



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Simulação do Escoamento Bifásico da Mistura Óleo-Refrigerante Através da Folga Radial de Compressores Rotativos de Pistão Rolante

ADRIANO DOMINGOS FERREIRA

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Luiz Gasche

Ilha Solteira, Novembro de 2006.

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação - Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP - Ilha Solteira.

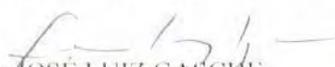
F383s	<p>Ferreira, Adriano Domingos Simulação do escoamento bifásico da mistura óleo-refrigerante através da folga radial de compressores rotativos de pistão rolante / Adriano Domingos Ferreira. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2006 132 p. : il.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2006</p> <p>Orientador: José Luiz Gasche Bibliografia: p. 113-115</p> <p>1. Escoamento bifásico. 2. Compressores. 3. Pistão rolante. 4. Folga radial. 5. Mistura óleo-refrigerante.</p>
-------	---

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Simulação Numérica do Escoamento Bifásico da Mistura Óleo-Refrigerante Através da Folga Radial de Compressores Rotativos de Pistão Rolante

AUTOR: ADRIANO DOMINGOS FERREIRA
ORIENTADOR: Prof. Dr. JOSÉ LUIZ GASCHE

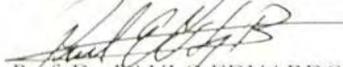
Aprovada como parte das exigências para obtenção do Título de MESTRE em ENGENHARIA MECÂNICA pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. JOSÉ LUIZ GASCHE

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

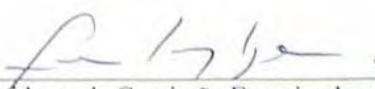

Prof. Dr. ANDRÉ LUIZ SEIXLACK

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. PAULO EDUARDO LOPES BARBIERI

Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica/CEFET/Belo Horizonte

Data da realização: 27 de novembro de 2006.


Presidente da Comissão Examinadora
Prof. Dr. José Luiz Gasche

Dedico este trabalho a meus pais Julia e Genésio, meus irmãos Juliana, Ana Paula, Eleandro, Genis.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, José Luiz Gasche agradeço o grande apoio acadêmico e a grande amizade.

A todos os professores envolvidos com o curso que de forma direta ou indireta, contribuíram para meu desenvolvimento, em especial, quero agradecer aos professores, André Luiz Seixlack, Sergio Said Mansur e Paulo Eduardo Lopes Barbieri.

A todos os funcionários envolvidos com o curso que de forma direta ou indireta, contribuíram para meu crescimento, em especial, quero agradecer ao amigos, Elaine, Alex e Elias Amaral dos Santos.

Aos estagiários do NAC-DEM, Jean, Juninho, Denis, pela colaboração profissional e pela amizade.

Aos meus inúmeros amigos de curso, entre eles, Adriana, Edlene, Fabiana, Jussara, Kéteri, Luciano, Luiz, Marco, Marco Donizete, Miyasaki, Odacir, Rosiane, Rúbia, Vanessa.

Aos amigos do Alojamento Estudantil que me acolheram de forma educada e contribuíram muito para minha formação.

Ao professor Marcos Estremote e o bibliotecário Marcelo Moreira pela amizade e caronas oferecidas durante todo esse tempo.

A minha namorada Elaine Cristina Pelarim, agradeço do fundo da minha alma pela compreensão, respeito, cumplicidade e principalmente paciência, dedicados em todos os momentos difíceis passados nesses últimos anos.

Finalmente dedico esta dissertação a Julia Domingos Ferreira, Genésio Pinheiro Ferreira, Ana Paula Domingos Ferreira, Juliana Domingos Ferreira, Genis Domingos Ferreira, Eleandro Domingos Ferreira, respectivamente, minha mãe, meu pai, minhas irmãs e meus irmãos, que nada mais são do que o alicerce da minha vida; são as pessoas que sempre estiveram do meu lado, em todos os momentos.

*“O professor é um construtor de atitudes, um estimulador de hábitos,
orientador, elemento de mudança cultural.”*

Autor desconhecido

Devido à solubilidade mútua entre o fluido refrigerante e o fluido lubrificante usados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor, eles formam uma mistura homogênea que influencia tanto os processos de transferência de calor no evaporador e no condensador, como os processos de lubrificação e de selagem de vazamentos no interior do compressor. O vazamento de refrigerante através da folga radial de compressores rotativos de pistão rolante é de particular importância para o bom desempenho do compressor, uma vez que ele influencia significativamente a eficiência volumétrica do compressor, chegando a somar cerca de 30% das perdas totais de refrigerante. No presente trabalho foram desenvolvidos modelos de escoamento de misturas óleo-refrigerante através desta folga, incluindo a mudança de fase do refrigerante devida à variação da sua solubilidade no lubrificante. A solução da equação da energia constitui uma evolução do processo de modelagem deste escoamento em relação aos modelos até então desenvolvidos. Quatro modelos diferentes foram usados para simular o escoamento: modelo de escoamento bifásico homogêneo isotérmico, modelo de escoamento bifásico isotérmico com formação de espuma, modelo de escoamento bifásico homogêneo não-isotérmico e modelo de escoamento bifásico homogêneo não-isotérmico com termo de força inercial. O estudo foi realizado para três misturas óleo-refrigerante: óleo éster Freol α 10 e refrigerante R134a, óleo éster EMKARATE RL10H e refrigerante R134a e óleo mineral SUNISO 1 GS e refrigerante R12. Para todos os modelos e misturas, realizou-se um estudo paramétrico envolvendo as principais variáveis do problema: pressão de entrada, temperatura de entrada, vazão de mistura e valor da folga mínima. Os resultados mostraram que as inclusões do modelo de espuma e do termo de inércia são importantes, pois ambos influenciam significativamente nos valores de vazamento de refrigerante obtidos. Os resultados também mostraram que a modelagem de escoamento isotérmico não é apropriada, pois as discrepâncias para os resultados do modelo de escoamento não-isotérmico foram bastante significativas. Do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, a mistura óleo éster Freol α 10-R134a foi a mistura que produziu os menores vazamentos de refrigerante.

Palavras-Chaves: Escoamento Bifásico. Compressor. Pistão Rolante. Folga Radial. Mistura Óleo-Refrigerante.

Due to the mutual solubility between the refrigerant and lubricant of refrigeration systems using mechanical compression of vapor, they form a homogeneous mixture which influences the heat transfer processes in the evaporator and condenser as well as the compressor lubrication and refrigerant leakage. The refrigerant leakage through the radial clearance of rolling piston compressors plays an important role to the volumetric efficiency in this type of compressor, in which it represents about 30% of the total refrigerant loss. In the present work several models to predict the lubricant-refrigerant mixture flow through this clearance, including the refrigerant phase change due to the reduction of the refrigerant solubility in the lubricant, are developed. Four different models were developed to simulate the flow: isothermal homogeneous two-phase flow, isothermal two-phase flow with foam formation, non-isothermal homogeneous two-phase flow and non-isothermal homogeneous two-phase flow containing inertial force. The simulations were performed for three mixtures: ester oil Freol α 10-refrigerant R134a, ester oil EMKARATE RL10H-refrigerant R134a, and mineral oil SUNISO 1 GS-refrigerant R12. The influences of the inlet pressure, inlet temperature, mixture mass flow rate, and minimal clearance were analyzed for all mixtures. The results showed that it is important to consider the foam formation, the inertial force, and the solution of the energy equation in the flow modeling. Concerning the volumetric efficiency of the compressor the ester oil Freol α 10-R134a was the best mixture because it produced the lowest refrigerant leakage.

Keywords: Two-phase Flow. Compressor. Rolling Piston. Radial Clearance. Oil-Refrigerant Mixture.

CAPÍTULO 1

Figura 1.1- Representação esquemática de um circuito de refrigeração padrão	17
Figura 1.2- Conjunto pistão-cilindro de compressores alternativos.....	18
Figura 1.3 – O compressor rotativo de pistão rolante.....	19
Figura 1.4 – Visualização do escoamento pela folga radial, realizada por Costa <i>et al.</i> (1990)	19

CAPÍTULO 2

Figura 2.1 - Principais tipos de compressores de palheta	23
Figura 2.2 - Principais componentes de um compressor rotativo de pistão rolante ...	24
Figura 2.3 - Processo de compressão em um compressor rotativo de pistão rolante.	26
Figura 2.4 - Sistema de lubrificação da bomba de um compressor de pistão rolante	27
Figura 2.5 - Principais locais de vazamento em um compressor de pistão rolante	28
Figura 2.6 - Diagrama pressão-temperatura-solubilidade para misturas óleo-refrigerante parcialmente miscíveis.....	31
Figura 2.7 - Relação esquemática pressão-temperatura-solubilidade.....	32
Figura 2.8 - Diagrama esquemático de miscibilidade de refrigerantes com óleo naftênico	33
Figura 2.9 - Diagrama pressão-temperatura-solubilidade para uma mistura completamente miscível	34

CAPÍTULO 3

Figura 3.1 - Modelagem do vazamento de gás refrigerante pela folga radial.....	37
Figura 3.2 - Geometria adotada para o escoamento unidimensional	40
Figura 3.3 - Configuração adotada para o escoamento bifásico da mistura.....	40
Figura 3.4 - Algoritmo de solução para o escoamento bifásico isotérmico sem espuma.....	45
Figura 3.5 – Influência da pressão de entrada no escoamento da mistura óleo éster Freol α 10-R134a para $T_e=35\text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}=120\text{ kg/h}$ e $\delta=100\text{ }\mu\text{m}$	47
Figura 3.6 – Comparação entre as três misturas para a mesma pressão de entrada do escoamento de 550 kPa, temperatura de entrada de 35°C , vazão mássica de 120 kg/h e folga mínima de 100 μm	53

CAPÍTULO 4

Figura 4.1 - Configuração do escoamento da espuma adotada por Calvert (1990)	58
Figura 4.2 - Modelo adotado por Calvert (1990) quando $\tau_w < \tau_e$ (<i>plug-flow</i>).....	59
Figura 4.3 - Modelo adotado por Calvert (1990) quando $\tau_w > \tau_e$	60
Figura 4.4 - Perfil de velocidade típico para a região de espuma	62
Figura 4.5 – Algoritmo de solução para o escoamento bifásico isotérmico com espuma.....	66
Figura 4.6 – Influência da pressão de entrada no escoamento da mistura óleo éster Freol α 10-R134a para $T_e=35\text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}=120\text{ kg/h}$ e $\delta=100\text{ }\mu\text{m}$	68
Figura 4.7 – Comparação entre os modelos de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma e com formação de espuma para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a para $p_e=450$ e 550 kPa para $T_e=35\text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}=120\text{ kg/h}$ e $\delta=100\text{ }\mu\text{m}$	74

CAPÍTULO 5

Figura 5.1 – Algoritmo de solução para o escoamento bifásico não-isotérmico sem formação de espuma.....	83
--	----

Figura 5.2 – Influência da pressão de entrada no escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo éster Freol α 10-R134a para $T_e=35\text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}=120\text{ kg/h}$ e $\delta=100\text{ }\mu\text{m}$ 85

Figura 5.3 – Comparação entre os modelos de escoamento bifásico isotérmico e não-isotérmico para pressões de entrada de 450 e 550 kPa e $T_e=35\text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}=120\text{ kg/h}$ e $\delta=100\text{ }\mu\text{m}$, para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a 90

CAPÍTULO 6

Figura 6.1 – Influência da pressão de entrada no escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo éster Freol α 10-R134a para $T_e=35\text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}=80\text{ kg/h}$ e $\delta=95\text{ }\mu\text{m}$ 99

Figura 6.2 – Comparação entre os modelos de escoamento bifásico isotérmico e não-isotérmico para pressões de entrada de 450 e 550 kPa e $T_e=35\text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}=80\text{ kg/h}$ e $\delta=95\text{ }\mu\text{m}$, para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a..... 104

CAPÍTULO 2

Tabela 2.1 - Solubilidade mútua de refrigerantes e óleo mineral 30

CAPÍTULO 3

Tabela 3.1 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento mistura óleo éster Freol α 10-R134a sem formação de espuma 49

Tabela 3.2 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a sem formação de espuma 51

Tabela 3.3 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 sem formação de espuma 52

Tabela 3.4 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelo modelo de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma..... 54

CAPÍTULO 4

Tabela 4.1 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento isotérmico da mistura óleo éster Freol α 10-R134a com formação de espuma..... 69

Tabela 4.2 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento isotérmico da mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a com formação de espuma 70

Tabela 4.3 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento isotérmico da mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 com formação de espuma.....	71
Tabela 4.4 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelo modelo de escoamento bifásico isotérmico com formação de espuma.....	72
Tabela 4.5 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelos modelos de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma e com formação de espuma.....	75

CAPÍTULO 5

Tabela 5.1 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo éster Freol α10-R134a sem formação de espuma.....	86
Tabela 5.2 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a sem formação de espuma.....	87
Tabela 5.3 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 sem formação de espuma.....	88
Tabela 5.4 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelo modelo de escoamento bifásico não-isotérmico sem formação de espuma.....	89
Tabela 5.5 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelos modelos de escoamento bifásico isotérmico e não-isotérmico sem formação de espuma.....	91

CAPÍTULO 6

Tabela 6.1 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo éster Freol α10-R134a sem formação de espuma.....	100
---	------------

Tabela 6.2 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a sem formação de espuma.....	101
Tabela 6.3 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 sem formação de espuma.....	102
Tabela 6.4 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelo modelo de escoamento bifásico não-isotérmico sem formação de espuma.....	103
Tabela 6.5 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelos modelos de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma e com formação de espuma.....	105

APÊNDICE A

Tabela A.1- Valores de solubilidade em função da pressão e da temperatura	117
Tabela A.2- Valores de densidade da mistura líquida em função da concentração de refrigerante e da temperatura	118
Tabela A.3- Valores de densidade do refrigerante gasoso em função da pressão e da temperatura de saturação	119
Tabela A.4- Valores de viscosidade da mistura líquida em função da concentração de refrigerante e da temperatura	121
Tabela A.5 – Valores da viscosidade fase vapor em função da pressão e da temperatura de saturação	122
Tabela A.6- Valores de entalpia da mistura líquida em função da concentração de refrigerante e da temperatura	123
Tabela A.7- Valores de entalpia da fase vapor em função da pressão e da temperatura de saturação	124

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos	Descrição	Unidade (SI)
A	Área da secção transversal do duto	$[m^2]$
c_p	Calor específico a pressão constante	$[J/(Kg^{\circ}C)]$
d_s	Diâmetro médio das bolhas	$[m]$
E	Razão de expansão da espuma	$[adimensional]$
e	Energia interna	$[J/kg]$
F_{TD}	Parâmetro de Taitel e Dukler para escoamentos bifásicos	$[adimensional]$
f	Fator de atrito	$[adimensional]$
G	Fluxo de massa por unidade de área	$[kg/(m^2 s)]$
h	Entalpia específica	$[J/kg]$
K_{TD}	Parâmetro de Taitel e Dukler para escoamentos bifásicos	$[adimensional]$
L	Comprimento total do canal	$[m]$
m	Massa	$[kg]$
\dot{m}	Vazão em massa	$[kg/s]$
n	Parâmetro da equação constitutiva da espuma	$[adimensional]$
p	Pressão	Pa
p_e	Pressão da mistura na entrada do tubo	Pa
\dot{q}	Geração interna de calor por unidade de massa	$[W/kg]$
R	Raio médio	$[m]$
r	Coordenada radial do canal	$[m]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C, K]$
T_e	Temperatura da mistura na entrada do canal	$[^{\circ}C, K]$

t	Tempo	[s]
u	Velocidade do escoamento na direção axial	[m/s]
u_s	Velocidade de deslizamento da espuma na parede	[m/s]
\vec{V}	Vetor velocidade	[m/s]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
w	Concentração de refrigerante na mistura	[kg _{ref} /kg _{mist}]
w_e	Concentração de refrigerante na mistura na entrada do canal	[kg _{ref} /kg _{mist}]
w_s	Concentração de refrigerante na mistura na saída do canal	[kg _{ref} /kg _{mist}]
w_{sat}	Solubilidade	[kg _{ref} /kg _{mist}]
x	Distância longitudinal no canal	[m]
x	Título	[kg _{gás} /kg _{tot}]
z	Coordenada axial do canal	[m]

Símbolos Gregos

α	Fração de vazio no escoamento bifásico	[m ³ _{vap} /m ³ _{total}]
α_{lim}	Fração de vazio limite para a formação de espuma	[m ³ _{vap} /m ³ _{total}]
β	Coefficiente de sub-relaxação	[adimensional]
$\Delta\theta$	Comprimento do volume de controle	[m]
δ_s	Espessura da camada de líquido no escoamento de espuma	[m]
ε	Rugosidade absoluta da parede do canal	[m]
κ	Parâmetro da equação constitutiva da espuma	[Ns ⁿ /m ²]
μ	Viscosidade dinâmica	[Ns/m ²]
$\bar{\mu}$	Viscosidade dinâmica aparente do fluido homogêneo	[Ns/m ²]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
θ	Ângulo de inclinação do canal	[°, rad]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
$\bar{\rho}$	Densidade aparente do fluido homogêneo	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial	[N/m]

τ_e	Tensão de escoamento da espuma	[Pa]
τ_{rz}	Tensão de cisalhamento no fluido	[Pa]
τ_w	Tensão de escoamento na parede do canal	[Pa]

Símbolos Gerais **Descrição**

A_1, B_1, C_1, D_1	Constantes
A_2, B_2, C_2, D_2, E_2	Constantes
$a_1, b_1, c_1, d_1, e_1, f_1$	Constantes
$a_2, b_2, c_2, d_2, e_2, f_2$	Constantes
$a, b, c, d, e, f, g, h, i, j$	Constantes

Sub-índices **Descrição**

e	Entrada do escoamento
g	Fase gasosa
gl	Diferença entre fase gás e fase líquida
i	Índice de notação dos pontos da malha
l	Fase líquida
$mist$	Mistura óleo lubrificante e fluido refrigerante
o	Relativo ao óleo
r	Refrigerante
rl	Refrigerante líquido
s	Referente à espessura da camada de líquido na espuma
sat	Condição de saturação
w	Referente à parede
ref	Referente à bolha ou refrigerante

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	16
1.1 Escopo do trabalho	16
1.2 Estrutura do trabalho	20
CAPÍTULO 2 - O VAZAMENTO PELA FOLGA RADIAL	22
2.1 O compressor de pistão rolante	22
2.2 Características das misturas óleo-refrigerante.....	29
2.3 O problema dos modelos usados até o momento	35
CAPÍTULO 3 - ESCOAMENTO BIFÁSICO ISOTÉRMICO SEM FORMAÇÃO DE ESPUMA	37
3.1 Introdução	37
3.2 Formulação do problema.....	39
3.3 Resultados numéricos.....	46
3.3.1 Resultados para a mistura óleo éster Freol α 10-refrigerante R134a.....	46
3.3.2 Resultados para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H - refrigerante R134a	51
3.3.3 Resultados para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-refrigerante R12.....	52
3.3.4 Comparação entre as três misturas estudadas	54
3.4 Conclusões	55

**CAPÍTULO 4 - ESCOAMENTO BIFÁSICO ISOTÉRMICO COM
ESPUMA 56**

4.1 Introdução 56
4.2 Formulação do problema..... 56
4.3 Resultados numéricos..... 67
4.3.1 Resultados para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a..... 67
4.3.2 Resultados para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H- R134a..... 70
4.3.3 Resultados para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-refrigerante R12..... 71
4.3.4 Comparação entre as três misturas estudadas 72
**4.3.5 Comparação entre os modelos de escoamento bifásico isotérmico sem formação
de espuma e com formação de espuma..... 73**
4.4 Conclusões 75

**CAPÍTULO 5 - ESCOAMENTO BIFÁSICO NÃO-ISOTÉRMICO SEM
FORMAÇÃO DE ESPUMA 77**

5.1 Introdução 77
5.2 Formulação do problema..... 78
5.3 Resultados numéricos..... 84
5.3.1 Resultados para a mistura óleo éster Freol α 10-refrigerante R134a..... 84
5.3.2 Resultados para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a..... 86
5.3.3 Resultados para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 87
5.3.4 Comparação entre as três misturas estudadas 88
**5.3.5 Comparação entre os modelos de escoamento bifásico isotérmico e não-
isotérmico 89**
5.4 Conclusões 92

**CAPÍTULO 6 - ESCOAMENTO BIFÁSICO NÃO-ISOTÉRMICO COM
TERMO DE INÉRCIA SEM FORMAÇÃO DE ESPUMA 94**

6.1 Introdução 94
6.2 Formulação do problema..... 94

6.3 Resultados numéricos.....	98
6.3.1 Resultados para a mistura óleo éster Freol α10-refrigerante R134a.....	98
6.3.2 Resultados para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a.....	100
6.3.3 Resultados para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12	101
6.3.4 Comparação entre as três misturas estudadas	102
6.3.5 Comparação entre os modelos de escoamento bifásico não-isotérmico sem termo de inércia e com termo de inércia.....	103
6.4 Conclusões	105

CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES 107

7.1 Introdução	107
7.2 Conclusões	108
7.2.1 Modelo de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma.....	108
7.2.2 Modelo de escoamento bifásico isotérmico com formação de espuma	109
7.2.3 Modelo de escoamento bifásico não-isotérmico sem formação de espuma	109
7.2.4 Modelo de escoamento bifásico não-isotérmico sem formação de espuma com termo inercial.....	110
7.3 Sugestões.....	111

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... 113

APÊNDICE A - PROPRIEDADES DA MISTURA ÓLEO FREOL α 10-REFRIGERANTE R-134a 116

A.1 Introdução	116
A.2 Concentração (solubilidade)	116
A.3 Densidade da fase líquida.....	117
A.4 Densidade da fase vapor.....	118
A.5 Viscosidade da fase líquida	119
A.6 Viscosidade da fase vapor	121
A.7 Entalpia da fase líquida.....	122

A.8 Entalpia da fase vapor.....	123
--	------------

**APÊNDICE B - PROPRIEDADES DA MISTURA ÓLEO SUNISO 1GS-
REFRIGERANTE R12..... 125**

B.1 Introdução	125
B.2 Solubilidade	125
B.3 Densidade do líquido	126
B.4 Viscosidade do líquido	127
B.5 Entalpia do líquido.....	127
B.6 Propriedades do refrigerante no estado gasoso	128

**APÊNDICE C - PROPRIEDADES DA MISTURA ÓLEO EMKARATE
RL 10H-REFRIGERANTE R134a..... 130**

C.1 Introdução	130
C.2 Solubilidade.....	130
C.3 Densidade do líquido	131
C.4 Viscosidade do líquido.....	131

INTRODUÇÃO

Este capítulo é dedicado a apresentação do contexto do trabalho no estado da arte do tema abordado. Procura-se descrever com clareza sua importância e contribuição para o desenvolvimento do assunto. No final, expõe-se de que forma o trabalho está estruturado.

1.1 ESCOPO DO TRABALHO

A grande maioria das instalações de refrigeração usa o princípio da compressão de vapor como método de refrigeração. Nessas instalações, duas classes de fluidos estão presentes e têm grande importância: o fluido refrigerante, responsável pelas trocas de calor no evaporador e condensador, e o óleo lubrificante, cuja principal função é reduzir o atrito entre as partes móveis no interior do compressor.

Em um sistema de refrigeração padrão, como aquele esquematizado na Figura 1.1, o refrigerante entra no compressor como vapor superaquecido e é comprimido a uma pressão e temperatura mais elevadas. Na sequência, calor é removido no condensador e o vapor se liquefaz. Em seguida, o refrigerante no estado líquido escoar por um dispositivo de expansão, onde sua pressão é reduzida, ocorrendo simultaneamente uma redução de temperatura. O refrigerante, então, escoar pelo evaporador, absorvendo calor enquanto retorna à fase vapor e alcança novamente o compressor, reiniciando o ciclo. O óleo lubrificante é utilizado no sistema durante o processo de compressão, reduzindo o atrito entre as peças móveis, além de auxiliar na transferência de calor dentro do compressor e na selagem de vazamentos.

Num sistema de refrigeração real, entretanto, a presença dos dois fluidos no mesmo ciclo inevitavelmente provoca a interação entre eles, de tal forma que uma mistura óleo/refrigerante poderá ser observada em várias partes do sistema.

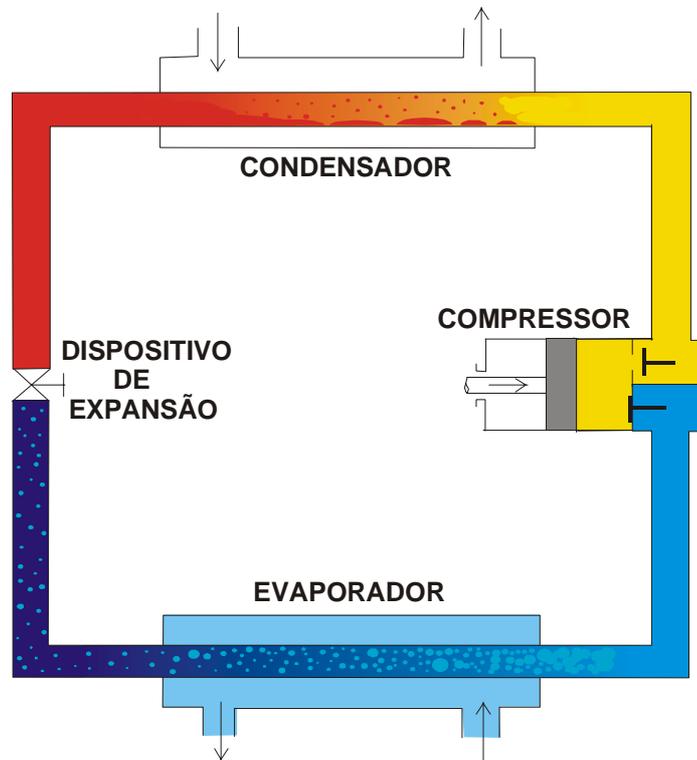


Figura 1.1 - Representação esquemática de um circuito de refrigeração padrão.

Os fluidos refrigerantes normalmente usados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor são solúveis, em diversos graus, nos óleos lubrificantes, o que altera as propriedades físicas do fluido resultante e, por consequência, o funcionamento de todos os componentes do sistema.

Do ponto de vista do ciclo de refrigeração, uma boa miscibilidade entre o óleo lubrificante e o refrigerante é requerida para facilitar o retorno do óleo para o compressor. Entretanto, do ponto de vista do compressor, esta miscibilidade modifica consideravelmente os vazamentos de gás através das folgas do compressor, assim como a lubrificação das partes móveis e o funcionamento dos mancais.

No caso de compressores alternativos, por exemplo, além da influência da mistura sobre a eficiência volumétrica, esta também afeta a dinâmica do pistão no interior do cilindro devido à variação da viscosidade do filme lubrificante, o que tem efeito no desgaste dos componentes. A Figura 1.2 representa esquematicamente o conjunto

pistão/cilindro de compressores alternativos com o objetivo de mostrar a folga entre o pistão e o cilindro.

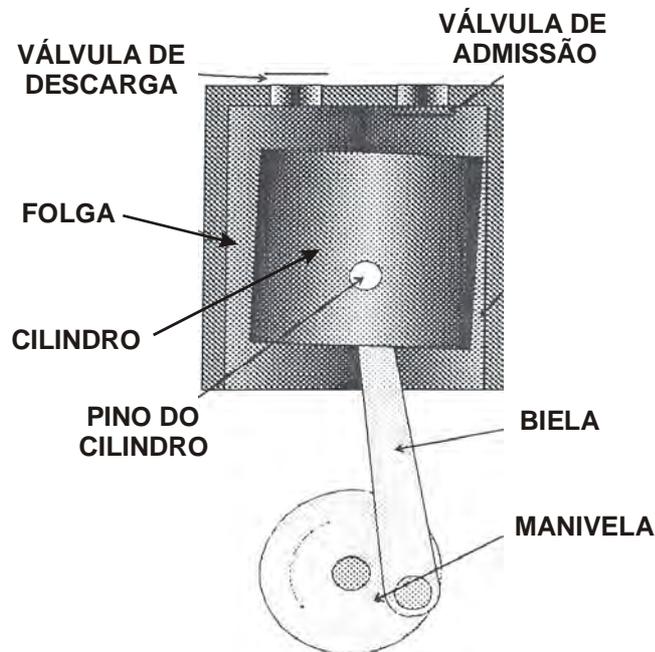


Figura 1.2 - Conjunto pistão-cilindro de compressores alternativos.

O mesmo tipo de influência da mistura ocorre nos compressores rotativos de pistão rolante, cujo esquema é mostrado na Figura 1.3. Neste caso, é importante destacar que a folga radial (folga entre a superfície externa do pistão e a superfície interna do cilindro), que interliga as câmaras de sucção e de descarga, é de particular importância para o bom desempenho do compressor. A eficiência volumétrica do compressor é grandemente afetada pelo vazamento de refrigerante que ocorre por esta folga. Krueger (1988) estimou que cerca de 30% das perdas totais de refrigerante são devidas a este vazamento.

Costa *et al.* (1990) desenvolveram um experimento para visualizar o vazamento pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante. Neste experimento, os autores observaram a existência de um filme de líquido ao longo da folga. Além disso, observaram o surgimento de um grande número de bolhas logo a jusante do menor valor da folga, denominado de folga mínima, δ . Concluíram que um modelo de escoamento com mudança de fase seria mais apropriado para estudar este vazamento, o que até então não havia sido realizado. A Figura 1.4 mostra esquematicamente o padrão de escoamento visualizado pelos autores.

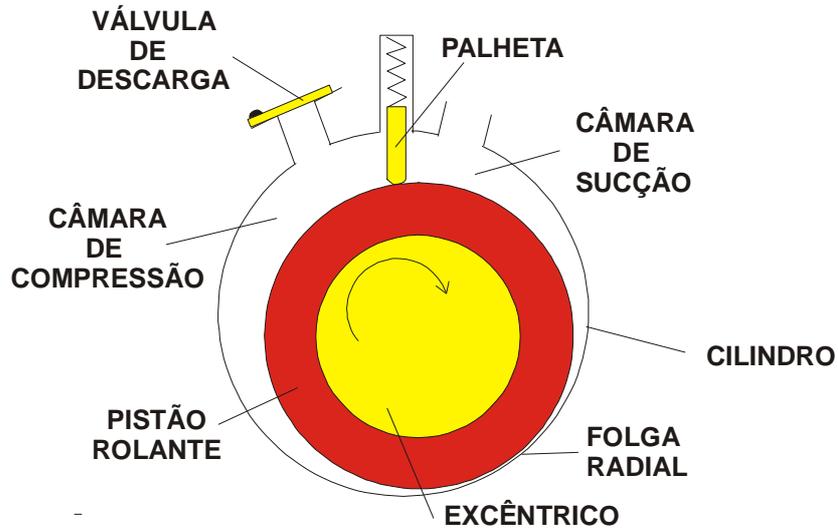


Figura 1.3 – O compressor rotativo de pistão rolante.

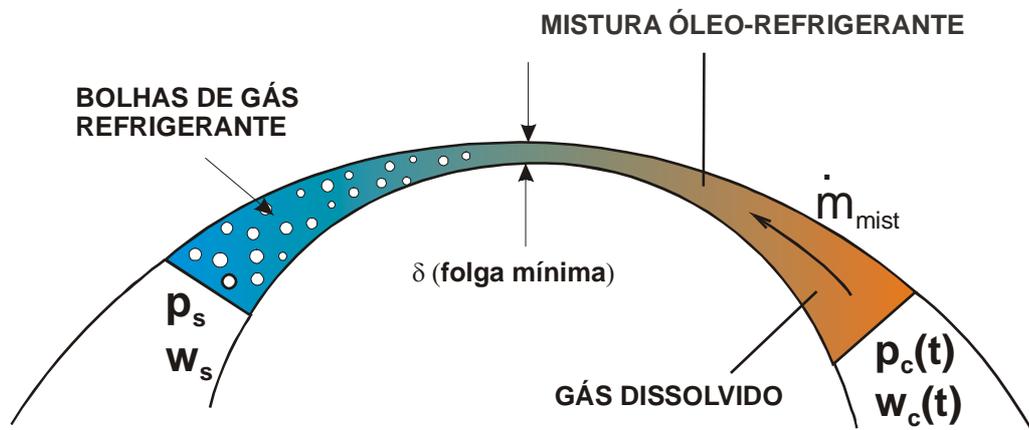


Figura 1.4 – Visualização do escoamento pela folga radial, realizada por Costa *et al.* (1990).

Gasche (1996), tendo em mente o experimento de Costa *et al.* (1990), desenvolveu vários modelos de escoamento bifásico para prever este tipo de escoamento ao longo da folga radial. Inclusive, o autor introduziu um modelo de escoamento de espuma para tentar melhorar o processo de modelagem. Embora não tenha validado estes modelos, concluiu que o fato de ter introduzido a mudança de fase na modelagem produziu resultados significativamente diferentes, mostrando a importância dos modelos. Entretanto, o autor não inclui a equação da energia em seus modelos, o que os torna aproximados, pois

o escoamento mantém-se isotérmico, o que não é verdadeiro devido à mudança de fase. Para o fluido mudar de fase é necessária uma certa quantidade de energia, que ele retira de sua própria vizinhança, reduzindo a temperatura local.

O objetivo deste trabalho também é desenvolver modelos de escoamento de misturas óleo-refrigerante, com mudança de fase, através da folga radial de compressores rotativos de pistão rolante. A evolução do processo de modelagem, em relação aos modelos desenvolvidos por Gasche (1996), refere-se à introdução da equação da energia para prever o escoamento. Portanto, o escoamento passa a ser não-isotérmico.

O estudo foi realizado para três misturas óleo-refrigerante: óleo éster Freol $\alpha 10$ e refrigerante R134a, óleo éster EMKARATE RL10H e refrigerante R134a e óleo mineral SUNISO 1 GS e refrigerante R12. O uso de diferentes misturas tem como objetivo verificar a influência das diferentes misturas no comportamento do escoamento, tentando identificar a mistura que melhor desempenha sua função no funcionamento do compressor.

