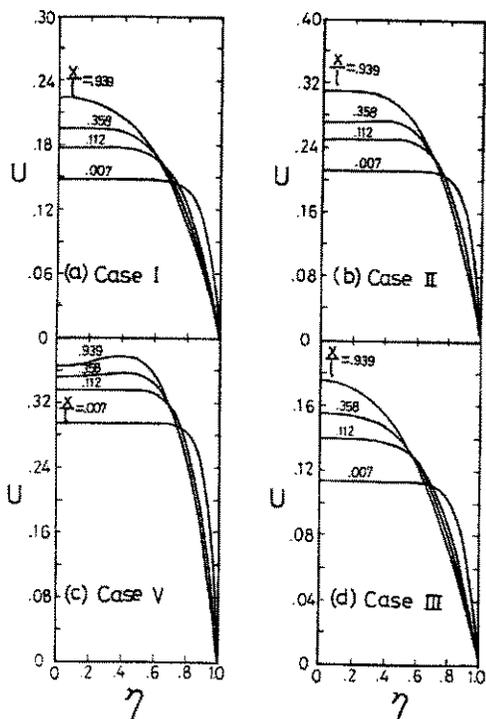


FIG. 2. Development of dimensionless axial velocity profiles: (a) $T_0 = 20^\circ\text{C}$, $T_w = 40^\circ\text{C}$, $p_0 = 1 \text{ atm}$, $\phi = 50\%$, $l = 0.4 \text{ m}$; (b) $T_w = 60^\circ\text{C}$; (c) $l = 0.12 \text{ m}$; (d) $T_0 = 40^\circ\text{C}$, $T_w = 20^\circ\text{C}$, $\phi = 0\%$.

Figura 6.1: Perfis de velocidades axiais adimensionais (CHANG, LIN e YAN 1986).

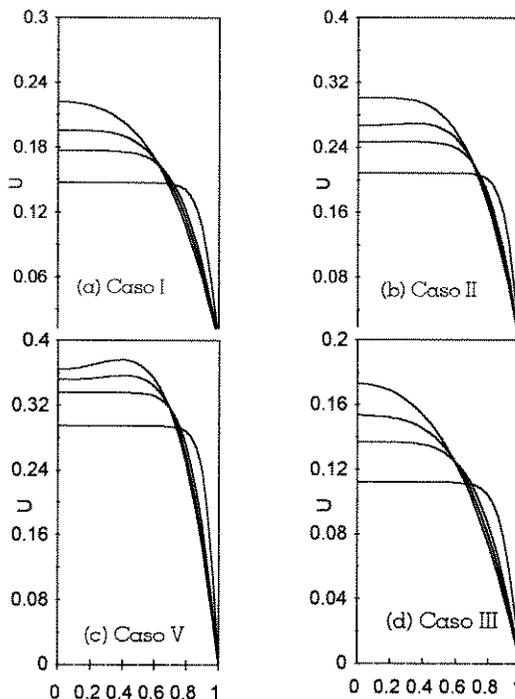


Figura 6.2: Perfis de velocidades axiais adimensionais para os mesmos casos e posições obtidos pelo modelo por nós desenvolvido.

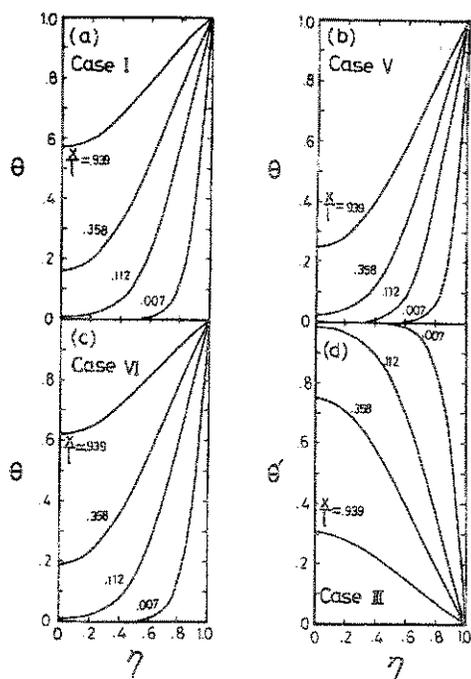


FIG. 3. Development of dimensionless temperature profiles: (a) $T_0 = 20^\circ\text{C}$, $T_w = 40^\circ\text{C}$, $p_0 = 1 \text{ atm}$, $\phi = 50\%$, $l = 0.4 \text{ m}$; (b) $l = 0.12 \text{ m}$; (c) $p_0 = 2 \text{ atm}$; (d) $T_0 = 40^\circ\text{C}$, $T_w = 20^\circ\text{C}$, $\phi = 0\%$.

Figura 6.3: Perfis de temperatura adimensional (CHANG, LIN e YAN)

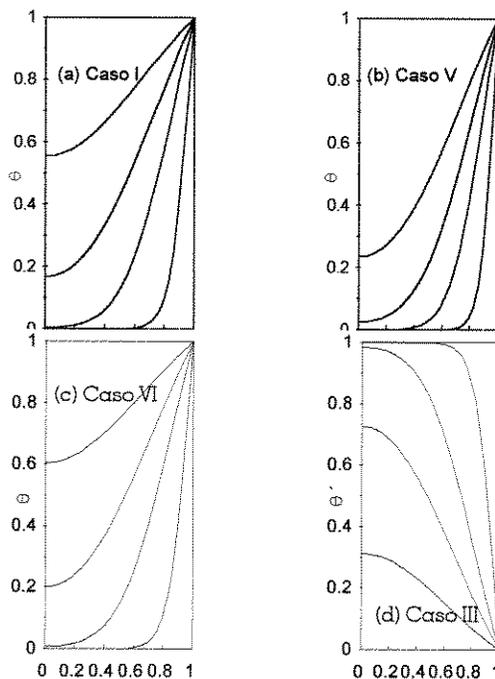


Figura 6.4: Perfis de temperatura adimensional para os mesmos casos e posições (modelo próprio).

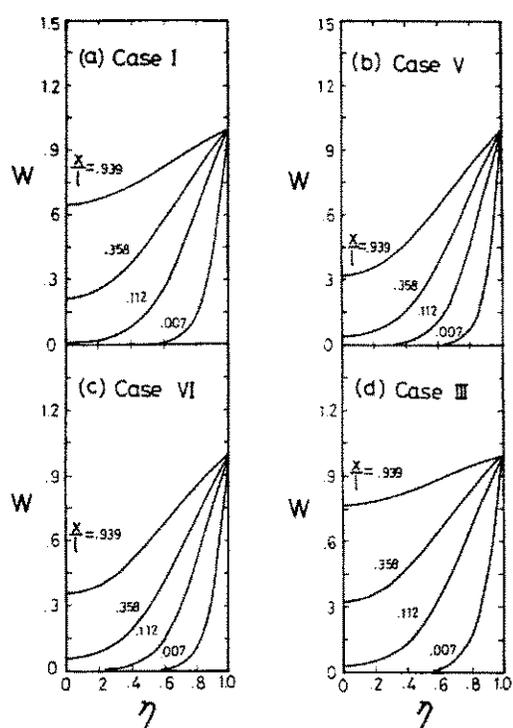


FIG. 4. Development of dimensionless mass-fraction profiles: (a) $T_0 = 20^\circ\text{C}$, $T_w = 40^\circ\text{C}$, $p_0 = 1\text{ atm}$, $\phi = 50\%$, $l = 0.4\text{ m}$; (b) $l = 0.12\text{ m}$; (c) $p_0 = 2\text{ atm}$; (d) $T_0 = 40^\circ\text{C}$, $T_w = 20^\circ\text{C}$, $\phi = 0\%$.

Figura 6.5: Perfis de concentração adimensional (CHANG, LIN e YAN).

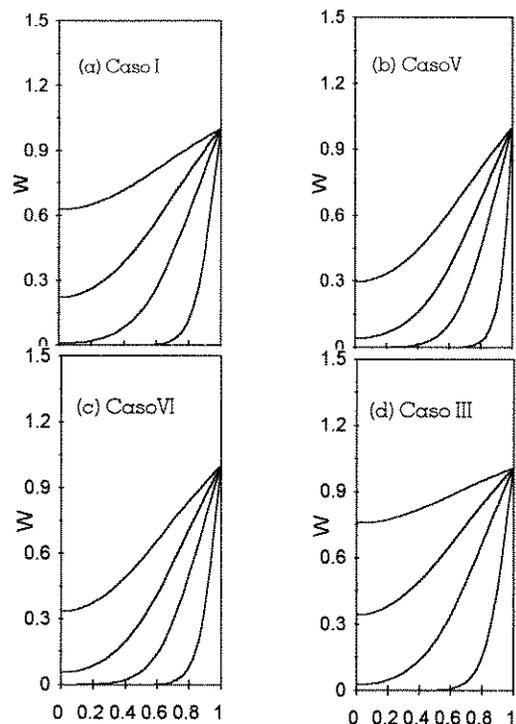


Figura 6.6: Perfis de concentração adimensional para os mesmos casos e posições (modelo próprio).

