



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELO DINÂMICO PARA UM EVAPORADOR**  
**OPERANDO COM R-1234yf E R-134a**

**THIAGO ALI RESENDE LAUAR**

**Belo Horizonte, 02 de fevereiro de 2018**

**Thiago Ali Resende Lauer**

**MODELO DINÂMICO PARA UM EVAPORADOR  
OPERANDO COM R-1234yf E R-134a**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção de título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Co-orientador: Prof. Dr. Antônio Augusto Torres Maia

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

Ano 2018



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**  
Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário  
31270-901 - Belo Horizonte - MG  
Tel.: +55 31 3409.5145  
E-mail: [cpgmec@demec.ufmg.br](mailto:cpgmec@demec.ufmg.br)

**"MODELO DINÂMICO PARA UM EVAPORADOR OPERANDO COM  
R-1234YF E R-134A"**

**THIAGO ALI RESENDE LAUAR**

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Doutor em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Tese aprovada no dia 02 de fevereiro de 2018.

Por:

**Prof. Luiz Machado**  
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

**Prof. Sérgio de Moraes Hanriot**  
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

**Prof. Paulo Eduardo Lopes Barbieri**  
Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

**Prof. Antônio Augusto Torres Maia**  
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

**Prof. Raphael Nunes de Oliveira**  
Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

L366m

Luar, Thiago Ali Resende.  
Modelo dinâmico para um evaporador operando com R-1234yf e R-134a [manuscrito] / Thiago Ali Resende Luar. – 2018.  
109 f., enc.: il.

Orientador: Luiz Machado.  
Coorientador: Antônio Augusto Torres Maia.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais,  
Escola de Engenharia.

Anexos: f. 105-109.

Bibliografia: f. 98-104.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Meio ambiente - Teses. 3. Evaporadores - Teses. 4. Modelos matemáticos - Teses. I. Machado, Luiz. II. Maia, Antônio Augusto Torres. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. VI. Título.

CDU: 621(043)

“A matemática é o alfabeto que Deus usou para escrever o

Universo.”

Galileu Galilei

## **AGRADECIMENTOS**

À Deus e à espiritualidade amiga que me auxiliou neste projeto.

Aos meus pais, Ali Tadeu e Rita, pelo apoio incondicional a todos meus projetos. À minha querida irmãzinha pelo apoio. À minha querida esposa pela compreensão em todas as fases deste projeto, e a todos os familiares que incentivaram nesta caminhada.

Aos amigos que entenderam a minha ausência nos momentos de confraternização.

Ao Professor e Orientador Luiz Machado e ao Professor Antônio Maia pela dedicação durante a realização deste projeto.

Meus sinceros agradecimentos

# SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	10
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	12
<b>LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS</b> .....	13
<b>RESUMO</b> .....	16
<b>ABSTRACT</b> .....	17
1 Introdução.....	18
1.1 Objetivo.....	19
1.1.1 Objetivos específicos .....	19
1.2 Estrutura da tese.....	20
2 Revisão bibliográfica .....	21
2.1 Introdução.....	21
2.2 Classificação dos modelos matemáticos .....	21
2.2.1 Modelos indutivos ou de caixa preta .....	22
2.2.2 Modelos dedutivos.....	24
2.3 Evolução dos Refrigerantes.....	32
2.4 Classificação dos fluidos Refrigerantes .....	34
2.5 Estudo da substituição do R-134a para o R-1234yf .....	39
2.6 Correlações de Transferência de Calor .....	44
2.7 Correlações de Perda de Pressão .....	50
2.8 Fração de Vazio .....	52
2.9 Conclusão .....	54
3 Modelo matemático .....	56
3.1 Introdução.....	56
3.2 Modelo do evaporador .....	56
3.3 Modelo do compressor.....	62

3.4	Método de resolução do modelo do evaporador.....	62
3.4.1	Sub-rotinas para cálculo das propriedades termodinâmicas dos refrigerantes.....	68
3.4.2	Temperatura e pressão de saturação .....	68
3.4.3	Entalpia de vapor superaquecido .....	69
3.4.4	Entalpia de líquido saturado .....	70
3.4.5	Entalpia de vapor saturado .....	71
3.4.6	Volume específico de vapor superaquecido .....	71
3.4.7	Volume específico de vapor saturado .....	72
3.4.8	Volume específico de líquido saturado.....	72
3.5	Conclusão .....	73
4	Métodos e materiais .....	74
4.1	Aparato experimental.....	74
4.1.1	Compressor Alternativo .....	75
4.1.2	Condensador.....	76
4.1.3	Dispositivo de expansão.....	77
4.1.4	Evaporador .....	78
4.1.5	Sensores de Temperatura .....	79
4.1.6	Sensor de Vazão .....	79
4.1.7	Sensores de Pressão .....	79
4.1.8	Sensor de Rotação.....	79
4.1.9	Sistema de aquisição de dados .....	79
4.1.10	Procedimentos Experimentais .....	80
5	Resultados .....	81
5.1	Introdução.....	81
5.2	Teste de malha.....	81
5.3	Análise de Incerteza.....	84



5.4	Validação experimental do modelo em regime permanente .....	86
5.5	Simulações em regime permanente .....	89
5.6	Simulações em regime transiente .....	92
6	Conclusão .....	98
6.1	Sugestão de trabalhos futuros.....	99
	Referências bibliograficas .....	100
	Apêndice A.....	107

## LISTA DE FIGURAS

FIG. 2.1- Classificação dos Modelos matemáticos.....	21
FIG. 2.2- Desvio entre resultados simulados e medidos durante 1 ano .....	23
FIG. 2.3- Configuração de escoamentos. (a) Corrente cruzada-paralela. (b) Corrente cruzada-contrária. ....	30
FIG. 2.4- Progressão dos Refrigerantes. ....	32
FIG. 2.5- Elevação da Temperatura Global .....	34
FIG. 2.6- Comparação entre a pressão de vapor de alguns refrigerantes .....	41
FIG. 2.7- Padrões de escoamento bifásico em um tubo horizontal.....	45
FIG. 2.8- Variação do Coeficiente de transferência de calor .....	46
FIG. 2.8- Seção transversal de um escoamento bifásico em tubo .....	53
FIG. 3.1- Desenho esquemático do evaporador modelado .....	56
FIG. 3.2- Esquema de discretização do evaporador .....	57
FIG. 3.3- Ciclo termodinâmico real de uma máquina de refrigeração.....	64
FIG. 3.4- Influência do erro sobre o resultado simulado.....	65
FIG. 3.5- Fluxograma do modelo do evaporador.....	67
FIG. 4.1- Bancada de teste máquina frigorífica do Grupo de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG.....	74
FIG. 4.2- Esquema de montagem do aparato experimental .....	75
FIG. 4.3- Compressor.....	76
FIG. 4.4- Válvula termostática.....	77
FIG. 4.5- Evaporador.....	78
FIG. 5.1- Teste de Malha.....	82
FIG. 5.2- Influência do Passo temporal.....	83
FIG. 5.3- Influência do Número de elementos com passo temporal constante (10s) ....	83
FIG. 5.4 - Desvio da temperatura de saída da água para 600 e 800 rpm.....	87
FIG. 5.5 - Desvio da temperatura de entrada do fluido refrigerante para 600 e 800 rpm .....	88
FIG. 5.6 - Desvio da temperatura de saída do fluido refrigerante para 600 e 800 rpm..	88
FIG. 5.7- Comportamento do coeficiente de transferência de calor .....	90
FIG. 5.8- Comportamento da temperatura ao longo do evaporador .....	91

FIG. 5.9 – Comportamento do título ao longo do evaporador .....	91
FIG. 5.10 – Comportamento da fração de vazio ao longo do evaporador .....	92
FIG. 5.11– Comportamento da vazão mássica após degrau .....	93
FIG. 5.12– Comportamento da temperatura de evaporação <i>versus</i> tempo .....	94
FIG. 5.13– Comportamento da temperatura de evaporação adimensionalizada <i>versus</i> tempo.....	95
FIG. 5.14– Comportamento do coeficiente de transferência de calor .....	95
FIG. 5.15– Comportamento do superaquecimento do evaporador.....	96
FIG. 5.16– Comportamento da capacidade de refrigeração do evaporador operando com R-134a.....	97
FIG. 5.17– Comportamento da capacidade de refrigeração do evaporador operando com R-1234yf.....	97

## LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 – Estrutura química de alguns HFC's e HFO's .....	36
TABELA 2.2 – Valores de ODP e GWP de alguns fluidos refrigerantes.....	39
TABELA 2.3 – Valores do parâmetro C.....	51
TABELA 3.1 – Faixa de temperatura e pressão utilizada no ajuste de curva para cálculo das propriedades termodinâmicas .....	68
TABELA 3.2 – Coeficientes da equação de Antoine para pressão em (Pa) e temperatura em (°C).....	69
TABELA 3.3 – Coeficientes para (hs) em (J/kg) e as temperaturas em (°C) .....	70
TABELA 3.4 – Coeficientes para (hl) em (J/kg) e as temperaturas em (°C).....	70
TABELA 3.5 – Coeficientes para (hv) em (J/kg) e as temperaturas em (°C).....	71
TABELA 3.6 – Coeficientes para (vs) em (m <sup>3</sup> /kg) e as temperaturas em (°C).....	72
TABELA 3.7 – Coeficientes para (vv) em (m <sup>3</sup> /kg) e as temperaturas em (°C) .....	72
TABELA 3.8 – Coeficientes para (vl) em (m <sup>3</sup> /kg) e as temperaturas em (°C) .....	73
TABELA 5.1 – Fator de Student, “ t” .....	84
TABELA 5.2 – Tabela de incertezas experimentais.....	85
TABELA 5.3 – Tabela de temperatura de evaporação e superaquecimento requeridos e medidos .....	86
TABELA 5.4 – Valores dos parâmetros da simulação em regime permanente .....	89
TABELA 5.5 – Valores dos parâmetros da simulação em regime transiente .....	93

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

### Letras Latinas

$A$	Área transversal [m <sup>2</sup> ]
$C$	Coeficiente experimental [-]
$c$	Taxa de compressão [-]
$c_v$	Calor específico a volume constante [J/kg.K]
$c_p$	Calor específico a pressão constante [J/kg.K]
$d$	Diâmetro [m]
$dF_s$	Força de superfície infinitesimal [N]
$dF_c$	Força de campo infinitesimal [N]
$dz$	Comprimento do elemento [m]
$F$	Fator de atrito [-]
$G$	Velocidade mássica [kg/m <sup>2</sup> .s]
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Entalpia específica [J/kg]
$k$	Condutividade Térmica [W/m <sup>2</sup> .K]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
$n$	Número de elementos [-]
$n_t$	Número de tubos envelopados [-]
$N$	Frequência do compressor [hz]
$P$	Pressão [Pa]
$\bar{P}$	Pressão modificada [Pa]
$Pr$	Número de Prandtl
$p_f$	Perímetro [m]
$Re$	Número de Reynolds
$T$	Temperatura [K]
$v$	Volume específico [m <sup>3</sup> /kg]
$V$	Cilindrada [m <sup>3</sup> ]
$\forall$	Volume [m <sup>3</sup> ]
$t$	Tempo [s]
$w$	Velocidade [m/s]

$x$  Título [-]

### Letras Gregas

$\alpha_f$  Coeficiente de Transferência de calor [W/m<sup>2</sup>.K]  
 $\alpha$  Fração de vazio [-]  
 $\Delta z$  Passo espacial [m]  
 $\Delta t$  Passo de tempo [s]  
 $\gamma$  Grau de deslizamento [-]  
 $\varepsilon$  Erro [-]  
 $\eta$  Rendimento Volumétrico [-]  
 $\rho$  Massa específica [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\sigma$  Tensão Superficial [N/m]  
 $\mu$  Viscosidade Dinâmica [Pa.s]  
 $\theta$  Inclinação do evaporador [rad]  
 $\chi$  Parâmetro de Martinelli  
 $\phi$  Coeficiente para perda de carga em escoamentos bifásicos

### Subscritos

$a$  Água  
 $ac$  Acumulada  
 $bf$  Bifásico  
 $crit$  Crítico  
 $def$  Deficiente  
 $ent$  Entrada  
 $ext$  Externo  
 $f$  Fluido  
 $f_2$  Fluido na saída do compressor  
 $g$  Gerada  
 $int$  Interno  
 $i$  Índice do número de elementos  
 $j$  Índice do vetor Erro

<i>l</i>	Fase Líquida
<i>lo</i>	Propriedade do líquido de escoamentos com a mesma velocidade mássica
<i>p</i>	Parede
<i>vo</i>	Propriedade do vapor de escoamentos com a mesma velocidade mássica
<i>v</i>	Fase Vapor
<i>sai</i>	Saída
<i>sat</i>	Saturado
<i>t</i>	Tubos

### **Sobrescritos**

<i>n</i>	Coefficiente experimental
<i>0</i>	Grandeza no instante anterior

## RESUMO

Atualmente os hidroflúoroleofinas (HFO's) tem sido mais empregados nos processos de refrigeração por possuírem baixo potencial de destruição do ozônio (ODP) e baixo potencial de aquecimento global (GWP). Com o surgimento de restrições como por exemplo a Diretiva Europeia 2006/40/EC e EU N° 517/2014, fluidos refrigerantes com GWP acima de 150, como o R-134a, passaram a ser objeto de estudo para substituição. Dentro deste contexto, neste trabalho foi desenvolvido um modelo numérico para um evaporador coaxial de uma máquina frigorífica, para simular o comportamento do sistema operando com R-134a e com seu possível substituto, o R-1234yf. Testes experimentais foram realizados para a validação do modelo desenvolvido e simulações comparativas entre os fluidos refrigerantes R-134a e R-1234yf foram realizadas aplicando o modelo para determinar o comportamento do evaporador em regime permanente e transiente. Dentre os resultados obtidos importa destacar que nos piores casos o modelo foi capaz de prever a temperatura de saída da água com um erro máximo de 1,9°C e a temperatura de entrada e saída do fluido refrigerante com erro máximo de 1,8 e 1,6°C, respectivamente. Para as simulações em regime transiente as simulações mostraram que a massa de refrigerante necessária para operação do R-1234yf foi menor do que a do R-134a. Também foi observado que a constante de tempo do R-1234yf (12 s) foi praticamente a mesma do R-134a (13 s), quando o evaporador foi submetido a um degrau na vazão mássica de entrada. Tal proximidade pode estar ligada as semelhanças entre as propriedades termodinâmicas dos dois fluidos.

***Palavras Chaves:*** Meio ambiente, R-1234yf, R-134a, Evaporador, Modelo Matemático



## ABSTRACT

Currently, hydrofluoroleophins (HFOs) have been used more in refrigeration processes because they have low ozone depletion potential (ODP) and low global warming potential (GWP). With the emergence of restrictions such as the European Directive 2006/40 / EC and EU No. 517/2014, refrigerants with GWP above 150, such as R-134a, are now subject to study for substitution. In this context, a numerical model was developed for a coaxial evaporator of a refrigerating machine to simulate the behavior of the system operating with R-134a and its possible substitute, R-1234yf. Experimental tests were performed for the validation of the developed model and comparative simulations between R-134a and R-1234yf refrigerants were performed applying the model to determine the behavior of the evaporator in a steady-state and unsteady. Among the results obtained, it should be noted that in the worst cases the model was able to predict the water outlet temperature with a maximum error of 1,9 °C and the inlet and outlet temperature of the refrigerant with a maximum error of 1,8 e 1.6 °C, respectively. For the unsteady-state the simulations showed that the mass of refrigerant required for R-1234yf operation was lower than that of R-134a. It was also observed that the time constant of R-1234yf (12s) was practically the same as that of R-134a (13s) when the evaporator was subjected to a step in the inlet mass flow. Such proximity may be linked to the similarities between the thermodynamic properties of the two fluids.

**Key words:** Environment, R-1234yf, R-134a Evaporator, Mathematical Model

# 1 INTRODUÇÃO

A investigação experimental constitui uma ferramenta indispensável para a comprovação e o desenvolvimento de novas teorias. As hipóteses sobre determinado fenômeno científico só podem ser aceitas depois de passarem pelo crivo da experiência. Contudo a experimentação possui algumas desvantagens, como por exemplo, o custo para implantação de bancadas de teste, instrumentos de medição devidamente calibrados, material humano capacitado para realização dos experimentos, além de tempo para se testar todos os parâmetros envolvidos no fenômeno estudado. Adicionado a estes obstáculos, soma-se ainda o problema metrológico da determinação das incertezas e o desafio de reduzi-las ao máximo para que os resultados obtidos tenham validade. Em vista disto, uma alternativa encontrada para minimizar os recursos empregados no desenvolvimento de dados experimentais tem sido a simulação computacional.

A aliança entre as simulações computacionais e os laboratórios de experimentação pode reduzir significativamente o número de experimentos e conseqüentemente o custo das atividades de pesquisa e inovação. De acordo com Koury (1998) os primeiros cientistas a empregarem técnicas de simulação para estudarem o comportamento de evaporadores foram Danig em 1963 e Stoecker em 1966. A partir daí, com o desenvolvimento da computação diversos modelos numéricos foram desenvolvidos como, por exemplo; o programa HPSIM desenvolvido por Domanski e Didion em 1983, o programa EVSIM desenvolvido por Domanski em 1989, PUREZ elaborado por Rice e Jackson em 1994, ACMODEL por Rossi em 1995, CYRANO por Bensafi et. al. em 1997, COILDESIGNER por Jiang et. al. em 2006. Tais modelos permitiram realizar estudos do comportamento de trocadores de calor operando em regime permanente. Outro caso de sucesso da utilização de simulação computacional foi no aperfeiçoamento da geometria dos trocadores de calor. Estudos propostos por Guo et al., 2001, Guo, 2002, Guo et al., 2004, e Guo et al., 2005 mostram que a manipulação dos escoamentos através da alteração da geometria de aletas ou variação das pressões do escoamento do fluido secundário podem provocar a intensificação da transferência de calor através da melhoria da coordenação entre os campos de velocidade e temperaturas. Modelos numéricos desenvolvidos neste sentido facilitam investigações deste tipo, ao passo que, sem o auxílio deles avaliações relacionadas à variação da geometria exigiriam a fabricação de diversos protótipos dedicados cada um ao estudo de uma determinada geometria.

Quando se deseja determinar o comportamento de sistemas de refrigeração operando com diferentes fluidos refrigerantes as simulações computacionais também podem ser empregadas. Nesse caso uma avaliação preliminar pode ser realizada sobre o desempenho dos sistemas de condicionamento de ar sem que haja a necessidade da construção de protótipos. Uma vez verificando a viabilidade daquela condição os protótipos poderiam ser desenvolvidos minimizando custos. É neste sentido que diversos estudos têm sido realizados para a substituição do fluido R-134a pelo R-1234yf para adequação a Diretiva Europeia N° 517/2014 que restringiu a utilização fluidos refrigerantes com GWP acima de 150 usados em sistemas de ar condicionado automotivo e refrigeração doméstica (Miranda et. al. (2015), Molés et. al. (2014), Reasor et.al. (2010), Zilio et. al. (2011), Lee e Jung (2012), Cho et. al. (2013), Esbrí et. al. (2013), Li et. al. (2014), Babiloni et. al. (2014), Molés et. al. (2014), Pottker e Hrnjak (2015)). Tais estudos foram baseados em simulações computacionais e dados experimentais com o objetivo de verificar o impacto sobre o desempenho térmico do R-1234yf em ciclos de refrigeração que originalmente operam com R-134a. Entretanto, em nenhum trabalho foi apresentado um estudo comparativo entre a resposta dinâmica do R-134a e o R-1234yf. Assim, o desenvolvimento dos estudos apresentados nessa tese justifica sua aplicabilidade e aprofunda o conhecimento sobre as consequências da substituição do R-134a pelo R-1234yf.

## **1.1 Objetivo**

O objetivo principal deste trabalho foi elaborar um modelo numérico de um evaporador, operando com R-134a e R-1234yf como fluido principal e água como fluido secundário, para simular o comportamento de uma máquina de refrigeração operando em regime transiente.

### **1.1.1 Objetivos específicos**

Para alcançar o objetivo principal deste trabalho foi realizado os seguintes objetivos específicos:

- 1) Estabelecer o conjunto de relações matemáticas a serem usadas na elaboração do modelo e as correlações necessárias na determinação das propriedades termodinâmicas e coeficientes dos fluidos utilizados;
- 2) Elaborar um código computacional para solução das equações do modelo;
- 3) Validar o modelo com dados experimentais;
- 4) Simular o comportamento do evaporador em regime permanente e transiente operando com R-134a e R-1234yf.

## 1.2 Estrutura da tese

Esta tese está dividida em 6 capítulos. O capítulo 1 consiste na introdução do tema central da tese, além de apresentar justificativas e motivações para a realização do trabalho. Ainda neste capítulo é apresentado os objetivos gerais e específicos do estudo. No capítulo 2 apresenta-se um estudo sobre o surgimento histórico dos fluidos refrigerantes, assim como os diversos aperfeiçoamentos sofridos por eles para atender demandas comerciais, técnicas e ecológicas ao longo do tempo. É apresentado também um estudo sobre a substituição do R-134a pelo R-1234yf baseado em trabalhos científicos e na Diretiva Europeia Nº 517/2014 e um estudo relativo aos tipos de modelos empregados em simulações de sistemas de refrigeração. No capítulo 3 apresenta-se o modelo matemático elaborado para simulação do comportamento de um evaporador operando com R-134a e R-1234yf. Neste capítulo uma breve revisão sobre as correlações de transferência de calor por convecção, queda de pressão e fração de vazão é mostrada. No capítulo 4 apresentam-se os componentes da máquina de refrigeração, instrumentos de medição e procedimentos experimentais utilizados para a validação do modelo. No capítulo 5 os resultados das simulações em regimes transiente e permanente com R-134a e R-1234yf são apresentados juntamente com resultados experimentais. Ainda se encontra o teste de malha espacial e temporal do modelo, a simulação da resposta transiente do superaquecimento do evaporador quando submetido a um degrau na vazão de entrada. No capítulo 6 apresenta-se um resumo do trabalho realizado e as principais conclusões obtidas.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Introdução

Este capítulo está dividido em três seções. Na primeira seção foi realizada uma pesquisa através de literatura especializada sobre os modelos matemáticos e suas classificações. Nas últimas duas seções um estudo sobre fluidos refrigerantes é realizado na tentativa de abordar temas relevantes tratados neste trabalho como, a evolução dos fluidos refrigerantes, a classificação e tipos de refrigerantes e estudos mais atuais que envolvem a utilização do R-1234yf como substituto do R-134a em sistema de refrigeração.

### 2.2 Classificação dos modelos matemáticos

De acordo com Maia (2000) os modelos matemáticos utilizados no estudo de sistemas de refrigeração podem ser classificados segundo o regime de operação, permanente ou transiente, e também segundo o nível de empirismo adotado na elaboração dos mesmos, indutivos ou dedutivos conforme mostrado na FIG. 2.1.