Quatro modelos foram usados para simular o escoamento. O primeiro modelo considera o escoamento bifásico ainda como sendo isotérmico, no qual a equação da quantidade de movimento linear envolve o equilíbrio apenas entre os termos de pressão e de atrito viscoso; usa-se o modelo homogêneo para modelar o escoamento bifásico. O segundo modelo é semelhante ao anterior, acrescentando um modelo de espuma quando a fração de vazio (razão entre a área da seção do canal ocupada pela fase de vapor e a área total da seção transversal) atinge um valor limite previamente especificado. O terceiro modelo é idêntico ao primeiro modelo, com a inclusão da equação da energia, tornando o escoamento não-isotérmico. Finalmente, no quarto modelo, apenas foi introduzido o termo de aceleração na equação da quantidade de movimento usada no terceiro modelo.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho é apresentado em sete capítulos e três apêndices. No primeiro capítulo apresentou-se as considerações preliminares, a justificativa e o contexto no qual o trabalho está inserido. No segundo capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica dos trabalhos sobre o vazamento de refrigerante pela folga radial e, alguns aspectos gerais relacionados às misturas óleo-refrigerante. O Capítulo 3 é dedicado à apresentação do primeiro modelo desenvolvido, o modelo de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma. Nesse capítulo apresenta-se o modelo físico-

matemático, a metodologia de solução e os resultados numéricos para as três misturas escolhidas para o estudo. No quarto capítulo apresenta-se o segundo modelo desenvolvido, que ainda aborda o escoamento bifásico isotérmico, mas que inclui um modelo de escoamento de espuma quando a fração de vazio atinge valores elevados. O modelo de escoamento bifásico não-isotérmico sem formação de espuma é descrito no Capítulo 5. O quarto modelo desenvolvido, que consiste no escoamento bifásico não-isotérmico sem formação de espuma, mas incluindo o termo de aceleração na equação da quantidade de movimento, é apresentado no Capítulo 6. O Capítulo 7 é dedicado à apresentação das conclusões finais do trabalho e proposições para desenvolvimentos futuros dos modelos. No Apêndice A são apresentadas as equações para o cálculo da solubilidade, densidade, viscosidade e entalpia da mistura óleo éster Freol α 10-R134a, enquanto o Apêndice B apresenta as mesmas equações para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a. No Apêndice C estas propriedades são apresentadas para a mistura e óleo mineral SUNISO 1GS-R12.

O VAZAMENTO PELA FOLGA RADIAL

2.1 O COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE

Até a metade dos anos 70 a indústria da refrigeração geralmente utilizava os compressores alternativos. A durabilidade era o maior fator de interesse e parâmetros como eficiência, peso e tamanho possuíam importância secundária. O rápido aumento do preço do combustível convencional em 1974 e a necessidade da sociedade de preservar energia estimularam a procura por compressores de maior eficiência. Como resultado disso, o compressor alternativo convencional sofreu mudanças substanciais de projeto e novas tecnologias para os compressores foram desenvolvidas. Parâmetros como eficiência, durabilidade, tamanho, número de componentes e produtividade tornaram-se importantes. Estas tendências levaram ao desenvolvimento de compressores rotativos tais como os de palheta, parafuso e *scroll*.

A Figura 2.1 apresenta os dois principais tipos de compressores rotativos de palheta. O compressor de múltiplas palhetas, Figura 2.1b, não requer válvulas de sucção nem de descarga. A entrada e saída do gás são controladas inteiramente pelo arranjo geométrico. A compressão do gás é realizada segundo uma razão fixa de volume, que resulta diretamente da geometria da máquina. A eficiência volumétrica pode ser melhorada com a introdução de uma válvula de descarga. Quando o rotor começa a girar, a força centrífuga arremessa as palhetas contra a parede interna do cilindro, aprisionando o gás succionado. A partir daí o volume do gás contido nas diversas câmaras é reduzido, enquanto ocorre um aumento gradativo da pressão. Ao chegar no orifício de saída o gás é forçado a sair para a tubulação de descarga. A selagem entre os lados de alta e baixa pressão ocorre nas linhas de contato entre as palhetas e o cilindro, entre as palhetas e suas fendas e nas laterais do rotor como um todo. Não há necessidade de mola para comprimir as palhetas contra a superfície interna do cilindro.

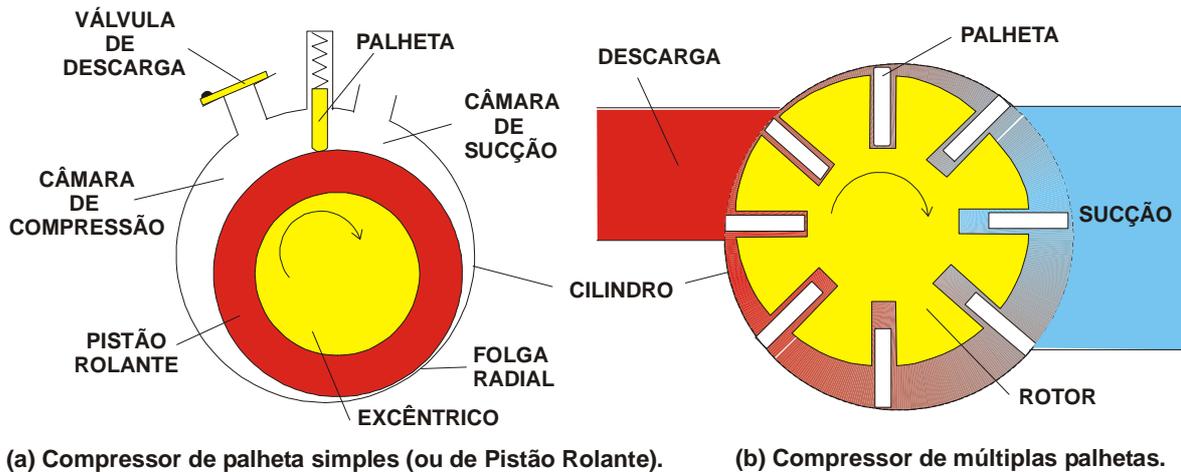


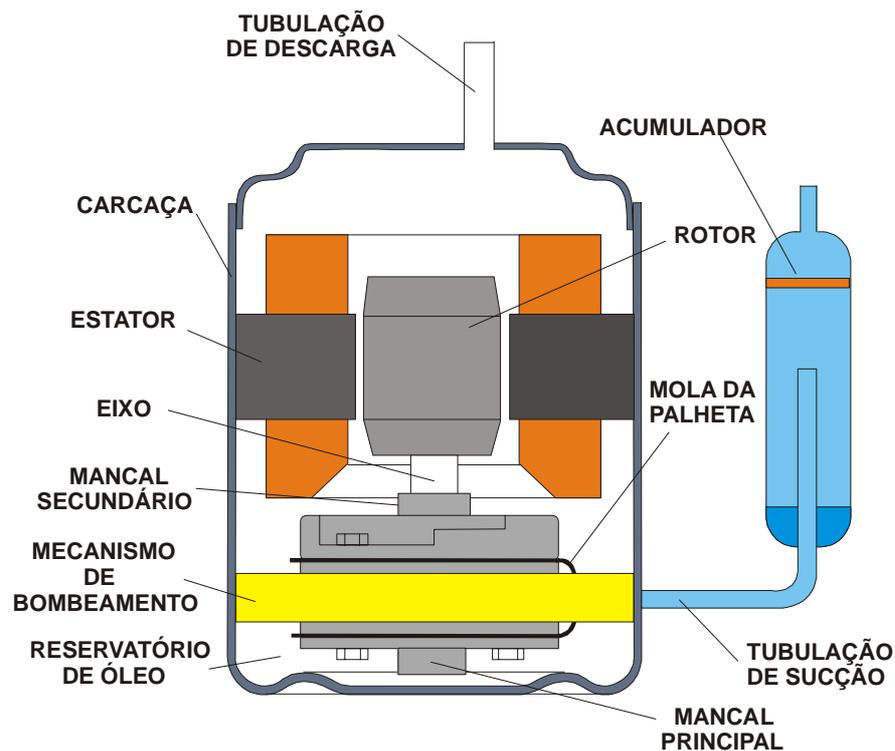
Figura 2.1 - Principais tipos de compressores de palheta.

A forma usual de construção dos compressores de palheta simples é mostrada na Figura 2.1a. Esses compressores são similares aos compressores rotativos de múltiplas palhetas em muitos aspectos. Por exemplo, o processo de compressão em ambos é realizado pelo conjunto cilindro e rotor (ou pistão), o qual emprega um movimento rotativo, ao invés do usual movimento alternativo. Porém, a diferença fundamental entre os dois projetos situa-se na cinemática do mecanismo de operação. Enquanto no compressor de múltiplas palhetas o rotor, montado excêntricamente, gira no interior do cilindro, no compressor de palheta simples o rotor rola sobre a superfície interna do cilindro, e por esse motivo, é denominado também de compressor rotativo de pistão rolante.

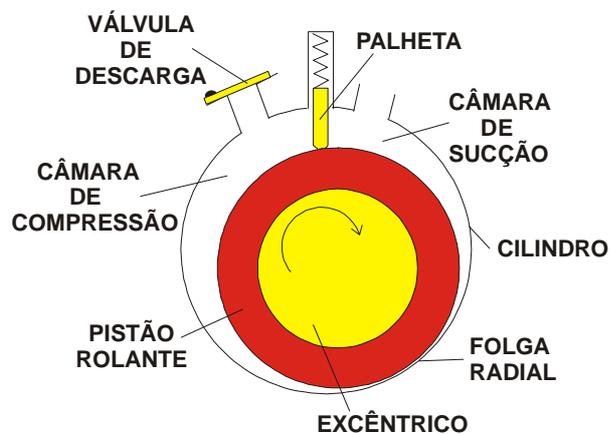
Principais componentes

Dentre os compressores rotativos, o de pistão rolante apresenta uma concepção inovadora, cujas características de construção e funcionamento são bastante distintas daquelas do compressor alternativo convencional. A Figura 2.2 mostra o esquema típico de um compressor rotativo de pistão rolante com seus principais componentes. Diferentemente de um compressor alternativo, o compressor de pistão rolante não requer válvula de sucção, realizando os processos de sucção e descarga simultaneamente. Isto permite variações mais suaves na pressão dentro do cilindro e minimiza variações de torque. Uma mola pressiona a palheta, cuja função é separar as câmaras de sucção e compressão, contra o pistão rolante. A válvula de descarga geralmente é semelhante àquela usada nos compressores alternativos. Alguns compressores usam uma válvula de descarga

circular com o objetivo de reduzir o volume morto, resultando em um escoamento de gás mais uniforme e melhorando a eficiência volumétrica e a eficiência de compressão. Antes de ser comprimido, o gás proveniente do evaporador passa por um acumulador com o objetivo de eliminar alguma quantidade de líquido refrigerante que, porventura, não tenha sido evaporado e para filtrar o fluido, diminuindo a contaminação do compressor.



(a) Vista geral do compressor



(b) Detalhe do mecanismo de bombeamento

Figura 2.2 - Principais componentes de um compressor rotativo de pistão rolante.

O conjunto formado pelo mecanismo de bombeamento, mancais principal e secundário e mola da palheta é denominado de bomba. Observa-se que o mecanismo de bombeamento e o estator são montados diretamente na carcaça do compressor que, aliás, está submetida à pressão de descarga, diferentemente do compressor alternativo. Na Figura 2.2 b o mecanismo de bombeamento é apresentado com mais detalhes. Nesse mecanismo, o pistão rolante é montado no excêntrico do eixo de acionamento que, por sua vez, gira em torno do centro do cilindro. Por outro lado, o pistão rola sobre a superfície interna do cilindro ao mesmo tempo em que gira, relativamente ao excêntrico. Se as tolerâncias fossem perfeitas, o pistão rolaria perfeitamente sobre o cilindro (rolamento puro). Contudo, numa situação prática o pistão adquire um movimento complexo, consistindo de um rolamento acoplado a um deslizamento em relação à superfície do cilindro.

O processo de compressão

O processo de compressão em um compressor de pistão rolante compreende diversas etapas, podendo ser descrito com o auxílio da Figura 2.3. A Figura 2.3a mostra o processo de sucção do gás. À medida que o pistão gira no sentido horário, o volume da câmara de sucção aumenta, reduzindo a pressão e possibilitando a sucção do gás. Note-se que é necessária uma revolução completa (360°) do pistão para que uma quantidade de gás correspondente ao volume total das câmaras seja succionado. Uma outra revolução completa, mostrada na Figura 2.3b, é necessária para comprimir e descarregar o mesmo gás succionado na fase anterior. Após o enchimento completo da câmara de sucção, CS, o gás começa a ser comprimido na câmara de compressão, CC. Observa-se que, a válvula de descarga estando fechada, o aumento de pressão se dá devido à redução no volume da câmara de compressão. O processo de descarga ocorre somente quando a pressão do gás atinge um determinado valor, ditado pela escolha da válvula. Neste instante, a força resultante atuando sobre a válvula, causada pelo diferencial de pressão entre a câmara de compressão e a tubulação de descarga, ultrapassa sua força restauradora, permitindo a sua abertura e, conseqüentemente, a descarga do gás. Numa mesma revolução, ambos os processos de sucção e compressão ocorrem simultaneamente. Enquanto a câmara de sucção está sendo preenchida numa determinada revolução, o gás contido na câmara de compressão, succionado na revolução anterior, está sendo comprimido e descarregado.

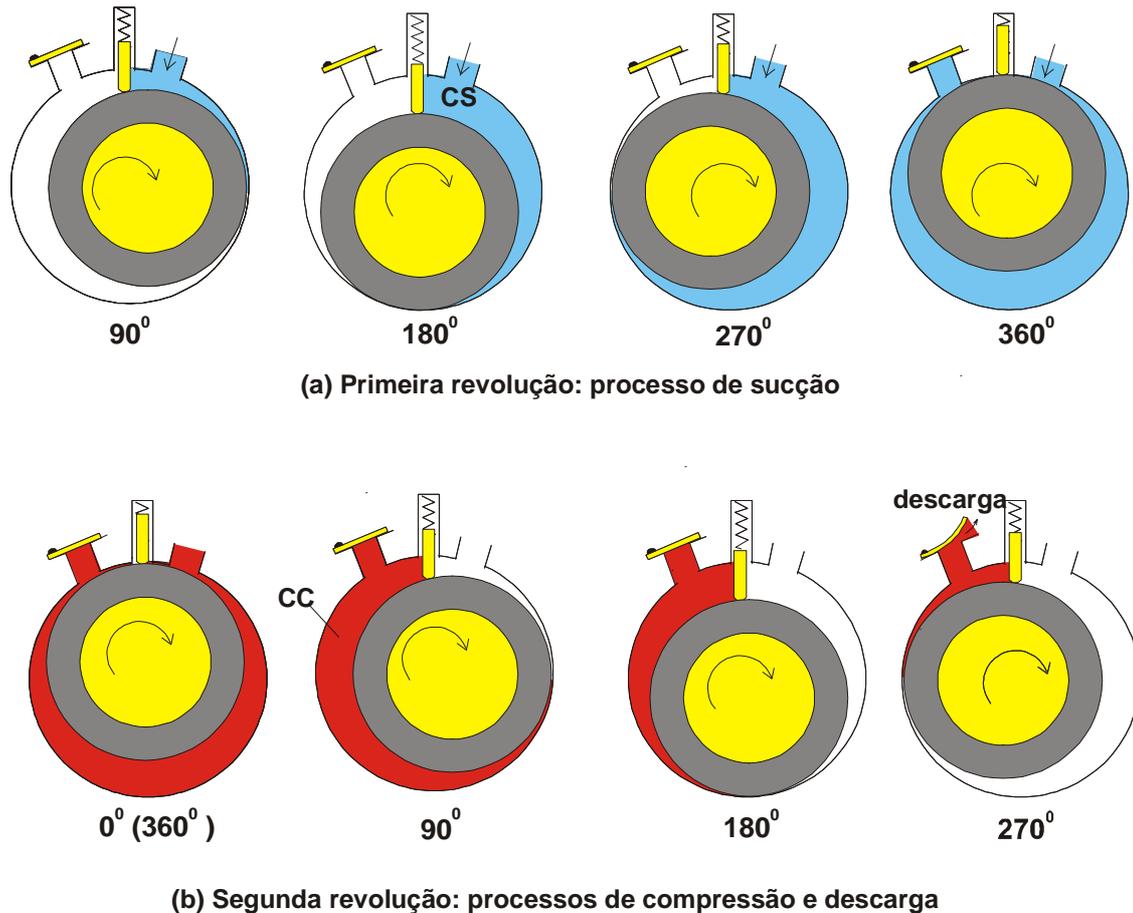


Figura 2.3 - Processo de compressão em um compressor rotativo de pistão rolante.

O Sistema de lubrificação

O sistema de lubrificação é um componente vital no projeto de um compressor rotativo durável. O lubrificante reduz o atrito entre as partes móveis, aumentando a vida útil do compressor e reduzindo as perdas de energia. A Figura 2.4 apresenta um esquema básico do sistema de lubrificação de um compressor rotativo de pistão rolante.

A rotação do eixo de acionamento produz o escoamento do óleo através do furo longitudinal (1) e dos furos transversais (2), (3) e (4), os quais permitem a distribuição do lubrificante para as demais áreas da bomba. As laterais do pistão rolante são lubrificadas pelo escoamento (5), enquanto que os mancais principal e secundário pelos escoamentos (7) e (8), respectivamente. A lubrificação entre excêntrico e pistão rolante é feita diretamente pelo escoamento (3). As laterais da palheta são lubrificadas pelo lubrificante proveniente diretamente da carcaça, escoamento (6), onde se verifica o segundo local de entrada de óleo.

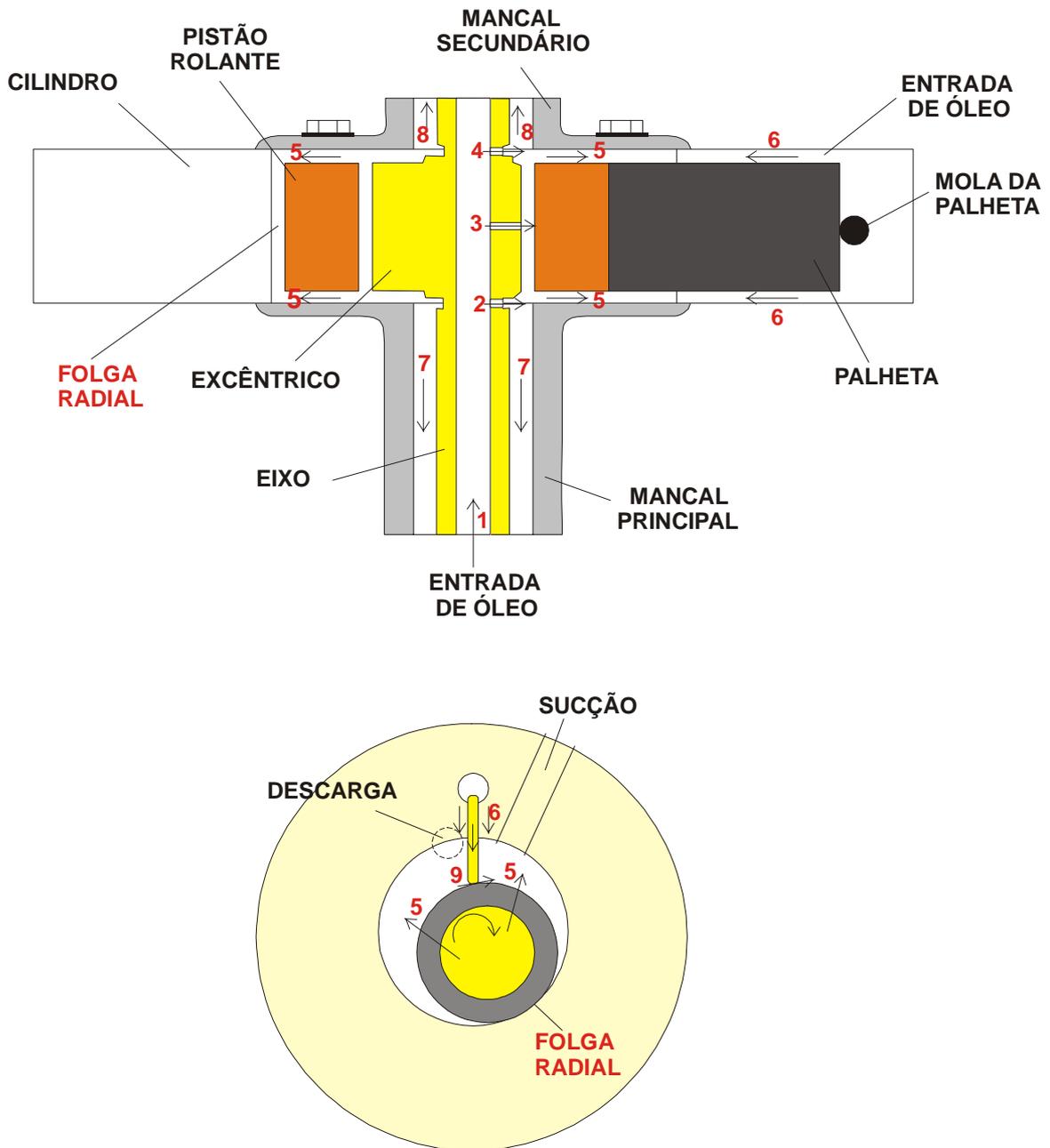


Figura 2.4 - Sistema de lubrificação da bomba de um compressor de pistão rolante.

Durante a operação do compressor, as câmaras de sucção e compressão recebem uma quantidade razoável de lubrificante, que vem acompanhado de uma quantidade significativa de refrigerante dissolvido. Este lubrificante tem como função lubrificar o contato entre a extremidade da palheta e o pistão rolante (9) e selar o vazamento de gás refrigerante pela folga radial.

Vazamentos em um compressor rotativo de pistão rolante

A eficiência volumétrica de um compressor de pistão rolante está relacionada com as perdas de massa causadas por vazamentos de gás, volume morto, retorno do escoamento de gás na válvula de descarga, aquecimento do gás de sucção e escoamento do óleo lubrificante. Os vazamentos de gás refrigerante são as perdas de massa mais importantes para este tipo de compressor. A Figura 2.5 mostra os principais locais de vazamento de gás, quais sejam: vazamento através do ponto de contato entre pistão e cilindro (1), através das laterais da palheta (2), através das laterais do pistão (4) e através do ponto de contato do topo da palheta e pistão (3). Tolerâncias apertadas são requeridas para garantir pequenas folgas nestes locais e, conseqüentemente, altas eficiências volumétricas.

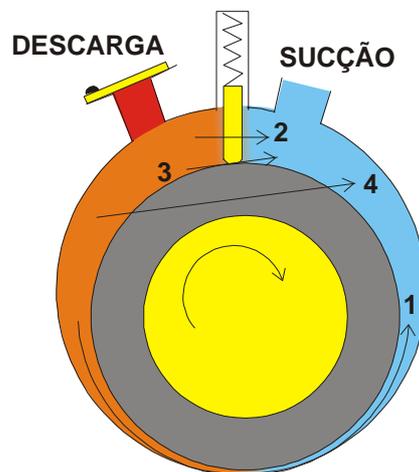


Figura 2.5 - Principais locais de vazamento em um compressor de pistão rolante.

A folga entre a superfície externa do pistão e a superfície interna do cilindro (1), que interliga as câmaras de sucção e descarga, é de particular importância para o bom desempenho do compressor de pistão rolante. A eficiência volumétrica do compressor é grandemente afetada pelo vazamento de gás através dessa pequena folga, doravante chamada de folga radial. Estima-se que cerca de 30% das perdas internas totais de gás refrigerante são devidas a este vazamento, Krueger (1988). Portanto, um melhor entendimento de seu mecanismo torna-se importante para aumentar a eficiência do compressor.

Apesar de sua importância, poucos trabalhos trataram do problema do vazamento pela folga radial. Dentre os trabalhos voltados para o assunto, a maioria dos autores considera este vazamento como um escoamento compressível de gás puro. Outros autores, contudo, consideram a existência de um filme de óleo ao longo da folga radial e

modelaram o vazamento como um escoamento incompressível de óleo puro. Estes últimos autores calcularam a quantidade de gás perdida durante o processo de compressão usando a diferença de concentração de refrigerante no óleo entre as câmaras de compressão e sucção. De uma certa forma os autores levaram em consideração que o fluido de vazamento não é o óleo puro, pois consideraram a diferença de concentração de refrigerante no óleo para estimar o vazamento de gás refrigerante. Entretanto, não consideraram que o fluido de vazamento é, na verdade, uma mistura homogênea composta de óleo e refrigerante.

Leyderman e Lisle (1995) introduziram uma evolução na modelagem do escoamento pela folga radial, assumindo o escoamento transiente de óleo com refrigerante dissolvido. Contudo, não consideram a influência deste refrigerante nas propriedades físicas da mistura. É bem conhecido que a maioria dos refrigerantes é solúvel nos óleos lubrificantes usados em sistemas de refrigeração. Isso altera significativamente as propriedades das misturas tais como densidade e viscosidade. Portanto, é de suma importância conhecer estas propriedades para que se possa verificar suas influências na modelagem do escoamento pela folga radial.

2.2 CARACTERÍSTICAS DAS MISTURAS ÓLEO-REFRIGERANTE

Todos os gases são solúveis, em alguma quantidade, em óleos. Muitos dos gases refrigerantes são altamente solúveis, sendo que a quantidade dissolvida depende da pressão do gás e da temperatura do óleo, assim como da natureza de ambos.

A amônia é um exemplo de refrigerante que apresenta baixa solubilidade em óleo mineral. Em sistemas de amônia, nos quais as pressões são moderadas, a quantidade de gás dissolvido não ultrapassa 1%. Por outro lado, muitos dos refrigerantes halogenados usados no passado, tais como o R11 e o R12, são altamente solúveis em óleos minerais. Outros refrigerantes halogenados, tais como o R22 e o R114, podem apresentar solubilidade limitada em baixas temperaturas e elevada em regiões de alta temperatura.

Como resultado da alta solubilidade de alguns refrigerantes halogenados em óleos, o fluido lubrificante não pode ser tratado como uma substância pura, mas sim como uma mistura (solução) composta de óleo e refrigerante, cujas propriedades são diferentes daquelas do óleo e do refrigerante puros.

A ocorrência de mudanças nas propriedades do óleo devidas à solubilidade do refrigerante e o próprio fato da existência de tal solubilidade, explica o vazamento de gás refrigerante, mesmo nas regiões seladas com óleo. Dessa forma, uma discussão mais detalhada do assunto é necessária. A seguir são apresentadas as principais características

da mistura óleo-refrigerante pertinentes ao problema do vazamento de gás refrigerante pela folga radial.

Solubilidade mútua

Nos problemas de lubrificação e selagem de um compressor, o fluido lubrificante é uma mistura de refrigerante dissolvido no óleo. Em outras partes do sistema de refrigeração o problema pode envolver uma mistura de óleo em refrigerante líquido. Em ambos os casos, qualquer distinção entre o solvente e o soluto reflete meramente uma questão de referência. Esta relação é designada como solubilidade mútua.

Os refrigerantes são classificados de acordo com o valor da solubilidade mútua, em completamente miscíveis, parcialmente miscíveis ou imiscíveis. Os refrigerantes parcialmente miscíveis possuem uma subdivisão em alta, intermediária e baixa miscibilidade. A Tabela 2.1 apresenta a classificação, segundo a solubilidade mútua com óleos minerais, de alguns refrigerantes usados comercialmente.

Tabela 2.1 - Solubilidade mútua de refrigerantes e óleo mineral.

Completamente miscível	Parcialmente miscível			Imiscível
	Alta Miscibilidade	Miscibilidade intermediária	Baixa miscibilidade	
R11	R13B1	R22	R13	Amônia CO ₂ R134a
R12	R501	R114	R14	
R21	R123		R115	
R113			R152a	
R500			RC318	
			R502	

Misturas completamente miscíveis

Uma mistura de óleo e refrigerante é chamada de completamente miscível quando os componentes são mutuamente solúveis em todas as proporções, em qualquer temperatura. Este tipo de mistura sempre forma uma única fase líquida sob condições de equilíbrio, não importando as quantidades de refrigerante e lubrificante presentes. As misturas de R11 e R12 com óleo mineral são exemplos de misturas completamente miscíveis.

Misturas parcialmente miscíveis

As misturas óleo-refrigerante são ditas parcialmente miscíveis quando apresentam solubilidade mútua limitada em alguma quantidade. A Figura 2.6 ilustra o comportamento de tais misturas.

O ponto C, no gráfico da Figura 2.6, representa o ponto crítico da mistura e T_3 sua temperatura crítica. Existem três regiões distintas abaixo desta temperatura. Do lado esquerdo, uma família de curvas representa a região de misturas completamente miscíveis, ricas em lubrificante. Após a linha tracejada, surge a região de miscibilidade parcial, na qual existem duas fases líquidas imiscíveis. Do lado direito, a região parcialmente miscível desaparece, surgindo uma nova região completamente miscível, agora formada por misturas líquidas ricas em refrigerante. A curva em forma de sino envolve a região de miscibilidade parcial. Qualquer ponto na região externa ao sino representa uma mistura em que o óleo e o refrigerante são completamente miscíveis.

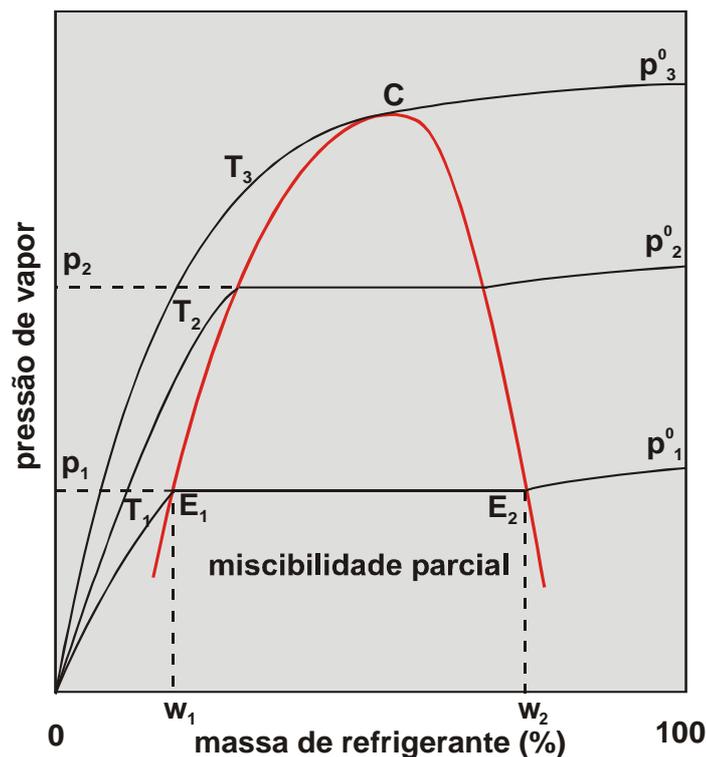


Figura 2.6 - Diagrama pressão-temperatura-solubilidade para misturas óleo-refrigerante parcialmente miscíveis.

Os pontos E_1 e E_2 representam as duas fases líquidas imiscíveis coexistindo em equilíbrio na pressão p_1 e temperatura T_1 . Tal separação de fase não significa que o óleo e o refrigerante são insolúveis. Cada fase líquida é uma solução: uma rica em óleo,

possuindo concentração igual a w_1 , e outra rica em refrigerante, de concentração igual a w_2 . Nota-se, entretanto, que a pressão e a temperatura de ambas as misturas são iguais. Nesta região, pressão e temperatura são propriedades dependentes. Se a pressão do sistema varia, o mesmo ocorre com a temperatura e as duas fases líquidas assumem composições diferentes, determinadas pelas novas condições de equilíbrio. Observa-se, também, que p_1^0 é a pressão de saturação do refrigerante puro, cujo valor não é muito maior do que a pressão da mistura, p_1 .

Misturas completamente imiscíveis

Uma mistura de óleo e refrigerante é definida como completamente imiscível se apresenta uma miscibilidade muito baixa. Em tais misturas, a faixa de imiscibilidade é tão larga que os efeitos de solubilidade mútua podem ser ignorados. Exemplos de tais misturas são a amônia e o dióxido de carbono em óleo mineral.

Curvas de solubilidade e diagrama de miscibilidade

A Figura 2.7 mostra as relações de pressão-temperatura-solubilidade mútua de uma mistura óleo-refrigerante parcialmente miscível.

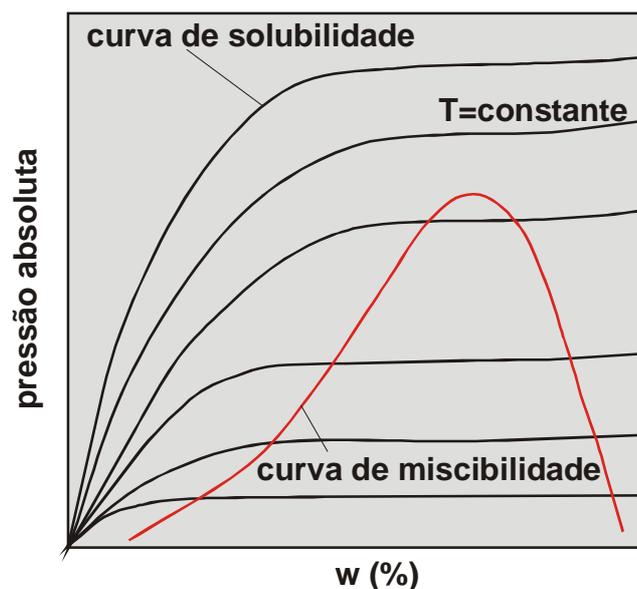


Figura 2.7 - Relação esquemática pressão-temperatura-solubilidade.

Na Figura 2.7, cada curva, diferenciada pela temperatura, é denominada de curva de solubilidade. O sino do diagrama delimita a região de misturas parcialmente miscíveis e é chamado de curva de miscibilidade. Várias curvas de miscibilidade, para diferentes misturas, representadas em um gráfico compõem um diagrama de miscibilidade. A Figura 2.8 apresenta, esquematicamente, as curvas de miscibilidade para R13, R22, R502 e R503 em um lubrificante naftênico.