Conforme pode ser observado da comparação das figuras, conseguimos reproduzir os resultados apresentados por CHANG, LIN e YAN (1986) com boa precisão para todos os casos apresentados por estes autores, para os perfis de velocidade, temperatura e concentração.

Este modelo reproduz também os resultados obtidos por DAVIS e PERONA (1971) para o caso de convecção natural de ar dentro de um tubo devido somente a gradientes de temperatura, ou seja, sem a evaporação de água na parede interna do mesmo.

O passo seguinte foi modificar o modelo para as condições de fluxo de calor constante e condição convectiva na parede, que também, para o caso de convecção natural devido somente aos gradientes de temperatura, com fluxo de calor constante na parede, concordam com os resultados obtidos por DAVIS e PERONA (1971).

Utilizamos então o mesmo modelo, com propriedades constantes e adimensionalizado para resolver o caso de evaporação de amônia em uma mistura gasosa de hidrogênio e vapor de

amônia, para as três condições de contorno, obtendo resultados coerentes com os obtidos anteriormente.

Utilizando as equações apresentadas por KOUREMENOS *et al.* (1987) para o cálculo das propriedades da mistura gasosa $\text{NH}_3\text{-H}_2$ e por ZIEGLER e TREPP (1984) para a solução $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, pudemos então trabalhar com o modelo apresentado por YAN (1992) para a fase gasosa, já que este permitia a incorporação da variação de propriedades. A maior coerência física deste modelo, entretanto, leva inevitavelmente a uma perda de generalidade, já que as propriedades são calculadas para as condições específicas das misturas e soluções utilizadas. Desta forma, passamos a trabalhar com as equações em sua forma dimensional original, o que dificulta a comparação de resultados genéricos.

Um modelo idêntico (em relação ao fluxo de gás) ao apresentado por YAN (1992) e também utilizado neste trabalho foi solucionado numericamente por YAN, LIN e TSAY (1991) para um geometria de canal entre placas planas, com paredes adiabáticas e para evaporação de uma película de água e de etanol em fluxo co-corrente com ar ambiente. A película de líquido entretanto, não é desprezada, sendo considerada em regime turbulento, através de um modelo de onda mais sofisticado. Os resultados numéricos da distribuição axial de temperatura da película de líquido obtidos são comparados com resultados experimentais apresentados em YAN e LIN (1991), apresentando excelente concordância.

Devido à especificidade do escoamento estudado, os únicos trabalhos com os quais poderíamos comparar seriam os apresentados por KOUREMENOS *et al.* (1989, 1990, 1992). A formulação desses trabalhos utiliza a equação de conservação da quantidade de movimento tanto no eixo axial como no radial (não recorrendo à simplificação de camada limite), entretanto, como já discutido no capítulo 2, o termo da força peso do fluido na direção axial é desprezado, o que torna a solução válida para escoamento em convecção forçada, já que para convecção natural este é o termo que gera o escoamento propriamente dito.

Para podermos comparar os resultados, utilizamos as mesmas condições de contorno: uma distribuição de temperaturas linear ao longo da parede e um perfil de velocidades parabólico na entrada do tubo. Omitimos também o termo de flutuação $(\rho - \rho_0)g$ da equação da quantidade de movimento axial (eq. 3.8) para simular as mesmas condições de escoamento. Como não é mencionada a distribuição de pressões obtida, trabalhamos com a hipótese de pressão de movimento nula na entrada.

Os resultados obtidos desta forma comparam bem qualitativamente com os apresentados por KOUREMENOS et al. (1990), que são para a mistura $\text{NH}_3\text{-He}$, já que não conseguimos obter a referência (KOUREMENOS (1989) que utiliza a mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2$.

As figuras 6.7 a 6.9 apresentam os resultados obtidos por KOUREMENOS (1990) com a mistura $\text{NH}_3\text{-He}$ para os perfis de velocidade axial, temperatura e concentração ao início, meio e final do tubo para pressão total de 20 bar, temperatura inicial da mistura gasosa de 15°C , concentração inicial de 15%, perfil parabólico de velocidades com velocidade máxima de 0,2022 m/s e distribuição de temperaturas linear na parede de -30°C a -28°C .

As figuras 6.10 a 6.12 apresentam os resultados obtidos através do modelo apresentado neste trabalho para a mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2$, modificado da forma ressaltada acima, com as mesmas condições de contorno (mesma vazão volumétrica e pressões parciais na entrada), apenas para comparação qualitativa.

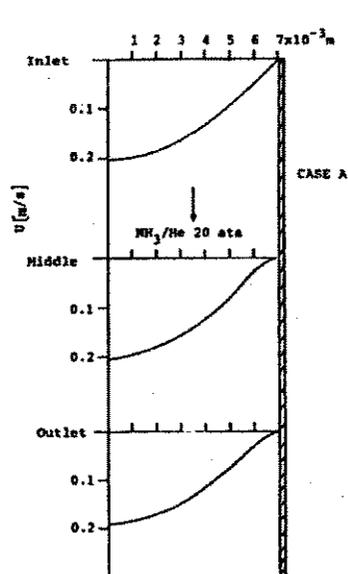


Fig. 2 U-velocity profiles.

Figura 6.7: Perfis de velocidade ao longo do tubo para $\text{NH}_3\text{-He}$ segundo KOUREMENOS (1990).

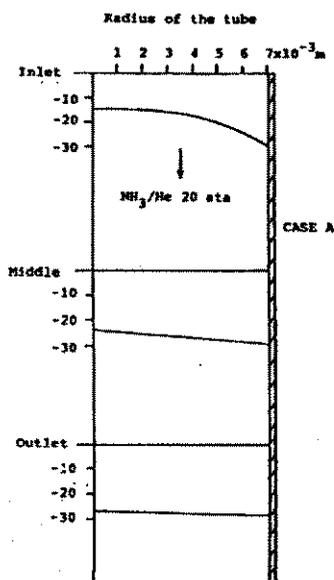


Fig. 3 Temperature profiles along the evaporator tube.

Figura 6.8: Perfis de temperatura ao longo do tubo para $\text{NH}_3\text{-He}$ segundo KOUREMENOS (1990).

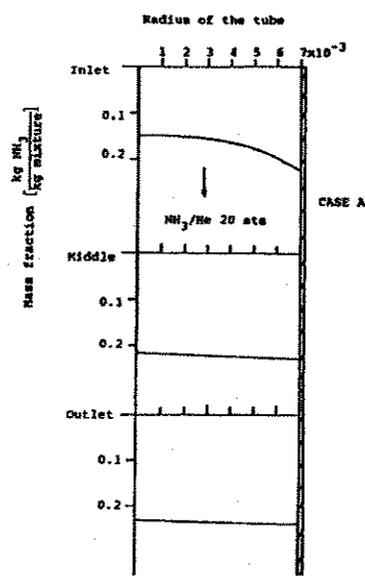
Fig. 4 Prediction of the mass fraction of the $\text{NH}_3\text{/He}$ gas mixture.

Figura 6.9: Perfis de concentração ao longo do tubo para $\text{NH}_3\text{-He}$ segundo KOUREMENOS (1990).

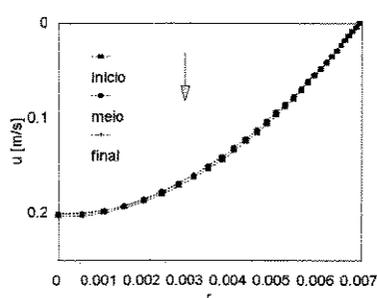


Figura 6.10: Distribuição de velocidades para caso semelhante com $\text{NH}_3\text{-H}_2$.

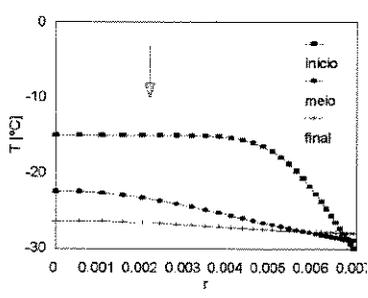


Figura 6.11: Distribuição de temperaturas para o caso semelhante com $\text{NH}_3\text{-H}_2$.