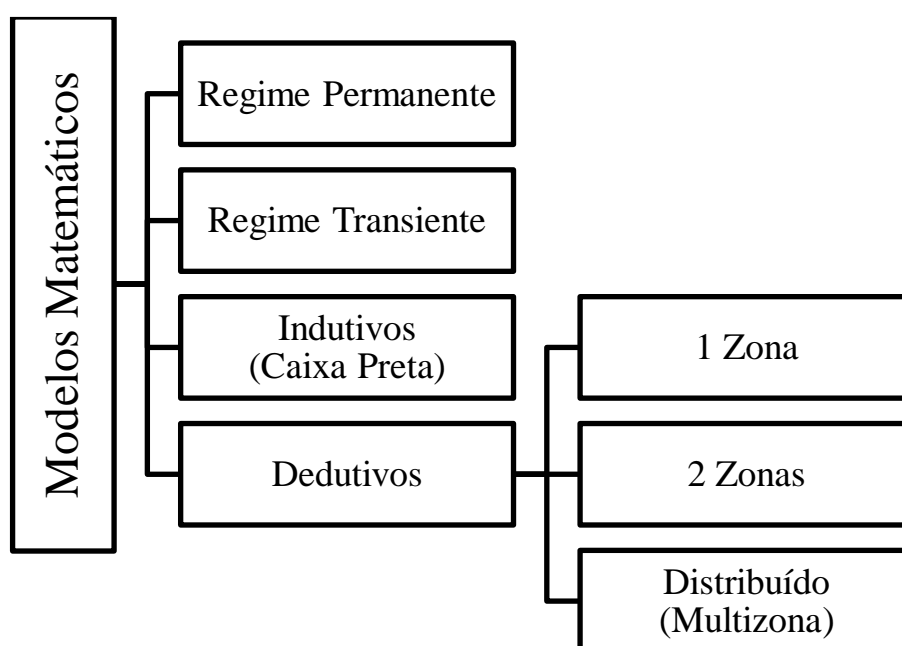


FIG. 2.1- Classificação dos Modelos matemáticos  
FONTE – Elaborada pelo autor

Os modelos em regime permanente geralmente são utilizados para estudo da substituição de fluidos e aperfeiçoamento do projeto de trocadores de calor. Os modelos em regime transiente procuram investigar o comportamento dinâmico dos sistemas de refrigeração quando submetidos à variação de vazão decorrente da partida a quente (quando se liga sistema de refrigeração) ou do fechamento da válvula de expansão. Os modelos indutivos ou de caixa preta são desenvolvidos a partir de dados experimentais. A consistência destes modelos é limitada aos ensaios experimentais realizados para o ajuste dos coeficientes das equações propostas. Ao contrário dos modelos indutivos, os modelos dedutivos são resultados da aplicação de princípios físicos como a conservação de massa, energia e quantidade de movimento. As subclassificações; 1 zona, 2 zonas ou distribuído está relacionada aos números de volumes de controles utilizados para abordar o problema.

### 2.2.1 Modelos indutivos ou de caixa preta

Segundo Homod (2013) os modelos indutivos ou de caixa preta geralmente desprezam os fenômenos físicos internos que ocorrem dentro do trocador de calor e buscam estabelecer relações entre os parâmetros de entrada e saída através de coeficientes determinados experimentalmente.

A principal vantagem neste tipo de modelo está relacionada a uma formulação matemática simplificada, entretanto, não é possível desenvolver investigações profundas sobre o estado termodinâmico dos fluidos de trabalho, nem determinar a variação dos parâmetros de interesse como temperatura, pressão, título, coeficientes de transferência de calor e outros.

Recentemente, Ruschenburg et. al. (2014) desenvolveram um estudo utilizando um modelo de caixa preta para modelagem de uma bomba de calor. O modelo foi validado com dados de 5 instalações e os desvios encontrados entre dados simulados e medidos variam de 1 a 32% como pode ser observado na FIG. 2.2.

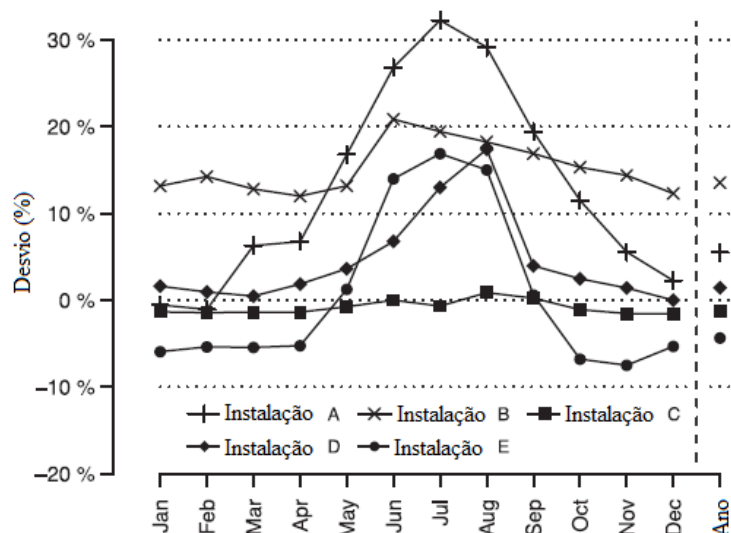


FIG. 2.2– Desvio entre resultados simulados e medidos durante 1 ano  
 FONTE – Adaptada de Ruschenburg et. al. (2014)

Laskowski (2015) também elaborou um modelo usando a técnica de caixa preta para um trocador de calor tubo concêntrico com escoamento em corrente contrária. O objetivo neste estudo foi introduzir uma nova relação para calcular a efetividade como função de somente parâmetros de entrada através da EQ. (2.1).

$$\Delta T_2 = (A_1 T_{c1} + A_2 T_{h1} + A_3) \left( \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h} \right)^{A_4} (\dot{m}_h)^{A_5} \quad (2.1)$$

Os coeficientes  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $A_4$  e  $A_5$  são determinados experimentalmente e fazem parte do ajuste do modelo do tipo caixa preta. Os parâmetros  $T$  e  $\dot{m}$  correspondem à temperatura e a vazão mássica. Os índices  $c$ ,  $h$ , 1 e 2 representam o fluido quente e o fluido frio e a entrada e saída do trocador. Os resultados encontrados nesta primeira tentativa não foram satisfatórios, assim, um modelo baseado na média aritmética da diferença de temperatura foi proposto para o cálculo da efetividade do trocador de calor conforme EQ. ((2.2), (2.3) e (2.4)), cujo  $\Delta T_1$  representa a diferença de temperatura entre a saída do fluido quente e a entrada do fluido frio e  $\Delta T_2$  a diferença de temperatura entre a entrada do fluido quente e a saída do fluido frio. Os resultados nesta nova tentativa apresentaram um desvio de  $\pm 2^\circ\text{C}$  quando comparados a dados fornecidos por um simulador de trocador de calor.

$$\varepsilon = 1 - \frac{(1 - C)(1 - \alpha)}{\alpha + \alpha C - C} \quad (2.2)$$

$$C = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} \quad (2.3)$$

$$\alpha = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_1 + \Delta T_2} \quad (2.4)$$

Maia (2005) desenvolveu um modelo de um evaporador para avaliar o tempo de resposta do grau de superaquecimento quando a vazão de entrada sofria variações. O problema da modelagem também foi abordado baseado na técnica de caixa preta. A resposta do superaquecimento foi representada por uma função de transferência de primeira ordem de acordo com a EQ. (2.5).

$$H(p) = \frac{K e^{-\tau p}}{(1 + \theta p)} \quad (2.5)$$

Em que  $\tau$  e  $\theta$  representam o atraso e a constante de tempo do evaporador,  $p$  é a variável de Laplace. O ganho  $K$  representa a razão entre as variações do superaquecimento e da vazão mássica do fluido refrigerante na entrada do evaporador. Aplicando a transformada inversa de Laplace na EQ. (2.5), o superaquecimento do fluido refrigerante é dado por:

$$\Delta T_s(t) = \Delta T_s(t_0) + \Delta \dot{m}_{f1} K (1 - e^{-t/\theta}) \quad (2.6)$$

A partir de dados experimentais, a constante de tempo e o ganho do evaporador foram determinados para diversos pontos de operação. Os resultados obtidos em simulação mostraram que o modelo é capaz de prever o grau de superaquecimento do evaporador com desempenho aceitável.

### 2.2.2 Modelos dedutivos



Os modelos dedutivos são divididos tradicionalmente pelo nível de detalhamento da malha. O modelo mais simples é aquele que utiliza somente um volume de controle para descrever o comportamento do componente dentro do sistema de refrigeração. Este modelo é também conhecido como modelo global e é tipicamente aplicado no estudo de compressores e dispositivos de expansão. Durante o funcionamento em regime transiente do sistema de refrigeração por compressão de vapor a válvula de expansão e o compressor experimentam pequenas variações de massa e energia interna no seu interior, por isso, é conveniente adotar um modelo simples para estes componentes.

Uma análise clássica de balanço de massa e energia sobre um dispositivo de expansão conduz a EQ. (2.7) que pode ser utilizada para o cálculo da vazão mássica da válvula de expansão  $\dot{m}_{de}$ .

$$\dot{m}_{de} = K_{de} \sqrt{\Delta P \rho_{f4}} \quad (2.7)$$

Em que  $K_{de}$  é um coeficiente de perda de carga determinado experimentalmente,  $\Delta P$  a diferença de pressão entre a entrada e a saída da válvula de expansão e  $\rho_{f4}$  a massa específica do fluido frigorífico na entrada da válvula de expansão.

Da mesma maneira o processo de compressão pode ser modelado e a vazão mássica do compressor pode ser determinada pela EQ. (2.8)

$$\dot{m}_{comp} = N \rho_{f2} V \eta_v \quad (2.8)$$

Em que  $N$ ,  $\rho_{f2}$ ,  $V$  e  $\eta_v$  são a rotação de operação do compressor, a massa específica do fluido refrigerante na entrada do compressor, a cilindrada e o rendimento volumétrico do compressor, respectivamente.

Conforme Toubert salientaram (apud Koury, 1998, p. 27) os modelos puramente dedutivos ou indutivos são raros já que alguns dos coeficientes dos modelos dedutivos como, por exemplo, o  $K_{de}$  e  $\eta_v$  das EQ. (2.7) e (2.8) são determinados experimentalmente dando a estes modelos uma característica de modelagem indutiva.

Jaime et al. (2015) desenvolveram um modelo global transiente do compartimento de passageiros de um veículo. O modelo foi completamente transiente e foi minuciosamente validado em condições ambientais variáveis. As cargas térmicas foram calculadas por meio do modelo e de acordo com os resultados a diminuição da

transmissividade dos vidros de 0,2 pode produzir uma redução de 3,3% da capacidade de refrigeração instalada.

Os modelos dedutivos que utilizam mais de uma zona têm sido mais empregados para investigar os fenômenos que ocorrem nos trocadores de calor (condensador e evaporador) que compõem o restante do sistema de refrigeração. Os modelos que dividem o evaporador ou o condensador em duas regiões, região monofásica e região bifásica, são também conhecidos por modelos de fronteira móvel. A análise de trocadores de calor utilizando o método de fronteira móvel é muito atraente, pois seus resultados são obtidos com relativa rapidez e precisão.

Baseado em princípios físicos para escoamento bifásico e monofásico Bonilla et.al. (2015) desenvolveram um modelo que descreve o comportamento de um trocador de calor a partir das três regiões típicas que aparecem em condensadores e evaporadores – subresfriada, saturada e superaquecida. Dados experimentais obtidos de uma planta de geração de potência solar foram utilizados para realizarem comparações entre o método de fronteira móvel e o método distribuído, que divide o trocador de calor em vários elementos. A comparação mostrou que os dois métodos apresentam boa concordância com os dados experimentais, contudo o método de fronteira móvel é mais rápido.

Os modelos que dividem os trocadores de calor em vários elementos são chamados de modelos distribuídos. Estes modelos envolvem uma formulação matemática mais complexa e resolvem as equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento localmente.

MacArthur e Grald (1989) desenvolveram um modelo completo para todos os componentes de uma bomba de calor. Devido à importância dos efeitos de mudança de fase no condensador e no evaporador um modelo distribuído foi desenvolvido para descrever os parâmetros termodinâmicos como uma função do tempo e da posição. Os resultados da simulação numérica quando comparados aos dados experimentais apresentaram uma boa concordância no regime transiente.

Na mesma época um modelo computacional foi proposto por Domanski (1989), EVSIM, para calcular o desempenho térmico de um evaporador usando como dados de entrada a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador, a temperatura de saturação, o grau de superaquecimento na saída do trocador de calor e o escoamento do ar. Além disto, o modelo considera o circuito que o fluido refrigerante percorre dentro do evaporador. Para isso o evaporador foi dividido em vários elementos onde as equações de conservação de energia, massa e quantidade de movimento são resolvidas localmente.

A validação revelou que o modelo não previa com precisão a quantidade de troca de calor latente quanto à troca de calor total. A maior discrepância encontrada entre os resultados do teste e da simulação foi de 19,2%.

Em 1991 Wang e Toubert elaboraram uma classificação sobre os modelos matemáticos desenvolvidos para simulação do comportamento dinâmico de trocadores de calor aplicados a sistemas de refrigeração (modelos de caixa preta, modelos de uma zona, modelos de duas zonas e modelos distribuídos). No trabalho desenvolvido por eles um modelo distribuído também foi desenvolvido com o objetivo de investigar o comportamento de sistemas de refrigeração operando em regime transiente. Sobre a faixa de operação testada por eles os dados experimentais se afastaram no máximo 5% dos dados simulados.

Jia et al. (1995) desenvolveram um modelo capaz de prever o desempenho de um evaporador operando em regime permanente. O modelo calculou a distribuição espacial da velocidade, fração de vazio, temperatura do fluido primário e secundário, temperatura da parede e umidade do ar em cada instante de tempo. O comportamento dinâmico do evaporador foi estudado a partir da variação da vazão de entrada do refrigerante no evaporador. Comparação com dados experimentais foram realizadas utilizando um evaporador comercial operando com R-134a. Os resultados indicaram que a comparação entre dados simulados e experimentais possuíam comportamento semelhante, porém os desvios desta pesquisa não foram informados.

Bensafi et al. (1997) desenvolveram um programa (CYRANO) para o cálculo detalhado de trocadores de calor aletados. O modelo computacional resolve as equações de conservação calculando a temperatura, pressão, propriedades termodinâmicas e o coeficiente de transferência de calor para cada elemento. Dá-se ainda ao usuário a possibilidade de trabalhar com circuitos não convencionais com várias entradas e saídas e com vários tipos de aletas. O programa foi validado usando sete trocadores de calor do tipo serpentina. Cada um foi carregado com fluido puro e a condensação devido à umidade do ar é desconsiderada. As comparações mostraram que os erros entre modelo e dados experimentais foram menores do que 5%.

Leroy e Groll (1998) desenvolveram uma análise comparativa de três modelos nomeados de PUREZ, HPSIM e ACMODEL. O modelo PUREZ foi desenvolvido por Rice e Jackson (1994) e os trocadores de calor são modelados usando uma análise global. O modelo HPSIM foi desenvolvido por Domanski e Didion (1983) e em contraste com o PUREZ, adota uma análise distribuída, tubo a tubo. O procedimento de cálculo consistiu

em isolar um único tubo e calcular seu desempenho individualmente. A taxa de transferência de calor foi determinada usando a teoria de trocadores de calor com escoamento cruzado. Fazendo isso a capacidade de troca de calor total é calculada pela soma da troca de calor de cada tubo. Este tipo de análise requer informação adicional sobre como o fluido circula nos tubos o que não é requerido por PUREZ. ACMODEL utiliza uma análise similar a adotada por HPSIM, entretanto, o tubo foi dividido em diversos segmentos de tubo e o estado do refrigerante foi determinado para cada segmento. Os resultados demonstraram que o modelo PUREZ foram os que mais se aproximaram dos dados experimentais.

Koury et. al. (2001) desenvolveram um modelo do tipo distribuído para simular o comportamento de um sistema de refrigeração por compressão de vapor operando em regime permanente e transiente. O modelo foi baseado em princípio de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. O modelo do sistema de refrigeração foi composto por outros quatro modelos, o do compressor, da válvula de expansão, do condensador e do evaporador. Como a inércia térmica do compressor e da válvula de expansão é pequena adotou-se um modelo em regime permanente; entretanto, o evaporador e do condensador são divididos em diversos elementos e o regime transiente é assumido. Uma comparação entre o modelo numérico e dados experimentais revelaram que o COP simulado possuía um comportamento semelhante ao experimental, contudo os desvios não foram apresentados.

Koury et. al. (2003) desenvolveram um modelo numérico de um radiador, tipicamente encontrado em sistemas de ar condicionado. O radiador foi dividido em diversos elementos onde as equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento são aplicadas e resolvidas através do método de Runge-Kutta de quarta ordem. Além disto, o método de diferenças finitas foi empregado para calcular a temperatura da parede e do fluido secundário. O modelo foi capaz de simular diferentes geometrias de radiador operando com diferentes fluidos. Os resultados teóricos obtidos das simulações com R410A e R22 repetem o mesmo comportamento dos dados experimentais apresentado na literatura especializada. Além disto, uma análise da partida a quente e da variação da vazão mássica na entrada do evaporador para aumentar o superaquecimento foram simuladas com fluido R22.

Porkhial et. al. (2004) apresentaram um modelo distribuído capaz de calcular o perfil de temperatura do fluido refrigerante, da parede, do título como uma função do tempo e do espaço. Um evaporador carregado com R22 foi utilizado para estudar o

comportamento em regime transiente. Os resultados indicaram que o modelo numérico reproduz o mesmo comportamento observado nos dados experimentais, entretanto os autores não apresentaram os desvios nas suas conclusões.

Tian e Li (2005) desenvolveram um modelo para simular o comportamento transiente de um ar condicionado automotivo operando com um compressor de curso variável. Buscou-se avaliar o comportamento transiente do sistema de ar condicionado operando com R-134a a partir de mudanças repentinas na rotação do compressor ou do ventilador. Os resultados da simulação apresentaram boa concordância com os dados experimentais, porém os desvios não foram apresentados nas conclusões.

Zhang W. e Zhang C. (2006) desenvolveram um modelo de fronteira móvel generalizado para descrever o comportamento transiente de um evaporador de um sistema de refrigeração a compressão de vapor. Em seu estudo a fração de vazio foi considerada e uma análise qualitativa mostrou que o modelo pode realizar uma boa predição do comportamento transiente, contudo os desvios não foram apresentados.

Chen e Deng (2006) propuseram um modelo para um sistema de ar condicionado aplicando as equações de conservação de massa e energia para cada componente do sistema. A troca de calor calculada no condensador e o evaporador usa um modelo que assume a presença de uma zona monofásica (sub-resfriada para condensador e superaquecida para evaporador) e uma zona bifásica. O grau de superaquecimento, a troca de calor do evaporador, a pressão de evaporação e condensação e a temperatura do ar foram medidas em um banco de teste para se estudar o comportamento transiente e permanente do sistema após uma variação na rotação do compressor. Os resultados demonstraram que os erros entre modelo e dados experimentais foram menores do que 6%.

Kuo et. al. (2006) desenvolveram um algoritmo que leva em conta o circuito percorrido pelo fluido refrigerante dentro do trocador de calor. O modelo foi testado em cinco configurações diferentes e mostrou um erro relativo entre 1,6% e -9,4%.

Jiang et. al. (2006) elaboraram uma ferramenta para análise, simulação e projeto de trocadores de calor nomeada de CoilDesigner. O método de discretização em vários elementos também é usado neste modelo. Além disto, o programa pode simular diferentes condições de escoamento do lado refrigerante e assim como suporta o escoamento do ar em duas dimensões. O programa ainda dá inúmeras possibilidades de trabalho para o usuário fornecendo uma variedade de fluidos e correlações para perda de pressão e coeficiente de convecção podem ser testadas e comparadas.

Byun et. al. (2007) estudaram a influência de diversos parâmetros sobre o desempenho de um evaporador usando um modelo numérico desenvolvido por Domanski (1989) chamado EVSIM. Em sua análise foram considerados dois tipos de trocadores de calor, o trocador de calor com corrente cruzada-contrária (a) e corrente cruzada-paralela (b) mostrados na FIG. 2.3. Os refrigerantes usados no estudo foram o R-134a, R-410A e o R-22. Além disto, vários tipos de aletas foram usadas para o lado do ar e do refrigerante. Os resultados mostraram que a taxa de transferência de calor para os trocadores de calor do tipo (b) é 3% maior do que para o tipo (a) com o fluido R-22. A taxa de transferência de calor para o R-410A é maior do que àqueles usando R-134a e R-22. Além disto, a queda de pressão para o fluido R-410A é menor do que para os outros fluidos. A taxa de transferência de calor para tubos corrugados é duas vezes maior do que para tubos lisos, em compensação a perda de pressão para os tubos corrugados é 45 a 50% maior do que para os tubos lisos. Finalmente foi mostrado que o desempenho do trocador de calor com aletas tipos *slip* é superior a aqueles que utilizam aletas planas.

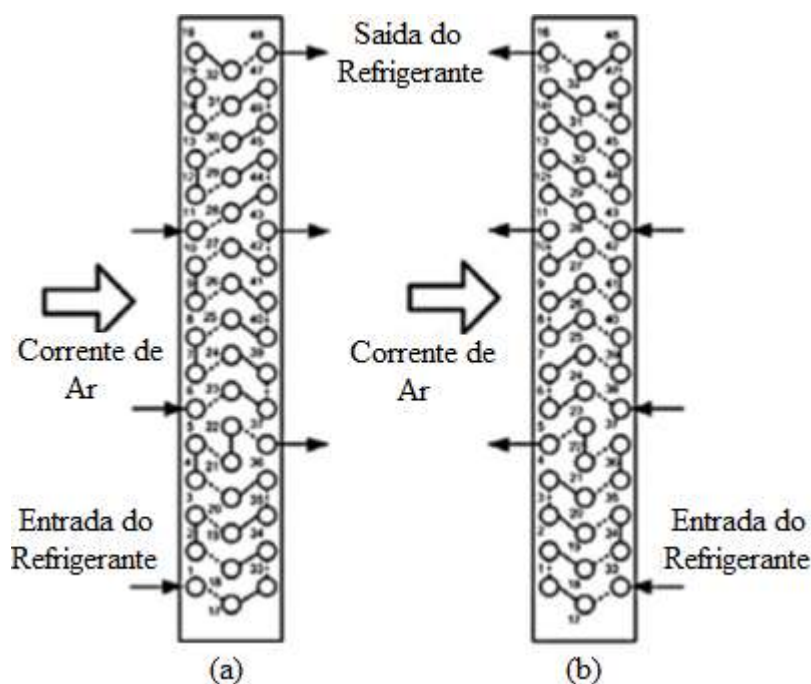


FIG. 2.3– Configuração de escoamentos. (a) Corrente cruzada-paralela. (b) Corrente cruzada-contrária.

FONTE - Byun et. al. (2007)

Li e Alleyne (2010) desenvolveram um modelo utilizando o método de fronteira móvel adaptável às condições de partida e desligamento do compressor. O modelo utilizou estruturas representativas para as regiões de escoamento monofásico e bifásico.

Os resultados simulados demonstraram que o comportamento transiente do ciclo de compressão de vapor aproxima-se aos dados experimentais.

Li et. al. (2011) estudaram o efeito da distribuição de massa de fluido refrigerante sobre o desempenho do sistema de refrigeração. Para isso, desenvolveram um modelo baseado no método de fronteira móvel para simular condições de partida e parada do compressor. Para a validação do modelo foi utilizado o fluido R-134a. Os resultados encontrados pelo modelo para a distribuição de massa nos componentes do sistema de refrigeração durante a parada do compressor apresentam o comportamento similar ao encontrado pelos dados experimentais com um desvio entre 4 a 8%.

Cecchinato e Mancini (2012) desenvolveram um modelo baseado no método de fronteira móvel. O evaporador é representado por dois modelos, um simplificado que considera somente a zona bifásica e outro que utiliza duas zonas para calcular o evaporador, a zona bifásica e a superaquecida. Um critério de escolha baseado na massa específica e no comprimento da região superaquecida foi usado para que o trocador seja representado adequadamente. Quando a massa específica da região superaquecida foi maior do que a massa específica do vapor e o comprimento desta mesma região é menor ou igual a zero o modelo de uma zona é usado para as simulações, no entanto, se a condição anterior não foi satisfeita o modelo de duas zonas foi usado para representar o evaporador. Uma comparação entre o modelo desenvolvido e um modelo distribuído foi realizada e mostrou uma semelhança entre os dados, entretanto os desvios não foram apresentados no trabalho.