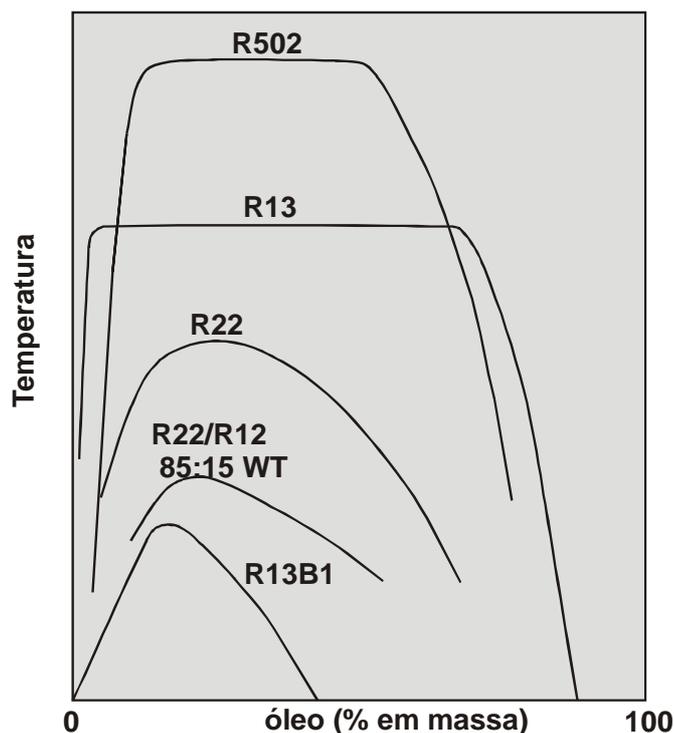


Figura 2.8 - Diagrama esquemático de miscibilidade de refrigerantes com óleo naftênico.

Relação pressão-temperatura-solubilidade para uma mistura completamente miscível

A Figura 2.9 ilustra o diagrama pressão-temperatura-solubilidade para uma mistura óleo-refrigerante completamente miscível. Neste caso, quando o refrigerante está em equilíbrio com o óleo, uma quantidade fixa de refrigerante está presente no óleo numa dada temperatura e pressão. Isto é evidente se a regra das fases de Gibbs¹ é aplicada ao sistema, composto basicamente de duas fases e dois componentes. O óleo, embora seja

¹Regra das fases de Gibbs: para um sistema que contém n_c componentes e n_p fases, o número de propriedades intensivas independentes, n_i , é dada por:

$$n_i = n_c - n_p + 2$$

uma mistura de vários elementos, pode ser considerado um único componente; o outro, naturalmente, é o refrigerante. A regra das fases determina dois graus de liberdade para este sistema, isto é, são necessárias duas propriedades intensivas independentes para definir o estado termodinâmico da mistura. Normalmente, as variáveis envolvidas são pressão, temperatura e composições das fases líquida e vapor. Desde que a pressão de vapor do óleo é desprezível em relação à do refrigerante, a fase vapor é essencialmente composta de refrigerante puro e somente a composição da fase líquida precisa ser considerada. Se a temperatura e a pressão estão definidas, o estado do sistema está determinado, ou seja, a fase líquida só pode ter uma composição. Esta é uma maneira precisa de se dizer que uma mistura óleo-refrigerante completamente miscível, com uma solubilidade definida, exerce uma determinada pressão de vapor, numa dada temperatura. Se a temperatura é variada, a pressão de vapor também é alterada.

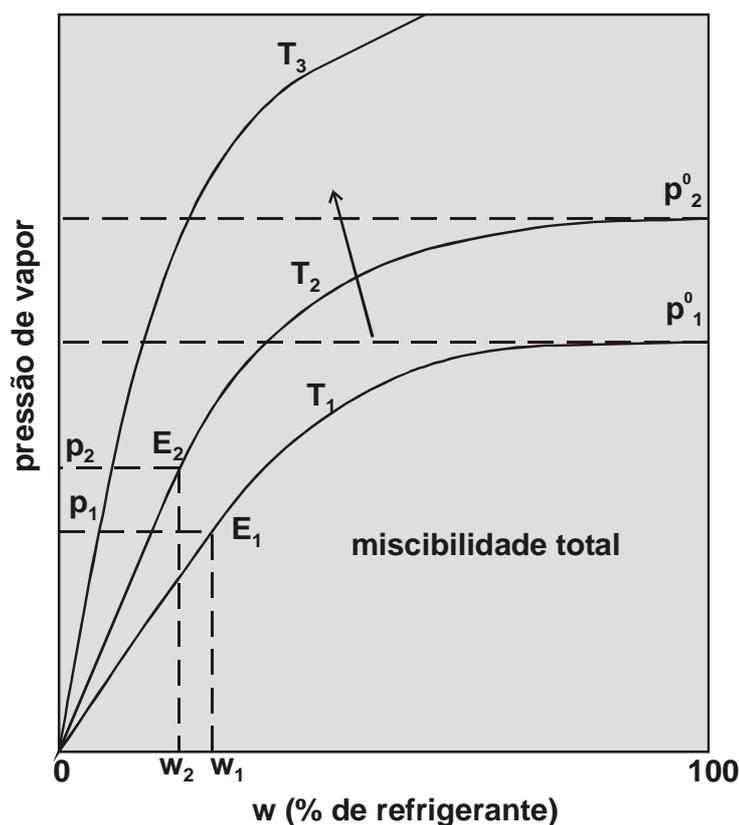


Figura 2.9 - Diagrama pressão-temperatura-solubilidade para uma mistura completamente miscível.

No diagrama da Figura 2.9, p_1^0 e p_2^0 representam, respectivamente, as pressões de saturação do refrigerante puro nas temperaturas T_1 e T_2 . O ponto E_1 representa uma

condição de equilíbrio, na qual uma e somente uma composição do líquido, dada por w_1 , é possível na pressão p_1 . Se a temperatura do sistema aumentar para T_2 , uma determinada quantidade de gás refrigerante dissolvido é liberado e uma nova condição de equilíbrio é alcançada, ponto E_2 , correspondendo a uma pressão de vapor maior, p_2 , e uma solubilidade menor, w_2 . Nota-se que, em qualquer caso, a mistura exerce uma pressão de vapor menor do que a do refrigerante puro na mesma temperatura.

As equações para a solubilidade das misturas usadas neste trabalho são apresentadas nos Apêndices A, B e C. Nos mesmos apêndices, são incluídas equações para a densidade e viscosidade das misturas, assim como para o óleo e o refrigerante puros.

2.3 O PROBLEMA DOS MODELOS USADOS ATÉ O MOMENTO

Do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, o que importa é conhecer a quantidade de gás que retorna à câmara de sucção após ser comprimido pelo pistão rolante. Um dos locais de retorno, como já exposto anteriormente, encontra-se na folga radial Figura 2.5. Por outro lado, o fluido lubrificante que circula pela bomba e, conseqüentemente, que escoar pela folga radial é uma mistura composta de óleo e refrigerante e é devido a este escoamento que se processa o vazamento de gás da câmara de compressão para a de sucção.

Costa *et al.* (1990), em seu experimento de visualização desse vazamento, além de observarem a existência de um filme de líquido (mistura óleo-refrigerante) preenchendo a folga radial, notaram o surgimento de bolhas de gás a jusante da folga mínima, δ , definida como sendo o local de menor folga ao longo da folga radial. O gás refrigerante dissolvido no óleo é liberado da mistura, devido à queda brusca de pressão sofrida pelo fluido ao passar pela folga. Concluíram, então, que um modelo de escoamento bifásico seria mais apropriado para calcular o vazamento. No entanto, em seu modelo, Costa *et al.* (1990) consideraram apenas o escoamento incompressível de óleo puro sem a formação de bolhas.

Gasche (1996) realizou uma extensa revisão bibliográfica sobre os modelos de predição do vazamento de refrigerante pela folga radial, chegando à conclusão de que nenhum modelo levava em conta a formação de bolhas de gás ao longo do escoamento, como visualizado por Costa *et al.* (1990). Com isto em mente, Gasche (1996) desenvolveu vários modelos de escoamento bifásico para tentar prever com maior precisão esse vazamento, considerando inclusive um modelo de escoamento de espuma devido às altas frações de vazio encontradas nos resultados das simulações. Embora não tenha conseguido dados para validar seus modelos, chegou à conclusão que a inclusão da modelagem

bifásica para prever esse vazamento foi de suma importância, pois alterou significativamente os resultados dos vazamentos. Embora Gasche (1996) tenha introduzido a mudança de fase na modelagem do escoamento pela folga radial, considerou o escoamento como sendo isotérmico, não incluindo a equação da energia no modelo.

Após o trabalho de Gasche (1996) voltado para a geometria da folga radial, surgiram vários trabalhos experimentais e de simulação computacional envolvendo o escoamento de misturas óleo-refrigerante ricas em óleo ao longo de tubos de seção circular constante. Lacerda (2000) e Poiate Jr. (2001) estudaram experimentalmente o escoamento da mistura óleo mineral-refrigerante R12 ao longo de um tubo reto de aproximadamente 3 mm de diâmetro interno e 6 m de comprimento, ao passo que Castro (2006) realizou um estudo similar para o escoamento da mistura óleo éster-refrigerante R134a. Por meio desses estudos, foi possível verificar que o escoamento não pode ser considerado como isotérmico, pois existe uma significativa redução de temperatura à medida que a mudança de fase ocorre.

Resultados dos trabalhos de simulação computacional obtidos por Grando (2001) e Dias (2006), direcionados ao escoamento bifásico de misturas óleo-refrigerante ao longo de tubos de seção circular constante, foram validados usando os dados experimentais de Lacerda (2000), Poiate Jr. (2001) e Castro (2006). Nesses trabalhos os autores incluíram a equação da energia para prever o escoamento não-isotérmico, obtendo boas concordâncias com os dados experimentais.

Grando (2001) e Dias (2006) apresentaram uma extensa revisão bibliográfica sobre o escoamento de misturas óleo-refrigerante, identificando, entretanto, que a maioria dos trabalhos refere-se a escoamentos envolvendo misturas com baixas concentrações de óleo, as quais possuem aplicação em evaporadores, condensadores e dispositivos de expansão. Declararam que são muito raros os trabalhos relacionados a escoamentos de misturas com altas concentrações de óleo, as quais são encontradas em compressores.

Com relação a escoamentos de misturas pela folga radial, a literatura aberta consultada não forneceu outros trabalhos mais recentes do aquele realizado por Gasche (1996). Como o autor não incluiu a equação da energia em seus modelos, o que parece inadequado em função dos resultados experimentais obtidos por Lacerda (2000), Poiate Jr. (2001) e Castro (2006), o presente trabalho tem como principal objetivo incluir a equação da energia na modelagem do escoamento bifásico de misturas óleo-refrigerante ao longo da folga radial.

**ESCOAMENTO BIFÁSICO ISOTÉRMICO SEM
FORMAÇÃO DE ESPUMA**

3.1 INTRODUÇÃO

Como já comentado anteriormente, o fluido que escoo pela folga radial é uma mistura composta de óleo e refrigerante. É por esta razão que se processa o vazamento de gás da câmara de compressão para a câmara de sucção. A Figura 3.1 apresenta um esquema que auxilia a compreensão do modelo adotado para determinar a massa de vazamento da mistura óleo-refrigerante pela folga radial.

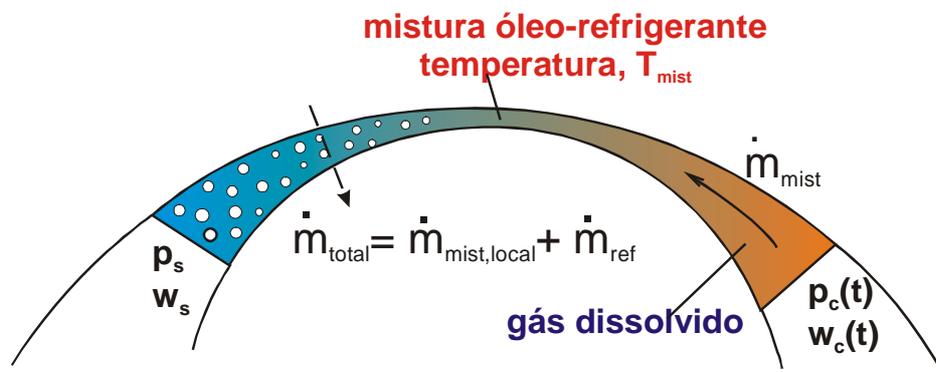


Figura 3.1 - Modelagem do vazamento de gás refrigerante pela folga radial.

Assumindo-se que o óleo lubrificante na entrada do escoamento esteja saturado com gás refrigerante, seguindo sua curva de solubilidade, $w_c = w_{sat}(p_c, T_{mist})$, a vazão de refrigerante que entra na folga radial é dada por:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{mist} w_c \quad (3.1)$$

À medida que a mistura escoar pela folga, a pressão diminui e, conseqüentemente, o mesmo ocorre com a solubilidade do refrigerante no óleo. Portanto, momentaneamente, a mistura torna-se supersaturada, ou seja, com uma quantidade de gás dissolvido maior do que sua solubilidade naquela pressão e temperatura. O re-equilíbrio da mistura ocorre quando o excesso de gás dissolvido é liberado da mistura, formando bolhas. Nesse momento, a mistura líquida retorna ao seu estado de saturação nas condições de pressão e temperatura locais. Portanto, em qualquer secção transversal, a vazão total do escoamento é dada pela vazão da mistura líquida, $\dot{m}_{\text{mist,local}}$, acrescida da vazão de gás refrigerante na forma de bolhas, \dot{m}_{ref} . A mistura líquida ainda contém refrigerante dissolvido, de tal forma que a vazão total de refrigerante, em qualquer secção transversal do escoamento, pode ser escrita por:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{\text{ref}} + w \dot{m}_{\text{mist,local}} \quad (3.2)$$

Aplicando a conservação da massa apenas para o refrigerante, pode-se escrever, portanto:

$$w_c \dot{m}_{\text{mist}} = \dot{m}_{\text{ref}} + w \dot{m}_{\text{mist,local}} \quad (3.3)$$

Por outro lado, o mesmo procedimento pode ser usado para calcular a vazão de óleo, conduzindo à seguinte equação de conservação:

$$(1 - w_c) \dot{m}_{\text{mist}} = (1 - w) \dot{m}_{\text{mist,local}} \quad (3.4)$$

A manipulação das Equações (3.3) e (3.4) conduz à equação para o cálculo da vazão de refrigerante liberado da mistura em qualquer secção transversal:

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \dot{m}_{\text{mist}} \frac{w_c - w}{1 - w} \quad (3.5)$$

Aplicando esta equação desde a entrada até a saída do escoamento, pode-se obter a vazão de refrigerante que retorna à câmara de sucção após ser comprimido pelo pistão rolante:

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \dot{m}_{\text{mist}} \frac{w_c - w_s}{1 - w_s} \quad (3.6)$$

Do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor esta é a quantidade importante, pois a quantidade de refrigerante que continua dissolvida no óleo na câmara de sucção, ($w_s \dot{m}_{mista,s}$), acaba retornando com o próprio óleo para a câmara de compressão e, portanto, não constitui uma perda por vazamento.

Observando a Equação (3.6), nota-se que o cálculo da vazão de refrigerante depende das concentrações de refrigerante nas câmaras de compressão e de sucção, w_c e w_s , e da vazão da mistura óleo-refrigerante. Assumindo que a mistura encontra-se saturada nas condições de pressão e temperatura das câmaras de compressão e de sucção, a obtenção de w_c e w_s depende apenas do conhecimento destas propriedades e, portanto, não introduz maiores dificuldades. Entretanto, a obtenção da vazão da mistura é mais complexa, pois exige a modelagem do escoamento através da folga radial. O objetivo deste capítulo é apresentar um modelo preliminar para prever esse escoamento, supondo que a vazão é prescrita e calculando o gradiente de pressão resultante. A idéia básica é investigar o comportamento do vazamento de refrigerante em função dos diversos parâmetros do escoamento para três misturas distintas.

Neste primeiro modelo, o escoamento bifásico da mistura é considerado como sendo unidimensional e isotérmico. Portanto, apenas as equações da continuidade e da quantidade de movimento linear são necessárias para simular o escoamento. Para a obtenção da equação da quantidade de movimento linear, considerando os pequenos valores da folga radial e das vazões, somente as forças viscosas e de pressão são usadas. O fluido é considerado Newtoniano e o modelo homogêneo é usado para simular o escoamento bifásico.

O modelo resultante é aplicado para três misturas distintas: Freol $\alpha 10$ -R134a, óleo ENKARATE-R134a e SUNISO 1GS-R12. Investigou-se a influência de diversos parâmetros importantes do escoamento, tais como: pressão de entrada, temperatura de entrada, vazão e folga radial.

3.2 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A geometria adotada para estudar o escoamento da mistura pela folga radial é semelhante àquela usada por Costa *et al.* (1990). A Figura 3.2 apresenta a geometria usada neste trabalho.

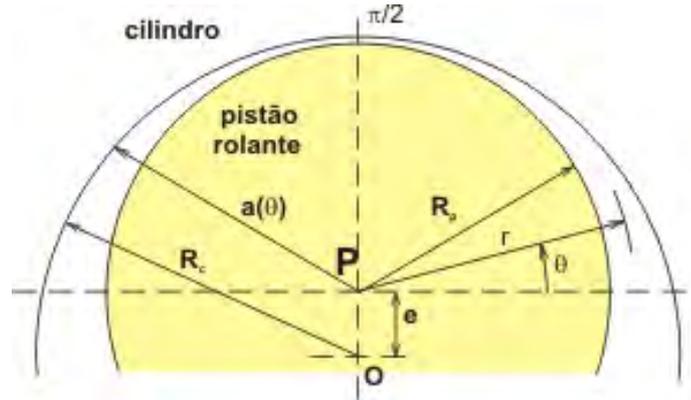


Figura 3.2 - Geometria adotada para o escoamento unidimensional.

Nota-se que, diferentemente de Costa *et al.* (1990), o parâmetro $a(\theta)$ agora equivale ao raio do cilindro visto do centro do pistão rolante, e é dado por:

$$a(\theta) = \sqrt{e^2 \sin^2 \theta + R_c^2 - e^2} - e \sin \theta \quad (3.7)$$

Desprezando-se os efeitos de curvatura devido ao pequeno valor da folga em comparação com o raio do cilindro, pode-se usar a geometria cartesiana mostrada na Figura 3.3 para representar a folga radial.

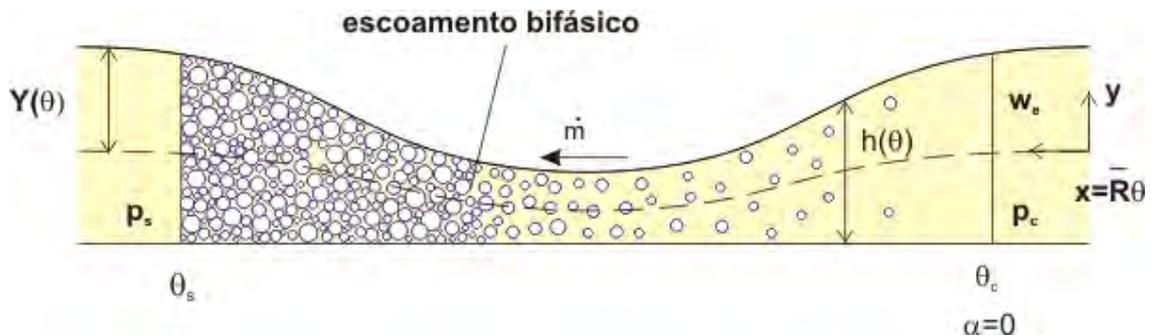


Figura 3.3 - Configuração adotada para o escoamento bifásico da mistura.

Neste caso, a altura local da folga pode ser calculada subtraindo de $a(\theta)$ o valor de R_p , o que fornece a seguinte equação:

$$h(\theta) = \sqrt{e^2 \sin^2 \theta + R_c^2 - e^2} - e \sin \theta - R_p \quad (3.8)$$

na qual a excentricidade é calculada por $e=R_c-a(\theta=\pi/2)$. O valor da folga mínima, denominada aqui de δ , é dado pela diferença entre $a(\theta=\pi/2)$ e R_p , ou seja, $\delta= a(\theta=\pi/2) - R_p$.

Portanto, o problema passa a ser estudar o escoamento da mistura, em coordenadas cartesianas, através de um canal de altura variável, $h(\theta)$, e largura constante, H_p . Para o caso de escoamento isotérmico, apenas as equações da continuidade e da quantidade de movimento linear fazem parte do modelo do escoamento. Considerando o escoamento unidimensional, o que parece ser uma boa hipótese em função dos pequenos valores da folga (da ordem de 100 μ), em regime permanente, a equação da continuidade é muito simples e dada por:

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad \text{ou} \quad \dot{m} = \text{cte} \quad (3.9)$$

A equação da quantidade de movimento linear para escoamento em regime permanente, completamente desenvolvido, considerando apenas a força de pressão e a força viscosa, o que parece razoável num modelo preliminar em função dos pequenos valores de folga e de vazão, é escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} = \frac{\partial p}{\partial x} = \text{cte} \quad (3.10)$$

na qual, para fluido Newtoniano,

$$\tau_{yx} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.11)$$

Substituindo a equação constitutiva da tensão de cisalhamento, Equação (3.11), na Equação (3.10) e integrando duas vezes, determina-se o perfil de velocidades numa secção transversal do escoamento:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + \frac{C_1}{\mu} y + C_2 \quad (3.12)$$

Aplicando as condições de contorno de não-deslizamento nas paredes, $u=0$ em $y=Y$ e $y=-Y$, lembrando que Y é a metade da altura do canal, tem-se:

$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (Y^2 - y^2) \quad (3.13)$$

Utilizando essa equação, determina-se a vazão do escoamento por:

$$\dot{m} = 2 \int_0^y \rho u H_p dy \quad (3.14)$$

que fornece a seguinte equação para o gradiente local de pressão:

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{6\mu\dot{m}}{\rho H_p h^3(x)} \quad (3.15)$$

Usando o raio médio $\bar{R} = [R_p + a(\theta)]/2$, pode-se fazer a mudança de variável $x = \bar{R} \theta$, transformando a Equação (3.15) em:

$$\frac{dp}{d\theta} = - \frac{6\bar{R}\mu\dot{m}}{\rho H_p h^3(\theta)} \quad (3.16)$$

Caracterização do escoamento

Nos experimentos realizados por Lacerda (2000), Poiate Jr. (2001) e Castro (2006) os autores realizaram visualizações do escoamento de misturas óleo-refrigerante ao longo de um tubo de seção transversal circular. Na entrada do tubo os autores assumiram que a mistura encontrava-se saturada de refrigerante, ou seja, a concentração de refrigerante era igual à sua solubilidade. Nestas condições, esperava-se que qualquer queda de pressão ao longo do escoamento provocasse a redução da solubilidade do refrigerante no óleo, causando o imediato surgimento de bolhas. Entretanto, os autores notaram que havia uma região de escoamento monofásico na entrada do tubo, mostrando que, embora a mistura se encontrasse saturada, não havia a imediata mudança de fase do refrigerante. O escoamento ao longo do tubo, portanto, era composto de duas regiões: uma região de escoamento monofásico na entrada do tubo e uma região de escoamento bifásico a jusante.

No presente trabalho, a mistura líquida é considerada sempre saturada de refrigerante. Portanto, qualquer queda de pressão produz a redução da solubilidade do refrigerante no óleo, o que provoca a liberação do excesso de refrigerante na forma de vapor, dando origem ao escoamento bifásico. Para simular a região de escoamento monofásico na entrada do canal, com o objetivo de obter os mesmos padrões experimentais de Lacerda (2000), Poiate Jr. (2001) e Castro (2006), assume-se que a mistura está sub-saturada na entrada do canal, possuindo uma certa porcentagem da solubilidade calculada nas condições de pressão e temperatura da entrada, ou seja:

$$w_e = \text{Fator} \cdot w_{\text{sat}}(p_e, T_e) \quad (3.17)$$

na qual w_e é o valor da concentração de refrigerante no óleo na entrada do tubo, $w_{sat}(p_e, T_e)$ é a solubilidade (concentração de saturação) nas condições de pressão e temperatura na entrada do tubo e Fator é um número entre zero e um. Neste trabalho, utilizou-se Fator=0,9.

Desta forma, na entrada do canal o escoamento da mistura é monofásico com uma concentração de refrigerante constante e menor do que a solubilidade local. Com a queda de pressão devido ao atrito, a solubilidade local ao longo do escoamento diminui até se igualar à concentração de entrada, w_e . A partir deste ponto, a mistura torna-se saturada e qualquer redução de pressão dá origem ao surgimento de bolhas e, conseqüentemente, ao escoamento bifásico.

Cálculo das propriedades físicas

Observando a Equação (3.16), nota-se que para obter o gradiente local de pressão ao longo do escoamento são necessárias duas propriedades físicas: a densidade e a viscosidade absoluta. Na região de escoamento monofásico, estas propriedades são calculadas para a mistura líquida em função da concentração de entrada. O Apêndice A apresenta as equações usadas para a determinação destas propriedades para as três misturas estudadas.

Para a região de escoamento bifásico, entretanto, as propriedades físicas, ρ e μ , devem ser substituídas pelas propriedades médias do escoamento bifásico, $\bar{\rho}$ e $\bar{\mu}$. A densidade do escoamento é determinada pela seguinte equação:

$$\bar{\rho} = \alpha\rho_g + (1 - \alpha)\rho_l \quad (3.18)$$

na qual os sub-índices g e l denotam as fases gasosa e líquida, respectivamente. A fase gasosa é assumida ser constituída apenas de refrigerante devido à baixa pressão de vapor do óleo, ao passo que a fase líquida é considerada com sendo constituída pela mistura óleo-refrigerante saturada. O Apêndice A também apresenta as propriedades das fases gasosa e líquida para as três misturas estudadas neste trabalho.

O parâmetro α que aparece na Equação (3.18), é denominado de fração de vazio e é dado por:

$$\alpha = \frac{A_g}{A} \quad (3.19)$$

na qual A_g é a área da seção transversal ocupada pela gás e A a área total da seção transversal. Para o modelo de escoamento bifásico homogêneo, no qual admite-se a igualdade entre as velocidades do gás e do líquido, pode ser mostrado que:

$$\alpha = \frac{1}{\left[1 + (1/x - 1)\rho_g / \rho_l\right]} \quad (3.20)$$

na qual x representa o título da mistura, ou seja, a razão entre as massas de gás e de líquido numa dada seção transversal. No presente caso, o título local pode ser calculado por :

$$x = \frac{w_e - w_{sat}(p, T)}{1 - w_{sat}(p, T)} \quad (3.21)$$

na qual w_{sat} é a solubilidade local de refrigerante, dado em função das condições locais de pressão e de temperatura da mistura, $w_{sat}=w(p, T)$. Note-se que p é determinada por integração numérica da Equação (3.16) e T é a temperatura prescrita para a mistura ao longo de toda a folga, considerada constante. Observe-se que x representa a quantidade mássica de gás liberada pela mistura devido à queda de pressão.

Existem diversas maneiras para se calcular a viscosidade média, $\bar{\mu}$. Algumas destas formas são atribuídas a Akers (1959), Cichitti (1960), Dukler (1964), Davidson (1943), Isbin *et al.* (1958) e Lin (1991), *apud* Dias (2006). Dias (2006) mostrou que a correlação de Dukler (1964), dada pela Equação (3.22), forneceu bons resultados para o tipo de escoamento estudado neste trabalho.

$$\bar{\mu} = \frac{xv_g\mu_g + (1-x)v_l\mu_l}{xv_g + (1-x)v_l} \quad (3.22)$$

na qual v é o volume específico.

Para uma determinada vazão, \dot{m} , e uma pressão inicial, p_e , o perfil de pressão ao longo do escoamento pode ser facilmente determinado através da integração numérica da Equação (3.16). Uma maneira simples de se fazer isso é usando a seguinte equação:

$$p_{i+1} = p_i + \left(\frac{dp}{d\theta}\right)_i \Delta\theta \quad (3.23)$$

na qual i representa uma determinada posição ao longo do canal e $i+1$ uma posição a uma distância de $\Delta\theta = \Delta x / \bar{R}$ a jusante de i , na qual Δx é um valor pré-definido. O algoritmo de solução da Equação (3.16) é apresentado na Figura 3.4.

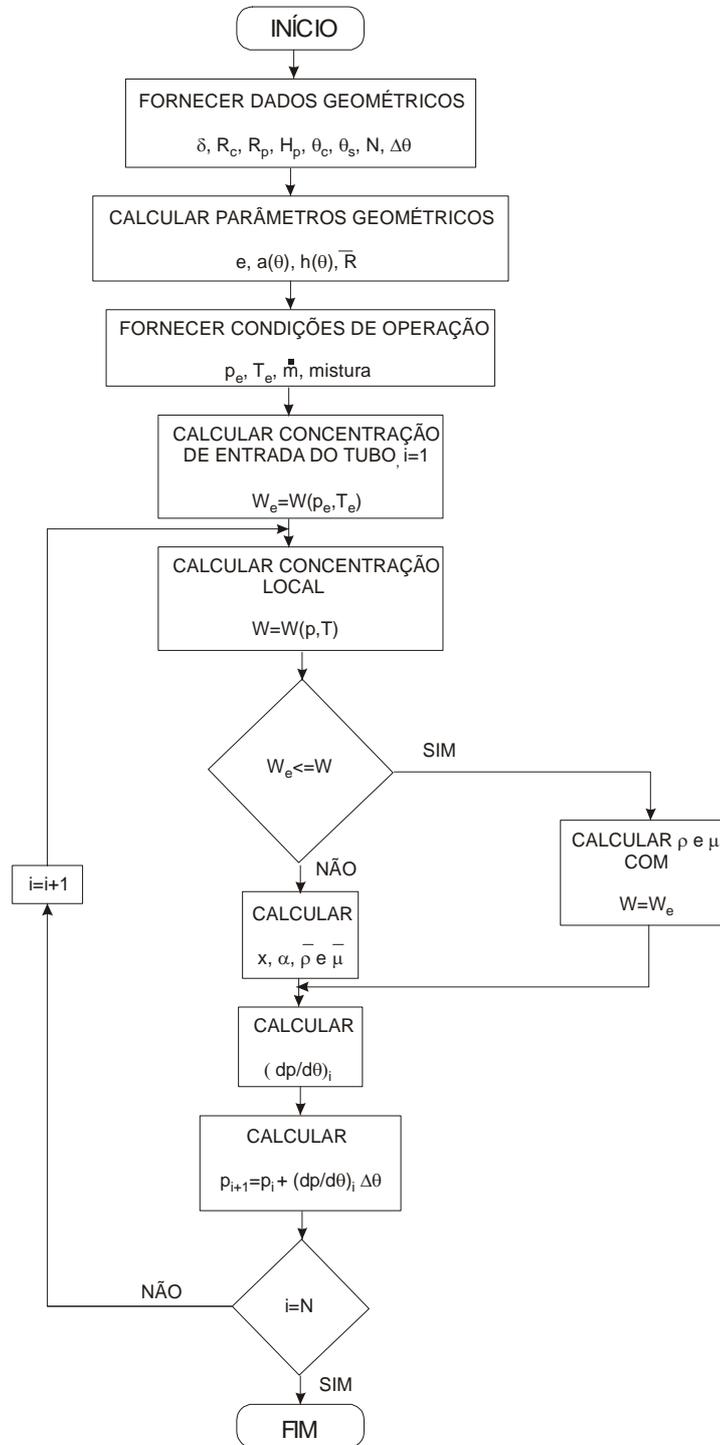


Figura 3.4 – Algoritmo de solução para o escoamento bifásico isotérmico sem espuma.

3.3 RESULTADOS NUMÉRICOS

O modelo descrito no item anterior foi aplicado ao escoamento de três misturas óleo-refrigerante: óleo éster Freol α 10 e R134a , óleo éster EMKARATE RL10H e refrigerante R134a e óleo mineral SUNISO 1 GS e refrigerante R12. Além da distribuição longitudinal de pressão, o modelo também fornece resultados para as distribuições longitudinais de concentração, título, fração de vazio e viscosidades cinemática e dinâmica ao longo do escoamento.

Para compreender melhor o escoamento, realizou-se uma análise paramétrica envolvendo os principais parâmetros do escoamento: pressão e temperatura de entrada, vazão em massa e folga radial mínima, δ , calculado por $\delta = a(\theta = \pi/2) - R_p$. As dimensões geométricas da folga usadas em todos os modelos deste trabalho são: $R_c = 23$ mm, $R_p = 20,11$ mm e $H_p = 27$ mm.

Inicialmente foi realizado um teste de malha, para verificar a influência do número de volumes utilizados nos resultados. Usando a mistura óleo Freol α 10-refrigerante R134a, considerando o escoamento com $p_e = 500$ kPa, $T_e = 35^\circ\text{C}$, $\dot{m} = 120$ kg/h e $\delta = 100$ μm , as diferenças entre os resultados obtidos com malhas de 300 e 600 pontos são da ordem de 0,1%. Dessa forma, todos os resultados apresentados a seguir foram gerados utilizando uma malha de 300 pontos.

3.3.1 Resultados para a mistura óleo éster Freol α 10-refrigerante R134a

A seguir são apresentados os resultados das distribuições de pressão, concentração, título, fração de vazio, viscosidade absoluta e viscosidade cinemática para a mistura óleo éster Freol α 10-refrigerante R134a considerando diferentes pressões de entrada, temperatura de entrada, vazão e valor da folga mínima. Em todos os casos assumiu-se uma mistura sub-saturada na entrada do canal com $w_e = 0,90w_{\text{sat}}$.

Influência da pressão de entrada do escoamento

As Figuras 3.5 (a) a (f) mostram os resultados obtidos para quatro diferentes pressões de entrada (450, 500, 530 e 550 kPa), temperatura de entrada de 35°C , vazão mássica de 120 kg/h e folga mínima de 100 μm .