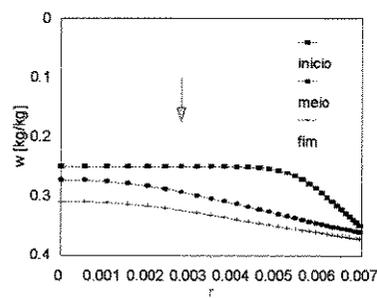


Figura 6.12: Distribuição de concentrações para o caso semelhante com $\text{NH}_3\text{-H}_2$.

Cabe ressaltar que o modelo desenvolvido aqui consegue reproduzir as tendências observadas nos resultados obtidos por KOUREMENOS (1990), entretanto, acreditamos que esta solução (desconsiderando o termo de flutuação e impondo uma temperatura na parede) não

represente adequadamente o escoamento encontrado no evaporador de um sistema de refrigeração por absorção com gás inerte.

Na ausência de dados experimentais para comparações mais adequadas, tentamos utilizar algumas correlações apresentadas por ALMÉN (1983) para o cálculo de coeficientes de transferência de calor latente e de massa para a evaporação de amônia em presença de hidrogênio em tubos horizontais. ALMÉN utiliza a correlação apresentada abaixo, proposta por outros autores, para transferência de calor durante o aquecimento de água com fluxo de calor constante na parede em convecção mista, regime laminar e escoamento desenvolvido em um tubo horizontal. correlação experimental para o caso de água:

$$Nus = 0.25(Gr.Pr)^{0.25} + 4.36 \quad (6.1)$$

Utilizando analogias entre transferência de calor e massa, chega à seguinte expressão para o coeficiente de transferência de massa:

$$\beta = \frac{D}{d} \times \left[0.25(Gr.Sc)^{0.25} + 4.36 \right] \times \frac{P}{P-P_w} \quad (6.2)$$

Onde β é o coeficiente global de transferência de massa [m/s].

D é a difusividade de massa da mistura [m²/s]

d é o diâmetro [m]

Sc é o número de Schimdt (ν/D)

Gr é o número de Grashof $(\Delta\rho gd^3)/(\rho\nu^2)$

P é a pressão total em [Pa].

P_w é a pressão parcial da amônia na parede [Pa].

Aplicando a hipótese de gás perfeito e desprezando o calor trocado entre a mistura gasosa dentro do tubo e a parede, chega à seguinte expressão para o coeficiente global de transferência de calor:

$$\alpha = \frac{\beta(P_w - P_b) \cdot (h_b - h_w)}{488T(t_w - t_b)} \quad (6.3)$$

onde α é o coeficiente global de transferência de calor [$\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$].

P_b é a pressão parcial média da amônia na mistura gasosa [Pa].

T é a temperatura média [K].

h é a entalpia específica da amônia [J/kg].

Os subíndices w e b referem-se respectivamente às condições na parede e média do fluxo.

Calculando os valores para as condições típicas encontradas em evaporadores: $P = 25$ bar, $t_w =$ entre -40 e 20°C , Δt entre 5 e 20°C e $d = 0.02$ m, ALMÉN (1983) apresenta os valores de α em $\text{W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$ conforme a tabela abaixo:

Tabela 6.2: Valores de coeficiente de transferência de calor apresentados por ALMÉN (1983)

t_w [$^\circ\text{C}$]	Δt [$^\circ\text{C}$]		
	5	10	20
-40	57	58	50
-30	87	86	78
-20	131	134	123
-10	192	198	187
0	269	281	270
10	364	382	374
20	482	508	504

Os valores apresentados acima são de difícil comparação com os calculados neste trabalho, já que necessitaríamos ter a mesma temperatura de parede (t_w) e diferença de temperatura (Δt) entre a parede e a média do fluxo, que somente é obtida localmente em alguns pontos do tubo.

Além disso, os valores acima apresentados podem ser comparados com o coeficiente de

troca de calor latente, ou seja, somente devido à evaporação da amônia na parede, e não com o coeficiente total, que leva em conta que parte deste calor é fornecido pelo próprio fluxo de gás, já que este se encontra a uma temperatura mais elevada que a parede. Desprezar a transferência de calor sensível entre a mistura gasosa dentro do tubo e a interface, leva a uma superestimação do valor do coeficiente de troca calculado.

Tomando-se o valor central da tabela 6.2, por exemplo ($t_w = 0^\circ\text{C}$ e $\Delta t = 10^\circ\text{C}$) e utilizando-se a mesma correlação para o cálculo de Nu apresentada na equação 6.1 para calcular a troca de calor sensível entre o gás e a interface, obteríamos uma redução do valor de α apresentado da ordem de 40%. Nos casos onde o Δt entre a parede e a média da mistura é maior, a redução deve ser ainda mais drástica.

Mesmo com estas ressalvas, rodamos um caso utilizando condições similares às utilizadas por ALMÉN para a confecção da tabela 6.2, quais sejam: diâmetro do tubo de 0.02 m, pressão total de 25 bar, concentração da mistura gasosa na entrada de 25% e fluxo de calor constante na parede de 1000 W/m^2 . Na realidade, ALMÉN não explicita o fluxo de calor na parede, mas dos valores apresentados, pode-se deduzir que esta densidade de fluxo de calor pode ser obtida para valores de t_w entre -20°C e -10°C , com um Δt entre 5°C e 10°C .

Apresentamos nas figuras 6.13 e 6.14 abaixo a distribuição dos diversos coeficientes locais de transferência de calor e também a distribuição de temperatura ao longo do tubo calculados a partir da solução do caso descrito acima, com temperatura inicial de 5°C e comprimento do tubo de 0,5 m.

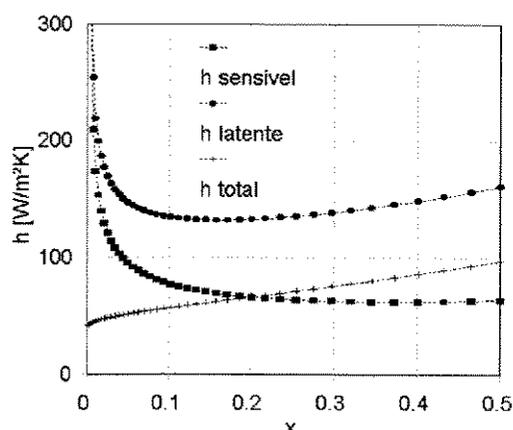


Figura 6.13: Coeficientes locais de transferência de calor calculados através do modelo desenvolvido.

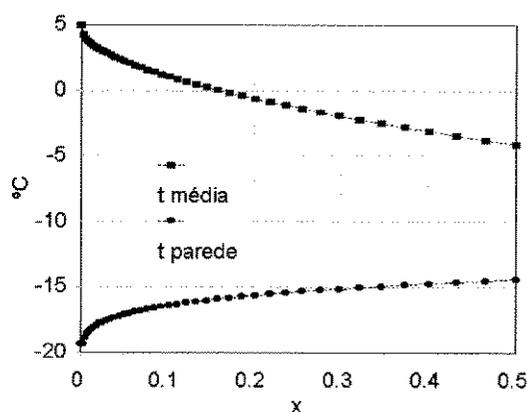


Figura 6.14: Distribuição das temperaturas da parede e média da mistura ao longo do tubo para o caso descrito acima.

Comparando-se os valores obtidos na figura 6.13 (do coeficiente de transferência de calor latente) com a faixa estipulada, principalmente próximo à saída do gás (lado direito da figura) parece que os valores tendem a ser comparáveis, entretanto, o único coeficiente que parece se estabilizar assintoticamente é o de transferência de calor sensível entre interface e mistura gasosa, cujo valor não é desprezível em relação aos demais.

Outra maneira de se estabelecer uma comparação entre os dois trabalhos é calculando os valores do coeficiente de transferência de massa β para o caso descrito acima utilizando a correlação proposta na equação 6.2 e compará-lo com os valores obtidos utilizando-se diretamente sua própria definição:

$$\beta = \frac{\dot{m}}{A(\rho_w w_w - \rho_b w_b)} \quad (6.4)$$

onde m é o fluxo de massa injetada [kg/s]

A é a área de troca de massa [m²]

ρ é a densidade da mistura [kg/m³]

w é a concentração em massa de NH₃ na mistura [kg_{NH3}/kg_{mistura}]

os subíndices w e b correspondem à condição na parede e média da mistura.