Maia et. al. (2013) apresentaram um modelo distribuído de um evaporador de tubo concêntricos usado em uma máquina de refrigeração. O projeto de um controlador adaptativo foi realizado após a validação do modelo numérico com dados experimentais, contudo os desvios não foram apresentados. Os resultados obtidos mostraram que o modelo proposto pode ser usado para descrever o comportamento dinâmico de uma máquina de refrigeração e estas informações podem ser usada no projeto de um controlador adaptativo.

Koury et. al. (2013) apresentaram um estudo sobre o comportamento dinâmico de uma bomba de calor para aquecimento de água em aplicações residenciais. O modelo matemático para os trocadores de calor é baseado nas equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. O acoplamento dos quatro componentes permite a determinação dos perfis de temperatura, pressão e vazão mássica no domínio do tempo e espaço. A validação do modelo é feita através da comparação com dados experimentais

e mostra uma concordância entre os resultados, porém os desvios não foram calculados neste estudo.

### 2.3 Evolução dos Refrigerantes

A história dos fluidos refrigerantes se confunde com a da refrigeração. Ao longo dos anos o desenvolvimento dos fluidos refrigerantes proporcionou o aperfeiçoamento dos sistemas de refrigeração primitivos até ao que se conhece atualmente. O primeiro ciclo de refrigeração foi proposto em 1805 por Oliver Evans (Calm, 2008). Ele era baseado na evaporação do éter sobre condições de vácuo e na reutilização do éter através da condensação em um trocador de calor refrigerado a água. Entretanto, foi somente em 1834 que Jabob Perkins apresentou sua máquina de compressão de vapor e introduziu a utilização dos fluidos refrigerantes para refrigeração.

Os fluidos refrigerantes mais comuns utilizados no processo de refrigeração no período inicial da refrigeração (1830 a 1930) foram os solventes e fluidos voláteis. Eles formavam a primeira geração dos fluidos refrigerantes como observado na FIG. 2.4.

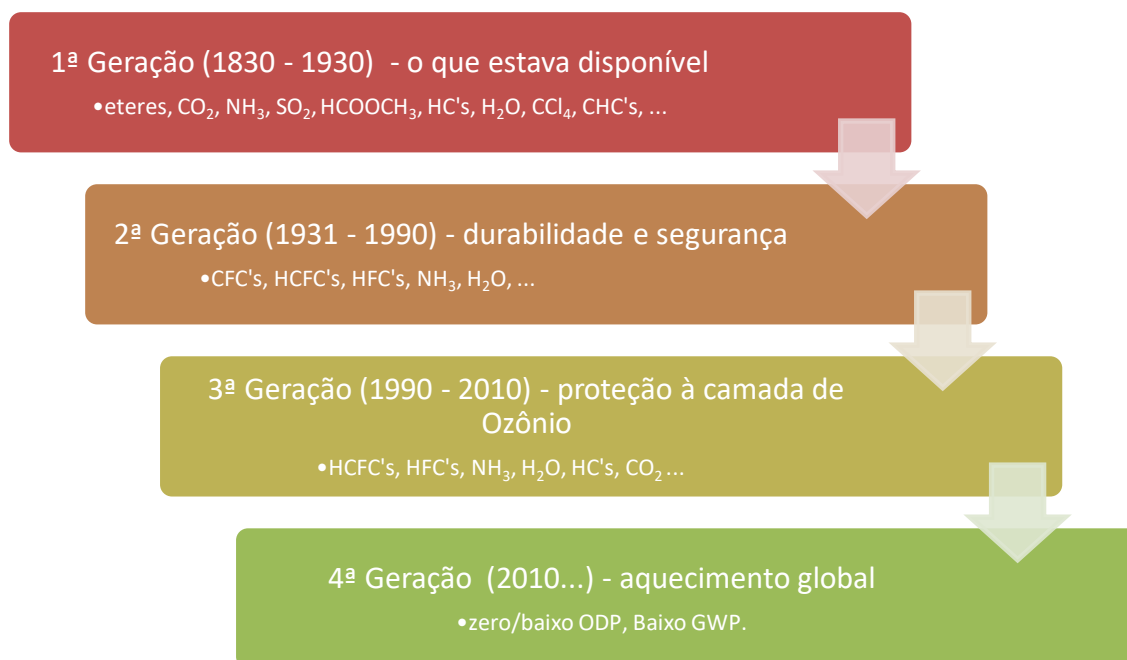


FIG. 2.4- Progressão dos Refrigerantes.  
FONTE – Calm, (2008)



Os fluidos mais usados nesta época eram o propano (R-290), a amônia (R-717), o dióxido de carbono (R-744), a água (R-718), o tetracloreto de carbono (R-10), o dióxido de enxofre (R-764) e o dicloroetano (R-1130). A maioria destes fluidos possuíam características pouco favoráveis para a manipulação por serem inflamáveis e tóxicos.

De acordo com Calm (2008) a segunda geração dos fluidos refrigerantes se destacou pela utilização de compostos químicos a base de flúor, principalmente por causa da durabilidade e da segurança. Diversas pesquisas lideradas por Thomas Midgley Jr., Albert L. Hence e Robert R. McNarcy sugeriram que a adição de flúor em hidrocarbonetos influenciava a temperatura de ebulição, o nível de toxicidade e inflamabilidade dos fluidos refrigerantes. Tais estudos impulsionaram a indústria da refrigeração na direção de refrigerantes à base de flúor e inauguraram a era dos clorofluorcarbonos (CFC's) e mais tarde em 1950 dos hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's).

Na década de 70 estudos sugeriram que a camada de ozônio estaria sendo destruída pelo o uso excessivo dos CFC's e HCFC's. Várias discussões em torno deste tema resultaram em ações para mitigar este problema, como por exemplo, a assinatura do Protocolo de Montreal. Estes fatos conduziram ao aparecimento da terceira geração de fluidos refrigerantes que procurou excluir o cloro da composição química dos refrigerantes para proteger a camada de ozônio. O consumo dos CFC's foi então reduzido e uma nova família de fluido refrigerante surgiu, os hidrofluorcarbonetos (HFC's).

Apesar do sucesso das medidas adotadas pelos países na redução do consumo de substâncias nocivas à camada de ozônio, ODS's, (Ozone Depleting Substances) os problemas climáticos enfrentados pela humanidade a partir da segunda metade do século 20 pareciam agravar-se. Mais uma vez estudos desenvolvidos por Brohan et. al. (2006) e Rayner et. al. (2006) revelavam que o nível dos mares, o derretimento das calotas polares e a temperatura média da atmosfera e dos oceanos aumentavam como observado na FIG. 2.5.

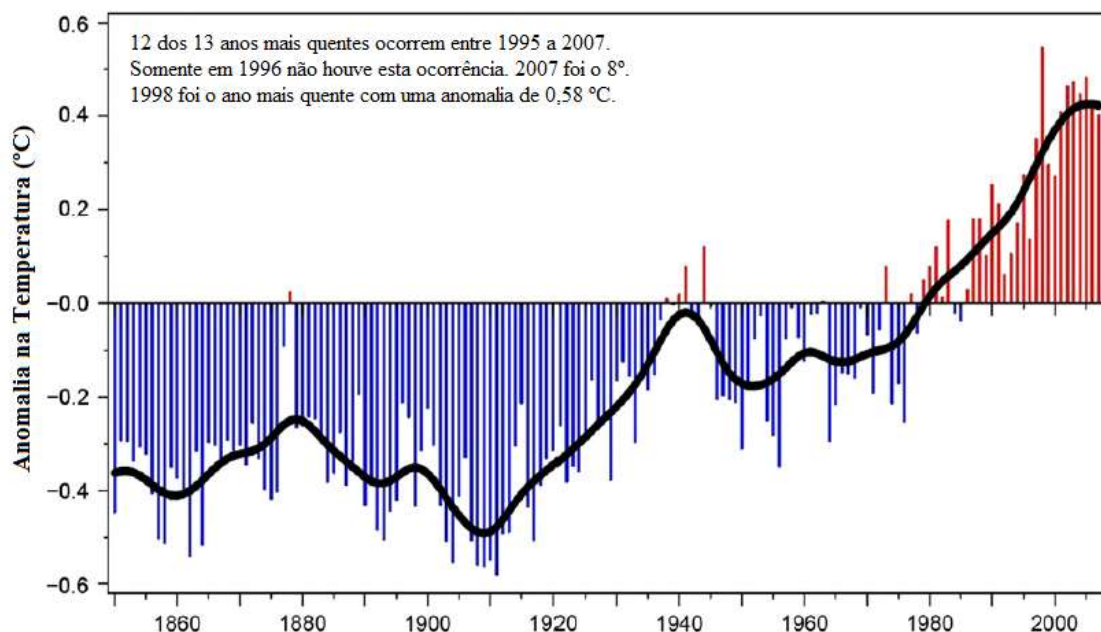


FIG. 2.5- Elevação da Temperatura Global  
FONTE – Calm, (2008)

Com a assinatura do Protocolo de Kyoto em 1997 os países deveriam reduzir gradualmente os níveis de emissão dos gases de efeito estufa na tentativa de desacelerar o processo aquecimento global. Estas restrições provocaram o aparecimento da quarta geração de fluidos refrigerantes caracterizados por causar menos impactos no meio ambiente.

## 2.4 Classificação dos fluidos Refrigerantes

De maneira geral os fluidos refrigerantes são substâncias que absorvem calor durante mudança de fase líquida para vapor (evaporação). O efeito de resfriamento produzido neste processo é então aplicado em sistemas de refrigeração, condicionamento de ar e bombas de calor. Dinçer (2010) classificou os fluidos refrigerantes em 5 grupos, são eles:

- Halocarbonetos;
- Hidrocarbonetos (HCs);
- Compostos inorgânicos;
- Misturas azeotrópicas;
- Misturas zeotrópicas.

Os halocarbonetos contêm em sua composição um ou mais átomos da família dos halogênios – cloro, flúor ou bromo – e são amplamente empregados nos sistemas de refrigeração e ar condicionado. São mais comumente conhecidos por nomes comerciais como freon, arton, generaton, isotron e uron. Os CFC's fazem parte do grupo dos halocarbonetos e os mais comuns são conhecidos como CFC-11 ou R-11, CFC-12 ou R-12, CFC-113 ou R-113 entre outros. Embora os CFC's tenham sido muito utilizados para refrigeração e ar condicionado também foram empregados na indústria em processos de produção de espuma, como solventes e aerossóis. Os CFC's são substâncias inodoras, não tóxicas, mais pesadas que o ar e se manipulados de forma inadequada podem ser perigosos. Quando inalado em altas concentrações podem levar ao óbito e os produtos da combustão são altamente nocivos. Entre outros compostos a família dos halocarbonetos é constituída pelo tetracloreto de carbono, os halogênios e os PFC's (perfluorcarbonos). O tetracloreto de carbono foi muito utilizado na produção dos próprios CFC's, entretanto, descobriu-se que ele é capaz de provocar câncer. Os halogênicos, por exemplo, halon 1301 e o 1211, são usados como agentes para extinguir fogo, porém, sua produção foi banida por contribuírem para a deterioração da camada de ozônio. Os PFC's são compostos que possuem carbono e flúor e apesar de não causarem a destruição da camada de ozônio provocam grande impacto no clima por permanecer muito tempo na natureza.

Os hidrocarbonetos (HC's) são compostos principalmente de carbono e hidrogênio. Os HC's incluem substâncias como metano, etano, propano, ciclo-propano, butano e ciclo-pentano. Embora os HC's sejam inflamáveis quando utilizados como fluidos refrigerantes oferecem características vantajosas como baixo preço de produção, potencial de redução de ozônio (ODP) nulo, baixo potencial de aquecimento global (GWP) e baixa toxicidade. O ODP e o GWP têm sido usados frequentemente para investigar a influência destrutiva dos refrigerantes na natureza. O ODP (*Ozone Depletion Potencial*) é o número que se refere à quantidade de ozônio que é destruída por uma determinada substância. O ODP é a razão entre o impacto provocado por determinado composto químico quando comparado ao impacto provocado por uma quantidade similar de massa de R-11. O ODP dos CFC's e dos HCFC's possui um valor entre 0,01 e 1,0, enquanto que, para mistura que levam o Bromo (Br) em sua composição o valor pode ultrapassar os 10 pontos. Já o GWP (*Global Warming Potencial*) é o número que se refere à contribuição provocada por uma determinada substância para aquecimento global. O GWP é a razão entre o aquecimento provocado por uma determinada substância quando

comparada ao aquecimento provocado por uma quantidade similar de massa de CO<sub>2</sub> (Dinçer e Kanoglu, 2010). Na família dos HC's se enquadram os HBFC's (hidrobromofluórcarbonetos), os HCFC's (hidroclorofluórcarbonetos), os HFC's (hidrofluórcarbonetos), o brometo de metilo (CH<sub>3</sub>Br), o metilclorofórmico (CH<sub>3</sub>CCl) e o HFO's (hidrofluoroolefinas). Os HCFC's são compostos por hidrogênio, cloro, flúor e carbono. Eles foram uma classe de compostos químicos que foi utilizada para substituir os CFC's. Eles contêm em sua composição o cloro, portanto, afetam a camada de ozônio, mas não tanto quanto os CFC's. Os HFC's são constituídos por átomos de hidrogênio, flúor e carbono. Devido à ausência do cloro e de bromo não afetam a camada de ozônio e por isso se tornaram os substitutos mais indicados para os CFC's. Eles possuem ODP igual a zero e alguns deles possuem GWP muito alto. As hidrofluoroolefinas (HFO's) são compostos formados pelas mesmas espécies químicas que os HFC's, entretanto segundo McInden (2013) eles contêm na sua composição química no mínimo uma dupla ligação de carbono como pode ser observado na TAB. 2.1. Esta família de refrigerante não provoca a destruição da camada de ozônio já que não apresenta em sua composição o cloro (OPD igual a zero), além disto, estes compostos possuem GWP muito inferiores aos dos HFC's

Tabela 2.1  
Estrutura química de alguns HFC's e HFO's

<b>Tipo de refrigerante</b>	<b>Estrutura Química</b>	<b>Designação ASHRAE</b>
	CH <sub>3</sub> F	R-41
	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	R-32
HFC	CH <sub>2</sub> F-CH <sub>3</sub>	R-161
	CHF <sub>2</sub> -CH <sub>3</sub>	R-152a
	CF <sub>3</sub> -CH <sub>2</sub> F	R-134a
	CF <sub>2</sub> =CH <sub>2</sub>	R-1132a
HFO	CH <sub>2</sub> =CF-CF <sub>3</sub>	R-1234yf
	CHF=CH-CF <sub>3</sub>	R-1234ze(E)
	CHF=CF-CF <sub>3</sub>	R-1225ye(Z)
	CHF=CF-CH <sub>3</sub>	R-1252ye

FONTE – Domanski et. al. (2017)

Conforme *Australian Government* (2012) (apud Duarte, 2013, p. 90) os HFO's estão sendo aplicados como fluidos refrigerantes em sistemas de ar condicionado

veicular, em sistemas de refrigeração residenciais e comerciais devido suas características favoráveis ao meio ambiente. Vários fabricantes de automóveis consideram os HFO's como principal substituto do R-134a, sendo que na Europa e nos Estados Unidos da América já existem sistemas de refrigeração veicular operando com HFO.

A família dos compostos inorgânicos é constituída principalmente pela amônia ( $\text{NH}_3$ ), água, ar ( $0,21\text{O}_2 + 0,78\text{N}_2 + 0,01\text{Ar}$ ), dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) e o dióxido de enxofre ( $\text{SO}_2$ ). Segundo Bolaji (2013) a amônia (R-717) tem sido aplicada na indústria por mais de 120 anos. Ela possui excelentes propriedades termodinâmicas e de transportes quando comparada aos CFC's, HCFC's e HFC's. A amônia pode apresentar eficiência energética superior aos outros refrigerantes quando o compressor, o diâmetro das tubulações e trocadores de calor é dimensionado baseado em um critério para redução de custo. Outras vantagens são a simples detecção de vazamentos, baixo preço e alta disponibilidade. Para a maioria dos sistemas as desvantagens da amônia estão ligadas a segurança. Ela pode causar irritação nos olhos, garganta, vias respiratórias e na pele em pequenas concentrações (5 ppm). Em concentrações mais elevadas (2500 ppm) pode causar danos permanentes nos olhos, dificuldades respiratórias, asma e dores no peito. Além disto, o contato dos olhos com amônia líquida pode causar cegueira potenciais queimaduras na pele.

A água (R-718) tem sido usada como refrigerante devido as suas vantagens muito particulares. Ela não é tóxica, não é inflamável, possui zero ODP e GWP e um custo baixo comparado aos outros refrigerantes. De acordo com Riffat et.al. (1997) apesar da capacidade de refrigeração da água muito alta, por exemplo, cerca de 20 vezes maior que do R-22 (em kJ/kg) o vapor d'água possui baixa massa específica sendo necessário uma vazão volumétrica quase 200 vezes maior para produzir a mesma capacidade de refrigeração. Por isso, os compressores são o fator chave para estes sistemas. O ar (R-729) é um fluido refrigerante seguro e barato. Ele não causa dano ao meio ambiente, ao ser humano e aos alimentos além de ser gratuito. O ar geralmente é usado em ar condicionado e sistemas de refrigeração para aviões. O coeficiente de desempenho (COP) de um ciclo de refrigeração que opera com ar depende fortemente da eficiência dos trocadores de calor, compressores e turbinas. O ciclo de refrigeração a ar é indicado para temperaturas baixas (negativas), entretanto é necessário considerar a eficiência dos compressores e turbinas.

O dióxido de carbono,  $\text{CO}_2$ , (R-744) é um dos fluidos refrigerantes mais antigos utilizados na refrigeração. Ele é incolor, inodoro, não é tóxico nem inflamável. Possui

ODP igual a zero e GWP igual a 1. Comparado ao R-134a tais características mostram que o dióxido de carbono pode ser um bom substituto. Segundo Bolaji (2013) o CO<sub>2</sub> foi usado como fluido refrigerante entre as décadas de 1930 e 1940. Sua principal aplicação nesta época foi para refrigeração de navios, entretanto devido sua capacidade de refrigeração diminuir em regiões tropicais ele foi abandonado. Mais tarde, em 1980, tornou-se mais atrativo devido às políticas ambientais que surgiram na época, como o protocolo de Montreal e Kyoto. Antonijevic (2008) enfatizou que umas das vantagens da utilização do dióxido de carbono é que durante a recarga e o reparo não é necessário capturar o gás.

As substâncias azeotrópicas consistem em misturas de duas ou mais substâncias que possuem propriedades diferentes, mas se comportam como se fossem uma única substância. O fluido refrigerante azeotrópico mais comum é o R-502, ele contém 48,8% de R-22 e 51,2% de R-115. Esta combinação produz uma substância com COP maior do que o R-22 e menos tóxica ideal para o uso em refrigeração doméstica e indústria alimentícia. Alguns exemplos de misturas azeotrópicas são o R-500 (73,8% de R-12 + 26,6% de R-152a), R-503 (59,9 de R-13 + 40,1% de R-23) e R-504 (48,2% de R-32 + 51,8% de R-115).

As misturas zeotrópicas também conhecidas como *blends*, são constituídas por múltiplos componentes com diferentes temperaturas de evaporação. As misturas zeotrópicas mais conhecidas são R-11 + R-12, R-12+ R-22, R-12 + R-114, R-13B1 + R-152a, R-22 + R-114 e R-114 + R-152a, contudo na década de 90 as pesquisas se concentraram em três misturas, R-12 + R-114, R-22 + R-114 e R13B1 + R-152a. De acordo com Sarbu (2014) as misturas zeotrópicas não se comportam como uma substância única quando estão mudando de fase. Em vez disso, elas evaporam e condensam entre duas temperaturas. As características de mudança de fase das misturas zeotrópicas (evaporação e condensação) não são isotérmicas. Substâncias zeotrópicas têm maior potencial para melhorias na eficiência energética. No entanto, o grande inconveniente das misturas zeotrópicas é o vazamento de componentes mais voláteis levando a alterações na mistura composição.

## 2.5 Estudo da substituição do R-134a para o R-1234yf

No começo dos anos 30 os CFCs foram introduzidos nos sistemas de refrigeração e em outras aplicações como, por exemplo, os aerossóis. Acreditava-se nesta época que estes fluidos eram seguros e completamente inócuos ao meio ambiente. Contudo, Molina e Rowland (1974) apresentaram hipóteses que ligavam os danos à camada de ozônio a ação dos CFC's na atmosfera. Desde então, muitas discussões em torno do tema aconteceram e em 1987 um acordo nomeado Protocolo de Montreal (UNEP, 1997) foi assinado entre 24 países e a Comunidade Econômica Europeia para regulamentar a produção e comércio dos ODS's. Mais tarde na Conferência de Helsinki (1989) e na Conferência de Londres (1990) outros países adotaram as recomendações do Protocolo de Montreal. Anos mais tarde em Kyoto, Japão, um novo acordo também foi assinado por vários países, levando o nome de Protocolo de Kyoto (1997). Por ele se propôs a redução da emissão dos gases de efeito estufa que intensifica o aquecimento global. Estes acontecimentos foram linhas divisórias na história da refrigeração e impulsionaram o uso de compostos químicos diferentes como os HCFC', os HFC's, compostos inorgânicos, misturas azeotrópicas e zeotrópicas. Tais substâncias provocam menos prejuízos do que àquele provocado pelos CFC's. Atualmente uma nova geração de refrigerantes tem sido mais empregada nos processos de refrigeração, são os HFO's que possuem baixos níveis de ODP e GWP como pode ser observado na TAB. 2.2.

Tabela 2.2  
Valores de ODP e GWP de alguns fluidos refrigerantes

<b>Refrigerante</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP</b>	<b>Refrigerante</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP</b>
CFC-12	1	10600	R-410A	0	1730
HCFC-22	0,055	1810	R-407C	0	1530
HFC-23	0	14800	R-404A	0	3260
HFC-32	0	675	Propane	0	3
HFC-125	0	3500	Iso-Butano	0	3
HFC-134a	0	1430	CO <sub>2</sub>	0	1
HFC-143a	0	4470	HFO-1234yf	0	4
HFC-152a	0	124	HFO-1234ze(E)	0	6

FONTE - Higashi, Y. e Meisei I. (2010)

Segundo Mclinden (2013) dentre as várias possibilidades de substituição dos refrigerantes a família dos HFO's possuem GWP menor do que 10. Dois exemplos destes compostos são o R-1234yf e R-1234ze(E) que têm sido propostos como possíveis substitutos para o R-134a, cujo GWP vale 1430 e é fortemente usado em sistemas de ar condicionado automotivo e refrigeração doméstica. Ambos os fluidos, R-1234yf e R-1234ze(E), possuem zero ODP e GWP de 4 e 6 respectivamente.

Neste sentido pesquisas têm ocorrido para a substituição dos refrigerantes convencionais para substâncias com características mais favoráveis ao meio ambiente. Em 2006 uma norma regulamentadora aprovada na Europa (Diretiva Europeia 2006/40/EC) afetou os refrigerantes com valores de GWP acima de 150, principalmente aqueles usados em sistemas de ar condicionado veicular. Segundo Babiloni (2015) em 2014 a Diretiva Europeia EU N° 517/2014 entrou em vigor na Europa estimulando ainda mais o uso de refrigerantes da família dos HFO's. Estes possuem características mais vantajosas que os HFC's, como por exemplo, os níveis de GWP que atendem aos limites estabelecidos pela EU N° 517/2014.