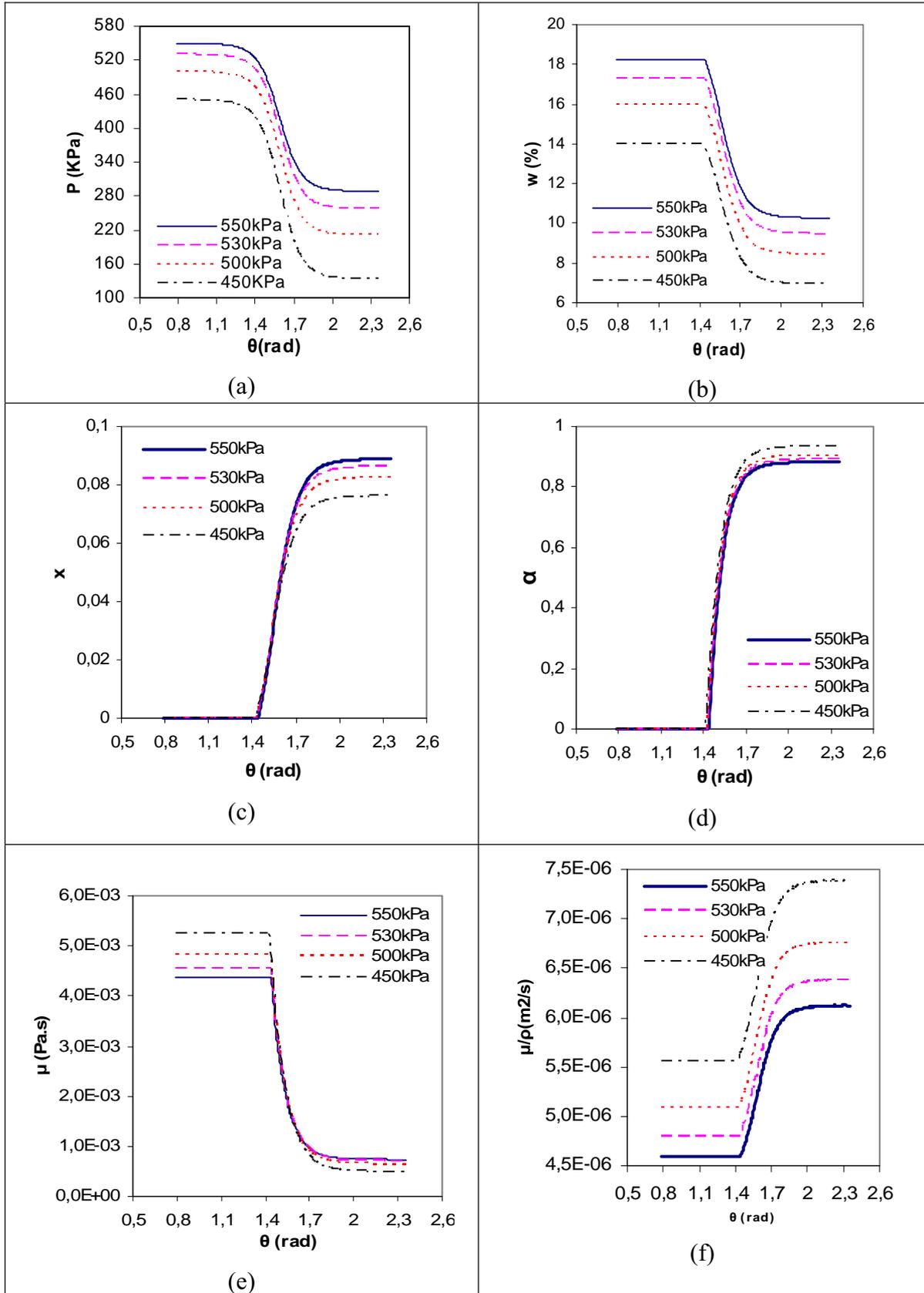


Figura 3.5 – Influência da pressão de entrada no escoamento da mistura óleo éster Freol α 10-R134a para $T_e=35$ °C, $\dot{m}=120$ kg/h e $\delta=100$ μ m.

Observando a Figura 3.5(a), nota-se inicialmente uma redução brusca da pressão na região da folga mínima, δ . Essa queda de pressão possui duas origens: a primeira refere-se à atuação das forças de atrito, que sempre tendem a reduzir a pressão de maneira irreversível; a segunda relaciona-se à redução brusca da área da seção transversal do canal na região da folga mínima (nota-se, na Equação (3.16), que uma redução brusca de $h(\theta)$ produz um aumento do gradiente de pressão e, conseqüentemente, uma redução de pressão nesta região). Como a temperatura ao longo do escoamento permanece constante, a redução da pressão tem como conseqüência uma redução da concentração de refrigerante no óleo na região de escoamento bifásico, o que pode ser notado na Figura 3.5(b). A redução da concentração na região de escoamento bifásico implica numa maior formação de vapor e, conseqüentemente, num aumento do título e fração de vazio, como mostram as Figuras 3.5(c) e (d). Na Figura 3.5(e) percebe-se uma redução da viscosidade absoluta ao longo do canal, enquanto que na Figura 3.5(f) pode-se observar que a viscosidade cinemática sofre um aumento significativo ao longo do escoamento em razão da redução da densidade.

Na região de escoamento monofásico a concentração permanece constante e igual à concentração de entrada do tubo. Como conseqüência, o título e a fração de vazio permanecem nulos e as viscosidades absoluta e cinemática se mantêm constantes nesta região.

Além disso, a análise da Figura 3.5(a) ainda permite concluir que o aumento da pressão de entrada para uma mesma temperatura produz uma menor queda total de pressão ao longo do escoamento e, conseqüentemente, um maior aumento de viscosidade cinemática, embora se note uma pequena redução na variação total de concentração. Por exemplo, para $p_e=550$ kPa tem-se $\Delta p=261,8$ kPa, $\Delta w=7,98\%$ e $\Delta v=1,53 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, enquanto que para $p_e=450$ kPa obtém-se $\Delta p=317,3$ kPa, $\Delta w=7,09\%$ e $\Delta v=1,83 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$. Isto pode ser explicado pela análise da Figura 3.5(f), que mostra o comportamento da viscosidade cinemática. Observa-se que o aumento da pressão de entrada implica numa redução da viscosidade cinemática na região de escoamento monofásico, o que, pela análise da Equação (3.16), produz uma redução no gradiente de pressão na região de escoamento monofásico e, por conseqüência, uma menor queda de pressão total. Mesmo com o posterior aumento da viscosidade cinemática na região de escoamento bifásico, o que tenderia a aumentar o gradiente de pressão, observa-se que o valor médio da viscosidade cinemática é menor para as maiores pressões de entrada.

Os resultados das influências da temperatura de entrada, vazão mássica e valor da folga radial são apresentados na Tabela 3.1 na forma das variações totais das variáveis ao longo de todo canal. As variações totais obtidas da análise anterior sobre a influência da pressão também são incluídas na tabela para a completude dos resultados. As distribuições longitudinais das variáveis, como apresentadas para análise da influência da pressão de entrada, não são incluídas, pois suas características são semelhantes e, portanto, não acrescentariam informações adicionais.

Tabela 3.1 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento mistura óleo éster Freol α 10-R134a sem formação de espuma.

Mistura óleo éster Freol α 10-R134a										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta \alpha$	v_e ($10^6 \text{m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^6 \text{m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	100	70	157,9	4,19	11,78	0,763	5,09	0,84	3,32
500	35	100	80	182,9	4,92	11,05	0,803	5,09	1,01	4,38
500	35	100	90	208,7	5,62	10,35	0,836	5,09	1,18	5,64
500	35	100	100	253,2	6,3	9,67	0,863	5,09	1,32	6,97
500	35	90	120	396,7	9,54	6,43	0,962	5,09	2,37	12,23
500	35	95	120	337,2	8,50	7,47	0,934	5,09	1,98	11,02
500	35	100	120	290,2	7,56	8,41	0,906	5,09	1,67	9,91
500	34	100	120	282,7	8,32	9,10	0,912	4,88	1,81	10,97
500	35	100	120	290,79	7,56	8,41	0,906	5,08	1,68	9,86
500	37	100	120	294,76	6,51	7,51	0,893	5,25	1,46	8,45
450	35	100	120	317,3	7,09	6,92	0,934	5,56	1,83	9,14
500	35	100	120	290,2	7,56	8,41	0,906	5,09	1,72	9,91
530	35	100	120	273,3	7,82	9,47	0,892	4,79	1,59	10,36
550	35	100	120	216,9	7,98	10,26	0,883	4,59	1,53	10,67

Para estes resultados, é importante analisar a magnitude do gradiente total da concentração, a concentração na saída do canal e a magnitude da vazão da mistura. Isto porque estes três parâmetros influenciam no cálculo do vazamento de refrigerante pela folga, como pode ser observado na Equação (3.6). Aumentos da vazão da mistura, da variação total de concentração e, também, da concentração na saída do canal produzem

uma maior vazão de refrigerante, o que é prejudicial para a eficiência volumétrica do compressor.

Influência das demais variáveis

Para as quatro primeiras linhas da Tabela 3.1, nas quais o parâmetro analisado é a vazão em massa da mistura, observa-se que o seu aumento produz um aumento da vazão em massa de refrigerante. Isto acontece não somente devido ao aumento da vazão da mistura, mas também devido ao aumento da queda total de pressão, o que faz com que ocorra uma maior variação de concentração, embora a concentração na saída do canal se torne menor, o que tenderia a reduzir a vazão de refrigerante, como mostra a Equação (3.6).

A seguir, nas próximas três linhas da Tabela 3.1, a influência do valor da folga mínima é apresentada. Neste caso, para uma mesma pressão de entrada (o que significa uma mesma concentração na entrada, uma vez que a temperatura é constante) e uma mesma vazão da mistura, observa-se que um aumento do valor da folga mínima provoca uma redução da vazão de refrigerante, uma vez que a queda de pressão se torna menor. Esta menor queda de pressão se traduz numa redução da queda total de concentração de refrigerante e, conseqüentemente, pela Equação (3.6), numa menor vazão de refrigerante, embora a concentração na saída aumente, o que tenderia a aumentar a vazão de refrigerante. Este resultado parece contraditório, pois em um caso real, o aumento da folga provocaria um aumento do vazamento. Entretanto, é bom lembrar que no caso real a diferença de pressão entre as câmaras de compressão e de sucção se mantém constante. Portanto, um aumento da folga provocaria um aumento da vazão de mistura e, conseqüentemente, um aumento da vazão de refrigerante, uma vez que a diferença de concentração seria a mesma.

A influência da temperatura da entrada na vazão de refrigerante também pode ser verificada na Tabela 3.1, nas três linhas seguintes. Nota-se que um aumento na temperatura de entrada produz uma redução na vazão de refrigerante devida à redução de da queda de concentração ao longo do canal e da concentração de saída, o que é explicado pela Equação (3.6).

Finalmente, nas últimas linhas da Tabela 3.1 pode-se analisar a influência da pressão de entrada no vazamento de refrigerante. Neste caso, observa-se que um aumento

na pressão de entrada implica em um aumento da queda de concentração ao longo do canal e em um aumento na concentração de saída do canal. Ambos os efeitos, pela Equação (3.6), produzem um aumento da vazão de refrigerante.

3.3.2 Resultados para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H-refrigerante R134a

O mesmo estudo paramétrico realizado para a mistura óleo éster Freol α10-R134a também foi feito para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a. Os resultados obtidos são qualitativamente semelhantes. Novamente, as distribuições longitudinais dos parâmetros do escoamento não foram apresentadas por não conter informações adicionais. A Tabela 3.2 apresenta os resultados para as variações totais dos parâmetros de interesse.

Tabela 3.2 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a sem formação de espuma.

Mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta\alpha$	v_e ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	100	70	153,2	6,66	14,87	0,848	4,93	0,82	5,48
500	35	100	80	177,6	7,91	13,62	0,877	4,93	0,98	7,33
500	35	100	90	202,6	9,14	12,39	0,90	4,93	1,15	9,39
500	35	100	100	228,5	10,36	11,17	0,918	4,93	1,33	11,66
500	35	90	120	388,3	17,17	4,36	0,979	4,93	2,63	21,54
500	35	95	120	328,9	14,78	6,75	0,962	4,93	2,09	19,02
500	35	100	120	282,4	12,8	8,73	0,946	4,93	1,73	16,83
500	34	100	120	284,7	13,42	8,84	0,949	4,93	1,84	17,66
500	35	100	120	282,4	12,8	8,73	0,946	4,92	1,74	16,83
500	37	100	120	277,0	11,66	8,56	0,939	4,90	1,52	15,30
450	35	100	120	314,8	13,32	5,29	0,966	5,44	2,08	16,99
500	35	100	120	282,4	12,80	8,73	0,946	4,93	1,73	16,83
530	35	100	120	263,1	12,48	10,95	0,934	4,62	1,56	16,81
550	35	100	120	250,2	12,27	12,51	0,926	4,40	1,46	14,91

Para o caso da mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a, os dados apresentados na Tabela 3.2 mostram comportamentos similares da vazão de refrigerante em função da vazão da mistura, do valor da folga mínima e da temperatura de entrada. Entretanto, a influência da pressão de entrada mostrou-se diferente. Um aumento da

pressão de entrada para esta mistura produz uma redução do vazamento de refrigerante devida à redução da queda de concentração, embora a concentração na saída seja maior. Isto se deve às características de solubilidade desta mistura para as pressões e temperaturas usadas. Para outras condições de operação o comportamento pode ser diferente e, portanto, o mesmo estudo deve ser refeito para se proceder a uma nova análise do comportamento da vazão de refrigerante.

3.3.3 Resultados para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-refrigerante R12.

Com o objetivo de testar uma outra mistura, embora esteja fadada à extinção devido ao Protocolo de Montreal de 1987, o mesmo estudo paramétrico realizado nos dois itens anteriores foi realizado para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12. Os resultados são mostrados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 sem formação de espuma.

Mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta\alpha$	v_e ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	100	70	96,9	5,61	23,41	0,788	3,10	0,69	5,13
500	35	100	80	113,1	6,91	22,11	0,826	3,10	0,87	7,10
500	35	100	90	130,1	8,23	20,79	0,855	3,10	1,07	9,35
500	35	100	100	147,9	9,56	19,46	0,878	3,10	1,29	11,87
500	35	90	120	267,3	17,40	11,62	0,952	3,10	2,93	23,62
500	35	95	120	221,1	14,56	14,46	0,932	3,10	2,24	20,43
500	35	100	120	186,5	12,28	16,74	0,912	3,10	1,77	17,7
500	34	100	120	180,18	12,46	17,68	0,913	2,99	1,73	18,16
500	35	100	120	186,5	12,28	16,74	0,912	3,10	1,77	17,69
500	37	100	120	197,38	11,84	15,13	0,910	3,29	1,83	16,75
450	35	100	120	245,5	14,52	10,17	0,946	3,8	2,96	19,39
500	35	100	120	186,5	12,28	16,54	0,912	3,10	1,77	17,69
530	35	100	120	158,0	10,93	20,95	0,891	2,71	1,30	16,59
550	35	100	120	141,0	10,04	23,89	0,876	2,46	1,04	15,83

A análise da Tabela 3.3 permite concluir que a mistura óleo mineral SUNISO 1GS possui o mesmo comportamento da mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a em relação ao vazamento de refrigerante, para as condições de operação estudadas.

3.3.4 Comparação entre as três misturas estudadas

Um outro dado importante para o projeto de compressores é conhecer o comportamento das várias misturas disponíveis com relação à sua capacidade de selar os vazamentos. Por isso, a comparação entre as três misturas mostrada na Figura 3.6, principalmente as duas misturas envolvendo o refrigerante R134a, por possuírem a mesma aplicação, é de suma importância.

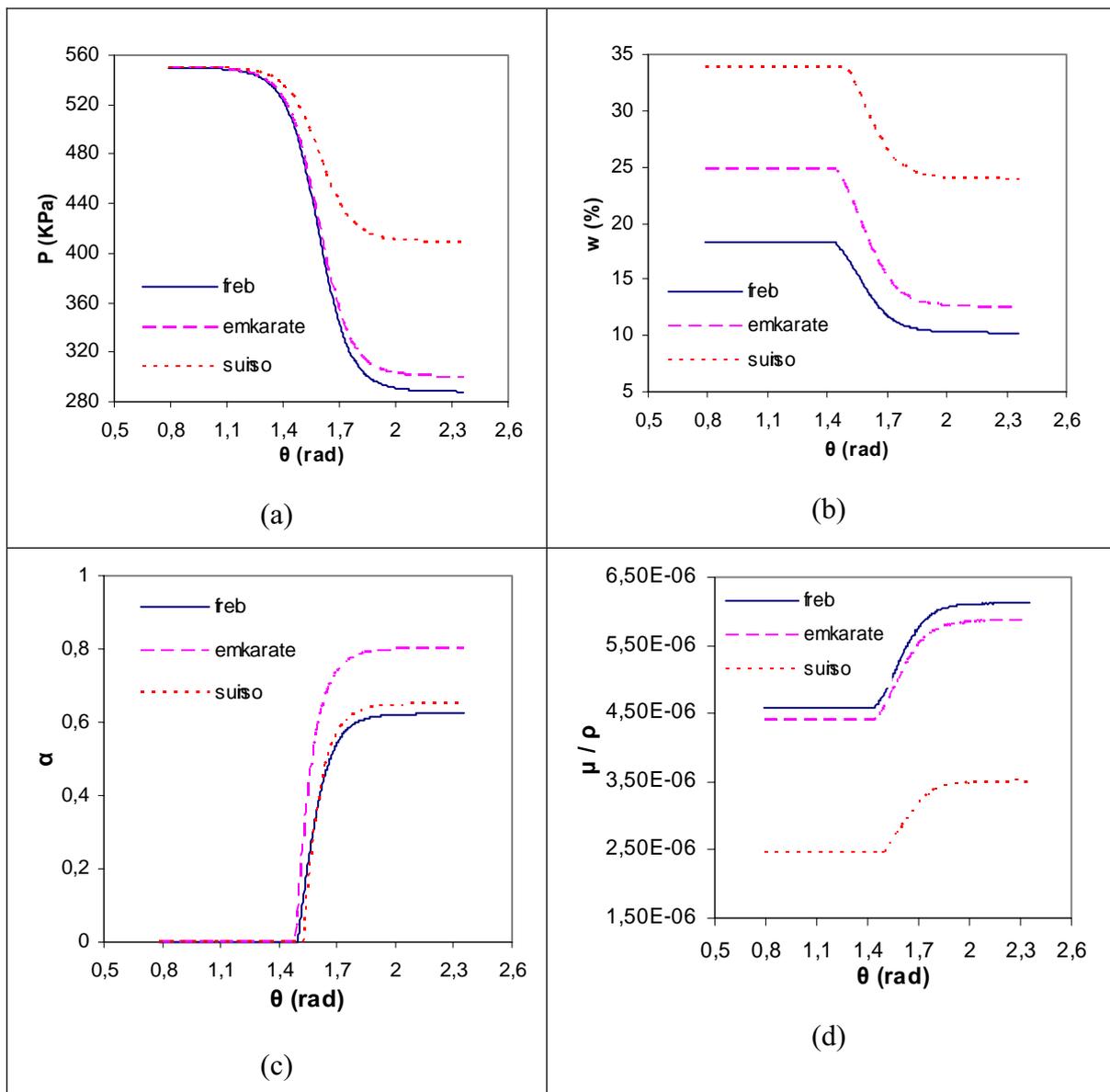


Figura 3.6 – Comparação entre as três misturas para a mesma pressão de entrada do escoamento de 550 kPa, temperatura de entrada de 35 °C, vazão mássica de 120 kg/h e folga mínima de 100 μm .

A Figura 3.6 mostra as distribuições longitudinais de pressão (a), concentração (b), fração de vazio (c) e viscosidade cinemática (d), foi preparada. Para o caso mostrado, cuja pressão de entrada é de 550 kPa, temperatura de entrada de 35 °C, vazão em massa de 120 kg/h e folga mínima de 100 μm , nota-se que a mistura que fornece a maior variação total de concentração é a mistura óleo éster EMKARATE RL10H -R134a, seguida pela mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 e, por fim, a mistura óleo éster Freol α 10-R134a. Por esta razão, a maior vazão de refrigerante ocorre para a mistura óleo EMKARATE RL10H -R134a, ou seja, 16,6 kg/h. O vazamento de refrigerante para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 é de 14,4 kg/h contra 9,4 kg/h para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a. Portanto, sob o ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, considerando os dados obtidos aqui, o uso da mistura óleo éster Freol α 10-R134a produziria melhores resultados. É importante destacar, entretanto, que a mesma análise deve ser realizada para as condições reais de pressão e de temperatura de operação do compressor para que conclusões definitivas possam ser tiradas.

A Tabela 3.4 apresenta os resultados da vazão de refrigerante para as três misturas estudadas para a realização de comparações em outras condições de operação.

Tabela 3.4 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelo modelo de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma.

p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Vazão de Refrigerante (kg/h)		
				Mistura EMKARATE-R134a	Mistura Freol-R134a	Mistura SUNISO-R12
500	35	100	70	5,48	3,32	5,13
500	35	100	80	7,33	4,38	7,10
500	35	100	90	9,39	5,64	9,35
500	35	100	100	11,66	6,97	11,87
500	35	90	120	21,54	12,23	23,62
500	35	95	120	19,02	11,02	20,43
500	35	100	120	16,83	9,91	17,70
500	34	100	120	17,66	10,97	18,16
500	35	100	120	16,83	9,86	17,69
500	37	100	120	15,30	8,45	16,75
450	35	100	120	16,99	9,14	19,39
500	35	100	120	16,83	9,91	17,69
530	35	100	120	16,81	10,36	16,59
550	35	100	120	14,91	10,67	15,83

Analisando os dados apresentados na Tabela 3.4 do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, pode-se dizer que a mistura óleo éster Freol α 10-R134a é a mais indicada, pois é a mistura que produz o menor vazamento de refrigerante. É importante lembrar, entretanto, que esta conclusão se aplica para as condições de operação usadas e considerando o modelo simplificado adotado.

3.4 CONCLUSÕES

Neste capítulo o escoamento bifásico isotérmico da mistura óleo refrigerante sem formação de espuma foi modelado para prever o vazamento de refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante. A equação da quantidade de movimento linear foi simplificada para resultar no equilíbrio somente das forças de pressão e forças de atrito viscoso para o caso de escoamento unidimensional. O fluido foi assumido comportar-se como um fluido Newtoniano e o modelo de escoamento homogêneo foi utilizado para modelar a região de escoamento bifásico.

Um estudo paramétrico foi realizado para três misturas distintas: óleo Freol α 10-R134a, óleo ENKARATE-R134a e SUNISO 1GS-R12. Investigou-se a influência dos seguintes parâmetros: pressão de entrada, temperatura de entrada, vazão e folga radial.

Para as condições de operação utilizadas, pode-se tirar as seguintes conclusões:

- um aumento da vazão da mistura produz um crescimento da vazão de refrigerante para as três misturas estudadas;
- um aumento do valor da folga mínima implica em uma redução do vazamento de refrigerante para as três misturas;
- temperaturas mais elevadas significam menores vazões de refrigerante para todas as misturas;
- pressões mais elevadas implicam em menores vazões de refrigerante, exceto para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a, para a qual foi observado um aumento do vazamento de refrigerante;
- do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, a mistura óleo éster Freol α 10-R134a é a mistura que produz os menores vazamentos de refrigerante.

ESCOAMENTO BIFÁSICO ISOTÉRMICO COM FORMAÇÃO DE ESPUMA

4.1 INTRODUÇÃO

No capítulo anterior, os resultados do escoamento bifásico da mistura óleo refrigerante mostraram que a fração de vazio atingiu valores acima de 0,8 na região de saída do canal. Para o caso de escoamentos bifásicos convencionais, valores de fração de vazio dessa ordem são encontrados em padrões de escoamento anular. Entretanto, tomando como referência o experimento de visualização de Costa *et al.* (1990), no qual os autores observaram uma grande formação de bolhas no final da folga radial e, portanto, sem características de escoamento anular, este padrão não é adequado para modelar o escoamento através da folga radial. Uma outra possibilidade é assumir que no final do canal existe a formação de espuma, que é caracterizada por frações de vazio de 0,5 a 0,95.

Gasche (1996) usou o modelo de Calvert (1990) para espuma com o objetivo de simular o escoamento bifásico de uma mistura composta por óleo e refrigerante R22 através da folga radial. Grandó (2001) e Dias (2006) usaram o mesmo modelo de Calvert (1990) para simular o escoamento de misturas óleo-refrigerante R12 e óleo-refrigerante R134a. Neste capítulo, o modelo de Calvert (1990) também será utilizado para simular o escoamento bifásico quando a fração de vazio atingir valores maiores do que 0,6. O escoamento será simulado para as três misturas estudadas no capítulo anterior usando as mesmas condições de operação, com o objetivo de verificar se a introdução do modelo de espuma altera significativamente os resultados de vazamento de refrigerante.

4.2 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A geometria adotada para estudar o escoamento isotérmico da mistura com formação de espuma é idêntica à Figura 3.3, mostrada no capítulo anterior. No modelo

usado no capítulo anterior o escoamento foi dividido em duas regiões: uma região de escoamento monofásico quando a concentração da mistura era menor do que a solubilidade do refrigerante no óleo e uma região de escoamento bifásico a partir da posição em que a concentração da mistura se igualasse à solubilidade. No presente modelo, o escoamento é dividido em três regiões: uma região de escoamento monofásico para $w \leq w_{\text{sat}}(p,t)$, uma região de escoamento bifásico chamado aqui de convencional para $w > w_{\text{sat}}(p,t)$ e uma região de escoamento bifásico de espuma quando a fração de vazio do escoamento atingir um valor limite previamente especificado, α_{lim} . Para esta região o modelo de espuma de Calvert (1990) é utilizado para simular o escoamento.

Regiões de escoamento monofásico e bifásico convencional

Para as regiões de escoamento monofásico e bifásico convencional, $\alpha < \alpha_{\text{lim}}$, o modelo adotado é idêntico àquele utilizado no Capítulo 3. Novamente, como foi assumido escoamento isotérmico, apenas as equação da continuidade e da quantidade de movimento linear fazem parte do modelo. A equação da continuidade para o caso unidimensional declara que a vazão é constante. Por outro lado, a equação da quantidade de movimento linear na forma unidimensional, considerando o balanço apenas entre as forças de pressão e de atrito viscoso, resulta na Equação (3.16) para o cálculo do gradiente local de pressão, repetida aqui na forma da Equação (4.1) por completude do modelo.

$$\frac{dp}{d\theta} = -\frac{6\bar{R}\mu\dot{m}}{\rho H_p h^3(\theta)} \quad (4.1)$$

Região de escoamento bifásico de espuma

A região de escoamento de espuma é a região na qual a fração de vazio é maior do que uma fração de vazio limite, α_{lim} , especificada aqui em 0,6 para todos os casos estudados. Nesta região a equação da quantidade de movimento linear continua sendo obtida assumindo-se o balanço entre as forças de pressão e de atrito viscoso, o que resulta na seguinte equação:

$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} = \frac{\partial p}{\partial x} = \text{cte} \quad (4.2)$$

Integrando essa equação na direção y e aplicando a condição de contorno de simetria em $y=0$, tem-se:

$$\tau_{yx} = \frac{dp}{dx}y \quad (4.3)$$

Como $(dp/dx) < 0$, o valor absoluto da tensão de cisalhamento é dado por:

$$|\tau_{yx}| = -\frac{dp}{dx}y \quad (4.4)$$

A tensão de cisalhamento na parede é, portanto,

$$|\tau_w| = -\frac{dp}{dx}Y \quad (4.5)$$

Modelo de espuma de Calvert (1990)

O modelo de escoamento de espuma desenvolvido por Calvert (1990) incorpora as principais características verificadas por diferentes pesquisadores no que se refere ao macroescoamento de espumas, tais como: tensão de escoamento, não-linearidade entre tensão e taxa de deformação e a existência de deslizamento nas superfícies sólidas.

Calvert (1990) considera a existência de uma fina camada de líquido próxima às paredes do duto, como mostra o esquema da Figura 4.1. Essa camada atua com a finalidade de lubrificar o escoamento da espuma, visto que sua viscosidade é muito menor do que a da espuma. Conseqüentemente, a maior parte da deformação do fluido deve ocorrer nesta região. A espessura da camada de líquido, δ_s , está relacionada ao diâmetro médio das bolhas.

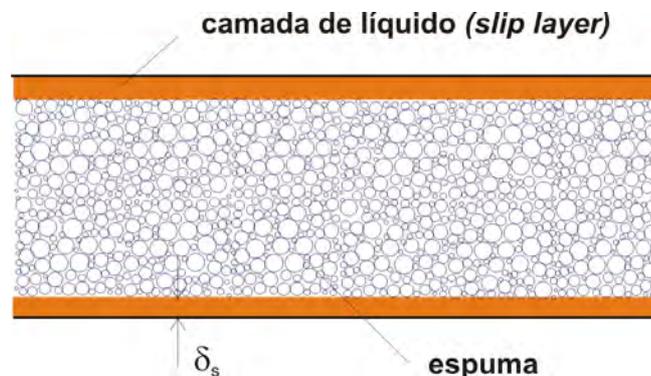


Figura 4.1 - Configuração do escoamento da espuma adotada por Calvert (1990).

Essa camada de líquido permite que ocorra o escoamento da espuma mesmo se a tensão de cisalhamento na parede, τ_w , for menor do que a tensão de escoamento, τ_e . Este escoamento é denominado de escoamento pistonado (*plug flow*), em que o perfil de velocidade é uniforme. A Figura 4.2 apresenta a configuração do escoamento. Como pode ser visto, o modelo do escoamento transforma a espessura da camada de líquido em velocidade de deslizamento na parede.

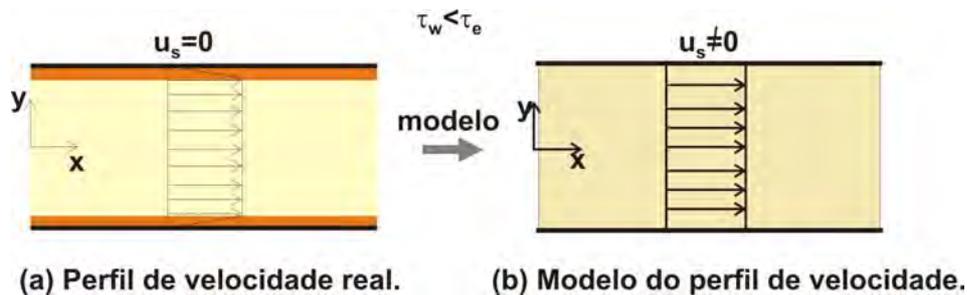


Figura 4.2 - Modelo adotado por Calvert (1990) quando $\tau_w < \tau_e$ (*plug-flow*)

Um aumento da tensão na parede, produzida por um aumento na diferença de pressão, desde que ultrapasse a tensão de escoamento, $\tau_w > \tau_e$, provoca o início da deformação da espuma na região próxima à parede. A relação entre tensão e taxa de deformação nesta região é descrita pela seguinte equação:

$$|\tau_{yx}| = \tau_e + \kappa \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right|^n \quad (4.6)$$

onde τ_e é a tensão de escoamento, $\partial u / \partial y$ é a taxa de deformação e κ e n são os parâmetros do modelo não-Newtoniano. Aumentos maiores da tensão na parede movem a região de deformação cada vez mais para o interior do duto. Contudo, sempre existirá uma região central na qual não haverá deformação, região de escoamento pistonado, visto que em $y=0$ a tensão de cisalhamento deve ser nula. A Figura 4.3 mostra um esquema para o escoamento. Novamente, o modelo proposto substitui a camada de líquido pela velocidade de deslizamento na parede.

Segundo Kraynik (1988), a condição de contorno de deslizamento nas paredes é apropriada quando a espessura da camada de líquido é muito menor do que o comprimento característico do escoamento, L . A espessura da camada de líquido, segundo Calvert (1990), é da ordem de dezenas de micrômetros para espumas típicas. Camp (1988) sugere a faixa de 1 a 10 μm para δ_s . Wenzel *et al.* (1970), Princen (1985) e Thondavald e Lemlich (1985) estimam a espessura da camada de líquido em torno de 10 μm , mas

comentam que usualmente são menores, variando de acordo com a tensão de cisalhamento na parede.

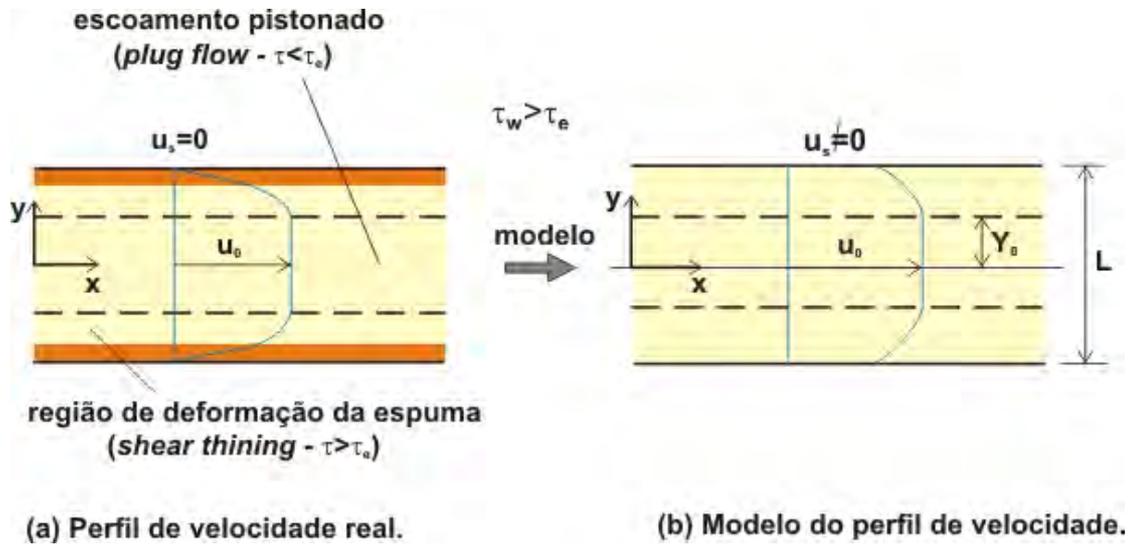


Figura 4.3 - Modelo adotado por Calvert (1990) quando $\tau_w > \tau_e$.

Calvert e Nezhati (1987) sugerem a seguinte equação para o cálculo da espessura da camada de líquido:

$$\frac{\delta_s}{d_b} = \frac{2}{3(E-1)} \quad (4.7)$$

onde d_b é o diâmetro médio das bolhas e E é a razão de expansão da espuma, definida por:

$$E = \frac{\text{Volume da espuma}}{\text{Volume de líquido}} \quad (4.8)$$

Em função da inexistência de dados para o diâmetro médio das bolhas para as misturas estudadas, a espessura da camada de líquido será estimada, neste trabalho, por uma fração arbitrária da altura local do canal, $h(\theta)$.

Assumindo que a tensão de cisalhamento dentro da camada de líquido é constante, pode-se escrever que a tensão de cisalhamento na parede para o escoamento pistonado é dada por (ver Figura 4.2):

$$\tau_w = \frac{\mu_l u_s}{\delta_s} \quad (4.9)$$

onde μ_l é a viscosidade da base líquida. A Equação (4.9) será usada neste trabalho para estimar a velocidade de deslizamento, u_s , em função da espessura da camada de líquido, δ_s , e da tensão de cisalhamento na parede, τ_w .