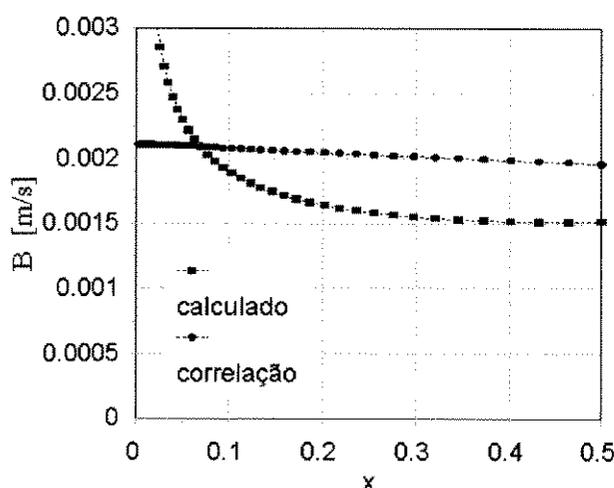


Figura 6.15: Comparação entre os valores de β calculados a partir da correlação (6.2) e da equação (6.4) para o caso descrito acima.

A figura 6.15 apresenta a comparação entre os valores de β calculados das duas formas em cada posição axial para o caso descrito acima. Podemos observar que próximo à entrada os valores calculados pela equação 6.4 são muito mais elevados, já que a correlação é válida para escoamento desenvolvido, entretanto, os valores tendem assintoticamente para um valor cerca de 25% abaixo do previsto pela correlação proposta por ALMÉN.

Gostaríamos de enfatizar que as comparações realizadas com o trabalho de ALMÉN (efetuadas pela inexistência de outros resultados sob condições similares às aqui utilizadas), servem apenas para evidenciar a grande diferença entre o escoamento analisado neste trabalho (tubo vertical) e o analisado por ALMÉN (tubo horizontal), concluindo-se portanto que os resultados obtidos em um caso não podem ser utilizados no outro.

6.2 O Absorvedor:

Para o absorvedor, utilizamos dois volumes de controle: um para o escoamento de gases e outro para o escoamento da película de líquido, em fluxo contra-corrente com o gás. O modelo para o escoamento dos gases é completamente similar ao utilizado no evaporador, apenas o eixo axial teve seu sentido invertido, passando a ser de baixo para cima, e portanto, o termo de flutuação também teve seu sinal invertido.

Quanto ao escoamento da película de líquido, o equacionamento e o método de solução utilizados neste trabalho são similares aos apresentados por YANG e WOOD (1992), entretanto, a geometria por eles estudada é de uma película sobre placa plana com vapor puro, parado e a pressão constante em contato com a interface da película e a temperatura da parede é considerada constante. Além disso, não é considerado o efeito da concentração do soluto ser da mesma ordem de grandeza da concentração do solvente. São apresentados resultados para as soluções de brometo de lítio-água e cloreto de lítio-água, que, comparados com os obtidos por ANDBERG e VLIET (1987) mostram uma boa concordância. Por trabalharem com as equações em sua forma dimensional e equações de estado específicas para as misturas em questão, a comparação de resultados torna-se inviável.

KOUREMENOS *et al* (1991) apresenta um modelo para o caso de absorção de amônia de uma mistura gasosa de $\text{NH}_3\text{-H}_2$ e de $\text{NH}_3\text{-He}$ por uma solução de amônia e água com uma geometria similar à utilizada neste trabalho, usando o mesmo tipo de resolução já apresentada para o evaporador. A solução entretanto se restringe ao domínio da mistura gasosa, considerando a película descendente de líquido de forma concentrada. As principais hipóteses apresentadas por ele, além de desprezar o termo de forças de campo na equação de conservação da quantidade de movimento axial, são:

-A temperatura da película de líquido é constante.

- Existe equilíbrio entre a pressão parcial da amônia na mistura gasosa e a pressão de vapor de amônia na película de solução na temperatura especificada.

-A concentração da película em cada posição axial depende da quantidade de amônia absorvida na posição a montante.

-O calor de absorção é desprezado e nenhuma referência sobre a temperatura da fase gasosa na entrada ou em qualquer outro ponto que não a interface é feita em todo o trabalho.

Devido às diferenças tão marcantes entre as hipóteses acima descritas e as utilizadas neste trabalho, concluímos que a comparação entre os resultados não traria nenhuma contribuição à compreensão do fenômeno estudado.

Além das restrições já feitas ao modelo utilizado por KOUREMENOS (1990) no evaporador quanto a negligenciar o termo de forças de campo, as duas hipóteses adicionais apresentadas acima restringem ainda mais a coerência física daquele modelo em relação ao apresentado neste trabalho.

Dada a dificuldade de se obter dados experimentais ou resultados numéricos com os quais pudéssemos cotejar os valores por nós obtidos neste trabalho, optamos por analisar e comentar as principais diferenças entre os modelos aqui apresentados e os encontrados na literatura.

Capítulo 7

Conclusões e Recomendações:

O objeto de estudo deste trabalho, o sistema de refrigeração por absorção com gás inerte, apesar dos mais de setenta anos de produção e utilização comercial, apresenta ainda grandes desafios em termos de aperfeiçoamento. Se considerarmos sua principal vantagem em relação aos demais sistemas de refrigeração: a total ausência de trabalho mecânico para sua operação e a inexistência de partes móveis, operando somente a partir de fontes térmicas de temperatura relativamente baixa, podemos vislumbrar um grande potencial ainda pouco explorado em termos de aplicações, não só domésticas, mas comerciais e até industriais desse sistema.

O desenvolvimento de novas aplicações e equipamentos utilizando este tipo de sistema, entretanto, está ligado à capacidade de projetá-los, dimensioná-los e construí-los com precisão e de maneira otimizada, o que ainda nos parece um longo caminho a ser percorrido.

Neste trabalho analisamos apenas uma parte dos equipamentos que compõe o ciclo: o circuito de gases, o que já se mostrou um trabalho bastante árduo, considerando o acoplamento dos vários fenômenos de transporte envolvidos. Outros equipamentos que devido a suas peculiaridades ainda necessitam ser estudados mais profundamente são o gerador de vapor (tubo bomba e analisar) e o retificador para realmente se conseguir simular o comportamento do sistema sob diversas condições e assim otimizá-lo.

Dentro do escopo abrangido por este trabalho, podemos enumerar algumas constatações à guisa de conclusões:

7.1 Quanto ao modelo:

Modelos utilizando as simplificações da camada limite, tornando o sistema de equações parabólico, têm sido utilizados por vários autores para escoamentos em convecção natural na região de entrada de dutos e canais, tanto para a fase gasosa quanto para a líquida e mesmo para as duas fases acopladas em fluxo co-corrente, conforme ressaltado em várias partes deste trabalho, entretanto, a utilização desses modelos acoplados em fluxos contra-corrente não foi encontrada na bibliografia pesquisada, tornando-se assim uma contribuição importante deste trabalho.

O método iterativo desenvolvido para realizar o acoplamento dos dois escoamentos mostrou-se efetivo no sentido de convergir rapidamente para valores que fecham os balanços de massa e energia tanto local como globalmente. Vários outros procedimentos foram testados, mas não possibilitavam esta convergência.

A hipótese da importância de se considerar a difusão da amônia através da película de solução como uma resistência adicional à transferência de massa, para o caso de absorção com a presença de gás inerte, se mostrou justificada em contraposição à utilização de um modelo concentrado, pois mesmo para espessuras de película muito pequenas, as diferenças de concentração entre a interface e a média da película foram apreciáveis. Para a transferência de calor, entretanto, como as diferenças de temperatura entre interface e média são muito pequenas, a utilização de modelos concentrados pode ser uma simplificação que acarrete poucos desvios.

A importância de se considerar a transferência de calor da interface para o gás dentro do tubo, tanto no evaporador como no absorvedor também foi demonstrada em vários casos, onde esta chamada carga térmica interna tem um peso significativo no balanço global de energia.

7.2 Quanto à geometria:

A geometria analisada neste trabalho se restringiu a tubos verticais. Na maioria dos equipamentos existentes comercialmente, os tubos (evaporador e absorvedor) são horizontais. Devido à grande influência da convecção natural, principalmente devido aos gradientes de concentração, temos a convicção que os resultados aqui apresentados não podem ser comparados com aqueles obtidos em tubos horizontais, onde o escoamento passa a ser tridimensional e não bidimensional como foi tratado aqui.

Dentro do escopo a que nos propusemos trabalhar (tubos verticais de pequeno comprimento), pudemos observar que a influência da difusão de massa na fase gasosa é significativa somente até pequenas distâncias da interface (cerca de 3 mm da parede do tubo nos casos estudados). Isto foi observado tanto nos tubos concêntricos como nos tubos simples, indicando um melhor desempenho nos tubos de menor diâmetro e nos tubos concêntricos com pequeno espaçamento.

A utilização de tubos concêntricos mostrou-se também bastante promissora tanto no caso do evaporador, onde já havia sido testada experimentalmente por STIERLIN como no absorvedor, por manter uma área de troca de calor e massa grande, reduzindo a área de escoamento e mantendo pequena a distância de difusão a partir da interface.