Em 2010 os países que seguem as recomendações do Protocolo de Montreal deixaram de produzir e comercializar os CFC's e em 2040 pretende-se que o mesmo aconteça com os HCFC's, todavia, novas medidas como a EU N° 517/20 (2014) tem forçado os sistemas de ar condicionado a abandonarem os HFC's e adotarem os HFO's devido suas características ambientais. Atualmente a EU 517/2014 está na fase final para os fluidos refrigerantes mais comumente utilizados em refrigeração e sistemas de ar condicionado, e portanto, refrigerantes como o R-134a, R-404A e R-401A deverão ser substituídos para que os sistemas se adequem as exigências da Diretiva Europeia. O R-134a é um fluido da família HFC que foi afetado pela nova regulamentação europeia. Muitos trabalhos têm sido desenvolvidos na busca de um substituto para o R-134a e dois fortes candidatos tem se destacado, são eles, o HFO-1234yf (2,3,3,3-tetrafluorpropano) e o HFO-1234ze(E) (trans 1,3,3,3-tetrafluorpropano).

Higashi e Meisei (2010) desenvolveram um estudo experimental sobre as propriedades desses refrigerantes e diversas propriedades termodinâmicas foram medidas. Temperatura, pressão e massa específica crítica, pressão de vapor, massa específica de líquido e vapor saturado, calor específico à pressão constante e tensão superficial foram determinadas para uma larga faixa de temperatura e pressão. Neste estudo percebe-se que o comportamento das propriedades termodinâmicas do R-1234yf



e do R-1234ze(E) se assemelham ao R-134a tornando-os bons candidatos para substituição.

Similarmente, Reasor et.al., (2010) desenvolveram um estudo comparativo dos fluidos refrigerantes R-134a e R410A com seu possível substituto, o R-1234yf. As propriedades termodinâmicas dos três fluidos foram comparadas para se determinar a viabilidade da substituição do R-134a e do R410A pelo o R-1234yf em sistemas de ar condicionado automotivo ou em sistemas de refrigeração. O estudo concluiu que as propriedades termodinâmicas do R-1234yf são muito similares a do R-134a, entretanto o mesmo não se verifica para o R410A. Esta tendência pode ser observada pela FIG. 2.6.

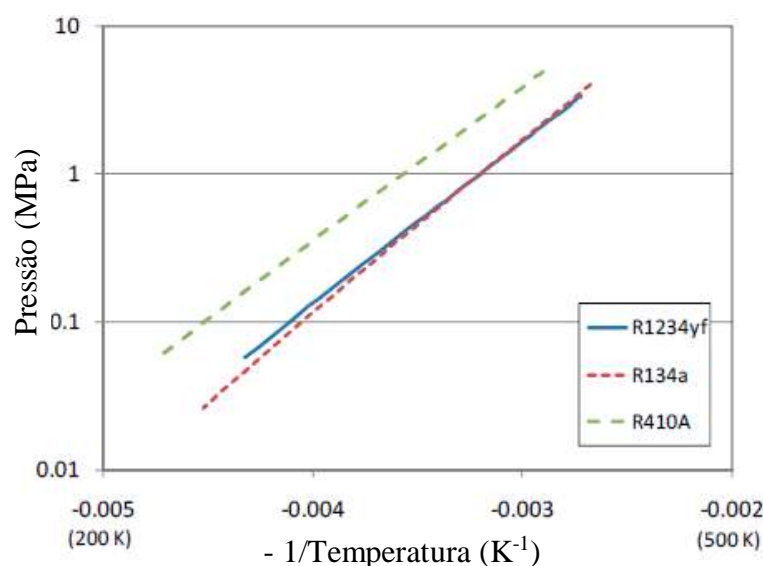


FIG. 2.6– Comparação entre a pressão de vapor de alguns refrigerantes  
Fonte - Reasor et.al., (2010)

Além disto, uma simulação computacional foi conduzida buscando-se determinar o desempenho operacional dos três fluidos trabalhando no mesmo trocador de calor. As simulações mostraram que o R-134a e o R-1234yf possuem resultados similares para a temperatura de saída do refrigerante e o calor trocado, contudo a queda de pressão variou 40% dentre as geometrias testadas demonstrando que análises mais criteriosas devem ser feitas para a substituição do fluido em sistemas de refrigeração já construídos.

Zilio et. al. (2011) conduziram vários experimentos em um sistema de ar condicionado compacto europeu com capacidade nominal de refrigeração de 5,8 kW e um compressor com vazão volumétrica de 7,8 m<sup>3</sup>/h. A capacidade refrigeração e o COP dos sistemas com R-1234yf foram consideravelmente menores que os sistemas R-134a. Contudo, estes valores podem ser aumentados significativamente com algumas

modificações nos sistemas R-1234yf. Simulações numéricas mostraram que um aumento da área de condensador de 20% e do evaporador de 10% aliado à utilização de um compressor adequado no sistema pode apresentar um COP mais elevado empregando o R-1234yf.

Lee e Jung (2012) avaliaram o desempenho do R-1234yf e do R-134a em um banco de teste para ar condicionado automotivo. Os testes foram realizados em condições de verão e de inverno e os resultados mostraram que o coeficiente de desempenho (COP) e a capacidade de refrigeração do R-1234yf foi 2,7% e 4% menor do que o R-134a, respectivamente. A temperatura de descarga do compressor e a massa de refrigerante foram 6,5°C e 10% menores que a do R-134a. Baseados nestes resultados os autores concluíram que o R-1234yf pode ser usado por um longo tempo devido suas características favoráveis ao meio ambiente e apresentar um desempenho aceitável.

Uma análise de desempenho elaborada por Cho et. al. (2013) de um sistema de ar condicionado automotivo carregado com R-134a e R-1234yf foi realizada com o objetivo de comparar as características do ciclo de refrigeração dos dois fluidos. Uma comparação entre o desempenho do R-1234yf e R-134a revelou que a capacidade de refrigeração e o COP do sistema que opera com R-1234yf sem trocador intermediário decrescem de 7% e 4,5%, respectivamente, contudo ao se adicionar um trocador intermediário no ciclo o decréscimo alcança 1,8% e 2,9%.

Um estudo experimental em um sistema de refrigeração por compressão de vapor usando R-1234yf como substituto do R-134a foi realizado buscando analisar o desempenho energético para os dois fluidos em uma ampla faixa de trabalho. No estudo experimental verificou-se a influência de parâmetros como temperatura condensação e evaporação, grau de superaquecimento, rotação do compressor e a presença de trocador de calor intermediário sobre o desempenho energético do ciclo de refrigeração. As comparações realizadas tomaram como base o sistema operando com o fluido R-134a. Os resultados mostraram que a capacidade de refrigeração obtida com o fluido R-1234yf foi 9% menor quando comparada ao fluido R-134a. Além disto, quando o R-1234yf foi usado o COP do sistema foi 19% menor do que o do R-134a, sendo que a menor diferença ocorreu para as maiores temperaturas de condensação. Entretanto, observou-se também que ao utilizar um trocador intermediário no sistema as diferenças de desempenho energético foram reduzidas para 2 e 6%. (Esbrí, Miranda, Babiloni, Cervera e Flores, 2013)

Um estudo experimental buscando quantificar a influência de um trocador de calor intermediário sobre o desempenho energético em um sistema de refrigeração por compressão de vapor foi realizado usando R-1234yf como substituto do R-134a. Os resultados mostraram que a capacidade de refrigeração e o COP reduzem 6 e 13%, respectivamente, quando o R-134a é substituído pelo R-1234yf, contudo a presença de um trocador intermediário no sistema ajuda a reduzir esta diferença para 2 e 6%. (Esbrí, Cervera e Molés, 2013)

O desempenho de EERC (“Ejector-Expansion Refrigeration Cycle”) usando R-1234yf foi investigado por Li et. al., (2014). O estudo mostrou que o COP e a capacidade de refrigeração volumétrica do EERC utilizando R-1234yf alcançou um pico de 5,91 e 2590,76 kJ/m<sup>3</sup>, respectivamente. Quando comparado a um ciclo de refrigeração convencional operando também com R-1234yf o EERC apresentou um melhor desempenho especialmente em condições de elevadas temperaturas de condensação e baixas temperaturas de evaporação.

Babiloni et. al. (2014) avaliaram o desempenho energético de dois fluidos refrigerantes, o R-1234yf e o R1234ze(E) como substitutos em um sistema de refrigeração por compressão de vapor originalmente projetado para operar com R-134a. Os testes foram conduzidos com diferentes valores de temperatura de condensação e evaporação na presença ou ausência de um trocador de calor intermediário. Os parâmetros analisados foram a eficiência volumétrica, a capacidade de refrigeração e o COP. Os resultados mostraram que sem o trocador de calor intermediário a eficiência volumétrica média para R-1234yf e para o R1234ze(E) eram 4% e 5% menores do que a do R-134a. A capacidade de refrigeração obtida pelo R-1234yf e o R1234ze(E) é menor com uma diferença média de 9% e 30% respectivamente, quando o trocador de calor intermediário não participava do ciclo de refrigeração. Além disto, o COP é 7% e 6% menor para o R-1234yf e R1234ze(E), respectivamente, quando comparado ao R-134a.

Diferentes maneiras de melhorar o desempenho destes sistemas utilizando estes fluidos foram estudadas por Molés et. al. (2014). Um estudo em termos do desempenho energético compara diferentes configurações de ciclos de refrigeração utilizando um trocador intermediário e um ejetor-expansor. O estudo concluiu que a configuração mais eficiente é aquela que usa um expansor ou um ejetor-expansor. Por outro lado, ao se utilizar um trocador intermediário junto com um ejetor-expansor o COP pode ser prejudicado. Também foi observado que em todos os casos a utilização do trocador de calor intermediário aumenta a capacidade de refrigeração do ciclo.

Um modelo foi desenvolvido por Miranda et. al. (2015) para um trocador de calor casco e tubo com tubos micro aletados para operar com R-134a e R-1234yf. O modelo desenvolvido para o evaporador utiliza o método  $\varepsilon$ -NTU para calcular a pressão de evaporação, a entalpia de saída do fluido refrigerante e a temperatura do fluido secundário. A precisão do modelo foi avaliada utilizando diferentes correlações para o coeficiente de transferência de calor para escoamentos bifásicos e comparadas a dados experimentais. Verificou-se que o parâmetro que apresentou maior desvio entre os dados experimentais e o modelo foi a pressão de evaporação. As simulações ainda demonstraram que o coeficiente global de transferência de calor máximo para o R-1234yf foi menor 10% do que o R-134a.

Pottker e Hrnjak (2015) desenvolveram um estudo experimental sobre o efeito do sub-resfriamento do condensador no desempenho de um ar condicionado operando com R-134a e R-1234yf sobre as mesmas condições de operação. Para uma dada condição de funcionamento o COP do sistema cresce de 18% para R-1234yf e 9% para o R-134a. Estes resultados confirmam análises anteriores, demonstrando que sistemas operando com R-1234yf podem ser mais beneficiados pelo grau de sub-resfriamento do que com R-134a. Os resultados experimentais também mostraram que a presença de um trocador de calor intermediário reduz a influência do sub-resfriamento sobre o crescimento do COP. O estudo demonstrou que a utilização de ambos os efeitos, o sub-resfriamento e o trocador intermediário aumenta a eficiência do sistema, especialmente para o R-1234yf

Babiloni et. al., (2015) realizou um estudo baseado na EU 517/20. Neste estudo buscou-se propor misturas entre HFC's (R-32, R-135, R-134a e R-152a) e HFO's (R-1234yf e R-1234ze(E)) que estariam de acordo com os limites recomendados pela EU 517/20. A análise teórica revelou que as misturas de HFC/HFO's apresentam desempenho inferior à dos HFC's (embora o estudo experimental mostrou o contrário) e na maioria dos casos não houve restrições quanto aos valores de GWP recomendados pela norma europeia. Além disto, algumas misturas propostas apresentaram problemas quanto ao sua flamabilidade.

## **2.6 Correlações de Transferência de Calor**

No estudo clássico da ebulição há uma distinção clara entre a ebulição em vasos ou piscina, que constitui a transferência de calor por convecção natural entre a superfície

e o fluido, e a ebulição com convecção forçada, que bem como o nome diz ocorre a transferência de calor por meio de um escoamento forçado. No caso deste trabalho o fluido refrigerante escoava através dos tubos mudando de fase a medida que recebe calor do fluido secundário em regime de convecção forçada. Segundo Serth (2007) durante a mudança de fase do fluido dentro do tubo, vários regimes de escoamentos podem ocorrer, dependendo da orientação do tubo, da vazão mássica, do diâmetro e da fração de vapor. Todos estes padrões podem ser observados na FIG. 2.7.

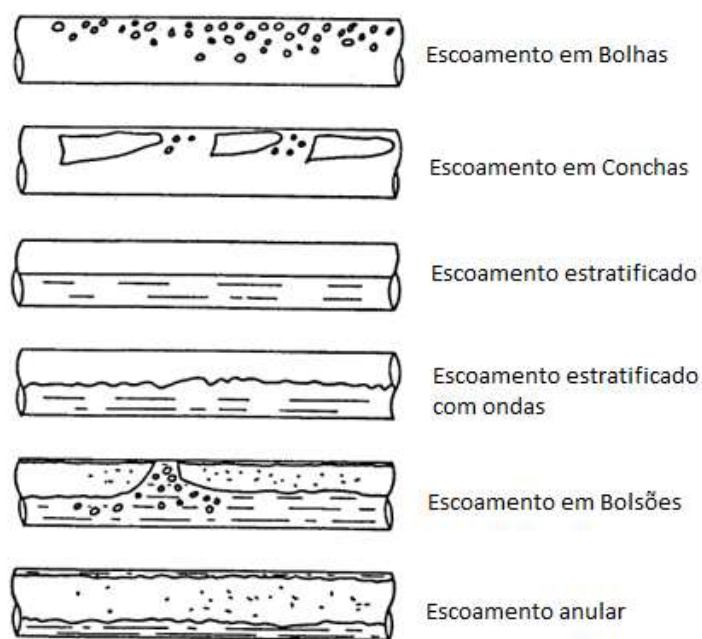


FIG. 2.7– Padrões de escoamento bifásico em um tubo horizontal  
 FONTE – Serth (2007)

O primeiro estágio da região de ebulição corresponde ao regime de escoamento em bolhas (*bubbly-flow regime*). Este padrão as bolhas tendem a concentrar-se na parte superior do tubo. Na medida que estas bolhas se unem e formam bolsões o escoamento atinge um segundo estágio denominado escoamento em conchas (*plug-flow regime*). Neste estágio as bolhas têm forma semelhante a uma bala de revólver e tendem a deslocar-se para o topo do tubo. O terceiro estágio é chamado de escoamento estratificado (*stratified-flow regime*) cujas duas fases estão completamente separadas, com o líquido escoando na parte inferior do tubo e o vapor na parte superior. Neste caso se a velocidade do vapor é muito elevada um outro regime de escoamento origina-se, o escoamento com ondas (*wavy-flow regime*). Entretanto, se a parte do vapor for separada por uma faixa de líquido o regime recebe uma nova classificação, (*slug-flow regime*). O quarto estágio é chamado de escoamento anular (*anular-flow regime*) cujo líquido forma um filme na

parede do tubo. Esse filme escoou sobre a parede inferior do tubo com maior espessura do que na parte superior, enquanto o vapor se move no centro do tubo. Com o desenvolvimento da transferência de calor pontos secos aparecem na superfície interna do tubo iniciando o último estágio, escoamento em névoa (*mist regime*). Neste a superfície interna do tubo está completamente seca e todo líquido restante está em forma de gota movendo-se no núcleo do tubo. Depois que as gotas são evaporadas o fluido é constituído por vapor superaquecido.

Baseado nestes padrões este trabalho dividiu o tubo em três regiões para a determinação do coeficiente de transferência de calor. Na FIG. 2.8 há três regiões de grande importância para determinação do coeficiente de transferência de calor: a região de escoamento bifásico em regime de escoamento anular, a região de parede seca em regime de escoamento de névoa e a região com vapor superaquecido.

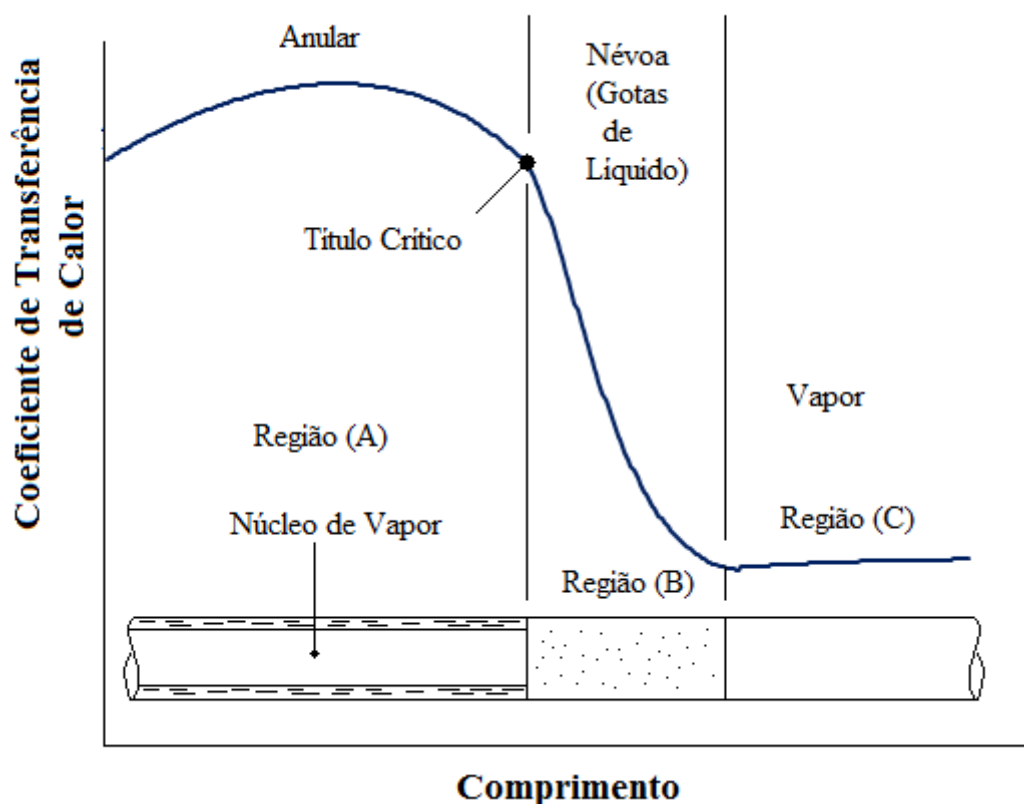


FIG. 2.8– Variação do Coeficiente de transferência de calor  
 FONTE – Elaborada pelo autor

Inicialmente o fluido entra no evaporador como uma mistura (líquido + vapor) (Região A) e o coeficiente de troca térmica pode ser estimado pela correlação de Dengler e Addoms desenvolvida em 1985 (Turaga, 1985) mostrada na EQ. (2.9). Os coeficientes

de  $C$  e  $n$  na EQ. (2.9) valem 3,5 e 0,5 respectivamente. Os parâmetros  $\chi$  e  $\alpha_l$  correspondem ao parâmetro de Martinelli e o coeficiente de transferência de calor por convecção para fase líquida do escoamento, dado pela correlação de Dittus-Boelter (Incropera et. al., 2008) na EQ. (2.10). O  $Re_l$ ,  $Pr_l$  e  $k_l$  representam respectivamente o número de Reynolds, o Prandtl e a condutividade térmica do fluido da fase líquida. O parâmetro de Martinelli e o  $Re_l$  podem ser avaliados pelas EQ. (2.11) e EQ. (2.12), em que o  $x$  é o título da mistura.

$$\alpha_{bf} = C \left( \frac{1}{\chi_{tt}} \right)^n \alpha_l \quad (2.9)$$

$$\alpha_l = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^n \frac{k_l}{d_{int}} \quad (2.10)$$

$$\chi_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (2.11)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_{int}}{\mu_l} \quad (2.12)$$

Durante o escoamento a parede interna do tubo torna-se cada vez mais seca devido ao fenômeno da evaporação. Com o desaparecimento do filme de fluido sobre a parede (Região B) o coeficiente de transferência de calor diminui enquanto que o título assume um valor crítico que pode ser estimado pela correlação de Wotjan et. al. (2005), EQ. (2.13).

$$x_{crit} = 0,58 e^{[0,52 - 2x10^{-5} We_v^{0,96} Fr_v^{-0,02} (\rho_v/\rho_L)^{-0,08}] } \quad (2.13)$$

Na EQ. (2.13)  $We_v$  e  $Fr_v$  são respectivamente o número de Weber e de Froude da fase vapor. O  $We_v$  e  $Fr_v$  são dados pelas EQ. (2.14) e EQ. (2.15).

$$We_v = \frac{G^2 d_{int}}{\rho_v \sigma} \quad (2.14)$$

$$Fr_v = \frac{G^2}{\rho_v^2 g d_{int}} \quad (2.15)$$

Na região de parede seca o coeficiente de transferência de calor ( $\alpha_{def}$ ) foi estimado por um polinômio de 3º na forma da EQ. (2.16) para manter a continuidade da função.

$$\alpha_{def} = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 \quad (2.16)$$

Para a determinação dos coeficientes desta equação utilizou-se as seguintes condições de contorno;

- 1) O coeficiente de transferência de calor da parede seca é igual ao coeficiente de transferência de calor da região bifásica com título crítico.

$$\alpha_{def} = \alpha_{bf}(x_{crit.}) \quad (2.17)$$

- 2) A derivada da EQ. (2.16) é igual a zero para o título crítico.

$$a_1 x_{crit.} + a_2 x_{crit.}^2 + a_3 x_{crit.}^3 = 0 \quad (2.18)$$

- 3) A derivada da EQ. (2.16) é igual a zero para o título igual a 1.

$$a_1 + 2a_2 + 3a_3 = 0 \quad (2.19)$$

- 4) O coeficiente de transferência de calor da parede seca é igual ao coeficiente de transferência de calor da região superaquecida.

$$\alpha_{def} = \alpha_v \quad (2.20)$$

Em que o  $\alpha_v$  corresponde ao coeficiente de transferência de calor determinado por Dittus-Boelter para a região de vapor (Região C). O  $Re_v$ ,  $Pr_v$  e  $k_v$  representam respectivamente o número de Reynolds, o Prandtl e a condutividade térmica do fluido da fase vapor.



$$\alpha_v = 0,023 Re_v^{0,8} Pr_v^n \frac{k_v}{d_{int}} \quad (2.21)$$

Recentemente, Turgut et al. (2016) propuseram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor, baseada em 3594 pontos experimentais para o R-134a. Neste estudo o método proposto pelos autores foi o que apresentou o menor desvio dentre as diversas correlações reconhecidas na literatura. Por este motivo empregou-se esta correlação no modelo. A correlação proposta pode ser descrita pelas EQ.(2.22) a (2.28).

$$\alpha_{tp} = [(\alpha_{nb})^2 + (\alpha_{cb})^2]^{0,5} \quad (2.22)$$

$$\alpha_{cb} = 0.023 \left[ \frac{G_f d_{int}}{\mu_l} (1-x) \right]^{0,8} Pr_l^{0,4} \frac{k_l}{d_{int}} d_{int} F_T \quad (2.23)$$

$$F_T = 1,63366 \chi_{tt}^{-0,94494} \quad (2.24)$$

$$\alpha_{nb} = 9,86075 h_{gr}^{0,80244} P_r^{0,28773} (1-x)^{0,40317} \quad (2.25)$$

$$\chi_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (2.26)$$

$$h_{gr} = 4500 F_{gr} \left( \frac{q}{20000} \right)^{0,9-0,3 P_r^{0,3}} \quad (2.27)$$

$$F_{gr} = 1,2 P_r^{0,27} + \left( 2,5 + \frac{1}{1-P_r} \right) P_r \quad (2.28)$$

Onde  $\mu_l$ ,  $\mu_v$ ,  $P_r$ ,  $Pr_l$  e  $k_l$  são as viscosidades para o líquido e vapor, pressão reduzida, o número de Prandtl e a condutividade térmica da fase líquida, respectivamente.