Assim, usando as Equações (4.4) e (4.6), encontra-se:

$$\left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| = \left(-\frac{dp}{dx} \frac{y}{\kappa} - \frac{\tau_e}{\kappa} \right)^{1/n} \quad (4.10)$$

Note-se que essa equação é válida apenas na região em que a espuma se deforma, $Y_0 \leq y < Y$, onde $\tau_{yx} > \tau_e$. Para $y < Y_0$, onde $\tau_{yx} < \tau_e$, não existe deformação da espuma. Neste caso, $\partial u / \partial y = 0$ e surge a região de escoamento pistonado (*plug flow*) no centro do canal. Como $\tau_{yx} > \tau_e$ na região de deformação,

$$\tau_{yx} = -\frac{dp}{dx} y > \tau_e \quad (4.11)$$

e o termo entre parênteses da Equação (4.10) torna-se sempre positivo, condição essencial para que esta equação tenha solução.

A Equação (4.10) pode, ainda, ser escrita na forma:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = -\left(-\frac{dp}{dx} \frac{y}{\kappa} - \frac{\tau_e}{\kappa} \right)^{1/n} \quad (4.12)$$

Integrando essa equação na direção y , de um valor genérico y até a parede, $y=Y=h(x)/2$, onde $u=u_s$,

$$\int_u^{u_s} \frac{\partial u}{\partial y} dy = - \int_y^Y \left(-\frac{dp}{dx} \frac{y}{\kappa} - \frac{\tau_e}{\kappa} \right)^{1/n} dy \quad (4.13)$$

obtem-se o perfil de velocidade ao longo da secção transversal do canal:

$$u = u_s - \frac{n}{(dp/dx)(n+1)\kappa^{1/n}} \left[\left(-\frac{dp}{dx} Y - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} - \left(-\frac{dp}{dx} y - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (4.14)$$

O valor da velocidade do escoamento pistonado (*plug flow*), u_0 , é facilmente determinado fazendo-se $y=Y_0$ na equação anterior, o que resulta em:

$$u_0 = u_s - \frac{n}{(dp/dx)(n+1)\kappa^{1/n}} \left[\left(-\frac{dp}{dx} Y - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} - \left(-\frac{dp}{dx} Y_0 - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (4.15)$$

O cálculo de Y_0 , por sua vez, pode ser efetuado lembrando-se que em $y=Y_0$, $\tau_{yx}=\tau_e$, pois, a partir deste valor, $y<Y_0$, $\tau_{yx}<\tau_e$. Assim, usando-se a Equação (4.6), obtém-se:

$$\left. \frac{du}{dy} \right|_{Y_0} = 0 \quad (4.16)$$

o que fornece:

$$Y_0 = -\frac{\tau_e}{(dp/dx)} \quad (4.17)$$

A Equação 4.15 torna-se, agora, simplesmente:

$$u_0 = u_s - \frac{n}{(dp/dx)(n+1)\kappa^{1/n}} \left(-\frac{dp}{dx} Y - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (4.18)$$

A Figura 4.4 apresenta um esquema do perfil de velocidade típico na região de espuma.

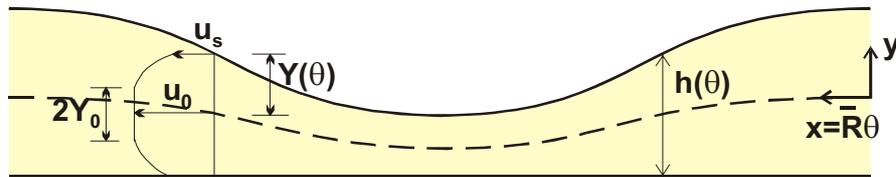


Figura 4.4 - Perfil de velocidade típico para a região de espuma.

A vazão total do escoamento é calculada por:

$$\dot{m} = 2 \bar{\rho} u_0 Y_0 H_p + 2 \int_{Y_0}^Y \bar{\rho} u H_p dy \quad (4.19)$$

o que fornece a seguinte equação:

$$\dot{m} = 2\bar{\rho}u_s H_p Y - \frac{2\bar{\rho}H_p Y n \kappa^{-1/n}}{\left(\frac{dp}{dx}\right)(n+1)} \left(-\frac{dp}{dx} Y - \tau_e\right)^{\frac{n+1}{n}} - \frac{2\bar{\rho}H_p n^2 \kappa^{-1/n}}{\left(\frac{dp}{dx}\right)^2 (n+1)(2n+1)} \left(-\frac{dp}{dx} Y - \tau_e\right)^{\frac{2n+1}{n}} \quad (4.20)$$

Segundo Calvert (1990), a tensão de cisalhamento na parede pode ser calculada em função da velocidade de deslizamento, u_s , e da espessura da camada de líquido, δ_s , pela seguinte equação:

$$\tau_w = \frac{\mu_1 u_s}{\delta_s} \quad (4.21)$$

onde μ_1 é a viscosidade do líquido. Usando a Equação (4.5) para τ_w , calcula-se a velocidade de deslizamento na forma:

$$u_s = -\frac{dp}{dx} \frac{Y \delta_s}{\mu_1} \quad (4.22)$$

na qual a espessura da camada de líquido é estimada arbitrariamente.

Usando esta equação e efetuando a mudança de variável $x = \bar{R} \theta$, a Equação (4.20) se transforma em:

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (4.23a)$$

na qual:

$$\dot{m}_1 = -\frac{2\bar{\rho}H_p \delta_s Y^2}{\mu_1 \bar{R}} \left(\frac{dp}{d\theta}\right) \quad (4.23b)$$

$$\dot{m}_2 = -\frac{2\bar{\rho}H_p n Y \bar{R}}{(dp/d\theta)(n+1)\kappa^{1/n}} \left(-\frac{dp}{d\theta} \frac{Y}{\bar{R}} - \tau_e\right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (4.23c)$$

$$\dot{m}_3 = -\frac{2\bar{\rho}H_p n^2 \bar{R}^2}{(-dp/d\theta)^2 (n+1)(2n+1)\kappa^{1/n}} \left(-\frac{dp}{d\theta} \frac{Y}{\bar{R}} - \tau_e \right)^{\frac{2n+1}{n}} \quad (4.23d)$$

Metodologia de solução

No caso do escoamento bifásico com formação de espuma, não é possível explicitar o gradiente de pressão como na Equação (4.1), sendo necessário o uso de algum método iterativo para solucionar o problema. Uma maneira de fazer isso é por meio do método de Newton-Raphson, em que:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{dp^*}{d\theta} - \frac{f(dp/d\theta^*)}{f'(dp/d\theta^*)} \quad (4.24)$$

onde $dp/d\theta^*$ é um valor inicialmente estimado ou o valor anterior do processo iterativo. Naturalmente, essa equação deve ser resolvida até que $|dp/d\theta - dp/d\theta^*|$ seja menor do que uma tolerância previamente prescrita (10^{-9} é aqui adotada). A função $f(dp/d\theta^*)$ e $f'(dp/d\theta^*)$ é dadas pela equação:

$$f(dp/d\theta) = \dot{m} - [f_1(dp/d\theta) + f_2(dp/d\theta) + f_3(dp/d\theta)] \quad (4.25a)$$

na qual:

$$f_1(dp/d\theta) = \frac{2\bar{\rho}H_p \delta_s Y^2}{\mu_1 \bar{R}} \left(\frac{dp}{d\theta} \right) \quad (4.25b)$$

$$f_2(dp/d\theta) = \frac{2\bar{\rho}H_p n Y \bar{R}}{(dp/d\theta)(n+1)\kappa^{1/n}} \left(-\frac{dp}{d\theta} \frac{Y}{\bar{R}} - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (4.25c)$$

$$f_3(dp/d\theta) = \frac{2\bar{\rho}H_p n^2 \bar{R}^2}{(-dp/d\theta)^2 (n+1)(2n+1)\kappa^{1/n}} \left(-\frac{dp}{d\theta} \frac{Y}{\bar{R}} - \tau_e \right)^{\frac{2n+1}{n}} \quad (4.25d)$$

e

$$f'(dp/d\theta) = f_1'(dp/d\theta) + f_2'(dp/d\theta) + f_3'(dp/d\theta) + f_4'(dp/d\theta) \quad (4.26a)$$

na qual:

$$f_1'(dp/d\theta) = \frac{2\bar{\rho} H_p \delta_s Y^2}{\mu_l \bar{R}} \quad (4.26b)$$

$$f_2'(dp/d\theta) = -\frac{2\bar{\rho} H_p Y^2}{(dp/d\theta) \kappa^{1/n}} \left(-\frac{dp}{d\theta} \frac{Y}{\bar{R}} - \tau_e \right)^{\frac{1}{n}} \quad (4.26c)$$

$$f_3'(dp/d\theta) = -\frac{4\bar{\rho} H_p n Y \bar{R}}{(-dp/d\theta)^2 (n+1) \kappa^{1/n}} \left(-\frac{dp}{d\theta} \frac{Y}{\bar{R}} - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (4.26d)$$

$$f_4'(dp/d\theta) = -\frac{4\bar{\rho} H_p n^2 \bar{R}^2}{(dp/d\theta)^3 (n+1)(2n+1) \kappa^{1/n}} \left(-\frac{dp}{d\theta} \frac{Y}{\bar{R}} - \tau_e \right)^{\frac{2n+1}{n}} \quad (4.26e)$$

Portanto, conhecendo-se as dimensões do canal, e os parâmetros da espuma e prescrevendo-se uma vazão para o escoamento, obtém-se o gradiente local de pressão em qualquer posição θ ao longo do canal. Os valores da pressão podem ser obtidos da mesma forma que no capítulo anterior pela Equação (4.27). A Figura 4.5 mostra o algoritmo de solução para toda região do canal.

$$p_{i+1} = p_i + \left(\frac{dp}{d\theta} \right)_i \Delta\theta \quad (4.27)$$

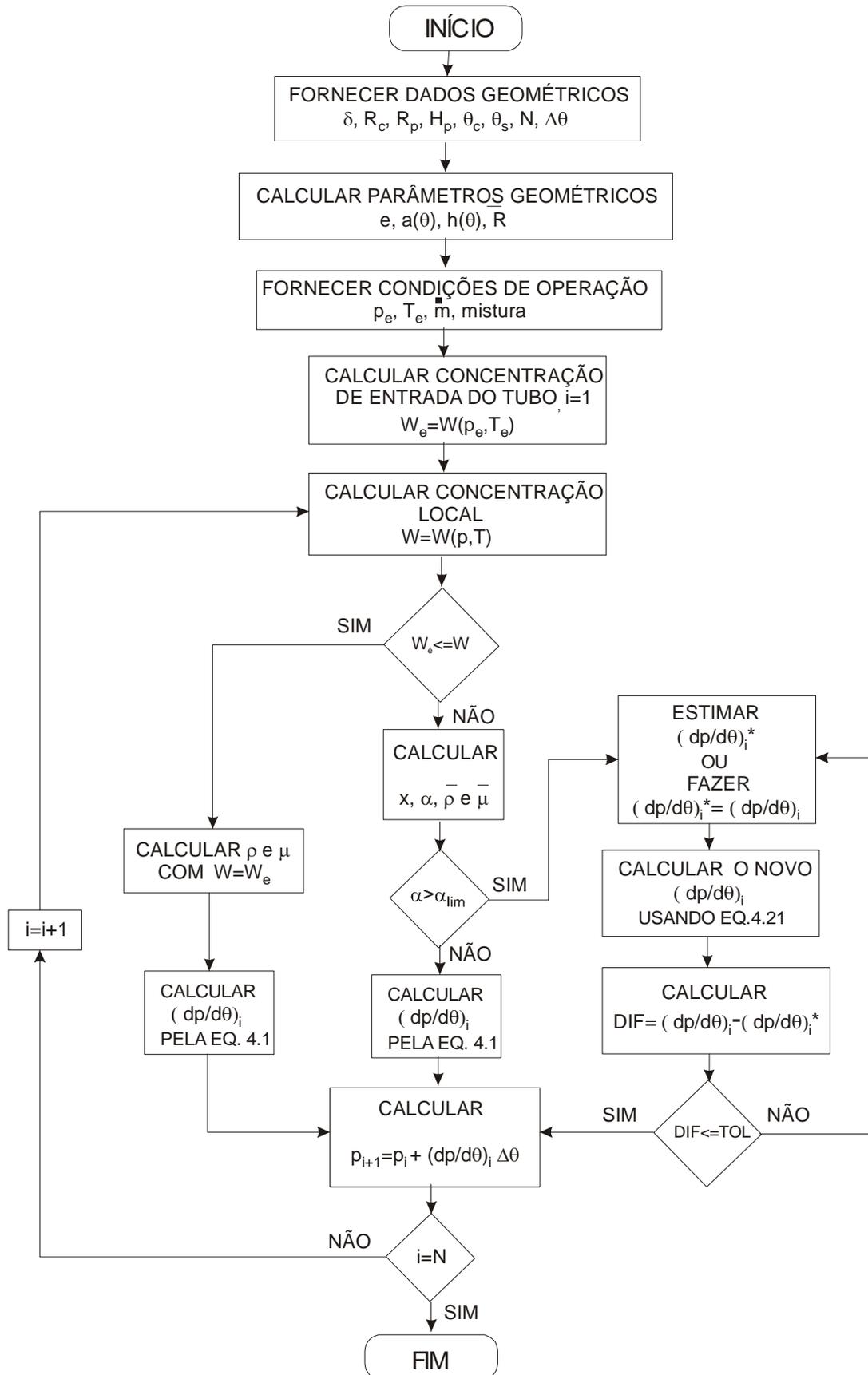


Figura 4.5 – Algoritmo de solução para o escoamento bifásico isotérmico com espuma.

4.3 RESULTADOS NUMÉRICOS

O modelo descrito no item anterior foi aplicado ao escoamento das mesmas misturas óleo-refrigerante usadas no capítulo anterior: óleo éster Freol α 10-R134a, óleo éster EMKARATE RL10H-R134a e óleo mineral SUNISO 1 GS-R12. Com o objetivo de verificar a influência da inclusão do modelo de escoamento de espuma nos resultados de vazamento de refrigerante, as simulações foram realizadas para as mesmas condições de operação. Os resultados foram obtidos usando o mesmo número de pontos ($N=300$) ao longo do canal. Os parâmetros utilizados para o modelo de espuma, em função da ausência de dados mais precisos, são os mesmos usados por Dias (2006), ou seja, $\delta_s=5 \times 10^{-6}$ m, $\tau_e=1,0$ Pa, $\kappa=0,520$ Pa.sⁿ e $n=0,45$.

4.3.1 Resultados para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a

Neste item apresentam-se apresentados os resultados das distribuições de pressão, concentração, título, fração de vazio, viscosidade absoluta e viscosidade cinemática para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a considerando variações da pressão de entrada, temperatura de entrada, vazão e valor da folga mínima. Assim como no modelo do capítulo anterior, em todos os casos assumiu-se uma mistura sub-saturada na entrada do canal com $w_e = 0,90w_{sat}$.

Influência da pressão de entrada do escoamento

As Figuras 4.6 (a) a (f) mostram os resultados obtidos para pressões de entrada de 450, 500 e 550 kPa (a pressão de 530 kPa utilizada no capítulo anterior foi descartada por não fornecer informações adicionais), temperatura de entrada de 35°C, vazão mássica de 120 kg/h e folga mínima de 100 μ m.

Observando a Figura 4.6 (a), nota-se, inicialmente, uma redução brusca da pressão na região da folga mínima, δ . Esta queda de pressão, assim como nos resultados do modelo do capítulo anterior, é devida ao atrito viscoso e à variação da folga radial. Observa-se, entretanto, uma diferença em relação aos resultados do modelo anterior. O gradiente de pressão em certa posição ao longo do canal sofre uma mudança brusca quando $\alpha=\alpha_{lim}$, ou seja, quando o modelo de espuma começa a ser usado. Nessa posição, o gradiente de pressão sofre uma redução em relação aos valores das posições a montante.

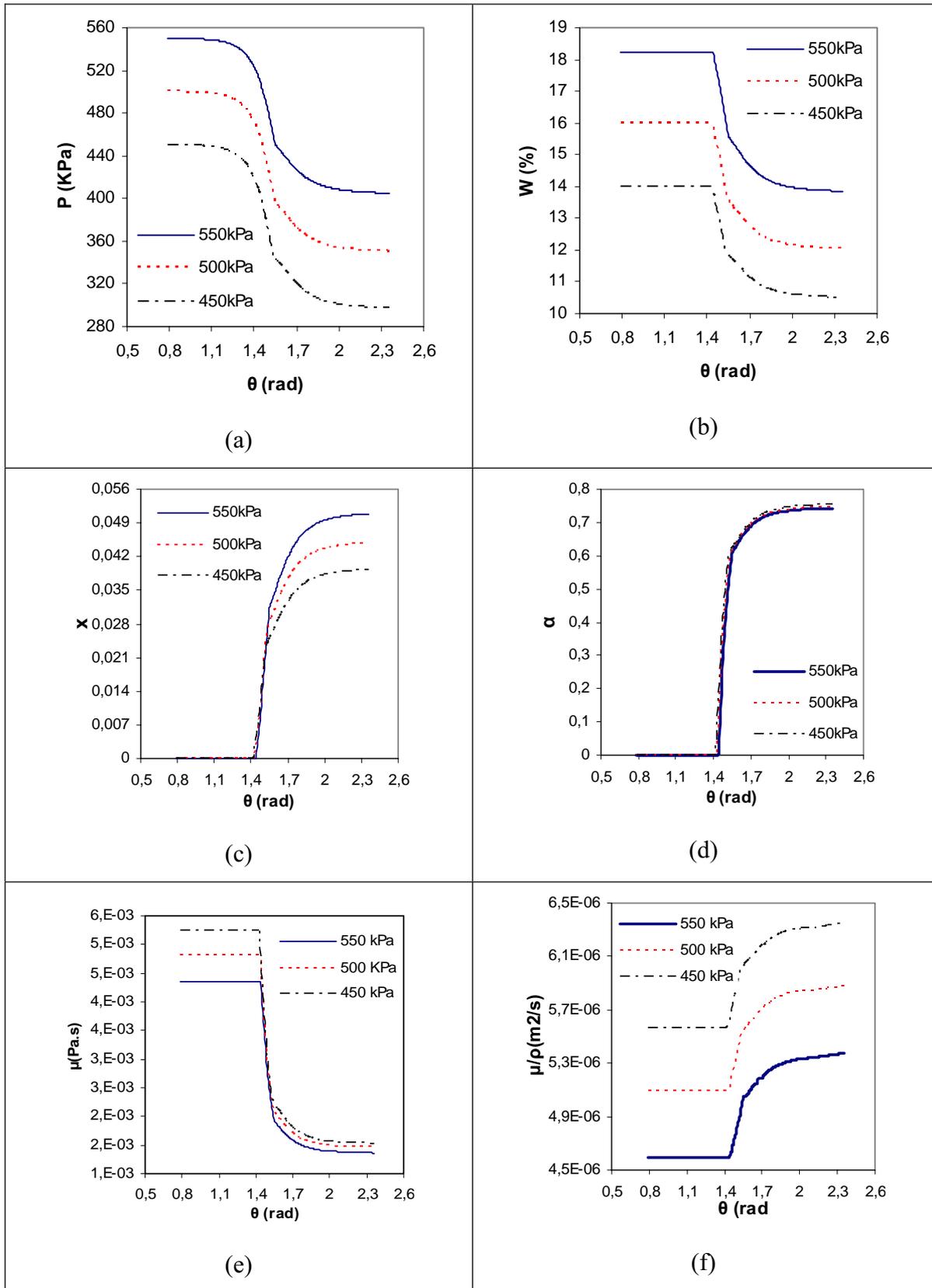


Figura 4.6 – Influência da pressão de entrada no escoamento da mistura óleo éster Freol α 10-R134a para $T_e=35^\circ\text{C}$, $\dot{m}=120\text{ kg/h}$ e $\delta=100\ \mu\text{m}$.

Similarmente aos resultados do modelo anterior, a queda total de pressão aumenta com a redução da pressão de entrada: para $p_e=550$ kPa, $\Delta p=144,93$ kPa, enquanto que para $p_e=450$ kPa, $\Delta p=152,83$ kPa. A explicação também é a mesma, ou seja, a viscosidade cinemática média ao longo do escoamento aumenta com a redução da pressão de entrada, como mostrado na Figura 4.6(f), em razão da redução da concentração.

O comportamento das demais variáveis (concentração, título, fração de vazio, viscosidade absoluta e viscosidade cinemática) é semelhante àquele do modelo de escoamento isotérmico sem formação de espuma. Nota-se, também nestas variáveis, uma alteração de comportamento para $\alpha=\alpha_{lim}$, como era de se esperar.

Os resultados das influências da temperatura de entrada, vazão mássica e valor da folga mínima são apresentados na Tabela 4.1 na forma das variações totais das variáveis ao longo de todo canal. As variações totais obtidas da análise anterior da influência da pressão também são incluídas na tabela para a completude dos resultados.

Tabela 4.1 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento isotérmico da mistura óleo éster Freol $\alpha 10$ -R134a com formação de espuma.

Mistura óleo éster Freol $\alpha 10$ -R134a										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta \alpha$	v_e (10^{-6} m ² /s)	Δv (10^{-6} m ² /s)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	100	70	124,2	3,13	12,84	0,685	5,09	0,61	2,51
500	35	100	80	131,6	3,37	12,60	0,705	5,09	0,66	3,15
500	35	100	100	140,5	3,65	12,32	0,727	5,09	0,72	4,16
500	35	90	120	169,3	4,53	11,44	0,783	5,09	0,92	6,14
500	35	95	120	156,9	4,16	11,81	0,761	5,09	0,83	5,66
500	35	100	120	149,7	3,94	12,03	0,747	5,09	0,78	5,37
500	34	100	120	143,7	4,27	13,15	0,761	4,89	0,83	5,90
500	35	100	120	149,7	3,94	12,03	0,747	5,09	0,78	5,37
500	37	100	120	158,9	3,59	10,43	0,730	5,25	0,74	4,81
450	35	100	120	152,8	3,51	10,50	0,753	5,56	0,79	4,71
500	35	100	120	149,7	3,94	12,03	0,747	5,09	0,78	5,37
550	35	100	120	144,9	4,39	13,85	0,743	4,59	0,78	6,12

Para estes resultados, é importante analisar a influência dos parâmetros na magnitude da vazão de refrigerante. Pela análise da Equação (3.6), três parâmetros

influenciam no resultado do vazamento de refrigerante: a vazão da mistura, a variação total da concentração e a concentração na saída do canal. O aumento destes três parâmetros produz maior vazamento de refrigerante, o que é prejudicial para a eficiência volumétrica do compressor. Em relação ao modelo usado no capítulo anterior, as mesmas tendências de comportamento são observadas nesses resultados. Aumentos da vazão da mistura e da pressão de entrada produzem maior vazamento de refrigerante. Diferentemente, maiores folgas e temperaturas de entrada reduzem a vazão de refrigerante. As explicações desses comportamentos são idênticas àquelas descritas no capítulo anterior.

4.3.2 Resultados para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H- R134a

Resultados análogos para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a são apresentados nas Tabelas 4.2.

Tabela 4.2 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento isotérmico da mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a com formação de espuma.

Mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta\alpha$	v_e ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	100	70	106,30	4,14	17,39	0,753	4,93	0,50	3,51
500	35	100	80	112,32	4,48	17,05	0,770	4,93	0,55	4,32
500	35	100	100	122,73	5,05	16,48	0,795	4,93	0,62	6,05
500	35	90	120	150,47	6,52	15,01	0,845	4,93	0,80	9,21
500	35	95	120	136,60	5,95	15,58	0,828	4,93	0,74	8,46
500	35	100	120	133,48	5,63	15,90	0,817	4,93	0,70	8,03
500	34	100	120	131,22	5,79	16,47	0,821	4,93	0,72	8,32
500	35	100	120	133,48	5,63	15,9	0,817	4,92	0,71	8,03
500	37	100	120	134,24	5,17	15,05	0,802	4,90	0,63	7,30
450	35	100	120	134,45	5,33	13,28	0,826	5,44	0,73	7,38
500	35	100	120	133,48	5,63	15,90	0,817	4,93	0,70	8,03
550	35	100	120	127,97	5,59	19,19	0,805	4,40	0,65	8,30

Para esta mistura, observa-se o mesmo comportamento do vazamento de refrigerante em relação à mistura óleo éster Freol α 10-R134a, ou seja, vazões de mistura e pressões de entrada mais elevados produzem maior vazamento de refrigerante. Ao contrário, maiores folgas e temperaturas de entrada reduzem a vazão de refrigerante.

4.3.3 Resultados para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-refrigerante R12

Resultados análogos para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 são apresentados nas Tabelas 4.3. Para essa mistura, o mesmo comportamento do vazamento de refrigerante em relação às duas misturas anteriores também é notado. O crescimento da vazão de refrigerante ocorre com o aumento da vazão da mistura e da pressão de entrada, enquanto que a elevação dos valores da folga e da temperatura de entrada reduz a vazão de refrigerante.

Tabela 4.3 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento isotérmico da mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 com formação de espuma.

Mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta\alpha$	v_e ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	100	70	85,52	4,68	24,34	0,751	3,10	0,56	4,33
500	35	100	80	91,44	5,87	23,85	0,771	3,10	0,63	6,17
500	35	100	100	103,39	6,14	22,88	0,805	3,10	0,76	7,91
500	35	90	120	131,51	8,34	20,68	0,857	3,10	1,09	12,62
500	35	95	120	122,24	7,63	21,39	0,843	3,10	0,98	11,65
500	35	100	120	113,7	6,96	22,06	0,827	3,10	0,88	10,72
500	34	100	120	111,99	7,22	22,92	0,834	2,99	0,88	11,24
500	35	100	120	113,7	6,69	22,06	0,827	3,10	0,88	10,72
500	37	100	120	116,66	6,49	20,51	0,814	3,29	0,87	9,75
450	35	100	120	120,3	6,84	17,86	0,838	3,80	1,11	9,99
500	35	100	120	113,7	6,69	22,06	0,827	3,10	0,88	10,72
550	35	100	120	105,6	7,01	26,92	0,820	2,46	0,68	11,51

4.3.4 Comparação entre as três misturas estudadas

A Tabela 4.4 apresenta os resultados da vazão de refrigerante para as três misturas estudadas com a finalidade de analisar o comportamento de cada mistura em relação à sua capacidade de selar os vazamentos de refrigerante pela folga radial.

Tabela 4.4 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelo modelo de escoamento bifásico isotérmico com formação de espuma.

p _e (kPa)	T _e (°C)	δ (μm)	ṁ (kg/h)	Vazão de Refrigerante (kg/h)		
				Mistura EMKARATE-R134a	Mistura Freol-R134a	Mistura SUNISO-R12
500	35	100	70	3,51	2,51	4,33
500	35	100	80	4,32	3,15	6,17
500	35	100	100	6,05	4,16	7,91
500	35	90	120	9,21	6,14	12,62
500	35	95	120	8,46	5,66	11,65
500	35	100	120	8,03	5,37	10,72
500	34	100	120	8,32	5,90	11,24
500	35	100	120	8,03	5,37	10,72
500	37	100	120	7,30	4,81	9,75
450	35	100	120	7,38	4,71	9,99
500	35	100	120	8,03	5,37	10,72
550	35	100	120	8,30	6,12	11,51

Analisando os dados da Tabela 4.4, pode-se concluir que, para as condições de operação prescritas, a mistura óleo éster Freol α10-R134a é a mistura que proporciona as menores vazões de refrigerante. Portanto, do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor o uso dessa mistura é mais vantajoso.

4.3.5 Comparação entre os modelos de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma e com formação de espuma

A Figura 4.7 apresenta as distribuições longitudinais das variáveis do escoamento obtidas pelos dois modelos desenvolvidos até agora: modelo de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma e modelo de escoamento bifásico isotérmico com formação de espuma. Para o caso mostrado nessa figura, adotou-se as seguintes condições de operação: pressões de entrada de 450 e 550 kPa, temperatura de entrada de 35°C, vazão mássica de 120 kg/h e folga mínima de 100 μm .

Os resultados da Figura 4.7(a) mostram que a queda total de pressão fornecida pelo modelo de escoamento bifásico isotérmico com formação de espuma é sempre menor do que aquela fornecida pelo modelo de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma. A explicação para este resultado é nítida no perfil de pressão. Quando a fração de vazio limite de 0,6 é atingida, o modelo de espuma começa a ser utilizado para calcular a queda de pressão. Neste ponto, o gradiente fornecido pelo modelo de espuma é menor, indicando que a tensão de cisalhamento fornecida pelo modelo de espuma é menor. Este menor gradiente se traduz ao longo do escoamento numa menor queda total de pressão.

É importante lembrar, contudo, que esse comportamento foi obtido para os parâmetros de espuma usados, os quais foram estimados tendo como referência valores tomados para outros tipos de espuma. Portanto, conclusões definitivas sobre o comportamento do vazamento de refrigerante para estas misturas devem ser tiradas quando valores mais precisos para estes parâmetros forem conhecidos, o que exige a realização de trabalhos experimentais nesta área.

A Tabela 4.5 apresenta os resultados para a vazão de refrigerante para diferentes condições de operação, obtidos pelos dois modelos. Da análise desta tabela pode-se dizer, como era de se esperar pelos resultados de gradiente de pressão, que o modelo de escoamento bifásico isotérmico com formação de espuma fornece sempre menores valores para o vazamento de refrigerante. A diferença fornecida pelos dois modelos pode chegar até, aproximadamente, 50%. Portanto, pelos resultados obtidos, pode-se concluir que é importante incluir a modelagem de espuma para prever o vazamento de refrigerante.

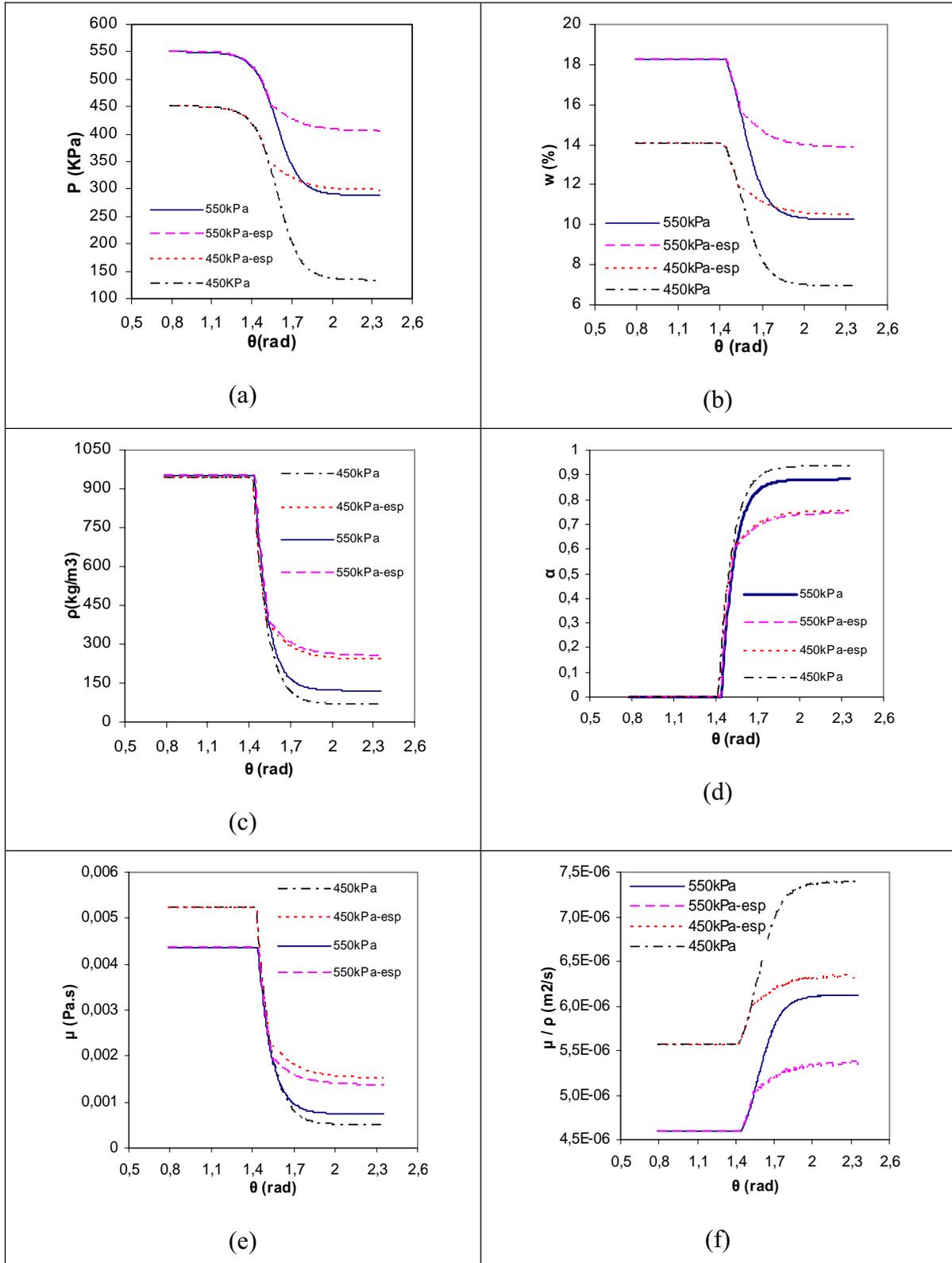


Figura 4.7 – Comparação entre os modelos de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma e com formação de espuma para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a para $p_e = 450$ e 550 kPa para $T_e = 35$ °C, $\dot{m} = 120$ kg/h e $\delta = 100$ μ m

Tabela 4.5 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelos modelos de escoamento bifásico isotérmico sem formação de espuma e com formação de espuma.

p _e (kPa)	T _e (°C)	δ (μm)	ṁ (kg/h)	Vazão de Refrigerante (kg/h)					
				Mistura EMKARATE-R134a		Mistura Freol-R134a		Mistura SUNISO-R12	
				Sem espuma	Com espuma	Sem espuma	Com espuma	Sem espuma	Com espuma
500	35	100	70	5,48	3,51	3,32	2,51	5,13	4,33
500	35	100	80	7,33	4,32	4,38	3,15	7,10	6,17
500	35	100	100	11,66	6,05	6,97	4,16	11,87	7,91
500	35	90	120	21,54	9,21	12,23	6,14	23,62	12,62
500	35	95	120	19,02	8,46	11,02	5,66	20,43	11,65
500	35	100	120	16,83	8,03	9,91	5,37	17,70	10,72
500	34	100	120	17,66	8,32	10,97	5,90	18,16	11,24
500	35	100	120	16,83	8,03	9,86	5,37	17,69	10,72
500	37	100	120	15,30	7,30	8,45	4,81	16,75	9,75
450	35	100	120	16,99	7,38	9,14	4,71	19,39	9,99
500	35	100	120	16,83	8,03	9,91	5,37	17,69	10,72
550	35	100	120	14,91	8,30	10,67	6,12	15,83	11,51

4.4 CONCLUSÕES

Neste capítulo, o vazamento de refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante foi modelado como um escoamento bifásico isotérmico da mistura óleo-refrigerante com formação de espuma. A equação da quantidade de movimento linear foi simplificada para resultar no equilíbrio somente entre as forças de pressão e forças de atrito viscoso, para o caso de escoamento unidimensional. O escoamento foi dividido em três regiões: monofásica, bifásica convencional, para $\alpha < \alpha_{lim}$, e espuma, para $\alpha > \alpha_{lim}$. Para as regiões de escoamento monofásico e bifásico convencional assumiu-se comportamento Newtoniano para o fluido e o modelo de escoamento homogêneo foi utilizado para modelar o escoamento bifásico. Para a região de escoamento de espuma o modelo de fluido não-Newtoniano de Calvert (1990) foi usado.