7.3 Quanto às condições de contorno:

A semelhança de comportamento entre as condições de fluxo de calor constante e condição convectiva na parede externa possibilitam a utilização da primeira, que pode ser controlada com mais precisão, para testes em laboratório do comportamento de cada equipamento, podendo-se utilizar os resultados como indicativos do comportamento do mesmo quando sujeitos à outra condição.

A influência do coeficiente global de transferência de calor externo também é muito marcante. Apesar de não termos apresentado resultados da influência do coeficiente global, os resultados apresentados para diferentes fluxos de calor na parede nos dão uma idéia desta influência, pela similaridade de comportamento já ressaltada. Para os evaporadores e absorvedores com troca de calor por convecção natural em ar, como é o caso das geladeiras domésticas, é imprescindível a utilização de superfícies aletadas para se aumentar a área de troca de calor. A possibilidade de utilização de fluidos intermediários em convecção natural ou forçada nestes equipamentos pode torná-los mais compactos e competitivos para capacidades mais elevadas.

7.4 Quanto ao acoplamento dos equipamentos:

Além das observações feitas no comportamento de cada equipamento isoladamente, e que

de certa forma podem ser qualitativamente previstas (por exemplo: o aumento da temperatura da mistura gasosa aumenta a evaporação de amônia no evaporador e diminui a absorção da mesma no absorvedor), foi realmente somente no acoplamento dos equipamentos, no capítulo 5, que, durante o processo de convergência para uma condição de operação estável, se pode observar as influências acopladas de todas as condições das misturas e soluções envolvidas.

Como foi comentado, o processo de convergência para o sistema acoplado é lento e a resolução de todo o circuito com seus 6 equipamentos leva de 3 a 4 horas para cada iteração (ou seja para se completar o circuito), utilizando-se um PC AT Pentium 60 MH. Na realidade, o modelo do absorvedor é o que demanda mais tempo computacional (cerca de 2 horas), devido à condição de fluxo contra-corrente.

Os resultados obtidos com o acoplamento também indicaram a grande influência da geometria do sistema como um todo, a diferença de nível entre o evaporador e o absorvedor promovendo a diferença de pressão que gera a movimentação da mistura gasosa e que é dissipada pela perda de carga ao longo de todo o circuito, perda esta que, por sua vez, é influenciada pelo raio e comprimento dos tubos.

O modelo do sistema acoplado, como foi apresentado neste trabalho, pode ser utilizado como ferramenta de projeto e otimização do circuito de circulação de gases onde pelo menos o evaporador e o absorvedor sejam verticais.

7.5 Recomendações para futuros trabalhos:

Optamos neste trabalho por utilizar as equações, apresentar e analisar os resultados em sua forma dimensional. As soluções obtidas permitem, em futuros trabalhos, principalmente no que diz respeito à análise de resultados, trabalhar com parâmetros adimensionais procurando correlações para os coeficientes de troca de calor e massa que possam ser utilizados para projeto ou em simulações mais simplificadas destes equipamentos.

A utilização do modelo acoplado para a otimização de uma geometria simples como a apresentada no capítulo 5 e a construção e teste do protótipo assim projetado, não só serviriam para a convalidação do modelo, como possibilitariam a obtenção de resultados experimentais tão necessários nessa área.

Para a simulação de um sistema completo de refrigeração por absorção com gás inerte, além do modelo para o circuito de gás estudado neste trabalho, e de modelos disponíveis para alguns equipamentos como o condensador e o trocador de calor de soluções, torna-se necessário o desenvolvimento de modelos para analisar o comportamento de equipamentos específicos como o gerador de vapor (tubo bomba e analisar) e o retificador. Dada a especificidade das condições de operação destes equipamentos e os fenômenos envolvidos, acreditamos que estes devam ser tratados com grande profundidade para poderem produzir resultados satisfatórios.

Referências Bibliográficas

- ALMÉN, C. G. Evaporator Heat Transfer in Platen-Munters Absorption Units. *Proceedings of the International Congress of Refrigeration*, Paris, 1983.
- ALMÉN, C. G. Curso de Refrigeração por Absorção (Sistema Platen-Munters) , Apostila didática, Campinas, 1995, 132p.
- ANDBERG, J. W., VLIET, G. C. A Simplified Model for Absorption of Vapor into Liquid Films Flowing over Cooled Horizontal Tubes. (NT 87-29-5), pp. 2454-2462, 1987.
- BJURSTROM, H., RALDOW, W. The absorption Process for Heating, Cooling and Energy Storage-A Historical Survey. *Energy Research*, v.5, pp. 43-59, 1981.
- BODOIA, J. R., OSTERLE, J. F. The Development of Free Convection between Heated Vertical Plates. *ASME Journal of Heat Transfer*, v.84, pp. 40-44, february 1962.
- BOURSEAU, P., BOUGAREL, R. Refrigeration par Cycle a Absorption-Diffusion: Comparaison des Performances des Systemes $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ et $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$. *International Journal of Refrigeration*, v.9, n.4, pp. 206-214, July 1986.
- BRAUNER, N., MARON, D. M., MEYERSON, H. Coupled Heat Condensation and Mass Absorption with Comparable Concentrations of Absorbate and Absorbent. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.32, n.10, pp. 1897-1906, 1989.
- BRAUNER, N. Non-isothermal Vapour Absorption into a Falling Film. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.34, n.3, pp. 767-784, 1991.

- CHANG, C. J., LIN, T. F., YAN, W. M. Natural Convection Flows in a Vertical, Open Tube Resulting from Combined Buoyancy Effects of Thermal and Mass Diffusion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.29, n.10, pp. 1543-1552, 1986.
- DAVIS, L. P., PERONA, J. J. Development of Free Convection Flow of a Gas in a Heated Vertical Open Tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.14, pp. 889-903, 1971.
- EBER, N. New Compact Heat Exchanger for Absorption Cooling Units. *Proceedings of the 14th International Congress of Refrigeration*, Moscow, B2.46, pp. 886-892, 1975.
- ECKERT, E. R. G., DRAKE, R. M. *Heat and Mass Transfer*. 2nd.ed. Tokyo:McGraw-Hill Book Company, inc., 1959, 530 p. (p.453).
- GAJCZAK, S. L'examen d'une Machine Frigorifique du Type "Platen-Munters". *Proceedings of the 10th International Congress of Refrigeration*, Kopenhagen , v.3, 3.26, pp. 115-119, 1959.
- GEBHART, B., JALURIA, Y., MAHAJAN, R. L., SAMMAKIA, B. *Buoyancy-Induced Flows and Transport*. 1st.ed. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988, 971 p. (p.19-20).
- GRIGOR'EVA, N. I., NAKORYAKOV, V. E. Exact Solution of Combined Heat and Mass Transfer Problem during Film Absorption. *Inzh. Fiz. Zh.*, v.33, pp. 893-898, 1977.
- GROSSMAN, G. Simultaneous Heat and Mass Transfer in Film Absorption under Laminar Flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.26, n.3, pp. 357-371, 1983.
- GROSSMAN, G. *Handbook of Heat and Mass Transfer*. Gulf Publishing Company, 1986, vol.2: Mass Transfer and Reactor Design, Chap.6: Heat and Mass Transfer in Film Absorption, pp.211-257.
- HIGBIE, R. . *Trans. A. I. Ch. E.*, v.31, p.365, 1935.
- HIRSCH, C. *Numerical Computation of Internal and External Flows*. 1st.ed. John Wiley & Sons Ltd., 1988, v.1 : Fundamentals of Numerical Discretization in Wiley Series in Numerical Methods in Engineering, 515 p. (p.196).

- IBRAHIM, G. A., VINNICOMBE, G. A. A Hybrid Method to Analyse the Performance of Falling Film Absorbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.36, n.5, pp. 1383-1390, 1993.
- KETTLEBOROUGH, C. F. Transient Laminar Free Convection Between Heated Vertical Plates Including Entrance Effects. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.15, pp. 883-896, 1972.
- KOUREMENOS, D. A., ANTONOPOULOS, K. A., STEGOU-SAGIA, A. Absorption of Ammonia in Refrigerators with Helium as Inert Gas. *International Conference on the Analysis of Thermal and Energy Systems*. Athens, 1991. pp. 701-717.
- KOUREMENOS, D. A., ROGDAKIS, E. D., ANTONOPOULOS, K. A., STEGOU-SAGIA, A. Simulation of the Evaporation Process in Absorption Refrigerators Using Methylamine as Refrigerant and Hydrogen as Inert Gas. *Proceedings of the International Symposium on Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems - ECOS'92*, Zaragoza, 1992. pp.563-569.
- KOUREMENOS, D. A., STEGOU-SAGIA, A. A Basic-2 Program for the "Psychrometric Problem" of Ammonia, in Neutral Gas Absorption Refrigeration Units. *Advanced Engineering Software*, v.9, pp. 211-217, 1987.
- KOUREMENOS, D. A., STEGOU-SAGIA, A. Measuring the Evaporation of NH₃ in Triple-Fluid Gas Absorption Units. *International Journal of Refrigeration*, v.11, n.3, pp. 153-158, may 1988.
- KOUREMENOS, D. A., STEGOU-SAGIA, A. Modelling of Thermodynamic and Transport Properties of NH₃/H₂ Gas Mixtures for Pressures between 17.5 and 27.5 bar. *Proceedings of the International AMSE Conference*, Sorrento, 1988 v.3, n.2, pp. 117-130.
- KOUREMENOS, D. A., STEGOU-SAGIA, A. Use of Helium instead of Hydrogen in Inert Gas Absorption Refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, v.11, n.5, pp. 336-341, september 1988.