## 2.7 Correlações de Perda de Pressão

A perda de pressão é determinada utilizando expressões específicas para cada região do escoamento. A correlação de Lockhart e Martinelli (1949), EQ. (2.29), é utilizada para estimar a perda de pressão no escoamento bifásico. O método desenvolvido por Lockhart e Martinelli consiste em separar a fase líquida e vapor em dois escoamentos fictícios equivalentes ao escoamento real. A perda de pressão devido ao atrito pode então ser calculada por uma das expressões seguintes:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_F = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} \phi_{lo}^2 = \frac{f_{lo} v_l G^2}{2d_{int}} \phi_{lo}^2 \quad (2.29)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_F = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{ls} \phi_{ls}^2 = \frac{f_{ls} v_l G^2 (1-x)^2}{2d_{int}} \phi_{ls}^2 \quad (2.30)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_F = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{vo} \phi_{vo}^2 = \frac{f_{vo} v_v G^2}{2d_{int}} \phi_{vo}^2 \quad (2.31)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_F = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{vs} \phi_{vs}^2 = \frac{f_{vs} v_v G^2 x^2}{2d_{int}} \phi_{vs}^2 \quad (2.32)$$

Os índices ls e vs representam o líquido e o vapor escoando isoladamente através da seção transversal do tubo. Os índices lo e vo representam a mistura inteira no escoamento através da seção transversal do tubo ora é líquida, ora é vapor. Os fatores  $\phi_{ls}^2$ ,  $\phi_{lo}^2$ ,  $\phi_{vs}^2$  e  $\phi_{vo}^2$  representam a correção entre o escoamento fictício e o escoamento real. Carey (1992) apresentou duas expressões para avaliar tais fatores.

$$\phi_{lo}^2 = 1 + \frac{C}{\chi_{tt}} + \frac{1}{\chi_{tt}^2} \quad (2.33)$$

$$\phi_{vo}^2 = 1 + C\chi_{tt} + \chi_{tt}^2 \quad (2.34)$$

O parâmetro C nas EQ. (2.33) e (2.34) é dependente do regime de escoamento de cada fase. Para tubos circulares, o escoamento será considerado laminar quando o  $Re \leq$

2000, quando este limite for ultrapassado o escoamento é considerado turbulento. A TAB. 2.3 apresenta os valores recomendados por Carey (1992) para calcular o valor de C.

Tabela 2.3  
Valores do Parâmetro C

<b>Regime de escoamento da fase Líquida</b>	<b>Regime de escoamento da fase Vapor</b>	<b>C</b>
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

FONTE – Carey (1992)

Recentemente, Fang e Xu (2012) propuseram uma correlação para o fator multiplicador da perda de pressão em escoamento bifásico,  $\phi_{lo}^2$ , EQ.(2.35).

$$\phi_{lo}^2 = \{Y^2 x^3 + (1 - x)^{1/3} [1 + 2x(Y^2 - 1)]\} [1 + 1,54(1 - x)^{0,5} La^{1,47}] \quad (2.35)$$

Onde  $Y$  e  $La$  são definidos na EQ.(2.36) e EQ.(2.37).

$$Y = \sqrt{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{vo} / \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo}} \quad (2.36)$$

$$La = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} / D \quad (2.37)$$

O fator de atrito usado para o cálculo de  $Y$  é dado por Fang e Xu (2012):

$$f = 0,25 \left[ \log \left( \frac{150,39}{Re^{0,98865}} + \frac{152,66}{Re} \right) \right]^{-2} \quad (2.38)$$

Para região monofásica utiliza-se a correlação de Fanning EQ. (2.39) (Ozisik, 1985).

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_F = \frac{fvG^2}{2d_{int}} \quad (2.39)$$

O fator de atrito  $f$  é estimado pelas EQ. (2.40), (2.41) e (2.42) para tubos lisos.

$$f = \frac{64}{Re} \quad Re < 2300 \quad (2.40)$$

$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad 2300 < Re < 80000 \quad (2.41)$$

$$f = 0,0054 + \frac{0,3964}{Re^{0.3}} \quad Re > 80000 \quad (2.42)$$

## 2.8 Fração de Vazio

De acordo com Wang e Toubert (1991) a parte mais difícil do modelo matemático de um trocador de calor com mudança de fase é descrever o fenômeno de transporte de massa na região bifásica. Isso porque o transporte de massa é governado principalmente pela transferência de quantidade de movimento (momentum) entre as fases líquida e vapor. Como a fase vapor é mais leve que a fase líquida ela escoar mais rápido ocorrendo um escorregamento na região de contato entre as duas sendo este efeito conhecido como grau de deslizamento ou *slip-effect* ( $\gamma$ ). Tal efeito interfere no valor do título em cada seção transversal do tubo e dificulta a determinação da massa específica da mistura em cada seção transversal do tubo. Devido a tais efeitos procura-se determinar a massa específica do escoamento bifásico através da fração de vazio  $\alpha$ , que é definida pela razão entre a área ocupada pela fase vapor e a área total de escoamento, EQ. (2.43)

$$\alpha = \frac{A_v}{A_v + A_l} \quad (2.43)$$

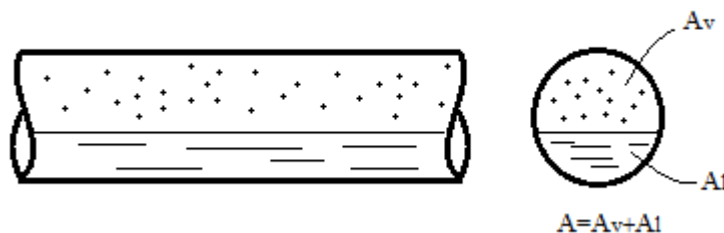


FIG. 2.9– Seção transversal de um escoamento bifásico em tubo  
 FONTE – Elaborada pelo autor

O desenvolvimento da EQ. (2.43) resulta na EQ. (2.44) para a fração de vazio que depende do título e do grau de deslizamento.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) (\gamma)} \quad (2.44)$$

Nas EQ.(2.44) e EQ.(2.45) os subscritos l e v referem-se à massa específica do líquido e vapor saturado. Os modelos para o cálculo da fração de vazio são divididos em quatro categorias: o modelo homogêneo, os modelos dependentes do grau de deslizamento, aqueles relacionados com o parâmetro de Lockhart e Martinelli e aqueles relacionados com a vazão mássica do fluido.

O modelo homogêneo é o mais simples. Nele o grau de deslizamento do escoamento entre as duas fases é 1, ou seja, as duas fases possuem a mesma velocidade de escoamento.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)} \quad (2.45)$$

Nos modelos em que o grau de deslizamento é diferente de 1 procura-se determinar correlações experimentais que possam prever o valor de  $\gamma$ . Em 1964 Zivi (Rice, 1987) baseado no princípio da mínima geração de entropia para condições de atrito nulo nas paredes do tubo demonstrou que o grau de deslizamento em um escoamento anular poderia ser calculado por:

$$\gamma = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{1/3} \quad (2.46)$$

O desenvolvimento da EQ. (2.45) conduz a EQ.(2.47).

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{(1-x)}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{2/3}} \quad (2.47)$$

Rouhani e Axelsson (1970) propuseram uma correlação para a fração de vazio baseada no modelo de grau de deslizamento, considerando os efeitos da velocidade mássica, da tensão superficial e do empuxo, para o escoamento vertical de água nas condições de ebulição local e de não-equilíbrio termodinâmico. Tal correlação é dada por:

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left[ C_0 \left( \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \left( \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{G\rho_l^{0,5}} \right) \right]^{-1} \quad (2.48)$$

Em que o parâmetro  $C_0$  foi ajustado experimentalmente por Rouhani e Axelsson para um valor de 1,1. Em 1993 Steiner (apud, Wojtan et al., 2005, p.387) propôs uma modificação no valor de  $C_0$  para um função linear com o título dada pela EQ.(2.49). Uma validação experimental realizada por Wojtan et al. (2005) com R-22 e R-410A demonstrou que a modificação proposta produz menos desvios em relação aos dados experimentais.

$$C_0 = 1 - 0,12(1 - x) \quad (2.49)$$

## 2.9 Conclusão

Neste capítulo três temas foram abordados: a classificação dos modelos matemáticos, os fluidos refrigerantes e a substituição do fluido R-134a pelo R-1234yf. Deste estudo conclui-se que os modelos matemáticos podem ser divididos em duas grandes categorias, modelos indutivos ou de caixa preta e os modelos dedutivos. Nos modelos indutivos os coeficientes geralmente são ajustados por dados experimentais que limitam sua faixa de aplicação; os modelos dedutivos são baseados em princípios fundamentais da física, e por isso, sua faixa de aplicação é mais ampla. O estudo realizado

sobre os fluidos refrigerantes revelou uma classificação extensa dos tipos de refrigerantes existentes. O estudo mostrou que a aplicação dos refrigerantes em sistemas de refrigeração está influenciada, atualmente, principalmente à preservação do meio ambiente.

### 3 MODELO MATEMÁTICO

#### 3.1 Introdução

Neste capítulo é apresentado o modelo matemático desenvolvido para simular o funcionamento em regimes permanente e transiente de um evaporador e as correlações de transferência de calor, fração de vazio e perda de pressão utilizadas para elaboração deste modelo. Todas equações apresentadas neste capítulo foram implementadas no software Matlab. Finalmente serão apresentados os métodos de resolução utilizados para desenvolver os cálculos dos parâmetros do evaporador.

#### 3.2 Modelo do evaporador

O evaporador modelado neste trabalho consiste em três tubos de cobre de diâmetro interno ( $d_{int}$ ) e externo ( $d_{ext}$ ) igual a 9 e 11 mm, respectivamente, envolvidos por um tubo de PVC isolado de diâmetro interno ( $D_{int}$ ) igual a 35 mm. O refrigerante escoa pelos tubos internos, enquanto que a água escoa em contra corrente pelo espaço anular entre os tubos interno e externo fornecendo calor para o fluido refrigerante. O evaporador tem um comprimento total de 6 m enrolado em forma de hélice como FIG. 3.1 resultando numa inclinação de 6 graus.

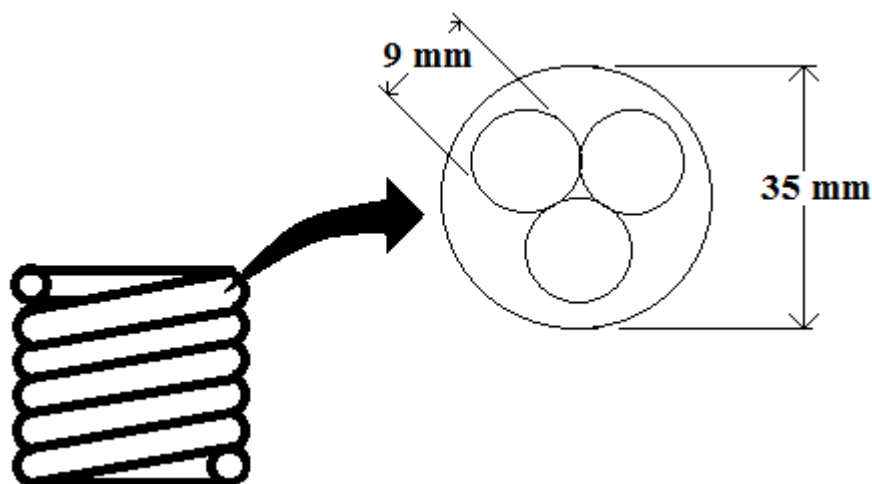


FIG. 3.1- Desenho esquemático do evaporador modelado  
FONTE – Elaborada pelo autor



O modelo numérico do evaporador desenvolvido para este trabalho é baseado nas leis de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. Procurou-se empregar correlações de transferência de calor e perda de pressão retiradas da literatura para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção e o fator de atrito. As considerações utilizadas para a modelagem são:

- (1) que a transferência de calor axial por condução é desprezível;
- (2) que o escoamento do fluido refrigerante e do fluido secundário ocorre somente em uma dimensão;
- (3) que não há perdas de calor para o meio externo;
- (4) que as propriedades físicas não variam na seção transversal do tubo e a variação de energia potencial do fluido é desprezível;
- (5) que a curvatura da hélice é desprezada;

O evaporador é discretizado como na FIG. 3.2 em  $n$  volumes de controle. Balanços de energia, massa e quantidade de movimento linear são realizados para cada elemento.

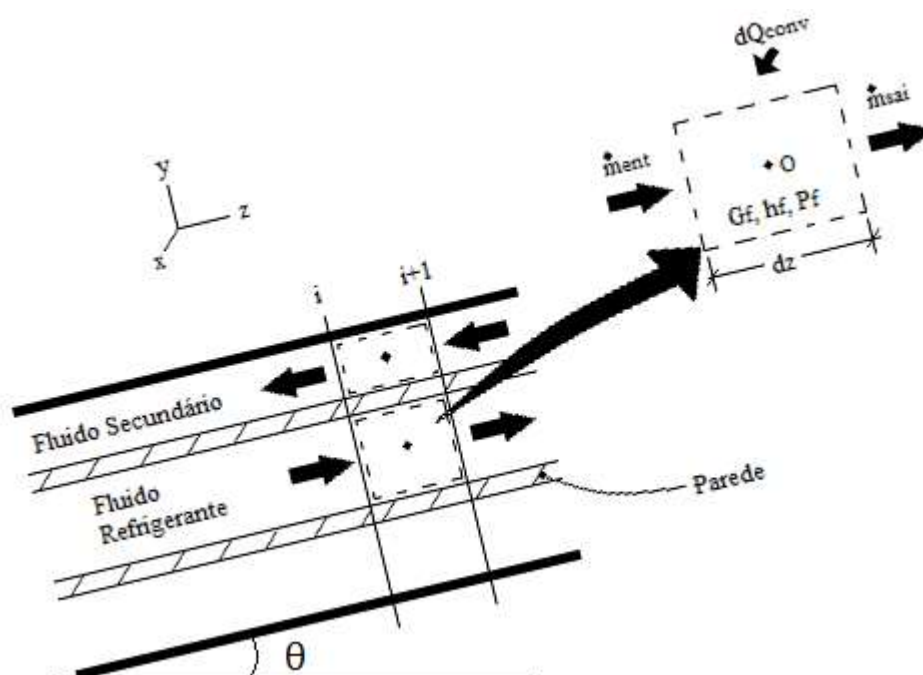


FIG. 3.2- Esquema de discretização do evaporador  
 FONTE – Elaborada pelo autor

Considerando o volume de controle representado na FIG. 3.2. Expandindo em série de Taylor as propriedades velocidade mássica ( $G_f$ ), a entalpia específica ( $h_f$ ) e pressão ( $P_f$ ) em torno do ponto O tem-se para face direita as seguintes equações:

$$G_f + \frac{\partial G_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \quad (3.1)$$

$$h_f + \frac{\partial h_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \quad (3.2)$$

$$P_f + \frac{\partial P_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \quad (3.3)$$

Para a face esquerda tem-se:

$$G_f - \frac{\partial G_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \quad (3.4)$$

$$h_f - \frac{\partial h_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \quad (3.5)$$

$$P_f - \frac{\partial P_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \quad (3.6)$$

O balanço de energia instantâneo sobre o volume de controle em regime transiente pode ser escrito pela EQ. (3.7).

$$\dot{E}_{ac.} = \dot{E}_{ent.} + \dot{E}_g - \dot{E}_{sai.} \quad (3.7)$$

Em que  $\dot{E}_{ac.}$ ,  $\dot{E}_{ent.}$ ,  $\dot{E}_g$  e  $\dot{E}_{sai.}$  representam as taxas de energias acumulada dentro do volume de controle, a energia que entra, a energia gerada e a energia que sai. No caso estudado o termo da energia gerada é desprezado já que não existe nenhum processo de geração de calor. A energia pode entrar de duas formas no volume de controle: a primeira forma pelo calor recebido do fluido secundário pelo processo de convecção e a segunda pela massa que entra no elemento. A energia que sai do volume de controle é proveniente

da massa que deixa o elemento durante o escoamento. Assim a equação de balanço de energia pode ser escrita como:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_f \forall u_f}{\partial t} = A_f \left( G_f - \frac{\partial G_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) \left( h_f - \frac{\partial h_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) + \alpha_f p_f dz (T_p - T_f) \\ - A_f \left( G_f + \frac{\partial G_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) \left( h_f + \frac{\partial h_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) \end{aligned} \quad (3.8)$$

Onde  $\forall$ ,  $A_f$ ,  $u_f$  e  $\rho_f$ , são respectivamente o volume, a área de seção transversal do elemento, a energia interna específica e a massa específica. Fazendo  $\forall$  igual ao produto  $A_f dz$  e dividindo toda equação por  $dz$  produz-se a EQ. (3.9). Onde  $v_f$  representa o volume específico.

$$A_f \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f (h_f - P_f v_f)] = -A_f \frac{\partial}{\partial z} (G_f h_f) + \alpha_f p_f (T_p - T_f) \quad (3.9)$$

Um balanço de massa pode executado da mesma maneira empregando a EQ. (3.10).

$$\frac{\partial \rho_f \forall}{\partial t} = A_f \left( G_f + \frac{\partial G_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) - A_f \left( G_f - \frac{\partial G_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) \quad (3.10)$$

O desenvolvimento da expressão anterior resulta na EQ. (3.11) que representa o balanço de massa em um elemento diferencial.

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (3.11)$$

Nas EQ. (3.9) e (3.11)  $\rho_f$ ,  $h_f$ ,  $P_f$ ,  $v_f$ ,  $G_f$ ,  $\alpha_f$ ,  $p_f$ ,  $T_f$ , e  $T_p$  são respectivamente a massa específica, a entalpia específica, a pressão, o volume específico, a velocidade mássica, o coeficiente de transferência de calor, o perímetro, a temperatura do fluido refrigerante e da parede em cada elemento.

Para realizar o balanço da quantidade de movimento linear deve-se expandir em série de Taylor a velocidade do escoamento e a massa específica na face direita e esquerda como anteriormente. Esta análise conduz ao seguinte resultado:

$$w_f + \frac{\partial w_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \quad (3.12)$$

$$w_f - \frac{\partial w_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \quad (3.13)$$

$$\rho_f + \frac{\partial \rho_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \quad (3.14)$$

$$\rho_f - \frac{\partial \rho_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \quad (3.15)$$

A expressão para o balanço de quantidade de movimento linear no volume de controle infinitesimal é:

$$\begin{aligned} dF_s + dF_c = & \frac{\partial w_f \rho_f A_f dz}{\partial t} + \left( w_f + \frac{\partial w_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) \left( \rho_f + \frac{\partial \rho_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) \left( w_f + \frac{\partial w_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) A_f \\ & - \left( w_f - \frac{\partial w_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) \left( \rho_f - \frac{\partial \rho_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) \left( w_f - \frac{\partial w_f}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) A_f \end{aligned} \quad (3.16)$$

Na EQ. (3.16) os termos da esquerda representam as forças de superfície e campo que atuam no volume de controle. As forças de superfície advêm da tensão normal e cisalhante que atuam simultaneamente na área de seção transversal ( $A_f$ ) e área lateral ( $p_f dz$ ). A força de campo é devido o componente do peso do volume de controle. Assim deduz-se que:

$$dF_s + dF_c = -A_f \frac{\partial P_f}{\partial z} dz + dF_{cis} - g A_f \rho_f \text{sen}(\theta) dz \quad (3.17)$$

Como no evaporador ocorre o escoamento bifásico a massa específica do fluido refrigerante é calculada pela EQ. (3.18) em que  $\alpha$  é a fração de vazio.

$$\rho_f = \rho_l + \alpha(\rho_v - \rho_l) \quad (3.18)$$

O desenvolvimento das EQ. (3.16), (3.17) e (3.18) resulta na expressão do balanço da quantidade de movimento linear para o volume de controle infinitesimal dado pela EQ. (3.19).

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[ \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \right\} = -\frac{\partial G_f}{\partial t} - \left( \frac{dP}{dz} \right)_F - g \rho_f \text{sen}(\theta) \quad (3.19)$$

Na EQ. (3.19)  $x$ ,  $v_l$ ,  $v_v$ ,  $g$ , e  $(dP/dz)_F$  e  $\alpha$  referem-se respectivamente ao título, ao volume específico de líquido e vapor saturado, a aceleração da gravidade, perda de pressão e a fração de vazio. Neste modelo a fração de vazio é estimada pela correlação de Rouhani e Axelsson (1970). Para o fluido secundário e para a parede também se realiza uma análise semelhante de conservação de energia. As EQ. (3.20) e (3.21) representam o resultado desta análise para o fluido secundário e para a parede, respectivamente.

$$\rho_a A_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial t} = -G_a A_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial z} - \alpha_a p_a (T_a - T_p) \quad (3.20)$$

$$\rho_p A_p c_{pp} \frac{\partial T_p}{\partial t} = \alpha_a p_a (T_a - T_p) - \alpha_f n_t p_f (T_p - T_f) \quad (3.21)$$

Nas EQ. (3.20) e (3.21)  $\rho_a$ ,  $\rho_p$ ,  $A_a$ ,  $A_p$ ,  $c_{pa}$ ,  $c_{pp}$ ,  $G_a$ ,  $\alpha_a$ ,  $\alpha_f$ ,  $p_a$ ,  $p_f$  e  $T_a$  são respectivamente a massa específica da água e do material da parede, a área transversal de escoamento da água e da parede, o calor específico da água e da parede, a velocidade mássica da água, o coeficiente de transferência de calor por convecção para água, o perímetro e a temperatura da água. Os parâmetros geométricos são calculados pelas EQ. (3.22) a (3.26).

$$A_a = \frac{\pi}{4} (D_{int}^2 - n_t d_{ext}^2) \quad (3.22)$$

$$A_p = \frac{\pi d_{int}^2}{4} \quad (3.23)$$

$$A_f = \frac{n_t \pi}{4} (d_{ext}^2 - n d_{int}^2) \quad (3.24)$$

$$p_a = n_t \pi d_{ext} \quad (3.25)$$

$$p_f = \pi d_{int} \quad (3.26)$$

### 3.3 Modelo do compressor

O compressor neste trabalho é modelado de uma maneira mais simplificada. No processo de compressão foi considerado sem troca de calor e também que não ocorre variação de vazão mássica entre a entrada e a saída do compressor. A EQ. (3.27) mostra a expressão que determina a vazão mássica do compressor em função da cilindrada  $V$ , da rotação  $N$ , da massa específica na saída do evaporador  $\rho_{f2}$  e do rendimento volumétrico  $\eta$ .

$$\dot{m}_{f2} = NV\rho_{f2}\eta \quad (3.27)$$

A EQ. (3.28) é utilizada para o cálculo do rendimento volumétrico, o parâmetro  $c$  representa a taxa de compressão do compressor, ou seja, é a razão entre o volume da câmara de compressão no ponto morto superior e inferior. Este valor foi obtido experimentalmente.

$$\eta = 1 + c - c \left( \frac{P_{sai}}{P_{ent}} \right)^{c_v/c_p} \quad (3.28)$$

### 3.4 Método de resolução do modelo do evaporador

O modelo do evaporador funciona em conjunto com o modelo do compressor. Inicialmente, é fornecido ao modelo um conjunto de dados para a simulação numérica, dos quais destacam-se os, dados geométricos como diâmetro, comprimento espessura e material dos tubos. Dados relacionados às condições iniciais como perfis de temperatura dos fluidos primário e secundário, de pressão, de entalpia e de massa específica, assim como, a massa inicial de refrigerante contida dentro evaporador. Dados relacionados para a simulação numérica como passo de tempo ( $dt$ ) e número de volumes de controle  $n$ .