Um estudo paramétrico foi realizado para três misturas distintas: óleo Freol α 10-R134a, óleo ENKARATE-R134a e SUNISO 1GS-R12. Investigou-se a influência dos parâmetros: pressão de entrada, temperatura de entrada, vazão e folga radial.

Para as condições de operação utilizadas, pode-se tirar as seguintes conclusões:

- elevações de vazão da mistura e de pressão de entrada produzem maiores vazamentos de refrigerante para as três misturas estudadas;
- maiores valores de folga mínima e de temperatura de entrada implicam em redução do vazamento de refrigerante para as três misturas;
- do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, a mistura óleo éster Freol α 10-R134a é a mistura que produz os menores vazamentos de refrigerante.

Além disso, os resultados mostraram que a inclusão de um modelo de espuma, embora ainda incerto pelo não conhecimento dos parâmetros utilizados, é importante, pois influencia significativamente nos valores de vazamento de refrigerante obtidos.

ESCOAMENTO BIFÁSICO NÃO-ISOTÉRMICO SEM FORMAÇÃO DE ESPUMA

5.1 INTRODUÇÃO

No Capítulo 3 apresentou-se um primeiro modelo para prever o vazamento de refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante. Nesse modelo, assumiu-se que o escoamento bifásico ocorria isotermicamente e que não havia formação de espuma para elevados valores de fração de vazio. No Capítulo 4, por outro lado, assumiu-se que para frações de vazio superiores a um determinado valor limite (0,6 foi o valor usado) havia formação de espuma no escoamento, em conformidade com os experimentos de visualização de Costa *et al.* (1990). Nesse modelo, que é semelhante ao usado por Gasche (1996), o escoamento ainda foi suposto isotérmico.

Mais tarde, Lacerda (2000), Poiate Jr. (2001) e Castro (2006), motivados pelo trabalho de Gasche (1996), realizaram experimentos para estudar o escoamento bifásico de misturas óleo-refrigerante ao longo de tubos de seção circular constante. Nestes trabalhos, os autores confirmaram, por meio de visualizações dos escoamentos, a presença de grande quantidade de bolhas no final do tubo, onde assumiram que o padrão de escoamento de espuma era o mais apropriado para descrever o escoamento. Outra descoberta importante encontrada nestes trabalhos está relacionada à distribuição de temperatura ao longo do escoamento. Os autores observaram uma redução significativa de temperatura na região de escoamento bifásico, principalmente no final do tubo, onde o número de bolhas era elevado. Esta descoberta foi importante, pois mostrou que o escoamento não é isotérmico.

Em função do exposto, é importante aperfeiçoar as modelagens desenvolvidas nos capítulos anteriores, por meio da inclusão da equação da energia no modelo. Este capítulo possui este objetivo, o de apresentar um modelo de escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo-refrigerante pela folga radial. Entretanto, para comparar com os modelos anteriores, este primeiro modelo não-isotérmico não inclui a modelagem de espuma.

5.2 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A geometria adotada para estudar o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura é idêntica àquela apresentada na Figura 3.3 e usada no Capítulo 3 para o modelo de escoamento isotérmico.

O escoamento é caracterizado de forma idêntica à do modelo do escoamento isotérmico, ou seja, o escoamento é dividido em uma região de escoamento monofásico e uma região de escoamento bifásico convencional.

Região de escoamento monofásico

Para a região de escoamento monofásico, que ocorre quando $w_e < w_{sat}(p, T)$, o problema consiste em resolver a equação da conservação da massa e a equação da quantidade de movimento linear na forma unidimensional. Estas equações são idênticas às Equações (3.9) e (3.16), escritas aqui novamente nas Equações (5.1) e (5.2) por questão de completitude do modelo.

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad \text{ou} \quad \dot{m} = \text{cte} \quad (5.1)$$

$$\frac{dp}{d\theta} = -\frac{6\bar{R}\mu\dot{m}}{\rho H_p h^3(\theta)} \quad (5.2)$$

Região de escoamento bifásico

Para a região de escoamento bifásico, o problema consiste em resolver as equações da continuidade, da quantidade de movimento linear e da conservação da energia na forma unidimensional. As equações da continuidade e da quantidade de movimento linear são iguais às Equações (5.1) e (5.2). Entretanto as propriedades físicas ρ e μ da

mistura são substituídas pela propriedades médias do escoamento bifásico $\bar{\rho}$ e $\bar{\mu}$, que pelo modelo de escoamento homogêneo são respectivamente, dadas pelas equações :

$$\bar{\rho} = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l \quad (5.3)$$

$$\bar{\mu} = \frac{xv_g \mu_g + (1 - x)v_l \mu_l}{xv_g + (1 - x)v_l} \quad (5.4)$$

Para modelar o escoamento não-isotérmico deve-se introduzir a equação da conservação da energia no modelo. Em sua forma diferencial, segundo Aris (1962), a equação da energia é escrita por,

$$\rho \frac{De}{Dt} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + \rho \dot{q} - p \vec{\nabla} \cdot \vec{V} + \bar{\bar{P}} \cdot \bar{\bar{T}} \quad (5.5)$$

na qual, e = energia interna por unidade de massa;

\vec{q} = vetor fluxo de calor;

\dot{q} = geração interna de calor por unidade de massa;

\vec{V} = vetor velocidade;

$\bar{\bar{P}}$ = tensor tensão viscoso;

$\bar{\bar{T}}$ = tensor taxa de deformação;

A derivada $\frac{D(\)}{Dt}$ representa a derivada material e deve ser calculada como:

$$\frac{D(\)}{Dt} = \frac{\partial(\)}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla}(\) \quad (5.6)$$

Considerando paredes adiabáticas, sem geração interna de calor e desprezando a difusão de calor longitudinal e a dissipação viscosa, a Equação (5.5) torna-se :

$$\rho \frac{De}{Dt} = -p \vec{\nabla} \cdot \vec{V} \quad (5.7)$$

Usando a equação da conservação da massa na forma diferencial dada por :

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (5.8)$$

para determinar $(\rho \vec{\nabla} \cdot \vec{V})$ e utilizando a definição de entalpia, dada por:

$$h = e + pv \quad (5.9)$$

obtem-se a equação:

$$\rho \frac{D(h - pv)}{Dt} = -\frac{p}{v} \frac{Dv}{Dt} \quad (5.10)$$

na qual v é o volume específico. Como $\rho = v^{-1}$, essa equação ainda por ser escrita como:

$$\frac{Dh}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{Dp}{Dt} \quad (5.11)$$

Expandindo a derivada material, a equação anterior torna-se:

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} h = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} p \right) \quad (5.12)$$

Para o regime permanente, os termos temporais são desconsiderados e a Equação (5.12) torna-se:

$$\vec{V} \cdot \vec{\nabla} h = \frac{1}{\rho} (\vec{V} \cdot \vec{\nabla} p) \quad (5.13)$$

Para o caso do escoamento unidimensional na direção x , a equação torna-se:

$$u \left(\frac{dh}{dx} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} \right) = 0 \quad (5.14)$$

E como $u \neq 0$, tem-se que:

$$\frac{dh}{dx} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} = 0 \quad (5.15)$$

O primeiro termo da Equação (5.15) representa os efeitos de desprendimento de gás e o segundo termo representa os efeitos de compressibilidade. A entalpia, h , da Equação (5.13) é a entalpia específica total, que envolve duas fases: a fase líquida, cuja entalpia é h_l , é composta da mistura óleo-refrigerante líquida saturada de refrigerante; a fase vapor, cuja entalpia é h_g , é considerada como sendo refrigerante puro, uma vez que a pressão de vapor do óleo é muito menor do que a do refrigerante. Portanto, pode-se escrever que :

$$h = xh_g + (1 - x)h_l \quad (5.16)$$

Desenvolvendo a derivada da equação anterior, na direção z , tem-se:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{d}{dx} [xh_g + (1 - x)h_l] = \frac{d}{dx} [x(h_g - h_l) + h_l] = \frac{d}{dx} [xh_{gl} + h_l] = \frac{dh_l}{dx} + \frac{d}{dx} (xh_{gl}) \quad (5.17)$$

Substituindo a derivada anterior na Equação (5.15) resulta em:

$$\frac{dh_l}{dx} - \frac{d}{dx} (xh_{gl}) - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} = 0 \quad (5.18)$$

Finalmente, como a entalpia do líquido pode ser escrita em função da temperatura e da pressão, utilizando a regra da função composta, obtém-se:

$$\left(\frac{\partial h_l}{\partial T} \right)_p \frac{dT}{dx} + \left(\frac{\partial h_l}{\partial p} \right)_T \frac{dp}{dx} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} - \frac{d}{dx} (xh_{gl}) \quad (5.19)$$

Dessa equação obtém-se a equação do gradiente de temperatura ao longo do escoamento:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} - \frac{d}{dz}(xh_{gl}) - \left(\frac{\partial h_l}{\partial p}\right)_T \frac{dp}{dx}}{\left(\frac{\partial h_l}{\partial T}\right)_p} \quad (5.20)$$

Efetuada a mudança de variável $x = \bar{R} \theta$, temos :

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\theta} - \frac{d}{d\theta}(xh_{gl}) - \left(\frac{\partial h_l}{\partial p}\right)_T \frac{dp}{d\theta}}{\left(\frac{\partial h_l}{\partial T}\right)_p} \quad (5.21)$$

A Equação (5.21) será usada para determinar a temperatura ao longo do escoamento através de um processo de integração numérica. Nessa equação, os cálculos das derivadas parciais da entalpia da mistura líquida são realizados analiticamente por meio das equações ajustadas para a entalpia da mistura líquida apresentadas nos Apêndices A, B e C. O cálculo da derivada do produto entre o título e a entalpia de vaporização, (xh_{gl}) , em relação a θ é feito numericamente usando um esquema de derivada a montante.

Conhecido o gradiente local de pressão, $dp/d\theta$, calculado pela Equação (5.2), e as propriedades termodinâmicas locais (ρ , x , h_g , h_l), a Equação (5.21) pode ser usada para determinar o gradiente local de temperatura. A integração dessa equação na direção θ fornece o perfil de temperatura ao longo do escoamento. A Figura 5.1 apresenta o algoritmo usado para determinar os perfis de pressão e de temperatura ao longo do escoamento.

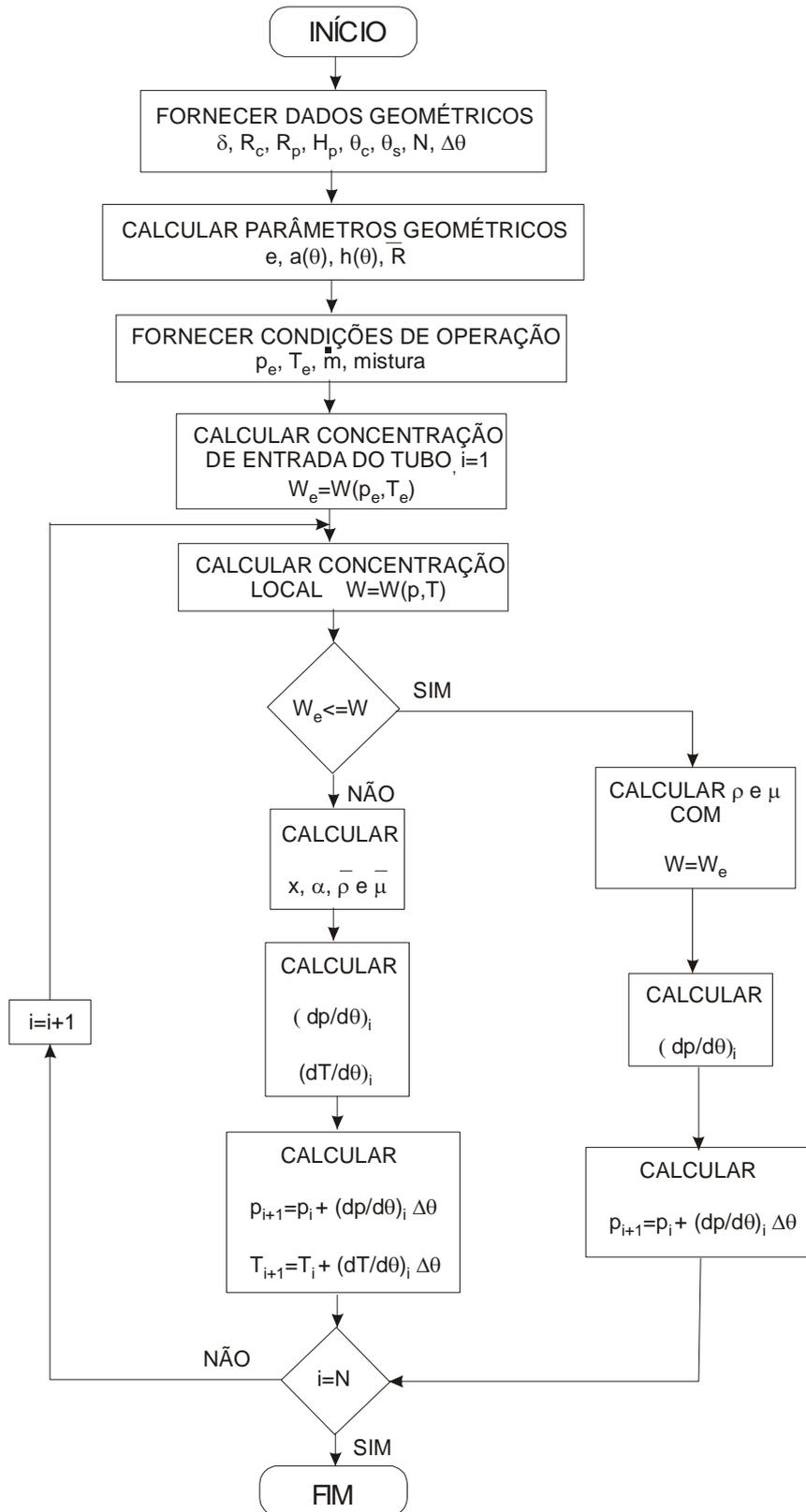


Figura 5.1 – Algoritmo de solução para o escoamento bifásico não-isotérmico sem formação de espuma.

5.3 RESULTADOS NUMÉRICOS

O modelo descrito no item anterior foi aplicado ao escoamento das três misturas óleo-refrigerante: óleo éster Freol α 10-R134a, óleo éster EMKARATE RL10H-R134a e óleo mineral SUNISO 1 GS-R12. Os resultados obtidos da solução do problema são: a vazão de refrigerante e as distribuições longitudinais de pressão, temperatura, concentração, título, fração de vazio e viscosidade cinemática. Realizou-se uma análise paramétrica envolvendo os principais parâmetros do escoamento: pressão e temperatura de entrada, vazão mássica e folga radial mínima, δ .

5.3.1 Resultados para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a

As Figuras 5.2 (a) a (f) mostram os resultados obtidos para três diferentes pressões de entrada (450, 500, 530, 550 kPa), temperatura de entrada de 35°C, vazão mássica de 120 kg/h e folga mínima de 100 μ m. Em todos os casos assumiu-se uma mistura sub-saturada na entrada do canal com $w_e=0,90 w_{sat}$.

Analisando os resultados apresentados na Figura 5.2, observam-se as mesmas características gerais já discutidas nos capítulos anteriores. O fato novo aqui é que a temperatura ao longo do escoamento não é mais constante. A Figura 5.2(b) mostra uma distribuição de temperatura apresentando um gradiente abrupto na região da folga mínima. A queda de temperatura total alcança valores da ordem de 5 °C.

Resultados relativos às influências da temperatura de entrada, vazão mássica e valor da folga radial são apresentados na Tabela 5.1 na forma das variações totais das variáveis ao longo de todo canal. As variações totais obtidas da análise anterior da influência da pressão também são incluídas na tabela para a completitude dos resultados.

Para os dados mostrados na Tabela 5.1, nota-se que aumentos da folga mínima, da temperatura de entrada e da pressão de entrada, causam redução do vazamento de refrigerante pela folga. O aumento da folga mínima provoca uma redução da queda de concentração, o que tende a reduzir o vazamento de refrigerante, a despeito do aumento da concentração de saída que tende a reduzir o vazamento. O aumento da temperatura de entrada, contudo, provoca reduções de Δw e de w_s , e ambos tendem a reduzir o vazamento de refrigerante. Verifica-se, ainda, que a vazão de refrigerante diminui com o aumento da pressão de entrada, devido à redução de Δw , embora w_s , que possui influência inversa,

aumento. Por outro lado, o aumento da vazão da mistura, embora a concentração da saída seja menor, produz uma elevação da vazão de refrigerante.

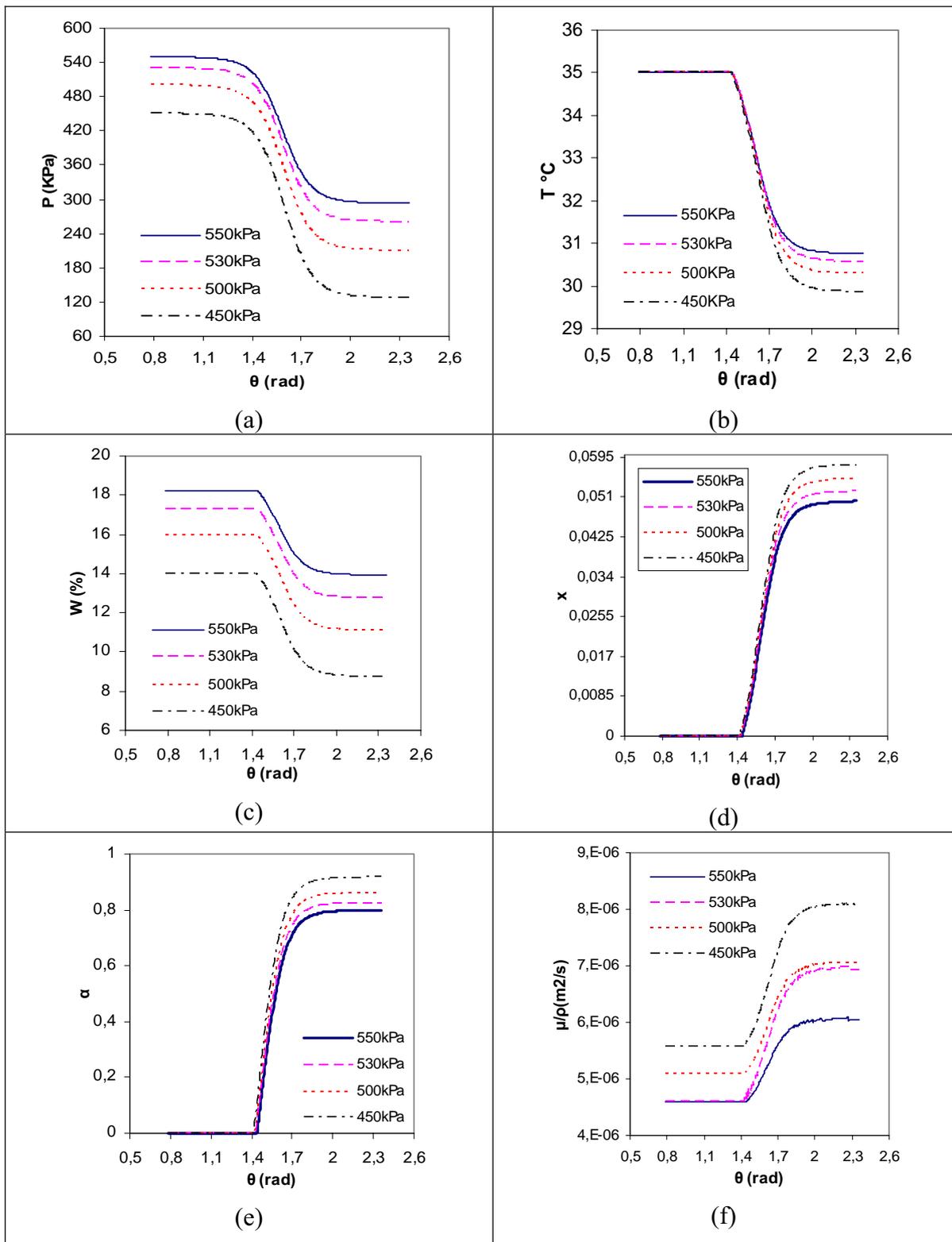


Figura 5.2 – Influência da pressão de entrada no escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo éster Freol $\alpha 10$ -R134a sem formação de espuma para $T_e = 35$ °C, $\dot{m} = 120$ kg/h e $\delta = 100$ μ m.

Tabela 5.1 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo éster Freol α 10-R134a sem formação de espuma.

Mistura óleo éster Freol α 10-R134a										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta\alpha$	v_e ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	100	70	156,72	2,20	13,77	0,626	5,09	0,75	1,78
500	35	100	80	181,55	2,68	13,29	0,688	5,09	0,94	2,47
500	35	100	100	233,79	3,71	12,26	0,786	5,09	1,38	4,23
500	35	90	120	406,64	7,35	8,62	0,955	5,09	3,66	9,66
500	35	95	120	340,15	5,93	10,04	0,908	5,09	2,58	7,91
500	35	100	120	290,21	4,88	11,09	0,860	5,09	1,97	6,59
500	34	100	120	280,23	5,07	12,35	0,861	4,89	2,00	6,94
500	35	100	120	290,21	4,88	11,04	0,860	5,09	1,97	6,57
500	37	100	120	299,63	4,61	9,41	0,857	5,25	1,91	6,11
450	35	100	120	323,13	5,28	8,73	0,916	5,56	2,53	6,94
500	35	100	120	290,21	4,88	11,09	0,860	5,09	1,97	6,59
530	35	100	120	270,26	4,55	12,74	0,824	4,60	2,37	6,26
550	35	100	120	256,97	4,31	13,93	0,791	4,59	1,48	6,01

5.3.2 Resultados para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a

O mesmo estudo paramétrico realizado para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a também foi feito para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a e os

resultados são apresentados na Tabela 5.2. Os resultados obtidos são qualitativamente semelhantes aos apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.2 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a sem formação de espuma.

Mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta\alpha$	v_e ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	100	70	157,14	4,79	16,74	0,801	4,93	1,32	4,03
500	35	100	80	183,87	5,91	15,62	0,844	4,93	1,69	5,60
500	35	100	100	242,56	8,44	13,09	0,904	4,93	2,61	9,71
500	35	90	120	485,84	19,98	1,55	0,998	4,93	15,87	24,36
500	35	95	120	376,85	14,58	6,95	0,971	4,93	5,97	18,81
500	35	100	120	310,66	11,49	10,04	0,946	4,93	4,04	15,33
500	34	100	120	314,74	11,99	10,27	0,949	4,93	4,40	16,03
500	35	100	120	310,66	11,49	10,04	0,946	4,92	4,05	15,33
500	37	100	120	305,60	10,26	9,69	0,938	4,90	3,41	13,63
450	35	100	120	360,81	13,7	4,91	0,977	5,44	6,16	17,29
500	35	100	120	310,66	11,49	10,04	0,946	4,93	4,04	15,33
530	35	100	120	283,21	10,22	13,21	0,924	4,62	3,21	14,13
550	35	100	120	265,68	9,4	15,38	0,908	4,40	2,75	13,33

5.3.3 Resultados para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12

Os resultados da análise paramétrica para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 são mostrados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 sem formação de espuma.

Mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta\alpha$	v_e ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	100	70	95,37	2,85	26,17	0,625	3,10	0,53	2,71
500	35	100	80	110,85	3,59	25,43	0,710	3,10	0,69	3,85
500	35	100	100	143,90	5,21	23,81	0,795	3,10	1,04	6,84
500	35	90	120	258,18	11,37	17,65	0,924	3,10	2,85	16,57
500	35	95	120	213,31	8,84	20,18	0,890	3,10	2,02	13,29
500	35	100	120	180,35	7,08	21,94	0,853	3,10	1,51	10,88
500	34	100	120	173,01	6,76	23,38	0,847	2,99	1,39	10,59
500	35	100	120	180,35	7,08	21,94	0,853	3,10	1,51	10,88
500	37	100	120	193,43	7,52	19,45	0,862	3,29	1,73	11,20
450	35	100	120	242,47	10,76	13,93	0,926	3,80	3,33	15,00
500	35	100	120	180,35	7,08	21,94	0,853	3,10	1,51	10,88
530	35	100	120	151,14	5,38	26,5	0,798	2,71	0,95	8,78
550	35	100	120	135	4,43	29,5	0,754	2,46	0,69	7,54

A análise da Tabela 5.3 permite concluir que a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 possui o mesmo comportamento das outras misturas com relação à influência da vazão de mistura, folga mínima e pressão de entrada. Entretanto, percebe-se que um aumento da temperatura de entrada promove um aumento da vazão de refrigerante, que ocorre devido ao aumento de Δw , a despeito da redução da concentração de saída, que tende a reduzir o vazamento de refrigerante.

5.3.4 Comparação entre as três misturas estudadas

Para analisar o comportamento das várias misturas disponíveis com relação à sua capacidade de selar os vazamentos, preparou-se a Tabela 5.4, que apresenta os resultados da vazão de refrigerante para as três misturas estudadas.

Tabela 5.4 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelo modelo de escoamento bifásico não-isotérmico sem formação de espuma.

p _e (kPa)	T _e (°C)	δ (μm)	ṁ (kg/h)	Vazão de Refrigerante (kg/h)		
				Mistura EMKARATE-R134a	Mistura Freol-R134a	Mistura SUNISO-R12
500	35	100	70	4,03	1,78	2,71
500	35	100	80	5,60	2,47	3,85
500	35	100	100	9,71	4,23	6,84
500	35	90	120	24,36	9,66	16,57
500	35	95	120	18,81	7,91	13,29
500	35	100	120	15,33	6,59	10,88
500	34	100	120	16,03	6,94	10,59
500	35	100	120	15,33	6,57	10,88
500	37	100	120	13,63	6,11	11,20
450	35	100	120	17,29	6,94	15,00
500	35	100	120	15,33	6,59	10,88
530	35	100	120	14,13	6,26	8,78
550	35	100	120	13,33	6,01	7,54

Analisando os dados apresentados na Tabela 5.4 do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, pode-se dizer que a mistura óleo éster Freol α10-R134a é a mais indicada, pois é a mistura que produz o menor vazamento de refrigerante. É importante lembrar, entretanto, que esta conclusão se aplica para as condições de operação usadas e considerando o modelo adotado.

5.3.5 Comparação entre os modelos de escoamento bifásico isotérmico e não-isotérmico

A Figura 5.3 apresenta as distribuições longitudinais de pressão, concentração, fração de vazio e viscosidade cinemática para o escoamento da mistura óleo éster Freol α10-R134a obtidas pelos modelos de escoamento bifásico isotérmico e não-isotérmico, sem formação de espuma. Os resultados foram gerados para duas pressões de entrada, de

450 e 550 kPa, temperatura de entrada de 35 °C, vazão de 120 kg/h e folga mínima de 100 μm .

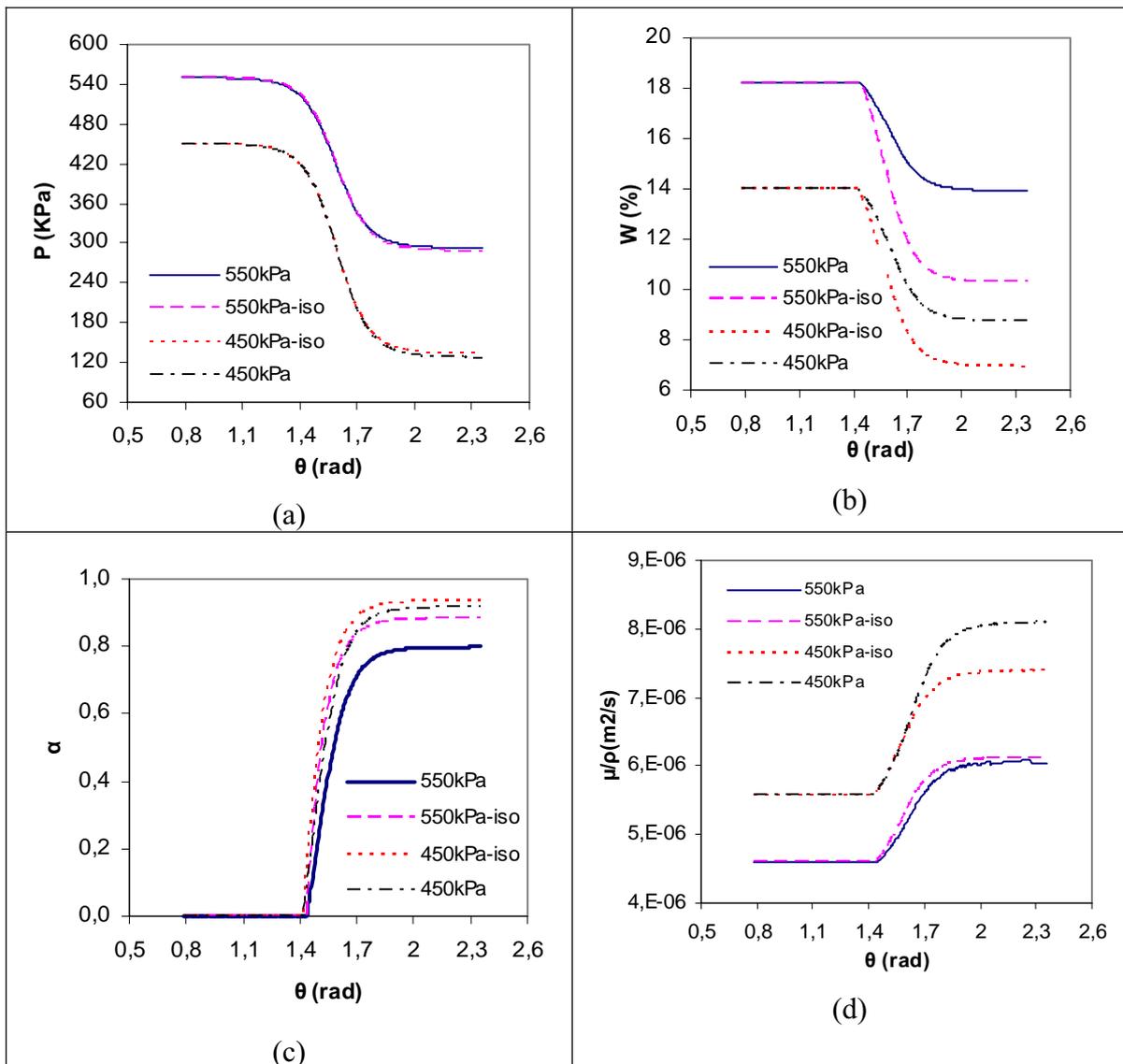


Figura 5.3 – Comparação entre os modelos de escoamento bifásico isotérmico e não-isotérmico para pressões de entrada de 450 e 550 kPa, $T_e = 35$ °C, $\dot{m} = 120$ kg/h e $\delta = 100$ μm , para a mistura óleo éster Freol $\alpha 10$ -R134a.

Os dados apresentados não revelam novas características para o comportamento das variáveis. Um resultado interessante de ser comentado é o comportamento da pressão ao longo do escoamento. Nota-se que, embora exista uma redução significativa de temperatura nos resultados das simulações do modelo não-isotérmico, os perfis de pressão não mostram diferenças significativas para as condições de operação usadas. Isto pode ser explicado pela análise da viscosidade cinemática mostrada na Figura 5.3(d). Observa-se, nessa figura, que as diferenças de viscosidade cinemática

fornecidas pelos dois modelos são relativamente pequenas, embora as diferenças de viscosidade absoluta e de densidade sejam maiores (não apresentadas aqui).

Os dados apresentados na Tabela 5.5, obtidos pelos modelos de escoamento isotérmico e não-isotérmico sem formação de espuma, mostram que, para a maioria das condições de operação, a vazão de refrigerante fornecida pelo modelo de escoamento não-isotérmico é menor do que a fornecida pelo modelo de escoamento isotérmico. Para apenas duas condições de operação para a mistura óleo EMKARATE-R134a, escritas em negrito na tabela, a vazão de refrigerante fornecida pelo modelo de escoamento isotérmico resulta em valores menores. Nota-se que as diferenças de resultados entre os modelos para esta mistura são menores do que aquelas das outras duas misturas. Para a mistura EMKARATE-R134a a diferença alcança valores da ordem de 25%, enquanto que para as outras misturas a diferença atinge cerca de 50%. Portanto, os resultados para a mistura EMKARATE-R134a estão mais sujeitos a este tipo de desvio de comportamento dependendo das condições de operação usadas.

Tabela 5.5 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelos modelos de escoamento bifásico isotérmico e não-isotérmico sem formação de espuma.

p _e (kPa)	T _e (°C)	δ (μm)	ṁ (kg/h)	Vazão de Refrigerante (kg/h)					
				Mistura EMKARATE-R134a		Mistura Freol-R134a		Mistura SUNISO-R12	
				Isotérmico	Não Isotérmico	Isotérmico	Não Isotérmico	Isotérmico	Não Isotérmico
500	35	100	70	5,48	4,03	3,32	1,78	5,13	2,71
500	35	100	80	7,33	5,60	4,38	2,47	7,10	3,85
500	35	100	100	11,66	9,71	6,97	4,23	11,87	6,84
500	35	90	120	21,54	24,36	12,23	9,66	23,62	16,57
500	35	95	120	19,02	18,81	11,02	7,91	20,43	13,29
500	35	100	120	16,83	15,33	9,91	6,59	17,70	10,88
500	34	100	120	17,66	16,03	10,97	6,94	18,16	10,59
500	35	100	120	16,83	15,33	9,86	6,57	17,69	10,88
500	37	100	120	15,30	13,63	8,45	6,11	16,75	11,20
450	35	100	120	16,99	17,29	9,14	6,94	19,39	15,00
500	35	100	120	16,83	15,33	9,91	6,59	17,69	10,88
530	35	100	120	16,81	14,13	10,36	6,26	16,59	8,78
550	35	100	120	14,91	13,33	10,67	6,01	15,83	7,54

Essa análise permite concluir que é importante incluir a equação da energia na modelagem do escoamento, ou seja, o escoamento deve ser tratado como não-isotérmico. Essa é a principal conclusão deste capítulo, lembrando que esta discussão é válida apenas para as condições de operação usadas. É preciso, portanto, ter muito cuidado para extrapolar essa conclusão para outras condições de operação.