- KOUREMENOS, D. A., STEGOU-SAGIA, A. The Evaporation of NH_3 in NH_3/H_2 Atmosphere for Small Absorption Refrigeration Units. Determination of the Inlet Mass Fraction and Mass Flow Rate of the NH_3/H_2 Gas Mixture. *Proceedings of the XVII International Congress of Refrigeration*, pp. 1032-1037, 1989.
- KOUREMENOS, D. A., STEGOU-SAGIA, A., ANTONOPOULOS, K. A. The Irreversible Evaporation of Ammonia in Vertical Annular Evaporators using Helium as Inert Gas. *Proceedings of the Winter Annual Meeting of the ASME*, HTD Vol. 151, AES Vol. 18, pp. 15-24, 1990.
- LEE, T. S., PARIKH, P. G., ACRIVOS, A., BERSHADER, D. Natural Convection in a Vertical Channel with Opposing Buoyancy Forces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.25, n.4, pp. 499-511, 1982.
- MACZEK, K., ZOLTANIECKI, A. Some Characteristics of Thermal Siphons for Ammonia-Water Solutions. *Refrigeration Science and Technology*, v.1, pp. 257-264, 1980.
- NAKORIAKOV, V E., GRIGOR'EVA, N. I. Calculation of Heat and Mass transfer in Non-Isothermal Absorption in the Entrance Region of a Falling-Film. *Teor. Osn. Khim. Tekhnol.*, v.14, pp. 483-488, 1980.
- NARAYANKHEDKAR, K. G., PRAKASH MAIYA, M. Investigations on Triple Fluid Vapour Absorption Refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v.8, pp. 335-342, November 1985.
- NIEBERGALL, W. *Sorptions-Kaltemaschinen*. Berlin:Springer-Verlag, 1959, vol.7 in Handbuch der Kältetechnik, PLANK, R. 540 p.
- O'LEARY, R. A. Some Interesting Refrigeration Inventions. *Refrigeration Engineering*, v.42, pp. 300-304, 1941.
- OSIPOV, Y. V., TRET'YAKOV, N. P., NEKRASSOV, N. N. Heat and Mass Transfer during Absorption of Ammonia by an Aqueous Solution of Ammonia from a Hydrogen-Ammonia Mixture. *Heat Transfer-Soviet Research*, v.4, pp. 1-8, 1972.
- PLANK, R., KUPRIANOFF, J. *Die Kleinkaltemaschine*. Springer-Verlag, 1960.

- SCHULZ, S. C. G. Equations of State for the System Ammonia-Water for Use with Computers. *Proceedings of the 13th International Congress of Refrigeration*, Madrid, v.2, 2.06, pp. 431-436, 1973.
- SMITH, G. D. *Numerical Solution of Partial Differential Equations: Finite Difference Method*, 3rd. Ed., Oxford, Clarendon, 337 p., 1987.
- STEPHAN, K. History of Absorption Heat Pumps and Working Pair Developments in Europe. *International Journal of Refrigeration*, v.6, n.3, pp. 160-166, 1983.
- STIERLIN, H. Latest Developments in Domestic Absorption Refrigerators and the Future Outlook. *Proceedings of the XII International Congress of Refrigeration*, Madrid, v.3, 3.18, pp. 1-15, 1967.
- STIERLIN, H. Multiple Hydrogen Circuits in Absorption Deep Freezers. *Proceedings of the 13th International Congress of Refrigeration*, Washington D.C., v.2, 2.60, pp. 525-533, 1971.
- STIERLIN, H., FERGUSON, J. R. Diffusion Absorption Heat Pump. *ASHRAE Transactions*, v.96 (AT-90-27-4), 1990.
- TAYLOR, R. S. Heat Operated Absorption Units. *Refrigeration Engineering*, v.49, pp. 188-193, 1945.
- YAN, W. M. The Effect of Liquid film Vaporization on Natural Convection Heat and Mass Transfer in a Vertical Tube. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, v.70, pp. 452-462, 1992.
- YAN, W. M., LIN, T. F. Natural Convection Heat Transfer Enhancement through Latent Heat Transport in Vertical Parallel Plate Channel Flows. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, v.68, pp. 360-367, 1990.
- YAN, W. M., LIN, T. F. Evaporative Cooling of Liquid Film through Interfacial Heat and Mass Transfer in a Vertical Channel-II. Numerical Study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.34, n.4/5, pp. 1113-1123, 1991.
- YAN, W. M., LIN, T. F., TSAY, Y. L. Evaporative Cooling of Liquid Film through Interfacial Heat and Mass Transfer in a Vertical Channel-I. Experimental Study. *International*

Journal of Heat and Mass Transfer, v.34, n.4/5, pp. 1105-1111, 1991.

YANG, R., CHEN, J. H. A Numerical Study of the Non-Absorbable Effects on the Falling Liquid Film Absorption. *Warme- und Stoffubertragung*, v.26, pp. 219-223, 1991.

YANG, R., WOOD, B. D. A Numerical Modeling of an Absorption Process on a Liquid Falling Film. *Solar Energy*, v.48, pp. 195-198, 1992.

YIH, S. M. *Handbook of Heat and Mass Transfer*. Gulf Publishing Company, 1986, vol.2: Mass Transfer and Reactor Design, Chap.5: Modeling Heat and Mass Transport in Falling Liquid Films. (pp. 111-210), 1518 p.

YIH, S. M., SEAGRAVE, R. C. Mass Transfer in Laminar Falling Liquid Films with Accompanying Heat Transfer and Interfacial Shear. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.23, pp. 749-758, 1980.

ZIEGLER, B., TREPP, C. Equations of State for Ammonia-Water Mixtures. *International Journal of Refrigeration*, v.7, n.2, pp. 101-106, march 1984.

Apêndice I:

Equações discretizadas utilizadas para a fase gasosa:

As equações utilizadas para a fase gasosa, conforme apresentadas nos capítulos 3 e 4 são:

Continuidade:

$$r \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r v)}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

Quantidade de Movimento Axial:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{dp_m}{dx} + (\rho - \rho_0)g \quad (2)$$

Energia:

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho c_p v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \left[\rho D (c_{p_v} - c_{p_n}) \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{\partial w}{\partial r} \right] \quad (3)$$

Concentração:

$$\rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \rho D \frac{\partial w}{\partial r} \right) \quad (4)$$

Iniciando pela equação de quantidade de movimento axial, desenvolvemos o primeiro termo do lado direito, gerando:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{\mu}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial \mu}{\partial r} \frac{\partial u}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} - \frac{dp_m}{dx} + (\rho - \rho_0)g \quad (5)$$

Agrupando alguns termos, temos:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} = \left(-\rho v + \frac{\mu}{r} + \frac{\partial \mu}{\partial r} \right) \frac{\partial u}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} - \frac{dp_m}{dx} + (\rho - \rho_0)g \quad (6)$$

Utilizando o esquema de discretização apresentado por HIRSCH (1988), esta equação fica:

$$\begin{aligned} \rho_{i+1,j} u_{i+1,j} \left(\frac{u_{i+1,j}^- - u_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) = & \left[-\rho_{i+1,j} v_{i+1,j} + \frac{\mu_{i+1,j}}{r_j} + \right. \\ & \left. + \frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (\mu_{i+1,j+1} - \mu_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (\mu_{i+1,j} - \mu_{i+1,j-1}) \right) \right] \times \\ & \left[\frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (u_{i+1,j+1} - u_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (u_{i+1,j} - u_{i+1,j-1}) \right) \right] + \\ & + \frac{2\mu_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1} + \Delta r_j} \left(\frac{u_{i+1,j+1}^- - u_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1}} - \frac{u_{i+1,j}^- - u_{i+1,j-1}}{\Delta r_j} \right) - \frac{pm_{i+1}^- - pm_i}{\Delta x_{i+1}} + (\rho_{i+1,j} - \rho_0)g \end{aligned} \quad (7)$$