Aplicando o método das diferenças finitas as EQ. (3.9), (3.11) e (3.19) são discretizadas e reescritas como as EQ. (3.29) a (3.31):

$$\frac{h_{f,i+1} - h_{f,i}}{\Delta z} = \frac{1}{G_{f,i}} \left[ \frac{P_{f,i} - P_{f,i}^0}{\Delta t} - \rho_{f,i} \frac{h_{f,i} - h_{f,i}^0}{\Delta t} + \frac{\alpha_{f,i} p_f}{A_f} (T_{p,i} - T_{f,i}) \right] \quad (3.29)$$

$$\frac{G_{f,i+1} - G_{f,i}}{\Delta z} = - \frac{G_{f,i} - G_{f,i}^0}{\Delta t} \quad (3.30)$$

$$\frac{\bar{P}_{f,i+1} - \bar{P}_{f,i}}{\Delta z} = - \frac{G_{f,i} - G_{f,i}^0}{\Delta t} - \left( \frac{dP}{dz} \right)_F - g \rho_{f,i} \text{sen}(\theta) \quad (3.31)$$

O termo  $\bar{P}$  representa a pressão modificada que foi utilizada para facilitar a formulação e resolução do problema. Os termos que levam o sobrescrito 0 indicam o valor da grandeza no instante anterior; já os termos sem o sobrescrito referem-se ao valor da grandeza no instante atual. A pressão modificada é calculada por:

$$\bar{P}_f = P_f + G_f^2 \left[ \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \quad (3.32)$$

Com as equações discretizadas o evaporador é dividido em  $n$  volumes de controle e as propriedades na entrada e na saída são determinadas aplicando as equações de conservação de energia, massa e quantidade de movimento. Para se iniciar o procedimento de cálculo primeiro deve-se observar a entalpia na entrada do evaporador, estado 4 representado pela FIG. 3.3. Este parâmetro está relacionado com o subresfriamento do condensador, estado 3. Aplicando o modelo de substância incompressível pode-se inferir que a entalpia do estado 3, líquido comprimido, é aproximadamente igual a entalpia de líquido saturado na mesma temperatura. Deste modo, como a transformação que ocorre na válvula de expansão (3-4) é isoentalpica conclui-se que a entalpia do estado 4, entrada do evaporador, é aproximadamente igual a entalpia de líquido saturado na temperatura do estado 3.

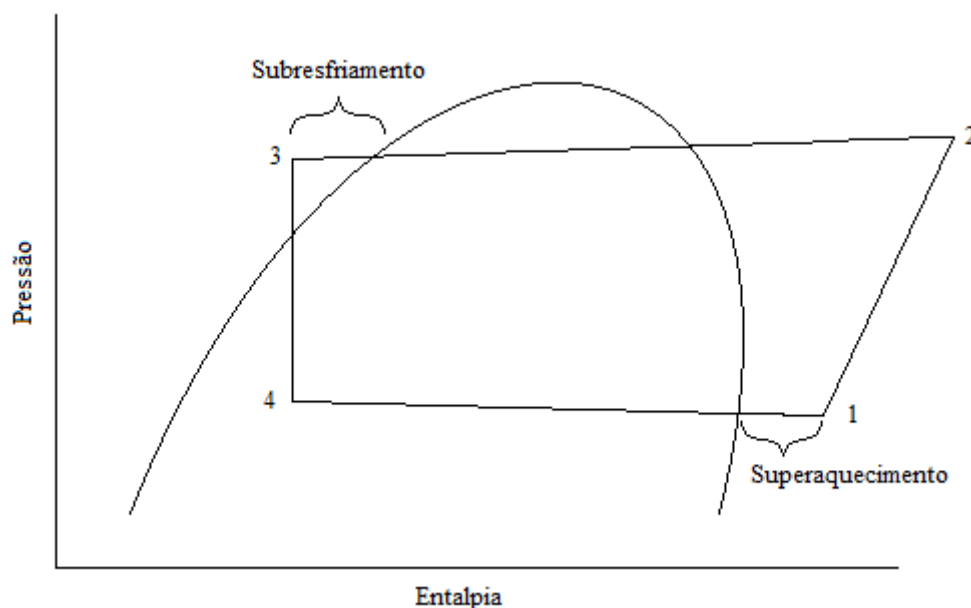


FIG. 3.3– Ciclo termodinâmico real de uma máquina de refrigeração  
 FONTE – Elaborada pelo autor

Depois de determinada a entalpia de entrada do evaporador os valores de condição inicial de entalpia, velocidade mássica e pressão também são fornecidos ao modelo. Assim um valor de pressão de evaporação é estimado e as propriedades físicas como temperatura, massa específica, fração de vazio e título na entrada do primeiro volume de controle podem ser calculadas. Com os valores das propriedades na entrada do volume de controle as EQ. (3.29), (3.30) e (3.31) são resolvidas para determinação das propriedades na saída do volume de controle. Os dados de saída do primeiro volume de controle servem como entrada do segundo volume de controle e assim todo o restante do evaporador calculado. Ao se atingir o último volume de controle do evaporador a vazão mássica do compressor é calculada com a EQ. (3.27) e comparada com a vazão mássica de saída do evaporador e um erro é calculado pelas EQ. (3.33) e (3.34). Nesta equação  $G_{f,n}$ ,  $n_t$  e  $A_f$  são respectivamente a velocidade mássica de saída do último volume de controle, o número de tubos e a área transversal de escoamento. Ao final de todo este procedimento o modelo calcula um erro correspondente à pressão que foi estimada.

$$\varepsilon_j = \frac{G_{f,n} A_f n_t - \dot{m}_{f2}}{\dot{m}_{f2}} \quad (3.33)$$

Após a execução do procedimento anterior duas vezes o modelo possui dois valores de pressão de evaporação e dois de erro. Estes valores são usados para calcular



um novo valor de pressão de evaporação baseado no método de Newton-Raphson dado pela EQ. (3.34), em que  $P_{f,j-1}$  e  $\varepsilon_{j-1}$  referem-se à pressão de evaporação e ao erro estimados durante a execução do procedimento na primeira vez.  $P_{f,j-2}$  e  $\varepsilon_{j-2}$  referem-se a pressão de evaporação e erro estimados durante a execução do procedimento na segunda vez. A convergência da pressão de evaporação se dá até que o erro calculado seja menor ou igual ao preestabelecido. No caso deste trabalho diversas simulações foram realizadas para se investigar a influência do erro sobre a convergência do modelo como pode ser observado na FIG. 3.4. O resultado mostrou que erros superiores a 2,5% conduzem a pressões e temperaturas de evaporações erradas. Entretanto, em algumas simulações em regime transiente este erro foi reduzido a 0,1% para melhorar convergência.

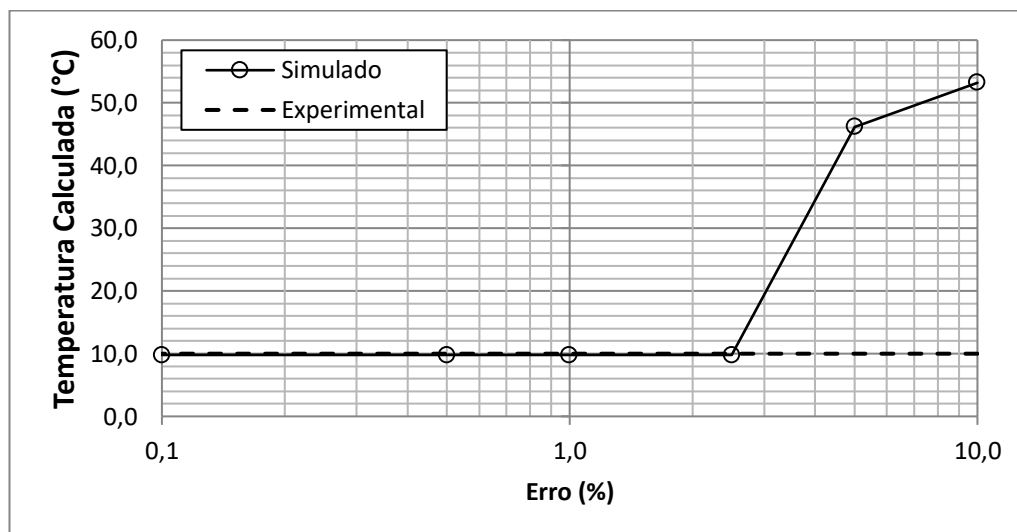


FIG. 3.4– Influência do erro sobre o resultado simulado  
 FONTE – Elaborada pelo autor

$$P_f = \frac{P_{f,j-2}\varepsilon_{j-1} - P_{f,j-1}\varepsilon_{j-2}}{\varepsilon_{j-1} - \varepsilon_{j-2}} \quad (3.34)$$

Depois que a pressão de evaporação converge inicia-se o procedimento de cálculo da temperatura do fluido secundário e da parede do evaporador. Este procedimento é semelhante ao que se faz para a convergência da pressão de evaporação. Primeiro aplica-se o método de diferenças finitas às EQ. (3.20) e (3.21). O resultado desta análise resulta nas equações (3.35) e (3.36). Como o escoamento neste trocador de calor é de corrente contrária e o fluido secundário utilizado é a água, os termos  $T_{a,n}$ ,  $T_{p,n}$  correspondem à temperatura do fluido secundário e da parede na entrada do último volume de controle e  $T_{a,n-1}$  corresponde à temperatura da água na saída do último volume de controle. Os

termos que levam o sobrescrito 0 indicam o valor da grandeza no instante anterior os termos sem o sobrescrito referem-se ao valor da grandeza no instante atual.

$$\begin{aligned} \rho_a A_a c_{pa} \frac{T_{a,n} - T_{a,n}^0}{\Delta t} \\ = -G_a A_a c_{pa} \frac{T_{a,n} - T_{a,n-1}}{\Delta Z} - \alpha_a p_a (T_{a,n} - T_{p,n}) \end{aligned} \quad (3.35)$$

$$\rho_p A_p c_{pp} \frac{T_{p,n} - T_{p,n}^0}{\Delta t} = \alpha_a p_a (T_{a,n} - T_{p,n}) - \alpha_f n_t p_f (T_{p,n} - T_{f,n}) \quad (3.36)$$

Com as equações discretizadas as propriedades na entrada e na saída são determinadas aplicando as equações de conservação de energia. Para iniciar o cálculo é fornecido ao evaporador a temperatura de entrada da água e os valores de condição inicial da temperatura da água e da parede. Com os valores das propriedades na entrada do volume de controle as EQ. (3.35) e (3.36) são resolvidas para determina-se as propriedades na saída do volume de controle. Os dados de saída do último volume de controle servem como entrada do penúltimo volume de controle e assim todo o restante do evaporador é calculado. Ao se atingir o primeiro volume de controle do evaporador uma comparação entre a temperatura da parede calculada e a estimada é realizada e um erro é calculado. A convergência da temperatura da água e da parede ocorrerá quando o erro calculado for menor ou igual do que aquele preestabelecido. Semelhantemente ao estudo realizado sobre a convergência da pressão de evaporação foi realizado uma investigação sobre a influência do erro sobre a convergência das temperaturas da água e da parede. Este estudo revelou que o erro para a convergência da temperatura da água e da parede não deve ser superior a 0,1°C. Para facilitar o entendimento do modelo do evaporador foi elaborado um fluxograma (FIG. 3.5) do procedimento descrito anteriormente.

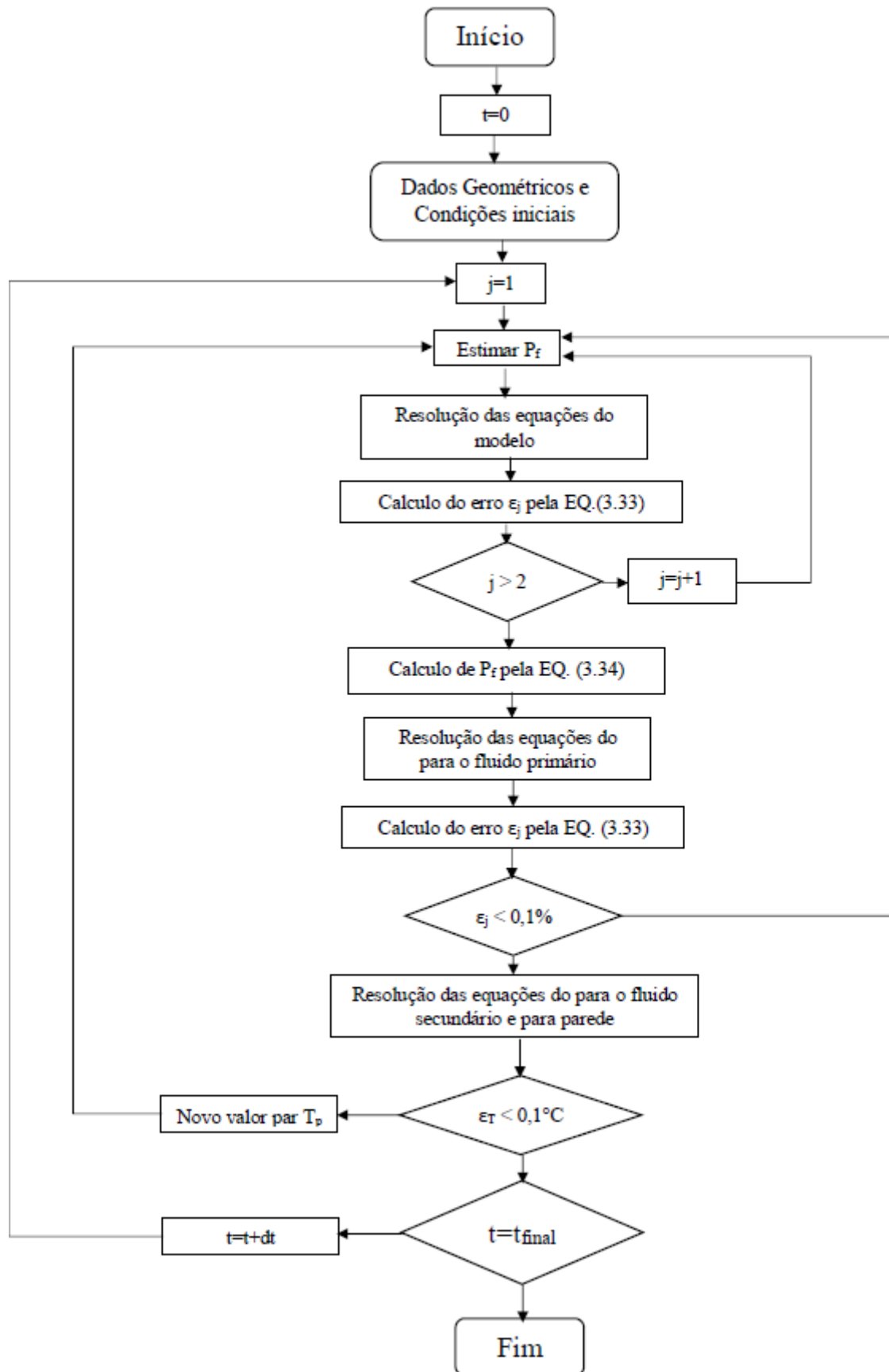


FIG. 3.5– Fluxograma do modelo do evaporador.

FONTE – Elaborada pelo autor

### 3.4.1 Sub-rotinas para cálculo das propriedades termodinâmicas dos refrigerantes

As propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes R-134a e R-1234yf foram calculadas com auxílio das equações propostas por Cleland (1986). A adoção dessas equações no modelo se dá pela velocidade de simulações. Quando aplicado as equações de estado para o cálculo das propriedades o modelo necessita de um tempo de simulação elevado, da ordem de horas, ao passo que se aplicado as equações propostas por Cleland esse tempo reduz bastante, gastando aproximadamente 5 minutos em cada simulação. A TAB. 3.1 apresenta a faixa de temperatura de saturação e grau de superaquecimento utilizados por Cleland no ajuste de curva para o cálculo de oito propriedades termodinâmicas:

- 1) Pressão de saturação;
- 2) Temperatura de saturação;
- 3) Entalpia de vapor superaquecido;
- 4) Entalpia de líquido saturado;
- 5) Entalpia de vapor saturado;
- 6) Volume específico de vapor superaquecido;
- 7) Volume específico de líquido saturado
- 8) Volume específico de vapor saturado.

Tabela 3.1

Faixa de temperatura e pressão utilizadas no ajuste de curva para cálculo das propriedades termodinâmicas

<b>Refrigerante</b>	<b>Temperatura de saturação máxima</b>	<b>Temperatura de saturação mínima</b>	<b>Grau de Superaquecimento</b>
R-134a	40	-40	60
R-1234yf	40	-40	60

FONTE – Elaborado pelo autor

### 3.4.2 Temperatura e pressão de saturação

Dentre as oito propriedades citadas, somente a pressão e a temperatura de saturação são funções reversíveis, ou seja, a variável dependente pode se tornar a variável

independente. Uma equação que pode manter seus coeficientes inalterados e rearranjados é a equação de Antoine (apud, Cleland, 1986, p.347).

$$P_{sat} = \exp\left(a_1 - \frac{a_2}{(T_{sat} + a_3)}\right) \quad (3.37)$$

$$T_{sat} = \frac{a_2}{(\ln(P_{sat}) - a_1)} - a_3 \quad (3.38)$$

A TAB. 3.2 apresenta os coeficientes resultantes do ajuste de curva para cada fluido refrigerante utilizado neste trabalho. Todos os dados estimados pelas EQ. (3.37) e (3.38) foram comparados com as equações de estado dadas por Tillner-Roth e Baehr (1994) para o R-134a e Richter, McLinden e Lemmon (2011) para R-1234yf. O maior erro percentual em relação as equações de estado também é mostrado para a faixa de temperatura utilizada.

Tabela 3.2  
Coeficientes da Equação de Antoine para pressão em (Pa) e temperatura em (°C)

Refrigerante	a1 (x10 <sup>1</sup> )	a2 (x10 <sup>3</sup> )	a3 (x10 <sup>2</sup> )	e(%)
R-134a	2,2431	-2,69353	2,7247	3,66
R-1234yf	2,1904	-2,5221	2,7219	1,94

FONTE – Elaborado pelo autor

### 3.4.3 Entalpia de vapor superaquecido

Para um estado superaquecido na pressão (P) e com a temperatura (T<sub>s</sub>), pode-se determinar a temperatura de saturação (T<sub>sat</sub>) na pressão (P) pela EQ. (3.38), assim o superaquecimento do vapor pode ser calculado pela EQ.(3.39).

$$\Delta T = T_s - T_{sat} \quad (3.39)$$

Um polinômio sugerido por Cleland (1986) utiliza o grau de superaquecimento, a entalpia de vapor saturado (h<sub>v</sub>) e a temperatura de saturação para estimar a entalpia de um vapor no estado superaquecido (h<sub>s</sub>) dado pela EQ.(3.40).

$$h_s = h_v(1 + a_4 + a_5\Delta T + a_6\Delta T^2 + a_7T_{sat}\Delta T + a_8T_{sat}\Delta T^2 + a_9T_{sat}^2\Delta T + a_{10}T_{sat}^2\Delta T^2) \quad (3.40)$$

A TAB. 3.3 apresenta os coeficientes para estimar a entalpia ( $h_s$ ) para o R-134a e o R-1234yf. Todos os dados tabulados foram comparados com as mesmas equações de estado do item anterior e o pior erro percentual entre os dados foi calculado.

Tabela 3.3  
Coeficientes para ( $h_s$ ) em (J/kg) e as Temperaturas em ( $^{\circ}\text{C}$ )

Refrigerante	a4 (x10 <sup>-5</sup> )	a5 (x10 <sup>-4</sup> )	a6 (x10 <sup>-6</sup> )	a7 (x10 <sup>-6</sup> )	a8 (x10 <sup>-8</sup> )	a9 (x10 <sup>-8</sup> )	a10 (x10 <sup>-10</sup> )	e(%)
R-134a	-2,6971	33,9924	1,5227	4,6443	-3,9758	4,9467	-4,4273	0,01
R-1234yf	111,4805	7,5694	-2,1471	11,0397	9,8719	-8,2976	114,8357	0,15

FONTE – Elaborado pelo autor

#### 3.4.4 Entalpia de líquido saturado

A entalpia de líquido saturado ( $h_l$ ) pode ser aproximada por uma função que depende somente da temperatura de saturação. O polinômio proposto Cleland (1986) para esta propriedade é de 3<sup>o</sup> grau e é dado pela EQ. (3.41).

$$h_l = a_{11} + a_{12}T_{sat} + a_{13}T_{sat}^2 + a_{14}T_{sat}^3 \quad (3.41)$$

Tabela 3.4  
Coeficientes para ( $h_l$ ) em (J/kg) e as Temperaturas em ( $^{\circ}\text{C}$ )

Refrigerante	a11	a12	a13	a14	e(%)
R-134a	52192,2456	1297,3107	0,8328	0,0288	4,82 <sup>(1)</sup>
R-1234yf	199321,4361	1252,5032	1,7895	0,0178	0,64

<sup>(1)</sup> Este erro ocorreu somente no intervalo entre -40 e -14 $^{\circ}\text{C}$ , no restante do intervalo o erro é menor do que 2,5%

FONTE – Elaborado pelo autor

Na TAB.3.4 estão apresentados os coeficientes para os fluidos utilizados neste estudo. No caso desta propriedade a faixa de temperatura utilizada foi de -38 a 40  $^{\circ}\text{C}$ , pois o erro para a temperatura de saturação de -40 e -39  $^{\circ}\text{C}$  foi superior a 5%.

### 3.4.5 Entalpia de vapor saturado

Um polinômio de terceiro grau também é adequado para calcular a entalpia de vapor saturado ( $h_v$ ) a partir da temperatura de saturação, EQ.(3.42).

$$h_v = a_{15} + a_{16}T_{sat} + a_{17}T_{sat}^2 + a_{18}T_{sat}^3 \quad (3.42)$$

A TAB.3.5 lista os coeficientes para o ajuste de curva da entalpia de vapor saturado. Todos os dados tabulados foram comparados com as mesmas equações de estado do item 3.5.1 e o pior erro percentual entre os dados foi calculado.