5.4 CONCLUSÕES

Nesse capítulo o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo refrigerante sem formação de espuma foi modelado para prever o vazamento de refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante. A equação da quantidade de movimento linear foi simplificada para resultar no equilíbrio somente das forças de pressão e forças de atrito viscoso para o caso de escoamento unidimensional. O fluido foi assumido se comportar como um fluido Newtoniano e o modelo de escoamento homogêneo foi utilizado para modelar a região de escoamento bifásico. Além disso, a equação da energia foi incluída na modelagem para levar em conta os efeitos não-isotérmicos do escoamento devida à mudança de fase do refrigerante.

Para as condições de operação utilizadas, pode-se tirar as seguintes conclusões:

- um aumento da vazão da mistura produz um crescimento da vazão de refrigerante para as três misturas estudadas;
- um aumento do valor da folga mínima implica em uma redução do vazamento de refrigerante para as três misturas;
- temperaturas de entrada mais elevadas significam menores vazões de refrigerante para as misturas EMKARATE-R134a e Freol-R134a, enquanto que para a mistura SUNISO-R12 o aumento da temperatura de entrada produz um aumento da vazão de refrigerante;
- pressões mais elevadas implicam em menores vazões de refrigerante, para as três misturas;
- do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, a mistura óleo éster Freol-R134a é a mistura que produz os menores vazamentos de refrigerante.

Além disso, os resultados obtidos pelo modelo não-isotérmico, quando comparados àqueles resultantes do modelo isotérmico, possibilitam verificar a importância da inclusão da equação da energia na modelagem do escoamento. As discrepâncias entre os resultados dos dois modelos são bastante significativas, o que indica que o modelo de escoamento isotérmico não é apropriado para prever o vazamento de refrigerante pela folga radial.

ESCOAMENTO BIFÁSICO NÃO-ISOTÉRMICO COM TERMO DE INÉRCIA SEM FORMAÇÃO DE ESPUMA

6.1 INTRODUÇÃO

No Capítulo 5 apresentou-se um modelo para prever o vazamento de refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante, no qual assumiu-se escoamento não-isotérmico, com a equação da quantidade de movimento estabelecida para o equilíbrio apenas entre a força de pressão e a força de atrito viscoso. Naturalmente, a equação da quantidade de movimento foi simplificada, uma vez que ocorre aceleração do fluido ao longo da folga radial. Essa aceleração acontece devido à dois fatores: variação da área da seção transversal do canal e variação da densidade do fluido. Resta saber se a aceleração do fluido é importante ao ponto de alterar significativamente os resultados de vazamento de refrigerante.

Com o objetivo de tirar essa dúvida, neste capítulo desenvolveu-se um modelo de escoamento bifásico não-isotérmico da mistura incorporando o termo de força inercial (devido à aceleração do fluido) na obtenção da equação da quantidade de movimento. O mesmo tipo de análise paramétrica realizado nos capítulos anteriores também foi feito aqui, incluindo no final do capítulo, uma comparação entre os resultados dos dois modelos, o modelo de escoamento não-isotérmico sem o termo de força inercial e o mesmo modelo acrescido do termo de força inercial.

6.2 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A geometria adotada para estudar o escoamento bifásico não-isotérmico da mistura com o termo de força inercial é a mesma usada no Capítulo 3 para o modelo de escoamento isotérmico, Figura 3.3.

O escoamento é caracterizado de forma idêntica àquela do Capítulo 5, ou seja, o escoamento é dividido em uma região de escoamento monofásico e uma região de escoamento bifásico.

Região de escoamento monofásico

Para a região de escoamento monofásico, que ocorre quando $w_e < w_{sat}(p, T)$, o problema consiste em resolver a equação da conservação da massa e a equação da quantidade de movimento linear na forma unidimensional. A Equação da conservação da massa é escrita pela seguinte equação:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = 0 \quad \text{ou} \quad \frac{d(\rho \bar{V} A)}{dt} = 0 \quad (6.1)$$

na qual \bar{V} é a velocidade média do escoamento e $A(\theta) = h(\theta)H_p$ é a área da seção transversal do canal.

A equação da quantidade de movimento linear pode ser encontrada partindo-se da equação:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vu) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \quad (6.2)$$

que considera os termos de força inercial e o principal termo de atrito viscoso. Integrando a Equação (6.2) ao longo da seção transversal do escoamento, obtém-se:

$$\int_{-Y}^Y \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vu) \right] dy = \int_{-Y}^Y \left\{ -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \right\} dy \quad (6.3)$$

Como a velocidade na parede é zero, a Equação (6.3), após a integração resulta em:

$$\frac{d}{dx} \int_{-Y}^Y (\rho uu) dy = - \int_{-Y}^Y \frac{\partial p}{\partial x} dy + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_Y - \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{-Y} \quad (6.4)$$

sendo $\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_Y$ e $\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{-Y}$ as tensões viscosas nas paredes inferior, $-\tau_w$, e superior, τ_w , respectivamente. Dessa forma, a Equação (6.4) transforma-se em:

$$\frac{d}{dx} \int_{-Y}^Y (\rho u u) dy = -h(x) \frac{dp}{dx} - 2\tau_w \tag{6.5}$$

na qual foi considerado que a pressão é constante ao longo da seção transversal para cada posição ao longo do canal, x . O termo de força de inércia do lado esquerdo da Equação (6.5) pode ser expresso por:

$$\frac{d}{dx} \int_{-Y}^Y (\rho u u) dy = \frac{1}{H_p} \frac{d}{dx} (\dot{m} \bar{V}) = \frac{\dot{m}}{H_p} \frac{d\bar{V}}{dx} \tag{6.6}$$

Substituindo a Equação (6.6) na Equação (6.5), obtém-se:

$$\frac{\dot{m}}{H_p} \frac{d\bar{V}}{dx} = -h(x) \frac{dp}{dx} - 2\tau_w \tag{6.7}$$

Usando a definição do fator de atrito de Darcy, dado por,

$$f_D = \frac{8\tau_w}{\rho \bar{V}^2} \tag{6.8}$$

e considerando o escoamento laminar entre placas planas de largura infinita, tem-se que:

$$f_D = \frac{48}{Re_h} = \frac{48\mu}{\rho \bar{V} h(\theta)} \tag{6.9}$$

na qual $Re_h = \rho \bar{V} h(\theta)$ é o número de Reynolds.

Assim, a tensão viscosa na parede pode ser expressa por:

$$\tau_w = \frac{f_D \rho \bar{V}^2}{8} = \frac{6\mu \bar{V}}{h(\theta)} \tag{6.10}$$

Portanto, o gradiente de pressão é dado por:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\mu\bar{V}}{h^2(\theta)} - \frac{\dot{m}}{H_p h(\theta)} \frac{d\bar{V}}{dx} \quad (6.11)$$

Re-arranjando a Equação (6.11) e usando a equação da conservação da massa para substituir o termo da derivada da velocidade média, tem-se:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\mu\bar{V}}{h^2(\theta)} + \frac{\dot{m}\bar{V}}{H_p h(\theta)} \left(\frac{1}{A(\theta)} \frac{dA}{dx} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dx} \right) \quad (6.12)$$

Fazendo a mudança de variável $x = \bar{R}\theta$, finalmente obtém-se:

$$\frac{dp}{d\theta} = -\frac{12\mu\bar{V}}{h^2(\theta)} + \frac{\dot{m}\bar{V}}{H_p h(\theta)} \left(\frac{1}{A(\theta)\bar{R}} \frac{dA}{d\theta} + \frac{1}{\rho\bar{R}} \frac{d\rho}{d\theta} \right) \quad (6.13)$$

que é a nova equação para o cálculo do gradiente de pressão local ao longo do canal. Nesta equação, o cálculo da derivada da área é realizado analiticamente, enquanto que o cálculo da derivada da densidade é feito numericamente usando o esquema de derivada a montante.

Região de escoamento bifásico

Para a região de escoamento bifásico, o problema consiste em resolver as equações da continuidade, da quantidade de movimento linear e da conservação da energia na forma unidimensional. As equações da continuidade e da quantidade de movimento linear são iguais às Equações (6.1) e (6.13), respectivamente. Entretanto as propriedades físicas ρ e μ da mistura são substituídas pelas propriedades médias do escoamento bifásico $\bar{\rho}$ e $\bar{\mu}$, calculadas da mesma forma que nos capítulos anteriores. A equação da energia é a mesma do Capítulo 5, ou seja,

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\theta} - \frac{d}{d\theta} (xh_{gl}) - \left(\frac{\partial h_l}{\partial p} \right)_T \frac{dp}{d\theta}}{\left(\frac{\partial h_l}{\partial T} \right)_p} \quad (6.14)$$

Essa equação será usada para determinar a temperatura ao longo do canal por meio de um processo de integração numérica. O algoritmo de solução é o mesmo usado no Capítulo 5 e descrito na Figura 5.1. O que muda é a forma de calcular o gradiente de pressão, dado agora pela Equação (6.13).

6.3 RESULTADOS NUMÉRICOS

O modelo descrito no item anterior foi aplicado ao escoamento das três misturas óleo-refrigerante: óleo éster Freol α 10-R134a, óleo éster EMKARATE RL10H-R134a e óleo mineral SUNISO 1 GS-R12. Os resultados obtidos da solução do problema são as distribuições longitudinais de pressão, temperatura, concentração, título, fração de vazio e viscosidade cinemática, além da vazão de refrigerante. Realizou-se uma análise paramétrica envolvendo os principais parâmetros do escoamento: pressão e temperatura de entrada, vazão mássica e folga radial mínima, δ .

6.3.1 Resultados para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a

As Figuras 6.1 (a) a (f) mostram os resultados obtidos para pressões de entrada de 450, 500 e 550 kPa, temperatura de entrada de 35°C, vazão mássica de 80 kg/h e folga mínima de 95 μ m. Para este modelo, também assumiu-se uma mistura sub-saturada na entrada do canal com $w_e=0,90w_{sat}$.

Analisando os resultados apresentados na Figura 6.1, observam-se as mesmas características gerais dos resultados obtidos para o escoamento não-isotérmico sem termo de inércia mostrados no Capítulo 5.

Os resultados das influências da temperatura de entrada, vazão mássica e valor da folga radial são apresentados na Tabela 6.1 na forma das variações totais das variáveis ao longo de todo o canal. Observando os dados dessa tabela, nota-se que o aumento da vazão da mistura implica no crescimento do vazamento de refrigerante. Para as demais variáveis o efeito é inverso, ou seja, aumentos da folga mínima, temperatura de entrada e pressão de entrada produzem reduções de vazamento de refrigerante.

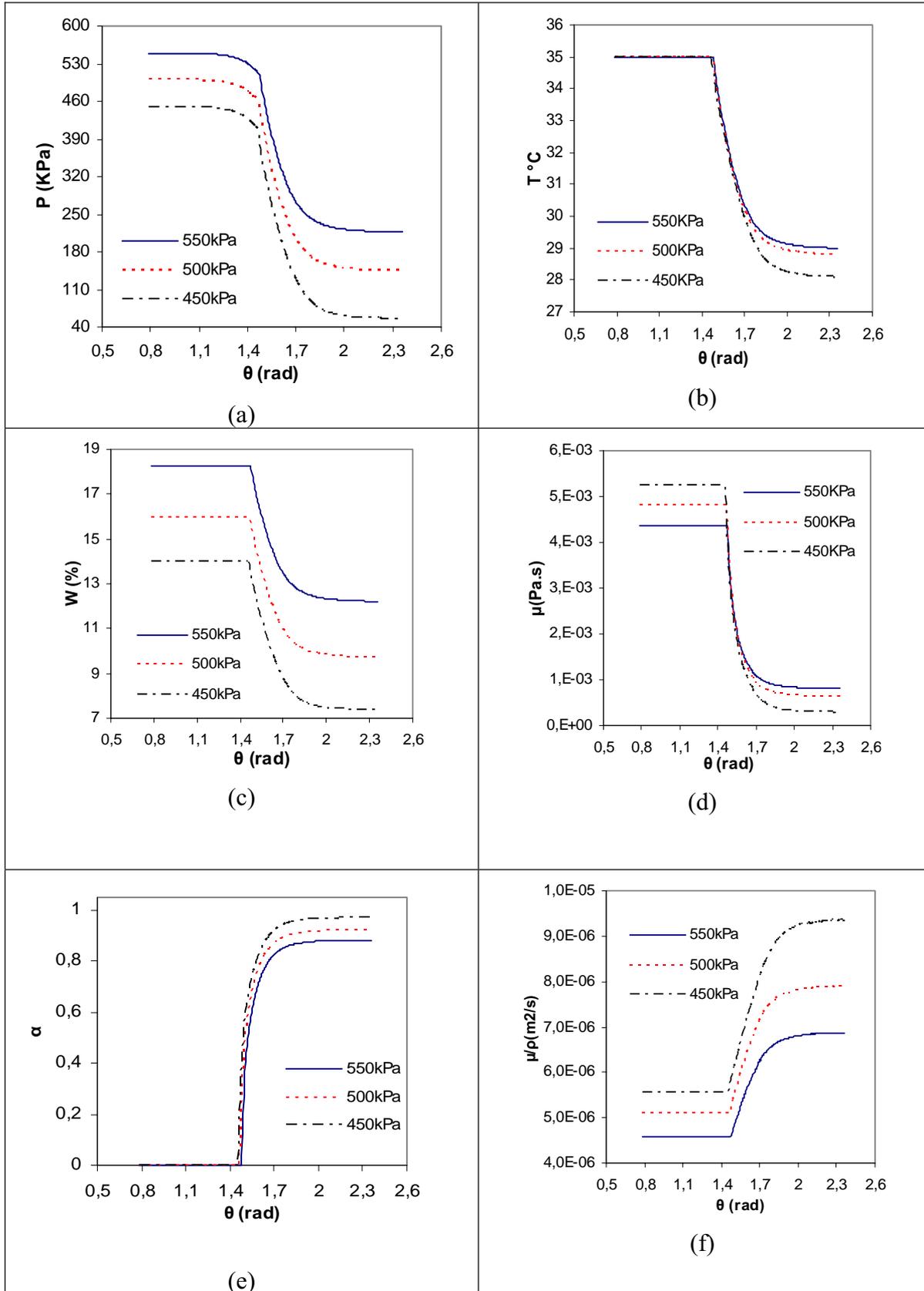


Figura 6.1 – Influência da pressão de entrada no escoamento bifásico não-isotérmico, com termo de inércia, da mistura óleo éster Freol $\alpha 10$ -R134a para $T_e=35\text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}=80\text{ kg/h}$ e $\delta=95\text{ }\mu\text{m}$.

Tabela 6.1 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico, com termo de inércia, da mistura óleo éster Freol α 10-R134a sem formação de espuma.

Mistura óleo éster Freol α 10-R134a										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta\alpha$	v_e ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	95	70	278,63	4,55	9,35	0,842	5,14	1,76	3,51
500	35	95	80	355,66	6,26	9,71	0,921	5,09	2,79	5,54
500	35	95	85	415,76	7,55	8,42	0,960	5,08	3,84	7,01
500	35	90	80	422,96	7,70	8,27	0,946	5,09	3,99	6,71
500	35	95	80	355,66	6,26	9,71	0,921	5,09	2,79	5,54
500	35	100	80	311,65	5,32	10,65	0,883	5,09	2,21	4,76
500	34	95	80	350,72	6,77	10,65	0,925	4,89	3,00	6,06
500	35	95	80	355,66	6,26	9,71	0,921	5,09	2,79	5,54
500	37	95	80	355,13	5,54	8,48	0,909	5,25	2,43	4,84
450	35	95	80	395,08	6,64	7,37	0,970	5,56	3,78	5,73
500	35	95	80	355,66	6,26	9,71	0,921	5,09	2,79	5,54
550	35	95	80	333,66	6,03	12,21	0,883	4,59	2,28	5,49

6.3.2 Resultados para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a

O mesmo estudo paramétrico realizado para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a também foi feito para a mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a. Os resultados obtidos são qualitativamente semelhantes. A Tabela 6.2 apresenta os resultados para as variações totais dos parâmetros de interesse.

Os dados apresentados na Tabela 6.2 mostram comportamentos similares da vazão de refrigerante em função da vazão da mistura, do valor da folga mínima, da temperatura de entrada e da pressão de entrada. As explicações para esses comportamentos

são as mesmas já apresentadas nos capítulos anteriores, bastando analisar os valores da vazão da mistura, queda de concentração e concentração de saída.

Tabela 6.2 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico, com termo de inércia, da mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a sem formação de espuma.

Mistura óleo éster EMKARATE RL10H-R134a										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta\alpha$	v_e ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	95	70	264,39	9,40	12,13	0,920	4,92	3,04	7,48
500	35	95	80	346,85	13,16	8,37	0,961	4,92	5,03	11,48
500	35	95	85	420,93	16,71	4,82	0,984	4,92	7,88	14,92
500	35	90	80	411,85	16,26	5,27	0,981	4,92	7,38	13,73
500	35	95	80	346,85	13,16	8,37	0,961	4,92	5,03	11,48
500	35	100	80	302,56	11,12	10,41	0,942	4,92	3,85	9,93
500	34	95	80	345,69	13,47	8,79	0,962	4,92	5,28	11,81
500	35	95	80	346,85	13,16	8,37	0,961	4,92	5,03	11,48
500	37	95	80	346,35	12,46	7,76	0,959	4,90	4,43	10,80
450	35	95	80	373,49	14,29	4,32	0,981	5,43	6,67	11,94
500	35	95	80	346,85	13,16	8,37	0,961	4,92	5,03	11,48
550	35	95	80	328,82	12,32	12,46	0,943	4,40	4,06	11,25

6.3.3 Resultados para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12

Os resultados da análise paramétrica para a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 são mostrados na Tabela 6.3. A análise da Tabela 6.3 permite concluir que a mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 possui o mesmo comportamento observado para

as misturas óleo éster Freol α 10-R134a e óleo éster EMKARATE RL10H-R134a, em relação ao vazamento de refrigerante, para as condições de operação estudadas.

Tabela 6.3 – Comportamento das variações totais dos parâmetros para o escoamento bifásico não-isotérmico, com termo de inércia, da mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12 sem formação de espuma.

Mistura óleo mineral SUNISO 1GS-R12										
p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Δp (kPa)	Δw (%)	w_s (%)	$\Delta\alpha$	v_e ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	Δv ($10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
500	35	95	70	229,91	9,75	19,27	0,904	3,10	2,30	8,45
500	35	95	80	359,84	17,63	11,39	0,970	3,10	6,00	15,92
500	35	95	85	431,64	22,6	6,42	0,988	3,10	10,9	20,52
500	35	90	80	470,59	25,51	3,51	0,995	3,10	11,7	21,15
500	35	95	80	359,84	17,63	11,39	0,970	3,10	6,00	15,92
500	35	100	80	288,61	13,15	15,87	0,941	3,10	3,56	12,50
500	34	95	80	366,00	18,41	11,73	0,927	2,99	6,30	16,68
500	35	95	80	359,84	17,63	11,39	0,970	3,10	6,00	15,92
500	37	95	80	354,24	16,51	10,46	0,966	3,29	5,69	14,75
450	35	95	80	422,26	22,01	3,67	0,992	3,62	11,38	18,28
500	35	95	80	359,84	17,63	11,39	0,970	3,10	6,00	15,92
550	35	95	80	308,22	13,64	20,29	0,940	2,46	2,96	13,69

6.3.4 Comparação entre as três misturas estudadas

Para analisar o comportamento das várias misturas disponíveis com relação à sua capacidade de selar os vazamentos, preparou-se a Tabela 6.4, que apresenta os resultados da vazão de refrigerante para as três misturas estudadas.

Analisando os dados apresentados na Tabela 6.4 do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, pode-se dizer que a mistura óleo éster Freol α 10-R134a é a mais indicada, considerando as condições de operação usadas, pois é a mistura que produz o menor vazamento de refrigerante.

Tabela 6.4 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelo modelo de escoamento bifásico não-isotérmico, com termo de inércia, sem formação de espuma.

p_e (kPa)	T_e (°C)	δ (μm)	\dot{m} (kg/h)	Vazão de Refrigerante (kg/h)		
				Mistura EMKARATE-R134a	Mistura Freol-R134a	Mistura SUNISO-R12
500	35	95	70	7,48	3,51	8,45
500	35	95	80	11,48	5,54	15,92
500	35	95	85	14,92	7,01	20,52
500	35	90	80	13,73	6,71	21,15
500	35	95	80	11,48	5,54	15,92
500	35	100	80	9,93	4,76	12,50
500	34	95	80	11,81	6,06	16,68
500	35	95	80	11,48	5,54	15,92
500	37	95	80	10,80	4,84	14,75
450	35	95	80	11,94	5,73	18,28
500	35	95	80	11,48	5,54	15,92
550	35	95	80	11,25	5,49	13,69

6.3.5 Comparação entre os modelos de escoamento bifásico não-isotérmico sem termo de inércia e com termo de inércia

A Figura 6.2 apresenta os resultados das distribuições de pressão, concentração, fração de vazio e viscosidade cinemática obtidos pelos modelos de escoamento bifásico não-isotérmico sem termo de inércia e com termo de inércia. Como era esperado, a inclusão do termo de inércia na equação da quantidade de movimento linear produziu maiores gradientes de pressão e, conseqüentemente, maiores quedas totais de pressão. Em função disso, as demais variáveis sofrem variações mais acentuadas, seguindo, contudo, as mesmas tendências obtidas do modelo sem termo inercial.

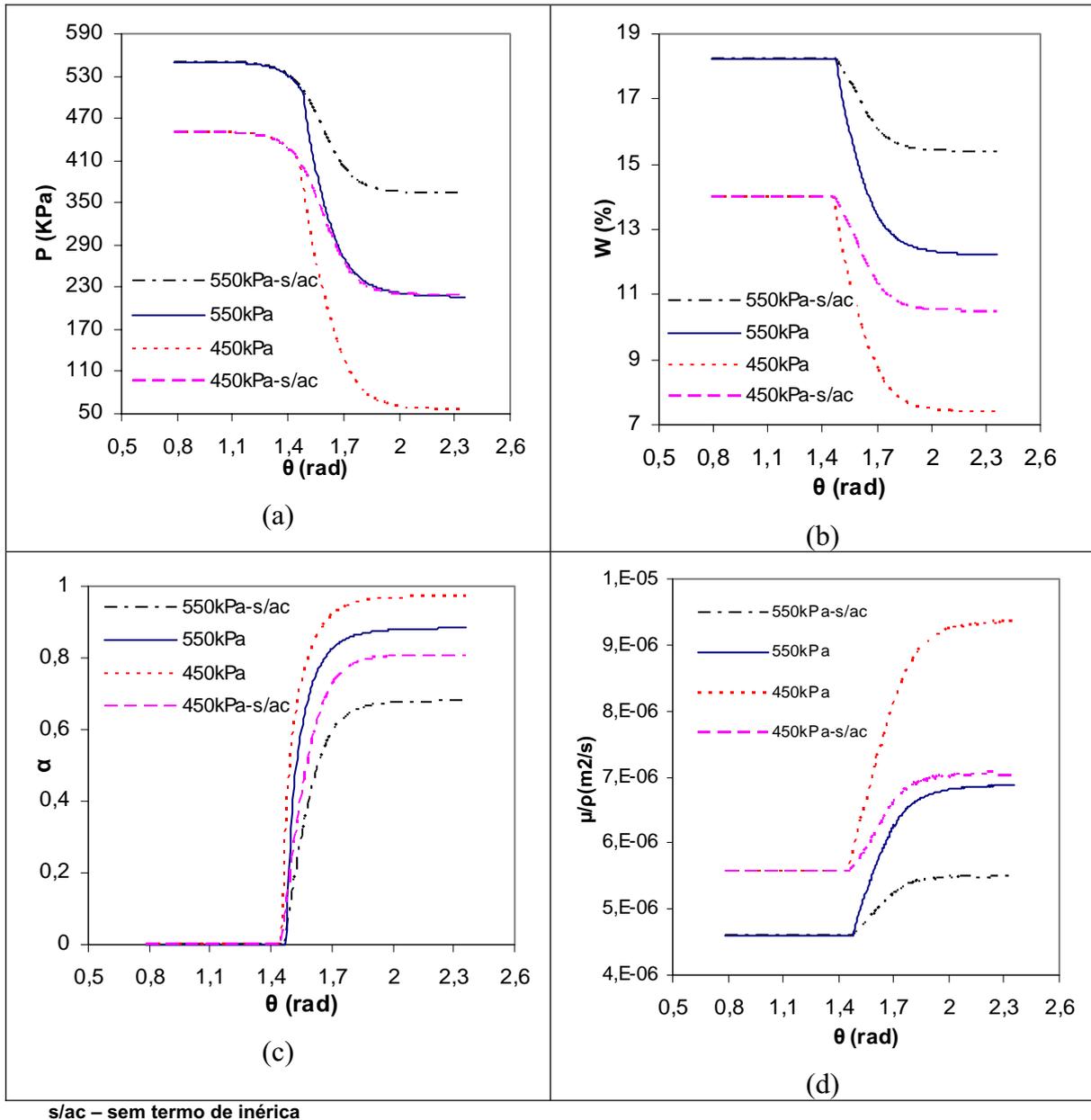


Figura 6.2 – Comparação entre os modelos de escoamento bifásico não-isotérmico sem termo de inércia e com termo de inércia para pressões de entrada de 450 e 550 kPa , $T_e=35$ °C, $\dot{m}=80$ kg/h e $\delta=95$ μ m, para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a

A Tabela 6.5 apresenta os dados de vazão de refrigerante para as três misturas analisadas, considerando todas as condições de operação analisadas. Devido às maiores quedas totais de pressão fornecidas pelo modelo de escoamento com termo de inércia, as vazões de refrigerante obtidas por este modelo sempre são maiores do que as fornecidas pelo modelo sem termo de inércia.

Tabela 6.5 – Vazão de refrigerante para as três misturas estudadas em diferentes condições de operação, obtida pelos modelos de escoamento bifásico não-isotérmico com e sem termo de inércia, sem formação de espuma.

p _e (kPa)	T _e (°C)	δ (μm)	ṁ (kg/h)	Vazão de Refrigerante (kg/h)					
				Mistura EMKARATE-R134a		Mistura Freol-R134a		Mistura SUNISO-R12	
				Sem termo de inércia	Com termo de inércia	Sem termo de inércia	Com termo de inércia	Sem termo de inércia	Com termo de inércia
500	35	95	70	4,86	7,48	2,15	3,51	3,33	8,45
500	35	95	80	6,75	11,48	2,96	5,54	4,69	15,92
500	35	95	85	7,84	14,92	3,43	7,01	5,20	20,52
500	35	90	80	8,22	13,73	3,57	6,71	5,34	21,15
500	35	95	80	6,75	11,48	2,96	5,54	4,69	15,92
500	35	100	80	5,60	9,93	2,47	4,76	3,85	12,50
500	34	95	80	7,02	11,81	3,10	6,06	4,56	16,68
500	35	95	80	6,75	11,48	2,96	5,54	4,69	15,92
500	37	95	80	6,22	10,80	2,89	4,84	4,86	14,75
450	35	95	80	7,58	11,94	3,15	5,73	6,01	18,28
500	35	95	80	6,75	11,48	2,96	5,54	4,69	15,92
550	35	95	80	5,86	11,25	2,71	5,49	2,21	13,69

6.4 CONCLUSÕES

Neste capítulo, o vazamento de refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante foi calculado com base no escoamento bifásico não-isotérmico da mistura óleo refrigerante, sem formação de espuma. Na obtenção da equação da quantidade de movimento linear, realizou-se o balanço entre as forças de pressão, forças de atrito viscoso e força de inércia. O modelo homogêneo foi usado para modelar o escoamento bifásico.

Para as condições de operação utilizadas para as três misturas estudadas, concluiu-se que:

- um aumento da vazão da mistura produz um crescimento da vazão de refrigerante para as três misturas estudadas;
- aumentos do valor da folga mínima, da temperatura de entrada e da pressão de entrada implicam em uma redução do vazamento de refrigerante para as três misturas;
- do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, a mistura óleo éster Freol α 10-R134a é a mistura que produz os menores vazamentos de refrigerante.

Além disso, a comparação entre os modelos de escoamento bifásico com e sem termo de inércia permitiu concluir que é de suma importância incluir a força de inércia na modelagem do escoamento pela folga radial, em virtude da grande influência observada nos resultados de vazamento de refrigerante.

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

7.1 INTRODUÇÃO

No interior de um sistema de refrigeração por compressão de vapor dois fluidos estão em constante interação, o fluido refrigerante, que é o responsável pelas transferências de calor no evaporador e no condensador, e o fluido lubrificante, cujas funções são reduzir os desgastes entre as partes móveis do compressor, além de auxiliar na selagem dos vazamentos internos de refrigerante. Devido à solubilidade mútua entre esses fluidos, eles formam uma mistura homogênea que influencia tanto os processos de transferência de calor, como a lubrificação e a selagem de vazamentos no interior do compressor.

Neste trabalho, o foco está em um tipo de compressor que tem sido bastante usado pela indústria da refrigeração, o compressor rotativo de pistão rolante. Mais especificamente, o interesse é voltado para o estudo do escoamento pela folga radial do compressor, definida como sendo a folga existente entre a superfície externa do pistão e a superfície interna do cilindro, e que interliga as câmaras de sucção e de descarga. O vazamento de refrigerante através dessa folga é de particular importância para o bom desempenho do compressor, uma vez que ele influencia significativamente a eficiência volumétrica do compressor, chegando a somar cerca de 30% das perdas totais de refrigerante.

Gasche (1996), tendo em mente o experimento de Costa *et al.* (1990), que observou a presença de grande quantidade de bolhas ao longo da folga radial, desenvolveu vários modelos de escoamento bifásico para prever esse tipo de escoamento. O autor introduziu um modelo de escoamento de espuma para tentar melhorar o processo de modelagem. Entretanto, o autor não inclui a equação da energia em seus modelos, o que os torna aproximados, pois o escoamento mantém-se isotérmico, o que não é verdadeiro devido à mudança de fase do refrigerante.

O objetivo deste trabalho também foi desenvolver modelos de escoamento de misturas óleo-refrigerante, com mudança de fase, através da folga radial de compressores rotativos de pistão rolante. A evolução do processo de modelagem, em relação aos modelos desenvolvidos por Gasche (1996), foi a introdução da equação da energia para prever o escoamento. Portanto, o escoamento passou a ser não-isotérmico.

Quatro modelos diferentes foram usados para simular o escoamento. O primeiro modelo considerou o escoamento bifásico ainda como sendo isotérmico, no qual a equação da quantidade de movimento linear envolveu o equilíbrio apenas entre os termos de pressão e de atrito viscoso; usou-se o modelo homogêneo para modelar o escoamento bifásico. O segundo modelo foi semelhante ao anterior, acrescentando um modelo de espuma quando a fração de vazio atingisse um valor limite previamente especificado. O terceiro modelo foi idêntico ao primeiro, com a inclusão da equação da energia, tornando o escoamento não-isotérmico. Finalmente, no quarto modelo, apenas foi introduzido o termo de aceleração na equação da quantidade de movimento usada no terceiro modelo.

O estudo foi realizado para três misturas óleo-refrigerante: óleo éster Freol $\alpha 10$ e refrigerante R134a, óleo éster EMKARATE RL10H e refrigerante R134a e óleo mineral SUNISO 1 GS e refrigerante R12. O uso de diferentes misturas teve como objetivo verificar a influência das diferentes misturas no comportamento do escoamento, tentando identificar a mistura que melhor desempenhava sua função de selagem de refrigerante.

Para todos os modelos e misturas, realizou-se um estudo paramétrico envolvendo as principais variáveis do problema: pressão de entrada, temperatura de entrada, vazão de mistura e valor da folga mínima.

7.2 CONCLUSÕES

As conclusões relativas à implementação de cada modelo são apresentadas separadamente a seguir.

7.2.1 MODELO DE ESCOAMENTO BIFÁSICO ISOTÉRMICO SEM FORMAÇÃO DE ESPUMA

A implementação do modelo possibilitou chegar às seguintes conclusões:

- um aumento da vazão da mistura produz um crescimento da vazão de refrigerante para as três misturas estudadas;
- um aumento do valor da folga mínima implica em uma redução do vazamento de refrigerante para as três misturas;
- temperaturas de entrada mais elevadas significam menores vazões de refrigerante para todas as misturas;
- pressões de entrada mais elevadas implicam em menores vazões de refrigerante, exceto para a mistura óleo éster Freol α 10-R134a, para a qual foi observado um aumento do vazamento de refrigerante;

Do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, a mistura óleo éster Freol α 10-R134a foi a mistura que produziu os menores vazamentos de refrigerante.

7.2.2 MODELO DE ESCOAMENTO BIFÁSICO ISOTÉRMICO COM FORMAÇÃO DE ESPUMA

Para as condições de operação utilizadas, pode-se tirar as seguintes conclusões:

- aumento da vazão da mistura e da pressão de entrada produzem maiores vazamento de refrigerante para as três misturas estudadas;
- maiores valores de folga mínima e de temperatura de entrada implicam em redução do vazamento de refrigerante para as três misturas;
- do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, a mistura óleo éster Freol α 10-R134a é a mistura que produz os menores vazamentos de refrigerante.

Além disso, os resultados mostraram que a inclusão de um modelo de espuma, embora ainda incerto pelo não conhecimento dos parâmetros utilizados, é importante, pois influencia significativamente nos valores de vazamento de refrigerante obtidos.

7.2.3 MODELO DE ESCOAMENTO BIFÁSICO NÃO-ISOTÉRMICO SEM FORMAÇÃO DE ESPUMA

As principais conclusões relativas à implementação deste modelo foram:

- um aumento da vazão da mistura produz um crescimento da vazão de refrigerante para as três misturas estudadas;
- um aumento do valor da folga mínima implica em uma redução do vazamento de refrigerante para as três misturas;
- temperaturas de entrada mais elevadas significam menores vazões de refrigerante para as misturas EMKARATE-R134a e Freol-R134a, enquanto que para a mistura SUNISO-R12 o aumento da temperatura de entrada produz um aumento da vazão de refrigerante;
- pressões de entrada mais elevadas implicam em menores vazões de refrigerante, para as três misturas;
- do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, a mistura óleo éster Freol-R134a é a mistura que produz os menores vazamentos de refrigerante.