Rearranjando a equação da energia (equação 3), temos:

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} = \left(-\rho c_p v + \frac{k}{r} + \frac{\partial k}{\partial r} \right) \frac{\partial T}{\partial r} + k \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \left[\rho D (c_{p_v} - c_{p_n}) \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{\partial w}{\partial r} \right] \quad (8)$$

Utilizando a mesma discretização, esta equação se torna:

$$\begin{aligned}
\rho_{i+1,j} c p_{i+1,j} u_{i+1,j} \left(\frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) &= \left[-\rho_{i+1,j} c p_{i+1,j} v_{i+1,j} + \frac{k_{i+1,j}}{r_j} + \right. \\
&+ \left. \frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (k_{i+1,j+1} - k_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (k_{i+1,j} - k_{i+1,j-1}) \right) \right] \times \\
&\left[\frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (T_{i+1,j+1} - T_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (T_{i+1,j} - T_{i+1,j-1}) \right) \right] + \\
&+ \frac{2k_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1} + \Delta r_j} \left(\frac{T_{i+1,j+1} - T_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1}} - \frac{T_{i+1,j} - T_{i+1,j-1}}{\Delta r_j} \right) + \\
+ \rho_{i+1,j} D_{i+1,j} \frac{(c p_v - c p_n)}{\Delta r_{j+1} + \Delta r_j} &\left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (T_{i+1,j+1} - T_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (T_{i+1,j} - T_{i+1,j-1}) \right) \times \\
&\frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (w_{i+1,j+1} - w_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (w_{i+1,j} - w_{i+1,j-1}) \right)
\end{aligned} \tag{9}$$

Da mesma forma, para a equação de difusão (equação 4), rearranjando temos:

$$\rho u \frac{\partial w}{\partial x} = \left(-\rho v + \frac{\rho D}{r} + \rho \frac{\partial D}{\partial r} + D \frac{\partial \rho}{\partial r} \right) \frac{\partial w}{\partial r} + \rho D \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \tag{10}$$

Discretizando-a, obtemos:

$$\begin{aligned}
\rho_{i+1,j} u_{i+1,j} \left(\frac{w_{i+1,j} - w_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) &= \left[-\rho_{i+1,j} v_{i+1,j} + \rho_{i+1,j} \frac{D_{i+1,j}}{r_j} + \right. \\
&+ \frac{\rho_{i+1,j}}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (D_{i+1,j+1} - D_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (D_{i+1,j} - D_{i+1,j-1}) \right) \\
&+ \left. \frac{D_{i+1,j}}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (\rho_{i+1,j+1} - \rho_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (\rho_{i+1,j} - \rho_{i+1,j-1}) \right) \right] \times \\
&\left[\frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (w_{i+1,j+1} - w_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (w_{i+1,j} - w_{i+1,j-1}) \right) \right] + \\
&+ \frac{2\rho_{i+1,j} D_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1} + \Delta r_j} \left(\frac{w_{i+1,j+1} - w_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1}} - \frac{w_{i+1,j} - w_{i+1,j-1}}{\Delta r_j} \right)
\end{aligned} \tag{11}$$

A partir das equações discretizadas dessa forma, podemos montar a Matriz Tridiagonal para cada linha onde os vetores A, B e C são respectivamente os coeficientes dos termos ϕ_{j-1} , ϕ_j e ϕ_{j+1} , considerando-se ϕ a propriedade em questão, e o termo F é o termo independente. Assim, para

a equação da quantidade de movimento axial, os coeficientes ficam:

$$\begin{aligned}
 A = & \left\{ - \left(\frac{\rho_{i+1,j} v_{i+1,j} \Delta r_{j+1}}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1} \Delta r_j} \right) + \left(\frac{\mu_{i+1,j} \Delta r_{j+1}}{r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1}) \Delta r_j} \right) + \right. \\
 & + \left[\frac{1}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (\mu_{i+1,j+1} - \mu_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (\mu_{i+1,j} - \mu_{i+1,j-1}) \right) \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right] + \\
 & \left. - \left(\frac{\mu_{i+1,j} 2}{\Delta r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \right) \right\} \quad (12)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B = & \left\{ \left(\frac{\rho_{i+1,j} u_{i+1,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) - \left[\frac{\rho_{i+1,j} v_{i+1,j} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right)}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \right] \right. \\
 & + \left[\frac{\mu_{i+1,j}}{r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \\
 & + \left[\frac{1}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (\mu_{i+1,j+1} - \mu_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (\mu_{i+1,j} - \mu_{i+1,j-1}) \right) \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \\
 & \left. + \left[\frac{2 \mu_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \left(\frac{1}{\Delta r_{j+1}} + \frac{1}{\Delta r_j} \right) \right] \right\} \quad (13)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C = & \left\{ \left(\frac{\rho_{i+1,j} v_{i+1,j} \Delta r_j}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1} \Delta r_{j+1}} \right) - \left(\frac{\mu_{i+1,j} \Delta r_j}{r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1}) \Delta r_{j+1}} \right) + \right. \\
 & - \left[\frac{1}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (\mu_{i+1,j+1} - \mu_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (\mu_{i+1,j} - \mu_{i+1,j-1}) \right) \frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} \right] + \\
 & \left. - \left(\frac{\mu_{i+1,j} 2}{\Delta r_{j+1} (\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \right) \right\} \quad (14)
 \end{aligned}$$

$$F = \left\{ \left(\frac{\rho_{i+1,j} u_{i+1,j} u_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) - \left(\frac{pm_{i+1} - pm_i}{\Delta x_{i+1}} \right) \pm (\rho_{i+1,j} - \rho_0)g \right\} \quad (15)$$

O último termo de empuxo tem valor positivo no caso do evaporador e negativo para o absorvedor.

Os coeficientes para a equação da energia são dados por:

$$A = \left\{ - \left(\frac{\rho_{i+1,j} cp_{i+1,j} v_{i+1,j} \Delta r_{j+1}}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) + \left(\frac{k_{i+1,j}}{r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) + \right. \\ \left. \left[\frac{1}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (k_{i+1,j+1} - k_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (k_{i+1,j} - k_{i+1,j-1}) \right) \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right] - \left(\frac{k_{i+1,j}}{\Delta r_j} \frac{2}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \right) \right. \\ \left. + \left[\frac{\rho_{i+1,j} D_{i+1,j} (cp_v - cp_n)}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (w_{i+1,j+1} - w_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (w_{i+1,j} - w_{i+1,j-1}) \right) \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right] \right\} \quad (16)$$

$$B = \left\{ \left(\frac{\rho_{i+1,j} cp_{i+1,j} u_{i+1,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) - \left[\frac{\rho_{i+1,j} cp_{i+1,j} v_{i+1,j}}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \right. \\ \left. + \left[\frac{k_{i+1,j}}{r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \right. \\ \left. + \left[\frac{1}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (k_{i+1,j+1} - k_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (k_{i+1,j} - k_{i+1,j-1}) \right) \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \right. \\ \left. + \left[\frac{2 k_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \left(\frac{1}{\Delta r_{j+1}} + \frac{1}{\Delta r_j} \right) \right] + \right. \\ \left. + \left[\frac{\rho_{i+1,j} D_{i+1,j} (cp_v - cp_n)}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (w_{i+1,j+1} - w_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (w_{i+1,j} - w_{i+1,j-1}) \right) \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] \right\} \quad (17)$$

$$C = \left\{ \left(\frac{\rho_{i+1,j} cp_{i+1,j} v_{i+1,j} \Delta r_j}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} \right) - \left(\frac{k_{i+1,j}}{r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} \right) + \right. \\ \left. - \left[\frac{1}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (k_{i+1,j+1} - k_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (k_{i+1,j} - k_{i+1,j-1}) \right) \frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} \right] + \right. \\ \left. - \left(\frac{k_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1}} \frac{2}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \right) + \right. \\ \left. - \left[\frac{\rho_{i+1,j} D_{i+1,j} (cp_v - cp_n)}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (w_{i+1,j+1} - w_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (w_{i+1,j} - w_{i+1,j-1}) \right) \frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} \right] \right\} \quad (18)$$

$$F = \frac{\rho_{i+1,j} c p_{i+1,j} u_{i+1,j} T_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \quad (19)$$