Tabela 3.5  
Coeficientes para ( $h_v$ ) em (J/kg) e as Temperaturas em (°C)

Refrigerante	a <sub>15</sub>	a <sub>16</sub>	a <sub>17</sub>	a <sub>18</sub>	e(%)
R-134a	249903,0771	658,2546	-0,1935	-0,0461	0,65
R-1234yf	363222,8695	687,0160	-0,6662	-0,0309	0,19

FONTE – Elaborado pelo autor

### 3.4.6 Volume específico de vapor superaquecido

O mesmo conceito utilizado no cálculo da entalpia de vapor superaquecido é utilizado para determinar o volume específico do vapor superaquecido. Para um estado superaquecido na pressão (P) e com a temperatura ( $T_s$ ), pode-se determinar a temperatura de saturação ( $T_{sat}$ ) na pressão (P) pela EQ. (3.38), assim o superaquecimento do vapor pode ser calculado pela EQ.(3.39). Um polinômio sugerido por Cleland (1986) utiliza o grau de superaquecimento, o volume específico de vapor saturado ( $v_v$ ) e a temperatura de saturação para estimar o volume específico de um vapor no estado superaquecido ( $v_s$ ) dado pela EQ.(3.43)(3.40). Os coeficientes são listados na TAB.3.6, assim como o pior erro percentual.

$$v_s = v_v(1 + a_{19} + a_{20}\Delta T + a_{21}\Delta T^2 + a_{22}T_{sat}\Delta T + a_{23}T_{sat}\Delta T^2 + a_{24}T_{sat}^2\Delta T + a_{25}T_{sat}^2\Delta T^2) \quad (3.43)$$

Tabela 3.6  
Coeficientes para ( $v_s$ ) em (J/kg) e as Temperaturas em ( $^{\circ}\text{C}$ )

Refrigerante	$a_{19}$ ( $\times 10^{-2}$ )	$a_{20}$ ( $\times 10^{-3}$ )	$a_{21}$ ( $\times 10^{-6}$ )	$a_{22}$ ( $\times 10^{-5}$ )	$a_{23}$ ( $\times 10^{-7}$ )	$a_{24}$ ( $\times 10^{-8}$ )	$a_{25}$ ( $\times 10^{-9}$ )	$e(\%)$
R-134a	4,1125	5,3448	-5,1062	3,6863	-2,7390	-7,0390	-1,0159	1,79
R-1234yf	2,2525	5,4220	-5,3617	3,6581	-2,6283	1,3465	-2,1360	2,00

FONTE – Elaborado pelo autor

### 3.4.7 Volume específico de vapor saturado

Uma aproximação para o cálculo do volume específico de vapor saturado é feita por meio de uma função exponencial corrigida por um polinômio de terceiro grau, EQ.(3.44).

$$v_v = \exp(a_{26} + a_{27}/(T_{sat} + 273,15))(a_{28} + a_{29}T_{sat} + a_{30}T_{sat}^2 + a_{31}T_{sat}^3) \quad (3.44)$$

A TAB.3.7 lista dos os coeficientes do ajuste de curva da equação (3.44). O pior erro percentual também é registrado.

Tabela 3.7  
Coeficientes para ( $v_v$ ) em (J/kg) e as Temperaturas em ( $^{\circ}\text{C}$ )

Refrigerante	$a_{26}$ ( $\times 10^1$ )	$a_{27}$ ( $\times 10^3$ )	$a_{28}$	$a_{29}$ ( $\times 10^{-3}$ )	$a_{30}$ ( $\times 10^{-5}$ )	$a_{31}$ ( $\times 10^{-7}$ )	$e(\%)$
R-134a	-1,3051	2,8305	1,0114	3,5960	3,5362	-6,9112	2,57
R-1234yf	-1,2399	2,5889	1,0545	2,2688	-2,2174	-4,3001	2,61

FONTE – Elaborado pelo autor

### 3.4.8 Volume específico de líquido saturado

Uma aproximação para o cálculo do volume específico de líquido saturado é feita por meio de um polinômio de 6<sup>o</sup> grau, EQ.(3.45).

$$v_l = a_{32} + a_{33}T_{sat} + a_{34}T_{sat}^2 + a_{35}T_{sat}^3 + a_{36}T_{sat}^4 + a_{37}T_{sat}^5 + a_{38}T_{sat}^6 \quad (3.45)$$



Os coeficientes do ajuste de curva do volume específico de líquido saturado estão apresentados na TAB.3.8

Tabela 3.8  
Coeficientes para ( $v_l$ ) em (J/kg) e as Temperaturas em ( $^{\circ}\text{C}$ )

Refrigerante	$a_{32}$ ( $\times 10^{-4}$ )	$a_{33}$ ( $\times 10^{-6}$ )	$a_{34}$ ( $\times 10^{-12}$ )	$a_{35}$ ( $\times 10^{-10}$ )	$a_{36}$ ( $\times 10^{-12}$ )	$a_{37}$ ( $\times 10^{-14}$ )	$a_{38}$ ( $\times 10^{-16}$ )	$e(\%)$
R-134a	7,7368	1,5210	-2,3150	9,2874	2,5325	-37,1784	30,9312	0,74
R-1234yf	8,5416	2,3280	57,7935	2,1952	3,4156	-9,1086	9,5335	0,94

FONTE – Elaborado pelo autor

### 3.5 Conclusão

Neste capítulo foram apresentadas as técnicas de modelagem utilizadas para a elaboração do modelo do evaporador. Empregando conceitos de balanço de massa, energia e quantidade de movimento buscou-se desenvolver o modelo matemático do evaporador. Correlações de transferência de calor por convecção, perda de pressão e fração de vazio foram retiradas da literatura especializada para confecção do modelo. Para o desenvolvimento do modelo do compressor utilizou-se uma abordagem mais simplificada já que experimentam pequenas variações de massa e energia interna no seu interior. O algoritmo para convergência da pressão de evaporação e das temperaturas do fluido secundário e da parede foi baseado no método de Newton-Rapshon. Todas equações apresentadas neste capítulo foram implementadas no software Matlab. Os gráficos com todos os dados utilizados para o cálculo dos coeficientes adotados neste estudo estão apresentados no apêndice A.

## 4 MÉTODOS E MATERIAIS

### 4.1 Aparato experimental

O banco de testes mostrado na FIG. 4.2 corresponde a máquina frigorífica do Grupo de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG que foi utilizada neste estudo. O banco de teste utiliza como fluido principal o R-134a e como fluido secundário a água no evaporador e condensador.



FIG. 4.1– Bancada de teste máquina frigorífica do Grupo de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG  
FONTE – Elaborada pelo autor

A máquina de refrigeração é composto por um compressor alternativo, um condensador, um evaporador, um conjunto de válvulas de expansão montadas em paralelo, sensores de pressão, temperatura e vazão e por um sistema de aquisição de dados como mostra a FIG. 4.2. Sua capacidade de refrigeração máxima é de 3 kW. Quando em operação dois circuitos de água são utilizados para controlar a temperatura de evaporação

e condensação. O circuito que controla a temperatura de evaporação é equipado com uma sonda lambda, um aquecedor e um controlador PID. Através de um mostrador digital é possível selecionar a temperatura de entrada da água no evaporador e a partir desse *set point* o controlador PID pode ligar ou desligar o aquecedor para atingir a temperatura desejada. O circuito que controla a temperatura de condensação utiliza a água de duas fontes, a do condensador e a água fornecida pela companhia de abastecimento municipal. Através de dois registros pode-se controlar a vazão de água quente (do condensador) e água fria (da rua) e assim ajustar a temperatura de condensação desejada. Além disso, para ampliar a faixa de medição um inversor de frequência é acoplado ao circuito eletrônico que controla a rotação do compressor. Através de um mostrador digital pode-se ajustar a rotação de trabalho do compressor desejada para cada teste.

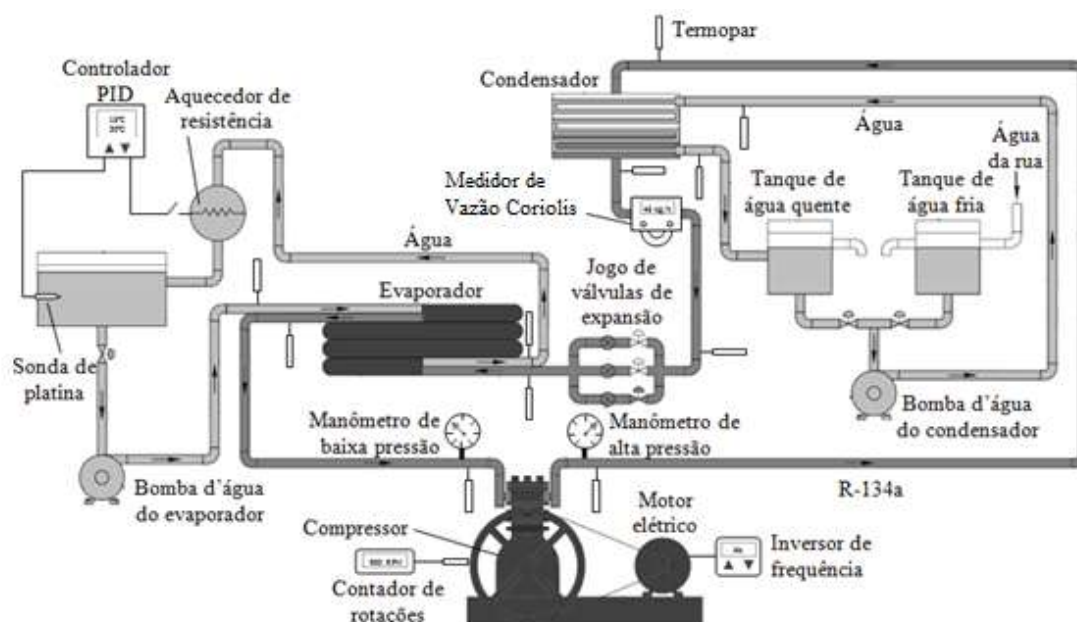


FIG. 4.2– Esquema de montagem do aparato experimental  
 FONTE – Elaborada pelo autor

#### 4.1.1 Compressor Alternativo

O compressor utilizado no circuito é da marca Bitzer, modelo III e possui cilindrada de  $157 \text{ cm}^3$  e uma potência de  $7,56 \text{ kW}$ . Para acioná-lo utiliza-se um motor elétrico da marca Eberle com rotação nominal de  $1720 \text{ rpm}$  e potência de  $3 \text{ cv}$  (FIG. 4.3). Durante a realização deste estudo pretendeu-se avaliar o desempenho do evaporador quando a rotação do compressor é alterada. Para isso o motor elétrico está acoplado a um

inversor de frequência da marca WEG modelo CFW08 que possibilita a variação da rotação em uma faixa de 0 a 300 Hz.



FIG. 4.3– Compressor  
FONTE – Elaborada pelo autor

#### 4.1.2 Condensador

O condensador do banco de ensaios é do tipo casco e tubos, da marca Apema, modelo CST-4. A capacidade de dissipação deste dispositivo é de 6 kW quando o refrigerante percorre do lado do casco e a água o interior dos tubos. O circuito de água é composto por dois tanques, sendo um com água quente proveniente do próprio condensador e o outro com água do sistema de abastecimento municipal. A temperatura de condensação do fluido R-134a depende da temperatura da água na entrada do condensador, cujo valor é ajustado misturando-se as águas dos dois tanques.

#### 4.1.3 Dispositivo de expansão

O dispositivo de expansão é constituído por uma válvula do tipo termostática da marca Danfoss, modelo TEN2 mostrada na FIG. 4.4. Sua principal função é de regular o grau de superaquecimento do evaporador. O ajuste se dá pelo equilíbrio entre três pressões; a pressão da mola e a pressão de evaporação que atua no sentido de fechamento da válvula e a pressão do bulbo que atua na superfície do diafragma no sentido de abertura da válvula. Para este estudo utilizou-se um grau de superaquecimento de 7°C. De acordo com Maia (2014) com este valor o evaporado pode operar de forma eficiente e evita-se o risco do compressor aspirar fluido bifásico. Segundo Tassou e Al-Nizari (1993) valores superiores a este (8 a 14°C) podem causar redução 9% no COP do sistema de refrigeração devido a diminuição do fluxo de calor no evaporador. Contudo, Chen et. al. (2002) ressaltou que valores inferiores a 7°C podem dificultar o controle superaquecimento devido ao fenômeno do *hunting*, cujo qual, está ligado a disparidade entre os coeficientes de transferência de calor da zona bifásica e monofásica.



FIG. 4.4– Válvula termostática  
FONTE – Elaborada pelo autor

#### 4.1.4 Evaporador

O evaporador do banco de ensaios consiste de um tubo envelope de PVC flexível e três tubos internos de cobre é mostrado na FIG. 4.5. O fluido R-134a percorre o interior dos tubos e a água circula no espaço anular em contra corrente. Além do evaporador, o circuito de água possui um aquecedor de resistência elétrica e um tanque de armazenagem de água. A água proveniente do tanque é enviada para evaporador, de onde sai resfriada. Em seguida, a água passa pelo aquecedor de resistência e retorna ao tanque, onde o ciclo recomeça. Uma sonda de platina imersa no tanque envia o sinal da temperatura da água para um controlador PID. De acordo com a temperatura ajustada, o PID impõe certo valor de tensão para a resistência elétrica do aquecedor, permitindo que a temperatura da água na entrada do evaporador seja ajustada a um valor pré-definido, assim como a própria temperatura de evaporação do fluido R-134a.



FIG. 4.5– Evaporador  
FONTE – Elaborada pelo autor

#### 4.1.5 Sensores de Temperatura

O banco de teste possui 11 termopares do tipo T (cobre-constantan), com 1,5 mm de diâmetro, sendo que quatro deles estão instalados na entrada e saída do evaporador e outros quatro instalados no condensador para medição da temperatura da água e do refrigerante, dois instalados entre a entrada e saída do compressor e 1 instalado após o conjunto de válvulas de expansão.

#### 4.1.6 Sensor de Vazão

A vazão é medida através de um medidor de vazão do tipo Coriolis, marca Fisher-Rosemount em que a faixa de medição varia entre 5 a 200 kg/h.

#### 4.1.7 Sensores de Pressão

Para medir a pressão são utilizados 2 manômetros do tipo Bourdon, marca Keywest, entre a entrada e a saída do compressor. Para a linha de sucção e descarga admite-se uma variação da pressão entre 0 a 10 bar e 0 a 34 bar, respectivamente.

#### 4.1.8 Sensor de Rotação

A medição da rotação do compressor é realizada através de um tacômetro digital de contato, marca Mytutoyo que permite medir a rotação no eixo do motor em até 5000 rpm.

#### 4.1.9 Sistema de aquisição de dados

Os dados de pressão, temperatura e vazão foram adquiridos a partir de duas placas de aquisição de dados. Para medição da temperatura utilizou-se o modelo CAD12/32 de 12 bits, e um módulo para condicionamento de sinal modelo MCS1000-V2 fabricados pela Lynx. Para a medição da pressão e vazão utilizou-se o modelo PC-LPM-16PnP,

também de 12 bis fabricada pela National Instruments. O computador utilizado para a aquisição de dados possui processador *Pentium dual core* com 3 GB de memória RAM.

#### 4.1.10 Procedimentos Experimentais

O modelo desenvolvido no capítulo 3 foi validado no banco de teste procurando-se ajustar a temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento para o ponto de operação que se deseja realizar a medição. O controle da temperatura de evaporação foi feito pelo controlador PID que regula a temperatura de entrada da água e, conseqüentemente, a temperatura de evaporação. O grau de superaquecimento no evaporador se deu pelo controle da quantidade de vazão de fluido refrigerante que passa pela válvula de expansão. Após a estabilização da temperatura de evaporação e do grau de superaquecimento considerou-se que o regime permanente foi atingido e então realizou a aquisição dos dados de temperatura de entrada e saída do fluido primário e secundário, temperatura ambiente, rotação do compressor, vazão mássica do fluido refrigerante e temperatura de condensação durante o intervalo de tempo suficiente para somar no mínimo 150 pontos de medição. Para a validação do modelo oito testes experimentais foram realizados com a máquina carregada com o fluido R-134a. Quatro testes foram realizados na rotação 600 rpm e o restante na rotação de 800 rpm. Para cada rotação quatro temperaturas de evaporação foram testadas, -5°C, 0°C, 5°C e 10°C e o tempo médio gasto para se obter a temperatura de evaporação e o superaquecimento desejado em cada teste foi de duas horas.



## 5 RESULTADOS

### 5.1 Introdução

Este capítulo é dividido em duas partes. A primeira parte refere-se a validação experimental onde será apresentado um teste de malha, análise de incerteza e a validação experimental do modelo. A segunda parte constitui os resultados das simulações comparativas entre os fluidos refrigerantes R-134a e R-1234yf aplicando o modelo desenvolvido, onde são realizados dois estudos, o primeiro em regime permanente e o segundo em regime transiente.

### 5.2 Teste de malha

Em modelos numéricos o número de elementos em que se divide o sistema pode afetar o resultado da simulação. Por isso, recomenda-se que um teste de malha seja realizado para que influência do número de elementos seja reduzida. Neste sentido um teste de malha foi conduzido neste estudo para determinar o número mínimo de elementos necessário para que a resposta do modelo numérico atinja uma determinada estabilidade. A FIG. 5.1 mostra o resultado deste teste. Como observado à medida que se secciona o evaporador em um número maior de elementos a resposta do modelo atinge maior estabilidade. No caso deste modelo ao se seccionar o evaporador em mais de 150 elementos a resposta obtida oscila dentro de uma faixa de  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ , garantido uma relativa estabilidade dos resultados. Simulações com número de elementos inferiores ao limite determinado (150 elementos) poderão fornecer resultados inconsistentes apesar da convergência do método numérico. Entretanto, simulações com números de elementos superiores ao este limite fornecerão resultados com uma precisão numérica satisfatória, contudo, a utilização de uma malha muito refinada sobrecarrega o sistema computacional e aumenta o tempo de processamento sem necessidade. Neste sentido, o número de elementos utilizado nas simulações subsequentes foi de 200 elementos. As simulações foram realizadas para o evaporador operando em regime permanente com uma vazão mássica de 70 kg/h de fluido refrigerante e com uma massa inicial de 80 g. A vazão e a temperatura de entrada da água foram respectivamente, 0,68 m<sup>3</sup>/h e 20 °C. A entalpia na

entrada do evaporador é igual à entalpia de saída do condensador com um subresfriamento de 5 °C.

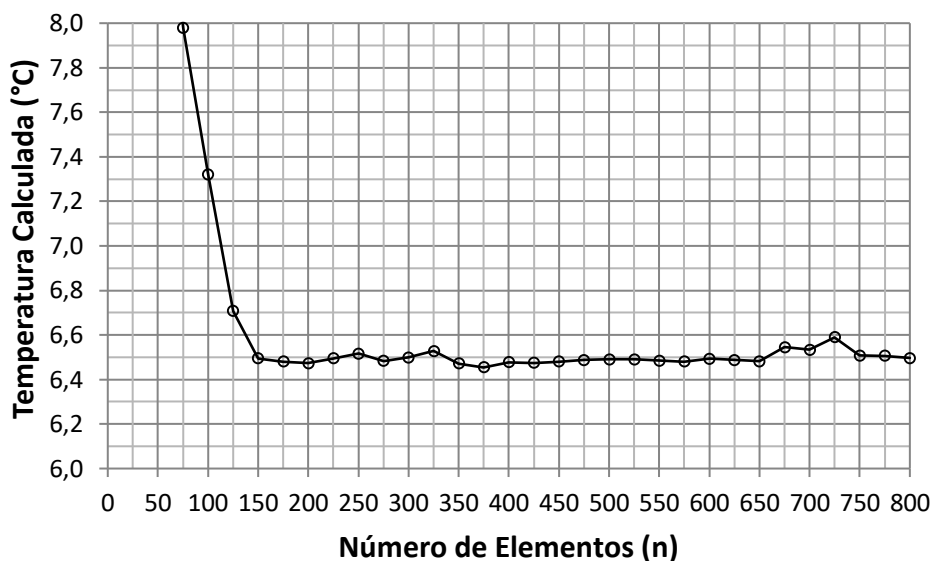


FIG. 5.1– Teste de Malha  
 FONTE – Elaborada pelo autor

Para determinar o passo de tempo ( $\Delta t$ ) foi considerado o funcionamento do modelo do evaporador em regime transiente operando com diferentes passos de tempo, (1, 2, 5 e 10 segundos).

A FIG. 5.2 representa a influência do passo temporal no resultado do modelo. Quando o passo temporal é pequeno (1 s) o modelo é capaz de captar as mudanças das propriedades ao longo do tempo, contudo, se passo temporal for muito grande (10 s) as mudanças ocorridas nas propriedades podem não serem registradas pelo modelo gerando resultados menos confiáveis. A combinação de passos temporais ( $\Delta t$ ) muito pequenos e número de elementos (n) muito grandes conduzem certamente a resultados bem precisos, entretanto tais resultados gastarão mais tempo de processamento e processadores mais velozes. Neste sentido procurou-se simular condições de passo temporais elevados com malhas mais refinadas. O resultado desta análise é observado na FIG. 5.3. Como pode ser observado com o passo temporal de 10 s o resultado produzido pelo modelo é pouco alterado mesmo refinando a malha, pois não é possível captar as mudanças das propriedades quando o passo temporal é muito grande.

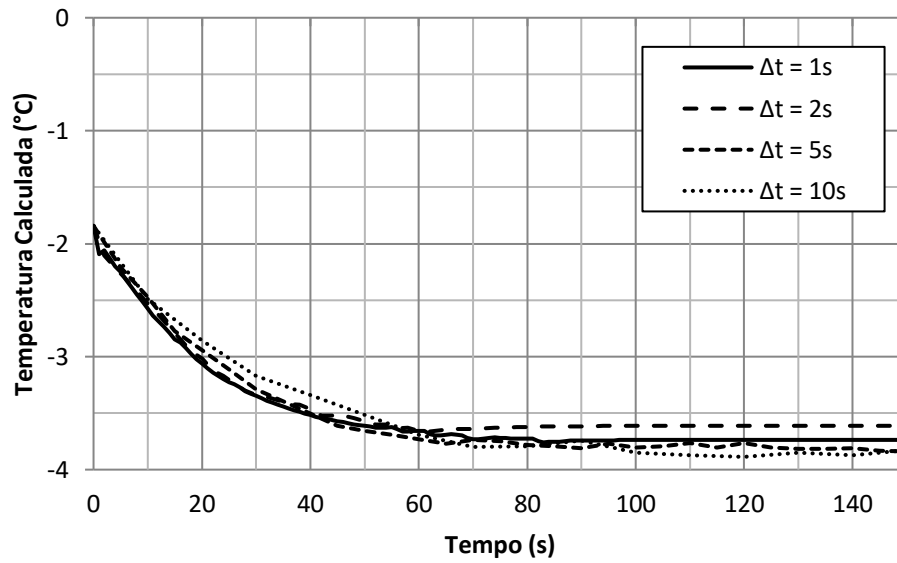


FIG. 5.2– Influência do Passo temporal  
 FONTE – Elaborada pelo autor

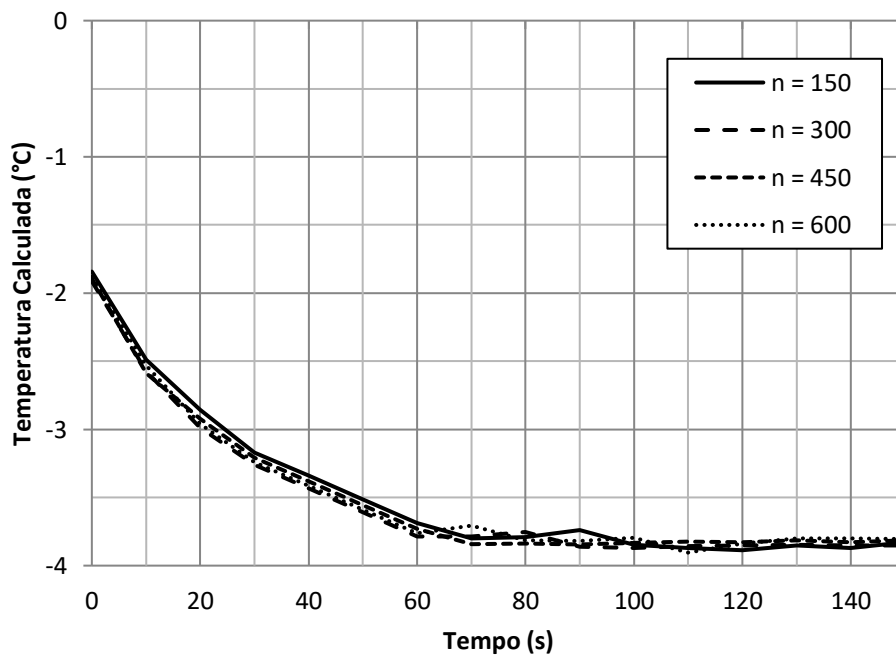


FIG. 5.3– Influência do Número de elementos com passo temporal constante (10s)  
 FONTE – Elaborada pelo autor

Diante do exposto conclui-se que para trabalhar em regime transiente o passo temporal deve ser a menor possível, já que o número de elementos influencia menos sobre o resultado do modelo do que o passo temporal. Sendo assim, para este trabalho foi adotado um passo de tempo igual a  $\Delta t=1s$  e um número de elementos de 200.