Além disso, os resultados obtidos pelo modelo não-isotérmico, quando comparados àqueles resultantes do modelo isotérmico, possibilitaram verificar a importância da inclusão da equação da energia na modelagem do escoamento. As discrepâncias entre os resultados dos dois modelos foram bastante significativas, o que indica que o modelo de escoamento isotérmico não é apropriado para prever o vazamento de refrigerante pela folga radial.

7.2.4 MODELO DE ESCOAMENTO BIFÁSICO NÃO-ISOTÉRMICO SEM FORMAÇÃO DE ESPUMA COM TERMO INERCIAL

O estudo paramétrico realizado usando o modelo de escoamento bifásico não-isotérmico com termo inercial, sem formação de espuma, permitiu chegar às seguintes conclusões:

- um aumento da vazão da mistura produz um crescimento da vazão de refrigerante para as três misturas estudadas;
- aumentos do valor da folga mínima, da temperatura de entrada e da pressão de entrada implicam em uma redução do vazamento de refrigerante para as três misturas;

- do ponto de vista da eficiência volumétrica do compressor, a mistura óleo éster Freol α 10-R134a é a mistura que produz os menores vazamentos de refrigerante.

Além disso, a comparação entre os modelos de escoamento bifásico com e sem termo de inércia permitiu concluir que é de suma importância incluir a força de inércia na modelagem do escoamento pela folga radial, em virtude da grande influência observada nos resultados de vazamento de refrigerante.

Portanto, como base na análise realizada, o modelo para prever o escoamento pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante, considerando as condições de operação usadas, deve incluir os efeitos não-isotérmicos, a força inercial e a formação de espuma.

7.3 SUGESTÕES

Todos os estudos realizados neste trabalho permitiram tirar conclusões importantes relativas ao tipo de modelo mais apropriado para simular o vazamento de refrigerante pela folga radial. Como resultado mais significativo, pode-se dizer que esse tipo de escoamento deve ser modelado como não-isotérmico, devendo-se incluir os termos inerciais na equação da quantidade de movimento linear, apesar das dimensões da folga serem pequenas.

Entretanto, não foi possível implementar o modelo de espuma no modelo mais completo desenvolvido, o modelo de escoamento não-isotérmico com termos inerciais. Portanto, um passo importante no processo de modelagem seria incluir a formação de espuma no último modelo implementado.

Uma limitação identificada no estudo realizado refere-se às condições de operação usadas para simular todos os casos. Os dados de pressão de entrada, temperatura de entrada, vazão da mistura e folga mínima utilizados nas simulações foram tomados arbitrariamente. Isso enfraquece as conclusões tiradas com relação à aplicação industrial. Portanto, seria importante do ponto de vista tecnológico usar condições de operação reais desse tipo de compressor. Este seria, também, um passo importante.

Uma outra sugestão importante seria a validação experimental dos modelos desenvolvidos. Portanto, a construção de uma bancada experimental que possibilitasse a

medição dos perfis de pressão e de temperatura, ou as quedas totais dessas duas variáveis, já forneceria subsídios para verificar se os modelos utilizados são apropriados para simular o escoamento.

Os parâmetros do modelo de espuma utilizados são apropriados para outros tipos de espuma, principalmente espumas aquosas. Na literatura consultada não foi identificado nenhum tipo de dado para misturas óleo-refrigerante. Portanto, um trabalho importante seria determinar experimentalmente os parâmetros do escoamento de espuma para as misturas óleo-refrigerante. Dessa forma, a implementação do modelo com formação de espuma se tornaria mais confiável.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARIS, R. **Vectores, tensors, and the basic equations of fluid mechanics**. Englewood Cliffs: Prentice-Hall. 1962.

CALVERT, J. R.; NEZHATI, K. Bubble size effects in foams. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Guildford, v. 8, p. 102-106, 1987.

CALVERT, J. R. Pressure drop for foam flow through pipes. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Guildford, v. 11, p. 236-241, 1990.

CAMP, M. A. **The rheology of high gas volume fraction aqueous foams**. Southampton, 1988. M. Phil. (Thesis) - Department of Mechanical Engineering, University Of Southampton, Southampton, 1988.

CASTRO, H. O. S. **Caracterização experimental do escoamento bifásico com formação de espuma da mistura óleo-refrigerante R134a ao longo de um tubo reto de seção constante**. Ilha solteira, 2006. 161 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2006.

COSTA, C.M.F.N.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, Á. T. Considerations about the leakage through the minimal clearance in a rolling piston compressor. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, West Lafayette, v. 2, p. 853-863, 1990.

DIAS, J. P. **Simulação computacional do escoamento bifásico com formação de espuma da mistura óleo-refrigerante R134a ao longo de um tubo reto de seção circular constante**. Ilha Solteira, 2006. 161 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia

Mecânica) - Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2006.

GASCHE, J. L. **Escoamento de óleo refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante**. Florianópolis, 1996. 238 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

GRANDO, F. P. **Modelagem computacional do escoamento bifásico com formação de espuma de uma mistura de óleo lubrificante e fluido refrigerante em dutos retos**. 2001. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

KRAYNIK, A. M. Foam flows. **Annual Review of Fluid Mechanics**, Palo Alto, v. 20, p. 325-357, 1988.

KRUEGER, M. **Theoretical simulation and experimental evaluation of a hermetic rolling piston rotary compressor**. Thesis (Master of Science in Mechanical Engineering) - School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, 1988.

LACERDA, V. T. **Caracterização experimental do escoamento bifásico de uma mistura óleo e refrigerante em dutos de pequeno diâmetro**. Florianópolis, 2000. 165 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.

LEYDERMAN, A. D.; LISLE, H. H. Modeling of leakage through small clearance in a hermetic rotary compressor. **Heat Pump and Refrigeration System Design, Analysis and Applications** – ASME. AES, New York, v. 34, p. 99-106, 1995.

McLINDEN, M. O.; KLEIN, S. A.; LEMMON, E. W.; PESKIN, A. P. Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerants mixtures - REFPROP, Version 6.01. **National Institute of Standards and Technology**, Gaithersburg, Maryland, USA, 1998.

MOTTA, S.Y.; MARQUES, R.P.; BRAGA, S.L.; PARISE, J.A.R. Misturas refrigerante-óleo lubrificante: propriedades termodinâmicas. **Ciência & Engenharia**, v. 9(1), p. 52-61, 2000.

POIATE JÚNIOR, E. **Escoamento bifásico da mistura óleo mineral-refrigerante R12 ao longo de um tubo reto de seção circular constante**. Ilha Solteira, 2001. 216 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2001.

PRINSEN, H. M. Rheology of foam and highly concentrated emulsions. II. experimental study of the yield stress and wall effects for concentrated oil-in-water emulsions. **Journal of Materials**, Philadelphia, v. 5, p. 396-412, 1985.

THONDAVADL, N. N.; LEMLICH, R. Flow properties of foam with and without solid particles. **Industrial and Engineering Chemistry. Process Design and Development**, Washington, v. 24, p. 748-753, 1985.

WENZEL, H. G.; BUNGRABER, R. J.; STELSON, T. E. The viscosity of high expansion foam. **Journal of Materials**, Philadelphia, v. 5, p. 396-412, 1970.

PROPRIEDADES DA MISTURA ÓLEO FREOL α 10- REFRIGERANTE R134a

A.1 INTRODUÇÃO

A combinação de misturas óleo-refrigerante e a variação entre os diversos resultados para uma mesma mistura é bastante grande, dessa forma, o ideal para uma mistura específica é a medição direta das suas propriedades. Não havendo essa condição, obter as propriedades a partir do fabricante pode ser a maneira mais aconselhável.

Para a mistura R-134a e óleo sintético Freol α 10, as propriedades utilizadas neste trabalho são as mesmas utilizadas por Castro (2006). As propriedades para a mistura líquida óleo-refrigerante foram obtidas através do ajuste de curvas fornecidas pela Empresa Brasileira de Compressores S.A. (EMBRACO). As propriedades do refrigerante gasoso foram ajustadas a partir de dados obtidos do software REFPROP[®] (McLinden *et al.*, 1998).

A.2 CONCENTRAÇÃO (solubilidade)

A solubilidade do refrigerante R134a no óleo Freol α 10 é uma função específica da pressão e da temperatura da mistura, dada por:

$$w = a \exp\left(-\frac{p}{b}\right) + c \exp\left(-\frac{p}{d}\right) \quad (\text{A.1})$$

onde:

$$a = 0,00037439864 + 5,78313 \times 10^{-18} \exp(T)$$

$$b = -0,0092492822 \exp\left(\frac{T}{7,2044458}\right) - 0,0921477488 \exp\left(\frac{T}{107,31007}\right)$$

$$c = 8,1926642 - 0,0026502986 T^2$$

$$d = -0,17407102 \exp\left(\frac{T}{14,275292}\right) - 0,82779598 \exp\left(\frac{T}{38,539725}\right)$$

sendo que $w(\%)$ é a concentração de refrigerante no óleo, $p(\text{kgf}/\text{cm}^2)$ é a pressão e $T(^{\circ}\text{C})$ é a temperatura. O intervalo de aplicação da Equação (A.1) é: $9,8 < p < 706,1 \text{ kgf}/\text{cm}^2$ e $0 < T < 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$. A Tabela A.1 relaciona valores de solubilidade para algumas pressões e temperaturas.

Tabela A.1 - Valores de solubilidade em função da pressão e da temperatura.

Solubilidade $w_{\text{sat}}(\%)$		P(kPa)					
		50	100	150	200	250	300
T($^{\circ}\text{C}$)	0	13,68	31,40	–	–	–	–
	20	9,10	11,62	14,92	19,80	30,75	78,16
	30	6,80	7,97	9,33	10,93	12,81	15,02
	40	6,02	6,85	7,80	8,91	10,19	11,70

A.3 DENSIDADE DA FASE LÍQUIDA

A correlação ajustada para o cálculo da densidade da mistura é dada por:

$$\rho_l = 0,94108616 + 0,0019054134 w + 1,2193319 \times 10^{-18} w - 0,00074 T \quad (\text{A.2})$$

onde $\rho_l (\text{g}/\text{cm}^3)$ é a densidade da mistura líquida, $w(\%)$ é a concentração de refrigerante no óleo e $T(^{\circ}\text{C})$ é a temperatura. O intervalo de aplicação das Equações (A.2) é: $0 < w < 55 \%$ e $0 < T < 145 \text{ }^{\circ}\text{C}$. A Tabela A.2 apresenta o resultado do ajuste para a densidade da fase líquida.

Tabela A.2 - Valores de densidade da mistura líquida em função da concentração de refrigerante e da temperatura.

Densidade ρ_l (kg/m ³)		w(%)					
		5	10	15	20	25	30
T(°C)	0	950,6	960,1	969,7	979,2	988,7	998,2
	20	935,8	945,3	954,9	964,4	973,9	983,4
	60	906,2	915,7	925,3	934,8	944,3	953,8
	100	876,6	886,1	895,7	905,2	914,7	924,2

A.4 DENSIDADE DA FASE VAPOR

Equação fornecida a partir de dados gerados pelo software NIST REFPROP [Grando (2001)]:

$$\rho_v = \frac{g_1 + h_1 p + i_1 T + j_1 p^2 + k_1 T^2 + l_1 p T}{g_2 + h_2 p + i_2 T + j_2 p^2 + k_2 T^2 + l_2 p T} \quad (\text{A.3})$$

onde:

$$\begin{aligned} g_1 &= -3,76767 \times 10^{-5} & g_2 &= 1,0 \\ h_1 &= 0,04493 & h_2 &= -9,03844 \times 10^{-4} \\ i_1 &= -6,44683 \times 10^{-5} & i_2 &= 0,01415 \\ j_1 &= -2,83514 \times 10^{-5} & j_2 &= 9,37849 \times 10^{-8} \\ k_1 &= 3,0247 \times 10^{-6} & k_2 &= 3,98492 \times 10^{-5} \\ l_1 &= 4,72793 \times 10^{-4} & l_2 &= -2,38858 \times 10^{-6} \end{aligned}$$

O intervalo de aplicação da Equação (A.3) é: $25 < p < 400$ kgf/cm² para a pressão e $-5 < T < 40$ °C para a temperatura. A Tabela A.3 apresenta os resultados do ajuste para a faixa de pressão e temperatura de saturação considerada.

Tabela A.3 - Valores de densidade do refrigerante gasoso em função da pressão e da temperatura de saturação.

Solubilidade $\rho_v(\text{kg/m}^3)$		P(kPa)					
		50	100	150	200	250	300
T(°C)	0	2,28	4,62	7,04	9,54	12,13	14,82
	10	2,19	4,44	6,75	9,13	11,58	14,10
	20	2,11	4,28	6,49	8,76	11,08	13,47
	30	2,04	4,13	6,25	8,42	10,64	12,91

A.5 VISCOSIDADE DA FASE LÍQUIDA

Para cada concentração, foi feito um ajuste polinomial de 4ª ordem para viscosidade em função da temperatura usando o software *Table Curve*, o que resultou em:

$$v_1 = \frac{1}{a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4} \quad (\text{A.4})$$

onde v_1 é a viscosidade cinemática (cSt), T é a temperatura da mistura (°C) e w é a concentração de refrigerante na mistura (%). Os coeficientes para cada valor de concentração são:

para w = 0%

$$a = 0,014285872 \quad b = 0,00097105608 \quad c = 2,1984216 \times 10^{-5}$$

$$d = 1,1258236 \times 10^{-7} \quad e = 5,5146879 \times 10^{-10}$$

para w = 5%

$$a = 0,023231717 \quad b = 0,0013874152 \quad c = 2,922626 \times 10^{-5}$$

$$d = 4,3648571 \times 10^{-7} \quad e = -7,8666451 \times 10^{-9}$$

w = 10%

$$a = 0,035705095 \quad b = 0,0018343176 \quad c = 2,7824137 \times 10^{-5}$$

$$d = 4,7958948 \times 10^{-7} \quad e = -5,6723973 \times 10^{-9}$$

para w = 15%

$$a = 0,053185857 \quad b = 0,0025286044 \quad c = 3,2530715 \times 10^{-5}$$

$$d = 3,4170137 \times 10^{-7} \quad e = -4,1818154 \times 10^{-9}$$

para w = 20%

$$a = 0,075683118 \quad b = 0,0031230213 \quad c = 2,6389259 \times 10^{-5}$$

$$d = 1,0587523 \times 10^{-6} \quad e = -1,5932007 \times 10^{-8}$$

para w = 25%

$$a = 0,10206931 \quad b = 0,0038711434 \quad c = 3,2894368 \times 10^{-5}$$

$$d = 7,4538409 \times 10^{-7} \quad e = -1,1345685 \times 10^{-8}$$

para w = 30%

$$a = 0,13691888 \quad b = 0,0048697282 \quad c = 3,1326127 \times 10^{-5}$$

$$d = 3,9042237 \times 10^{-7} \quad e = -5,1802552 \times 10^{-9}$$

para w = 35%

$$a = 0,17692591 \quad b = 0,0057478059 \quad c = 4,0844329 \times 10^{-5}$$

$$d = 5,419868 \times 10^{-8} \quad e = -1,8216124 \times 10^{-9}$$

para w = 40%

$$a = 0,22227202 \quad b = 0,0067614493 \quad c = 4,6521714 \times 10^{-5}$$

$$d = -6,0632308 \times 10^{-7} \quad e = 8,0128043 \times 10^{-9}$$

para w = 45%

$$a = 0,27914664 \quad b = 0,0075457664 \quad c = 4,7493868 \times 10^{-5}$$

$$d = 3,8415733 \times 10^{-8} \quad e = -5,470195 \times 10^{-9}$$

para w = 50%

$$a = 0,3423167 \quad b = 0,0083208729 \quad c = 4,1989948 \times 10^{-5}$$

$$d = 9,22255344 \times 10^{-8} \quad e = -4,5051526 \times 10^{-9}$$

para w = 55%

$$a = 0,4129753 \quad b = 0,0090961407 \quad c = 6,8323655 \times 10^{-6}$$

$$d = 1,8515316 \times 10^{-6} \quad e = -3,1483418 \times 10^{-8}$$

Em seguida, ajustou-se cada coeficiente em função da concentração, o que resultou em:

$$a = 0,014138299 + 0,0014898648 w + 6,2747529 \times 10^{-5} w^2 + 7,7374536 \times 10^{-7} w^3 - 2,1416701 \times 10^{-27} \exp(w)$$

$$b = 0,000967989993 + 0,00013450303 w - 4,2158391 \times 10^{-5} w^{1,5} + 9,4269616 \times 10^{-6} w^2 - 6,3823134 \times 10^{-8} w^3$$

$$c = 2,0454395 \times 10^{-5} + 5,2076916 \times 10^{-6} w - 1,1168835 \times 10^{-6} w^2 + 2,8237022 \times 10^{-7} w^{2,5} - 1,9551952 \times 10^{-8} w^3$$

$$d = 27496729 \times 10^{-9} + 1,3716994 \times 10^{-8} w + 6,699814 \times 10^{-9} w^2 - 3,5511931 \times 10^{-12} w^3 + 4,3567826 \times 10^{-12} w^4$$

$$e = -5,7896238 \times 10^{-11} - 2,8532821 \times 10^{-10} w - 8,387359 \times 10^{-11} w^2 + 4,6564966 \times 10^{-12} w^3 - 5,8575675 \times 10^{-14} w^4$$

O intervalo de aplicação da Equação (A.4) é: $-10 < T < 50$ °Ce $0 < w < 55$ %. A Tabela A.4 apresenta os resultados obtidos com a correlação ajustada para a viscosidade do líquido.

Tabela A.4 - Valores de viscosidade da mistura líquida em função da concentração de refrigerante e da temperatura.

Viscosidade do líquido μ_l (mPa.s)		$w(\%)$					
		5	10	15	20	25	30
T(°C)	0	40,88	26,61	18,22	13,02	9,63	7,33
	10	23,24	16,38	11,88	8,83	6,73	5,26
	20	14,39	10,70	8,15	6,28	4,93	3,94
	30	9,6	7,39	5,83	4,64	3,74	3,06

A.6 VISCOSIDADE DA FASE VAPOR

A equação ajustada para a viscosidade da fase vapor é dada por:

$$\mu_g = \left(\frac{10,8186 - 0,0026p + 0,1451T + 3,7658 \times 10^{-4} T^2 - 2,0170 \times 10^{-7} p^3}{1 - 2,1278 \times 10^{-4} p - 7,75220 \times 10^{-9} p^2 + 0,00967T} \right) \times 10^{-6} \quad (A.5)$$

onde μ_g (Pa.s) é a viscosidade dinâmica do refrigerante gasoso, p(kPa) é a pressão de saturação e T(°C) é a Temperatura de saturação. O intervalo de aplicação da Equação (A.5) é: $25 < p < 400$ kPa e $-5 < T < 40$ °C. A Tabela A.5 mostra alguns valores de viscosidade obtidos pela Equação A.5.

Tabela A.5 – Valores da viscosidade fase vapor em função da pressão e da temperatura de saturação.

Viscosidade do vapor μ_l (mPa.s)		P(kPa)					
		50	100	150	200	250	300
T(°C)	0	10,80	10,79	10,77	10,75	10,73	10,71
	10	11,21	11,20	11,19	11,18	11,16	11,15
	20	11,62	11,61	11,60	11,60	11,59	11,58
	30	12,02	12,02	12,02	12,01	12,01	12,01

A.7 ENTALPIA DA FASE LÍQUIDA

Considerando uma mistura ideal, a entalpia da fase líquida pode ser calculada por meio da adição das entalpias do óleo e do refrigerante líquido, ponderadas pela concentração de refrigerante (em unidades de kg_{rl} / kg_{mist}) :

$$h_l = (1-w) h_{\acute{o}leo} + w h_{rl} \tag{A.6}$$

onde, para a entalpia do óleo, Motta *et al.* (2000) sugeriram a seguinte correlação genérica para óleos sintéticos poliol éster:

$$h_{\acute{o}leo} = 2411,5968 T + 1,1304 T^2 + 200 \times 10^3 \tag{A.7}$$

e para o refrigerante líquido, Grando (2001) forneceu um ajuste para $-5 < T < 50$ °C dado por:

$$h_{rl} = 200,01095 + 1,13331665 T + 0,00194566 T^2 \tag{A.8}$$

A Tabela A.6 apresenta alguns valores para a entalpia da mistura líquida calculados pela Equação (A.6).

Tabela A.6 - Valores de entalpia da mistura líquida em função da concentração de refrigerante e da temperatura.

Entalpia do líquido h_l (kJ/kg)		$w(\%)$					
		5	10	15	20	25	30
T(°C)	0	200,0	200,0	200,0	200,0	200,0	200,0
	10	223,7	223,2	222,6	222,1	221,6	221,0
	20	274,6	246,6	245,5	244,4	243,4	242,3
	30	271,8	270,2	268,6	267,0	265,5	263,9

A.8 ENTALPIA DA FASE VAPOR

Grando (2001) ajustou a seguinte correlação para entalpia de R134a gasoso:

$$h_g = \frac{a_1 + b_1 p + c_1 T + d_1 p^2 + e_1 T^2 + f_1 p T}{a_2 + b_2 p + c_2 T + d_2 p^2 + e_2 T^2 + f_2 p T} \quad (\text{A.9})$$

na qual:

$a_1 = 406,0744$	$a_2 = 1,0$
$b_1 = - 0,505187$	$b_2 = - 0,0011884$
$c_1 = 5,35927$	$c_2 = 0,0112567$
$d_1 = 8,22409 \times 10^{-5}$	$d_2 = 1,55060 \times 10^{-7}$
$e_1 = 0,005381$	$e_2 = - 1,09356 \times 10^{-5}$
$f_1 = - 7,61466 \times 10^{-4}$	$f_2 = 4,61871 \times 10^{-7}$

onde h_g (kJ/kg) é a entalpia da fase vapor, p (kPa) é a pressão de saturação e T (°C) é a temperatura de saturação. O intervalo de ajuste da Equação (A.9) é: $- 5 < T < 40$ °C e

$25 < p < 400$ kPa. A Tabela A.7 mostra alguns valores de entalpia obtidos com o uso dessa equação.

Tabela A.7- Valores de entalpia da fase vapor em função da pressão e da temperatura de saturação

Entalpia do vapor h_g (kJ/kg)		$w(\%)$					
		50	100	150	200	250	300
T(°C)	0	404,9	403,7	402,5	401,2	399,8	398,4
	10	413,0	412,0	401,9	409,7	408,6	407,3
	20	421,3	420,3	419,3	418,3	417,3	416,2
	30	426,7	428,8	427,9	427,0	426,11	425,2

PROPRIEDADES DA MISTURA ÓLEO SUNISO 1GS- REFRIGERANTE R12

B.1 INTRODUÇÃO

Nesse apêndice são apresentadas as equações das propriedades da mistura óleo Suniso 1GS-R12, que foram determinadas por Lacerda (2000) e Grandó (2001).

B.2 SOLUBILIDADE

A correlação (B.1) para a solubilidade foi ajustada para a faixa de $0 < p < 3$ bar e $20 < T < 120$ °C. Os resultados são extrapolados para uso um pouco abaixo de 20°C, sem grandes prejuízos para a previsão dos valores obtidos.

$$w_{\text{sat}} = \frac{a_1 + b_1 T + c_1 p + d_1 T^2 + e_1 p^2 + f_1 T p}{a_2 + b_2 T + c_2 p + d_2 T^2 + e_2 p^2 + f_2 T p} \quad (\text{B.1})$$

na qual:

$$a_1 = 0,000914975$$

$$b_1 = - 2,7718 \times 10^{-4}$$

$$c_1 = 0,098930906$$

$$d_1 = 1,5029 \times 10^{-6}$$

$$e_1 = - 0,00138089$$

$$a_2 = 1,0$$

$$b_2 = 0,03051147$$

$$c_2 = -0,22346262$$

$$d_2 = 2,23492 \times 10^{-4}$$

$$e_2 = - 0,00149545$$

$$f_1 = -1,088 \times 10^{-6}$$

$$f_2 = 0,001392493$$

e w_{sat} (kg_{ref} / kg_{mist}) é a solubilidade do refrigerante no óleo, p (bar) é a pressão absoluta e T (°C) é a temperatura.

B.3 DENSIDADE DO LÍQUIDO

A Equação (B.2) é usada para calcular a densidade da mistura líquida. Nessa equação, ρ_1 , $\rho_{\text{óleo}}$ e ρ_{rl} são, respectivamente, as densidades da mistura líquida, densidade do óleo, densidade do refrigerante líquido em kg/m³ e w (%) é a concentração de refrigerante no óleo.

$$\rho_1 = \frac{1}{\Lambda} \frac{\rho_{\text{óleo}}}{1 + w \left(\frac{\rho_{\text{óleo}}}{\rho_{\text{rl}}} - 1 \right)} \quad (\text{B.2})$$

O fator de correção Λ do comportamento ideal da mistura é dado por:

$$\Lambda = \frac{a_1 + bT + cT^2 + dw + ew^2 + fw^3}{1 + gT + hT^2 + iw + jw^2} \quad (\text{B.3})$$

na qual:

$$a = 0,999650597$$

$$f = 8,06502 \times 10^{-6}$$

$$b = -0,01811382$$

$$g = -0,01811257$$

$$c = 8,82352 \times 10^{-5}$$

$$h = 8,81506 \times 10^{-5}$$

$$d = 0,004534102$$

$$i = 0,004733494$$

$$e = -5,5197 \times 10^{-5}$$

$$j = -4,9138 \times 10^{-5}$$

Na Equação (B.3) w é dado em % e T em °C. As densidades do óleo e do refrigerante líquido são calculadas, respectivamente, por:

$$\rho_{\text{óleo}} = 902,0 - 0,6T \quad (\text{B.4})$$

$$\rho_{il} = 1396,314 - 3,28742T + 2,29105 \times 10^{-3} T^2 - 1,05736 \times 10^{-4} T^3 \quad (\text{B.5})$$

A Equação (B.4) foi ajustada para a faixa de $20 < T < 120$ °C , enquanto que a Equação (B.5) foi ajustada para a faixa de $0 < T < 70$ °C. Nessas equação a temperatura está em °C.

B.4 VISCOSIDADE DO LÍQUIDO

Na Equação (B.6) μ_l é a viscosidade da mistura líquida em *Pa.s* e T a temperatura em °C, dessa forma temos :

$$\mu_l = \frac{10^{(f_1 + f_2 T)}}{10^3} \quad (\text{B.6})$$

na qual f_1 e f_2 são funções da concentração de refrigerante w (%) dadas por :

$$f_1 = 1,5226652699 - 0,03990154w + 0,000733838w^2 - 9,0446 \times 10^{-6} w^3 \quad (\text{B.7})$$

$$f_2 = -0,011814 + 0,0002776w - 3,4171 \times 10^{-6} w^2 - 1,875 \times 10^{-7} w^3 + 4,45984 \times 10^{-9} w^4 \quad (\text{B.8})$$

B.5 ENTALPIA DO LÍQUIDO

Na Equação (B.9) tem-se que h_l , $h_{\text{óleo}}$ e h_{rl} são, respectivamente, as entalpias da mistura líquida, do óleo e do refrigerante líquido e w é a concentração de refrigerante em $\text{kg}_{\text{ref}} / \text{kg}_{\text{mist}}$.

$$h_l = (1-w) h_{\text{óleo}} + w h_{rl} \quad (\text{B.9})$$

A entalpia do óleo, em J/kg , é dada por :

$$h_{\text{óleo}} = c_{p0} T + h_0 \quad (\text{B.10})$$

na qual,

$$c_{p0} = 4186 \left[\frac{0,388 + 0,00045(1,8T + 32)}{\sqrt{s}} \right] \quad (\text{B.11})$$

e

$$s = \frac{\rho_{\text{óleo}}}{998,5} \quad (\text{B.12})$$

$$h_0 = 200 \times 10^3 \text{ J/kg} \quad (\text{B.13})$$

Nas Equações acima a densidade do óleo é expressa em kg/m^3 e a temperatura em $^{\circ}\text{C}$.

Para a entalpia do refrigerante líquido, em kJ/kg , tem-se :

$$h_{rl} = 30,7514 + 0,305924T + 0,00114859T^2 \quad (\text{B.14})$$

na qual a temperatura, T , é fornecida em Kelvin. A faixa utilizada para o ajuste da correlação é de $270 < T < 310 \text{ K}$.

B.6 PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE NO ESTADO GASOSO

Para o refrigerante R12 no estado vapor, a densidade (em kg/m^3) e a viscosidade (em cP) foram ajustadas para o intervalo $0,5 < p < 7 \text{ bar}$ e $-10 < T < 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, fornecidas, respectivamente, pelas seguintes correlações:

$$\rho_g = \frac{-4,2936 \times 10^{-4} + 5,9619 \times 10^{-4} T - 2,2594 \times 10^{-5} T^2 + 5,3237 p - 0,25614 p^2}{1 + 3,7908 \times 10^{-3} T - 5,0975 \times 10^{-6} T^2 - 0,072791 p + 6,6012 \times 10^{-4} p^2} \quad (\text{B.15})$$

$$\mu_g = \frac{0,01083615 + 1,0571 \times 10^{-4} T + 2,6707 \times 10^{-7} T^2 - 1,857 \times 10^{-4} p + 1,4031 \times 10^{-6} p^2}{1 + 6,00450 \times 10^{-3} T + 2,4519 \times 10^{-6} T^2 - 0,0140206 p} \quad (\text{B.16})$$

nas quais a pressão p é dada em bar e a temperatura T é dada em °C.

Para a entalpia, o ajuste compreendeu os intervalos $275 < T < 305$ K e $20 < p < 325$ kPa, fornecendo a seguinte equação:

$$h_g = a + bp + \frac{c}{T} + dp^2 + \frac{e}{T^2} + f \frac{p}{T} + gp^3 + \frac{h}{T^3} + i \frac{p}{T^2} + j \frac{p^2}{T} \quad (\text{B.17})$$

na qual:

$$a = 1038,3472$$

$$f = 32,490278$$

$$b = -0,0557957$$

$$g = -1,2927495 \times 10^{-9}$$

$$c = -419625,86$$

$$h = -6,7813606 \times 10^9$$

$$d = 2,7326852 \times 10^{-5}$$

$$i = -5797,6008$$

$$e = 88670110$$

$$j = -0,0087715977$$

com a pressão, p , dada em kPa e a temperatura, T , dada em K.

PROPRIEDADES DA MISTURA ÓLEO EMKARATE RL 10H-REFRIGERANTE R134a

C.1 INTRODUÇÃO

Encontra-se nesta seção as propriedades da Mistura óleo EMKARATE RL 10H R-134^a, que foram determinadas por Lacerda (2000) e Grandó (2001).

C.2 SOLUBILIDADE

A Equação (C.1) mostra a dependência da concentração de saturação (solubilidade) da mistura óleo EMKARATE RL 10H-R134a, cujos intervalos de aplicação são: $0 < p < 1000$ kPa e $0 < T < 60^{\circ}\text{C}$. Nessa equação a concentração, w_{sat} , é dada em %, a pressão, p , em kPa e a temperatura, T , em $^{\circ}\text{C}$.

$$w_{\text{sat}} = \frac{a_1 + b_1 p + c_1 T + d_1 p^2 + e_1 T^2 + f_1 T p}{a_2 + b_2 p + c_2 T + d_2 p^2 + e_2 T^2 + f_2 T p} \quad (\text{C.1})$$

na qual:

$$a_1 = 0,68247268$$

$$b_1 = 0,0700619$$

$$c_1 = 0,06991081$$

$$a_2 = 1,0$$

$$b_2 = -0,00313147$$

$$c_2 = 0,05031545$$

$$d_1 = -0,00012087$$

$$d_2 = 1,05413714 \times 10^{-6}$$

$$e_1 = -0,00171566$$

$$e_2 = 0,00136449$$

$$f_1 = 0,00241240$$

$$f_2 = 0,001392493$$

C.3 DENSIDADE DO LÍQUIDO

A densidade da mistura líquida é dada pela Equação (C.2). Nessa equação, a densidade do óleo, $\rho_{\text{óleo}}$, foi ajustada para valores de $20 < T < 120$ °C, enquanto que a densidade do refrigerante líquido, ρ_{rl} , foi ajustada para o intervalo $-5 < T < 50$ °C.

$$\rho_l = \frac{\rho_{\text{óleo}}}{1 + w \left(\frac{\rho_{\text{óleo}}}{\rho_{\text{rl}}} - 1 \right)} \quad (\text{C.2})$$

As densidades do óleo e do refrigerante líquido em (kg/m^3) são, respectivamente:

$$\rho_{\text{óleo}} = 966,43636 - 0,57391608T - 0,00024475524T^2 \quad (\text{C.3})$$

$$\rho_{\text{rl}} = 1294,679 - 3,22131T - 1,22131T - 1,233398 \times 10^{-2} T^2 \quad (\text{C.4})$$

Nessas equações, a solubilidade, w , é dada em (%) e a temperatura, T , em (°C).

C.4 VISCOSIDADE DO LÍQUIDO

A viscosidade cinemática da mistura líquida em (cSt) é dada pela Equação (C.5), válida para: $0 < T < 60$ °C e $0 < w < 50$ %.

$$\nu_L = \frac{a_1 + b_1 T + c_1 w + d_1 T^2 + e_1 w^2 + f_1 T w}{a_2 + b_2 T + c_2 w + d_2 T^2 + e_2 w^2 + f_2 T w} \quad (\text{C.5})$$

na qual:

$$a_1 = 38,31853120$$

$$a_2 = 1,0$$

$$b_1 = 0,03581164$$

$$b_2 = 0,05188487$$

$$c_1 = -0,55465145$$

$$c_2 = 0,02747679$$

$$d_1 = -6,02449153 \times 10^{-5}$$

$$d_2 = 9,61400978 \times 10^{-4}$$

$$e_1 = 7,67717272 \times 10^{-4}$$

$$e_2 = 4,40945724 \times 10^{-4}$$

$$f_1 = -2,82836964 \times 10^{-4}$$

$$f_2 = 1,10699073 \times 10^{-3}$$

Nessa equação, a solubilidade, w , está em (%), enquanto que a temperatura, T , é dada em ($^{\circ}\text{C}$). Para se obter a viscosidade dinâmica em (Pa.s), usa-se a seguinte equação:

$$\mu_1 = v_1 \rho_1 \times 10^{-6} \tag{C.6}$$