Finalmente, os coeficientes para a equação de difusão são:

$$\begin{aligned} A = & \left\{ - \left(\frac{\rho_{i+1,j} v_{i+1,j} \Delta r_{j+1}}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1} \Delta r_j} \right) + \left(\frac{\rho_{i+1,j} D_{i+1,j} \Delta r_{j+1}}{r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1}) \Delta r_j} \right) + \right. \\ & + \left[\frac{D_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (\rho_{i+1,j+1} - \rho_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (\rho_{i+1,j} - \rho_{i+1,j-1}) \right) \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right] + \\ & + \left[\frac{\rho_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (D_{i+1,j+1} - D_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (D_{i+1,j} - D_{i+1,j-1}) \right) \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right] + \\ & \left. - \left(\frac{\rho_{i+1,j} D_{i+1,j}}{\Delta r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \frac{2}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \right) \right\} \quad (20) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B = & \left\{ \left(\frac{\rho_{i+1,j} u_{i+1,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) - \left[\frac{\rho_{i+1,j} v_{i+1,j}}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \right. \\ & + \left[\frac{\rho_{i+1,j} D_{i+1,j}}{r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \\ & + \left[\frac{D_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (\rho_{i+1,j+1} - \rho_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (\rho_{i+1,j} - \rho_{i+1,j-1}) \right) \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \\ & + \left[\frac{\rho_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (D_{i+1,j+1} - D_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (D_{i+1,j} - D_{i+1,j-1}) \right) \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \\ & \left. + \left[\frac{2 D_{i+1,j} \rho_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \left(\frac{1}{\Delta r_{j+1}} + \frac{1}{\Delta r_j} \right) \right] \right\} \quad (21) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
C = & \left\{ \left(\frac{\rho_{i+1,j}}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \frac{v_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1}} \frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} \right) - \left(\frac{\rho_{i+1,j}}{r_j} \frac{D_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} \right) + \right. \\
& - \left[\frac{D_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (\rho_{i+1,j+1} - \rho_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (\rho_{i+1,j} - \rho_{i+1,j-1}) \right) \frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} \right] + \\
& - \left[\frac{\rho_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})^2} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (D_{i+1,j+1} - D_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (D_{i+1,j} - D_{i+1,j-1}) \right) \frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} \right] \\
& \left. - \left(\frac{\rho_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1}} \frac{D_{i+1,j}}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \frac{2}{\Delta r_{j+1}} \right) \right\}
\end{aligned} \tag{22}$$

$$F = \frac{\rho_{i+1,j} u_{i+1,j} w_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \tag{23}$$

Para a fase gasosa, todas as propriedades são consideradas variáveis em função da pressão total, concentração e temperatura, e calculadas a partir das equações fornecidas por KOUREMENOS e STEGOU-SAGIA (1987, 1988a).

A título de exemplo, na entrada do evaporador, com as condições utilizadas em alguns casos de pressão total 25 bar, temperatura de 5°C e concentração de NH₃ na mistura gasosa de 0,25 kg/kg, as propriedades calculadas são:

$$\rho = 2.764198 \text{ kg/m}^3 \quad D = 2.86533 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\mu = 8.92154 \times 10^{-6} \text{ kg/ms} \quad v = 3.22176 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0.1622437 \text{ W/mK} \quad c_p = 1.0706 \times 10^4 \text{ J/kgK}$$

$$\alpha = 5.4733 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad Pr = 0.5886$$

$$Sc = 1.12439$$

Os termos c_{p_v} e c_{p_n} da equação da energia foram considerados constantes e seus valores são respectivamente: $c_{p_v} = 1300 \text{ J/kgK}$ e $c_{p_n} = 14209 \text{ J/kgK}$.

Apêndice II:

Equações discretizadas utilizadas para a fase líquida:

As equações da energia e de difusão para a fase líquida, que são resolvidas numericamente, foram apresentadas no capítulo 4, sendo repetidas a seguir:

energia:

$$u_L \frac{\partial T_L}{\partial x_L} = \frac{\alpha_L}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_L}{\partial r} \right) \quad (1)$$

difusão:

$$u_L \frac{\partial c_L}{\partial x_L} = \frac{D_L}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial c_L}{\partial r} \right) \quad (2)$$

Rearranjando a equação da energia (equação 1), temos:

$$u_L \frac{\partial T_L}{\partial x_L} = \frac{\alpha_L}{r} \frac{\partial T_L}{\partial r} + \alpha_L \frac{\partial^2 T_L}{\partial r^2} \quad (3)$$

Para evitar o acúmulo de sub-índices, desprezaremos o sub-índice L , referente à fase líquida, procedendo a discretização, obtemos:

$$u_{i+1,j} \left(\frac{T_{i+1,j}^- - T_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) = \frac{\alpha}{r_j} \left[\frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (T_{i+1,j+1} - T_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (T_{i+1,j} - T_{i+1,j-1}) \right) \right] + \frac{2\alpha}{\Delta r_{j+1} + \Delta r_j} \left(\frac{T_{i+1,j+1} - T_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1}} - \frac{T_{i+1,j} - T_{i+1,j-1}}{\Delta r_j} \right) \quad (4)$$

Da mesma forma, para a equação de difusão (equação 2), rearranjando temos:

$$u_L \frac{\partial c_L}{\partial x_L} = \frac{D_L}{r} \frac{\partial c_L}{\partial r} + D_L \frac{\partial^2 c_L}{\partial r^2} \quad (5)$$

Desprezando o sub-índice L e discretizando-a, obtemos:

$$u_{i+1,j} \left(\frac{c_{i+1,j}^- - c_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) = \frac{D}{r_j} \left[\frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} (c_{i+1,j+1} - c_{i+1,j}) + \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} (c_{i+1,j} - c_{i+1,j-1}) \right) \right] + \frac{2D}{\Delta r_{j+1} + \Delta r_j} \left(\frac{c_{i+1,j+1} - c_{i+1,j}}{\Delta r_{j+1}} - \frac{c_{i+1,j} - c_{i+1,j-1}}{\Delta r_j} \right) \quad (6)$$

A partir das equações discretizadas dessa forma, podemos montar a Matriz Tridiagonal para cada linha onde os vetores A, B e C são respectivamente os coeficientes dos termos ϕ_{j-1} , ϕ_j e ϕ_{j+1} , considerando-se ϕ a propriedade em questão, e o termo F é o termo independente. Assim, para

a equação da energia, os coeficientes ficam:

$$A = \left\{ \left(\frac{\alpha}{r_j} \frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) - \left(\frac{\alpha}{\Delta r_j} \frac{2}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \right) \right\} \quad (7)$$

$$B = \left\{ \left(\frac{u_{i+1,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) + \left[\frac{\alpha}{r_j} \frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \left[\frac{2 \alpha}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \left(\frac{1}{\Delta r_{j+1}} + \frac{1}{\Delta r_j} \right) \right] \right\} \quad (8)$$

$$C = \left\{ - \left(\frac{\alpha}{r_j} \frac{\Delta r_j}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1}) \Delta r_{j+1}} \right) - \left(\frac{\alpha}{\Delta r_{j+1}} \frac{2}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \right) \right\} \quad (9)$$

$$F = \frac{u_{i+1,j} T_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \quad (10)$$

Os coeficientes para a equação da difusão são dados por:

$$A = \left\{ \left(\frac{D}{r_j} \frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) - \left(\frac{D}{\Delta r_j} \frac{2}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \right) \right\} \quad (11)$$

$$B = \left\{ \left(\frac{u_{i+1,j}}{\Delta x_{i+1}} \right) + \left[\frac{D}{r_j} \frac{1}{\Delta r_j + \Delta r_{j+1}} \left(\frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} - \frac{\Delta r_{j+1}}{\Delta r_j} \right) \right] + \left[\frac{2D}{(\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \left(\frac{1}{\Delta r_{j+1}} + \frac{1}{\Delta r_j} \right) \right] \right\} \quad (12)$$

$$C = \left\{ - \left(\frac{D}{r_j (\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \frac{\Delta r_j}{\Delta r_{j+1}} \right) - \left(\frac{D}{\Delta r_{j+1} (\Delta r_j + \Delta r_{j+1})} \frac{2}{\Delta r_j} \right) \right\} \quad (13)$$

$$F = \frac{u_{i+1,j} c_{i,j}}{\Delta x_{i+1}} \quad (14)$$

As propriedades para fase líquida foram consideradas constantes e os valores utilizados, para as condições padrão de pressão total 25 bar, temperatura de entrada 35°C e concentração de NH₃ na solução na entrada de 0,15 kg/kg foram:

$$\mu = 8 \times 10^{-4} \text{ kg/ms} \quad c_p = 4250 \text{ J/kgK}$$

$$\rho = 938.74 \text{ kg/m}^3 \quad \nu = 8.522 \times 10^{-7}$$

$$D = 2 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s} \quad k = 0.6 \text{ W/mK}$$

$$\alpha = 1.503 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$