### 5.3 Análise de Incerteza

Para se realizar a validação experimental procurou-se quantificar os erros envolvidos no procedimento experimental desenvolvendo uma análise de incerteza sobre os dados medidos no banco de teste citado no capítulo anterior. Segundo Albertazzi e Sousa (2008) o resultado de medição de um mensurando variável na presença de uma fonte de incerteza dominante pode ser expresso por duas relações: (1) corrigindo os erros sistemáticos e; (2) não corrigindo os erros sistemáticos. Para o primeiro caso utilizou-se a EQ. (5.1) para calcular o resultado na medição,  $RM$ , no experimento onde,  $\bar{I}$  a média das “n” indicações do sensor,  $C$  a correção do sistema de medição,  $t$  o fator de *Student* e  $u$  a incerteza padrão calculado a partir das “n” indicações.

$$RM = \bar{I} + C \pm t \cdot u \quad (5.1)$$

A incerteza padrão  $u$  é dada pela EQ. (5.2)

$$u = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I - \bar{I})^2}{v}} \quad (5.2)$$

Onde  $v$  é o número de graus de liberdade dado por  $(n-1)$  e  $I$  o valor da  $n$ -ésima indicação. O fator de *Student* pode ser calculado na TAB. 5.1.

Tabela 5.1  
Fator de *Student*, “ $t$ ”

Graus de Liberdade (v)	1,00σ (68,97%)	1,96σ (95,00%)	2,00σ (95,45%)	2,58σ (99,00%)	3,00σ (99,73%)
1	1,837	12,706	13,968	63,656	235,811
2	1,321	4,303	4,527	9,925	19,206
4	1,142	2,776	2,896	4,604	6,620
8	1,067	2,306	2,366	3,355	4,277
16	1,032	2,120	2,169	2,921	3,544
30	1,017	2,042	2,087	2,750	3,270
40	1,013	2,021	2,064	2,704	3,199
50	1,010	2,009	2,051	2,678	3,157
100	1,005	1,984	2,025	2,626	3,077
150	1,003	1,976	2,017	2,609	3,051

					Continua
200	1,003	1,972	2,013	2,601	3,038
1000	1,000	1,962	2,003	2,581	3,008
$\infty$	1,000	1,960	2,000	2,576	3,000

FONTE – Albertazzi e Sousa (2008)

Por outro lado, se há falta de informação mais completas sobre o sistema de medição o resultado da medição pode ser determinado de forma segura sem que os erros sistemáticos sejam corrigidos. Neste caso a EQ. (5.3) é utilizada para tal estimativa, onde  $E_{m\acute{a}x}$  é o erro máximo do sistema de medição.

$$RM = \bar{I} \pm (E_{m\acute{a}x} + t \cdot u) \quad (5.3)$$

Baseado neste método a análise de incerteza foi realizada nas temperaturas de saída da água e do fluido refrigerante, na temperatura de entrada do refrigerante e na vazão mássica do refrigerante. O resultado da incerteza de cada medição pode ser resumido na tabela TAB. 5.2.

Tabela 5.2  
Tabela de incertezas experimentais

Rotação (rpm)	Temperatura de Evaporação Requerida (°C)	Temperatura de entrada do refrigerante (°C)	Temperatura de saída do refrigerante (°C)	Temperatura de saída da água (°C)
600	-5	±0,8	±0,5	±0,5
	0	±0,8	±0,6	±0,6
	5	±0,8	±0,6	±0,6
	10	±0,8	±0,6	±0,6
800	-5	±0,8	±0,6	±0,6
	0	±0,8	±0,6	±0,6
	5	±0,8	±0,6	±0,7
	10	±1,0	±0,7	±0,8

#### 5.4 Validação experimental do modelo em regime permanente

Para a validação do modelo em regime permanente, a temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento foram primeiro ajustados em oito pontos de operação específicos. Para isso, variou-se a rotação do compressor para 600 e 800 rpm, sendo que, para cada rotação procurou-se testar quatro temperaturas de evaporação, -5, 0, 5 e 10 °C e um grau de superaquecimento de 7°C. Durante os experimentos o grau requerido para a temperatura de evaporação e para o superaquecimento não foi atingido precisamente como havia sido planejado no início dos experimentos, contudo, com o devido ajuste das variáveis de entrada no modelo o confronto entre dados calculados e experimentais pode ser realizado sem prejuízo à validação experimental. Na TAB. 5.3 são mostrados os valores de temperatura de evaporação medida na entrada do evaporador e grau de superaquecimento requerido e medido.

Tabela 5.3  
Tabela de temperatura de evaporação e superaquecimento requeridos e medidos

<b>Rotação (rpm)</b>	<b>Temperatura de Evaporação Requerida (°C)</b>	<b>Temperatura de Evaporação Medida (°C)</b>	<b>Superaquecimento Requerido (°C)</b>	<b>Superaquecimento Medido (°C)</b>
600	-5	-4,9 ± 0,8	7	7,1 ± 0,9
	0	0,2 ± 0,8	7	7,3 ± 1,0
	5	5,4 ± 0,8	7	7,2 ± 1,0
	10	10,0 ± 0,8	7	6,9 ± 1,0
800	-5	-5,2 ± 0,8	7	6,8 ± 1,0
	0	0,0 ± 0,8	7	7,1 ± 1,0
	5	5,1 ± 0,8	7	7,2 ± 1,0
	10	9,7 ± 1,0	7	7,4 ± 1,2

O controle da temperatura de evaporação é feito pelo controlador PID que regula a temperatura da água e conseqüentemente a temperatura de evaporação. O grau de superaquecimento no evaporador ocorre ao controlar a quantidade de fluxo de refrigerante que passa através da válvula de expansão. Para se atingir o regime permanente deixou-se estabilizar a temperatura de evaporação no grau requerido e

realizou-se a aquisição dos dados de temperatura de entrada e saída do fluido primário e secundário, rotação do compressor e vazão mássica do fluido primário e secundário.

Dentre as variáveis de saída calculadas pelo modelo utilizou-se para a validação experimental as temperaturas de saída da água e do fluido refrigerante e a temperatura de entrada do refrigerante. As FIG. 5.4, FIG. 5.5 e FIG. 5.6 mostram os desvios entre os resultados experimentais e os dados calculados pelo modelo.

Como se observa na FIG. 5.4 os resultados para a temperatura de saída da água apresentaram uma boa concordância com os resultados experimentais. O pior resultado ocorre na rotação de 800 rpm quando o modelo prevê um valor de 11,1°C para a temperatura da água o resultado experimental alcança um valor de 9,9°C com incerteza de  $\pm 0,7^\circ\text{C}$ . Considerando o limite superior do intervalo de incerteza o erro máximo atinge um valor de 1,9°C para esse caso.

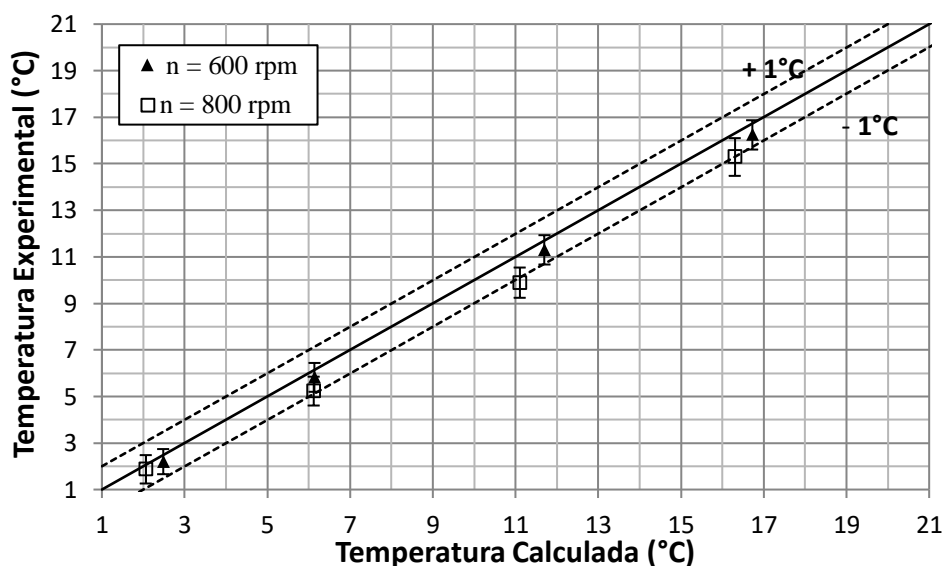


FIG. 5.4 – Desvio da temperatura de saída da água para 600 e 800 rpm  
 FONTE – Elaborada pelo autor

Na FIG. 5.5 o pior resultado se encontra na rotação de 800 rpm quando a temperatura do fluido refrigerante medida na entrada do evaporador atinge o valor de  $-5,2 \pm 0,8^\circ\text{C}$  o modelo prevê  $-4,3^\circ\text{C}$ . Considerando o limite superior da incerteza no resultado experimental o erro máximo atinge um valor de 1,8°C.

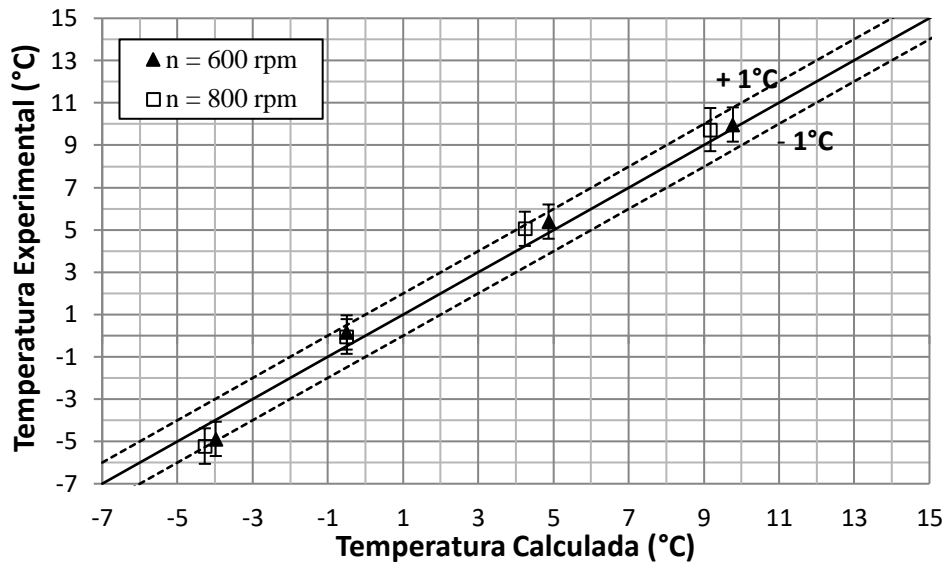


FIG. 5.5 – Desvio da temperatura de entrada do fluido refrigerante para 600 e 800 rpm  
 FONTE – Elaborada pelo autor

Para a temperatura do fluido refrigerante medida na saída do evaporador o valor é de  $1,6 \pm 0,6^{\circ}\text{C}$  ocorre na rotação de 800 rpm enquanto o valor previsto pelo o modelo é de  $2,5^{\circ}\text{C}$ . No limite superior da incerteza do resultado experimental o erro máximo atinge um valor de  $1,6^{\circ}\text{C}$  como pode ser observado na FIG. 5.6.

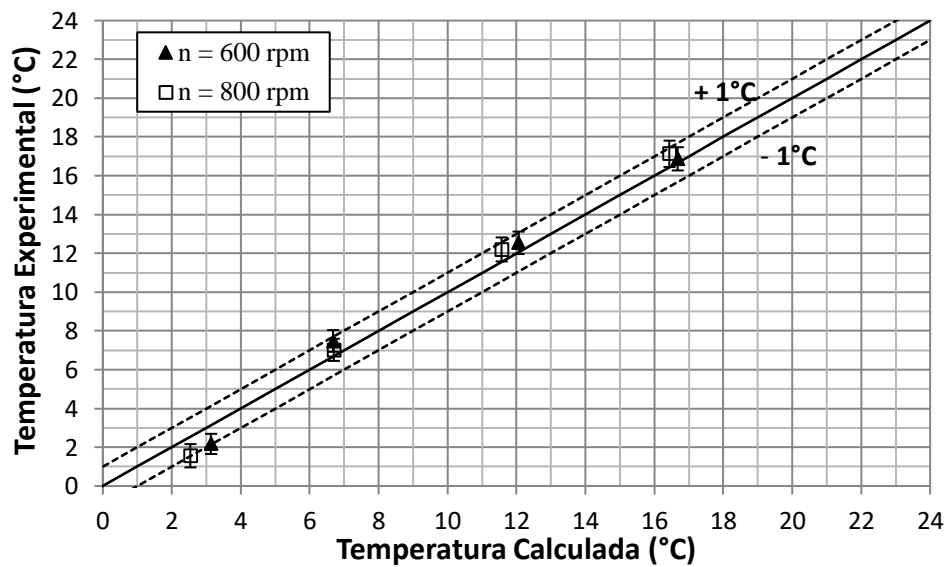


FIG. 5.6 – Desvio da temperatura de saída do fluido refrigerante para 600 e 800 rpm  
 FONTE – Elaborada pelo autor



## 5.5 Simulações em regime permanente

As simulações em regime permanente neste estudo têm o objetivo de apresentar o comportamento de parâmetros como coeficiente de transferência de calor, temperatura de evaporação, título e fração de vazio do evaporador quando em funcionamento. Para esta investigação a vazão mássica de cada fluido foi ajustada para que a capacidade de troca térmica do evaporador fosse praticamente a mesma para os dois fluidos. Assim, uma comparação mais honesta entre os parâmetros de funcionamento do evaporador operando com os dois fluidos pode ser realizada quando eles transferem a mesma quantidade de calor. A TAB. 5.4 apresenta os dados principais desta simulação.

Tabela 5.4  
Valores dos parâmetros da simulação em regime permanente

<b>Parâmetro</b>	<b>R-134a</b>	<b>R-1234yf</b>
Temperatura de entrada da água (°C)	10	
Vazão de água (m <sup>3</sup> /h)	0,99	
Temperatura de condensação (°C)	55	
Massa inicial de refrigerante (g)	80	
Rotação (rpm)	1000	
Capacidade térmica (kW)	2,75	2,73
Vazão do fluido refrigerante (kg/h)	70	93
Tempo de simulação (min)	1 min e 13 s	

FONTE – Elaborada pelo autor

A FIG. 5.7 representa o comportamento do coeficiente de transferência de calor ao longo do evaporador quando foi utilizada a correlação de Turgut et. al. (2016). Como se pode observar, o coeficiente de transferência de calor cresce até atingir um valor máximo, que ocorre quando a parede interna do tubo fica seca. Depois o seu valor diminui rapidamente devido a predominância da fase gasosa no tubo, que possui uma baixa condutividade térmica. Além disso, o ponto onde a parede fica seca ocorre antes para o R-134a do que para o R-1234yf, pois a vazão utilizada na simulação para o R-1234yf foi maior do que para o R-134a. Também se percebe que o coeficiente de transferência de calor para o R-1234yf foi maior do que o R-134a, por causa da diferença entre as vazões mássicas de operação.

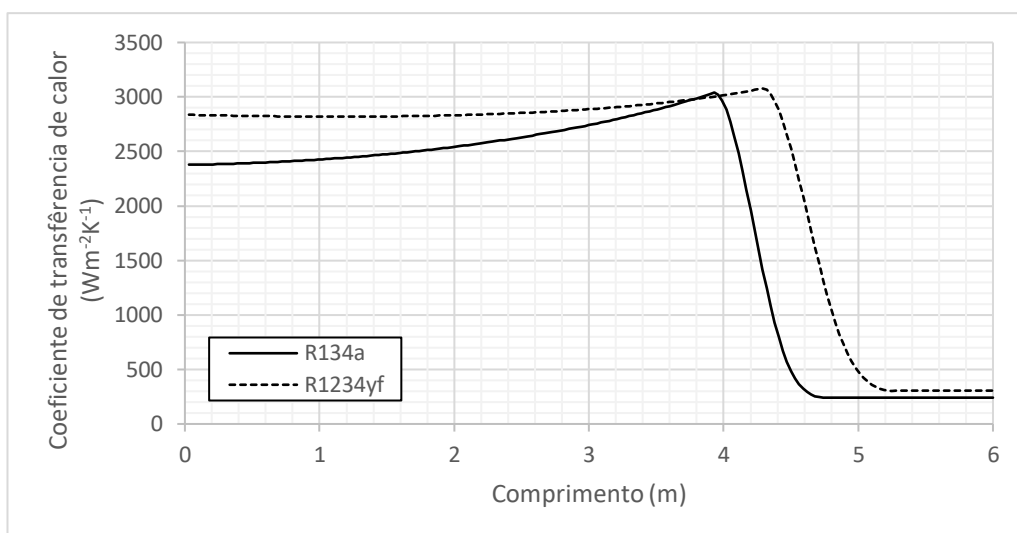


FIG. 5.7– Comportamento do coeficiente de transferência de calor  
 FONTE – Elaborada pelo autor

A FIG. 5.8 representa o comportamento da temperatura do fluido refrigerante ao longo do evaporador. Como pode se observar, devido à perda de pressão durante o escoamento a temperatura de evaporação diminui lentamente enquanto toda fase líquida presente no escoamento se evapora. A partir daí o vapor formado superaquece ao receber o calor e eleva sua temperatura. Também se percebe que a temperatura de evaporação do R-1234yf é superior à temperatura de evaporação do R-134a. A principal causa disso está associada ao valor do calor latente de evaporação dos fluidos serem diferente para uma dada temperatura de evaporação. Como o R-1234yf possui menor calor latente de evaporação do que o R-134a para um mesmo aporte de calor a temperatura de evaporação do R-1234yf foi maior do que do R-134a. Neste caso o R-1234yf operou com a temperatura de evaporação na entrada de 1,7°C e superaquecimento de aproximadamente 4,8°C, enquanto que o R-134a operou com uma temperatura de evaporação na entrada de 0,7°C e com superaquecimento de 8,0°C.

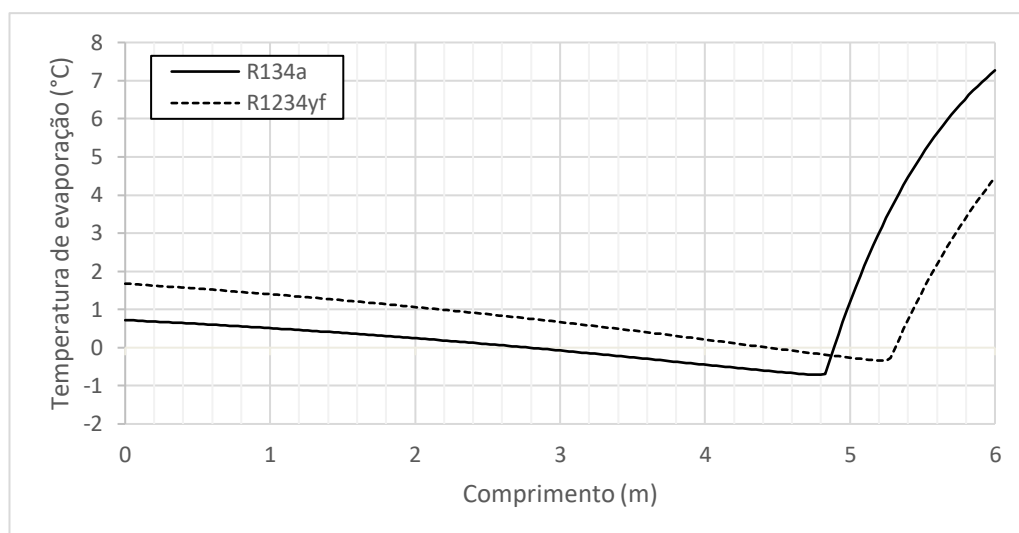


FIG. 5.8– Comportamento da temperatura ao longo do evaporador  
 FONTE – Elaborada pelo autor

O comportamento do título e da fração de vazio ao longo do evaporador foram investigados nas FIG. 5.9 e FIG. 5.10. A fração de vazio é dada pela correlação de Rouhani e Axelsson modificada (Wojtan et. al., 2005)

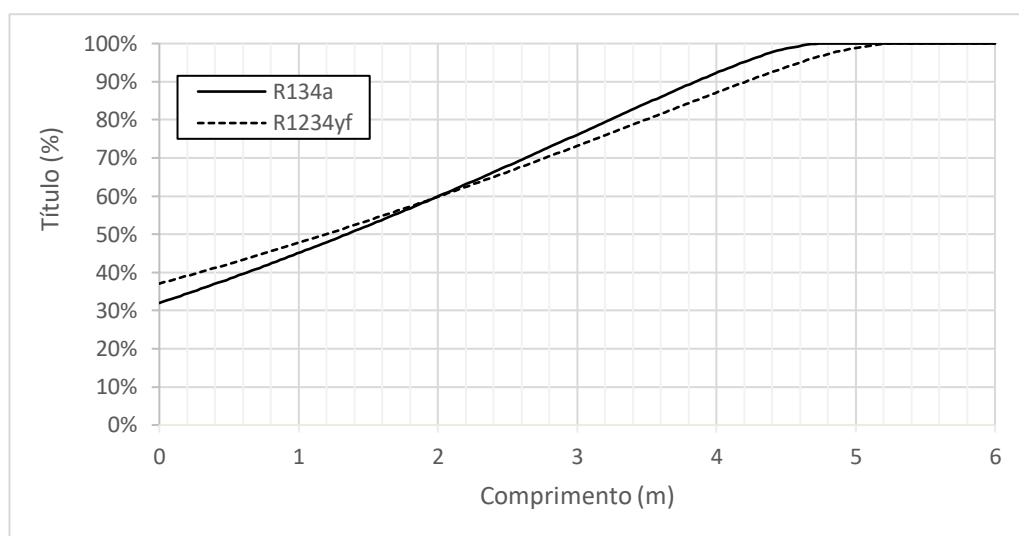


FIG. 5.9 – Comportamento do título ao longo do evaporador  
 FONTE – Elaborada pelo autor

Nas FIG. 5.9 e FIG. 5.10 observa-se que o valor do título e da fração de vazio na entrada do evaporador é maior para o R-1234yf do que para o R-134a. Como as temperaturas de condensação e o subresfriamento são as mesmas nos dois fluidos, aquele que possui menor calor latente de evaporação atinge valores superiores de título e fração de vazio. Também pode-se observar que o comprimento da região bifásica do R-134a é

aproximadamente 4,7 m, enquanto que para o R-1234yf este parâmetro alcança 5,2 m. Esta diferença se deve principalmente a diferença da vazão mássica usada na simulação entre os dois fluidos. Como a vazão mássica do R-1234yf é maior do que o R-134a foi necessário um comprimento maior para que toda a fase líquida do escoamento seja evaporada. Além disso observa-se que o título e a fração de vazio do R-1234yf ficou menor que a do R-134a nas posições 2,0 e 1,4 metros respectivamente. Essa inversão ocorre devido massa específica do líquido saturado do R-1234yf é menor que a do R134a enquanto que, massa específica do vapor saturado do R-1234yf é maior que a do R-134a.

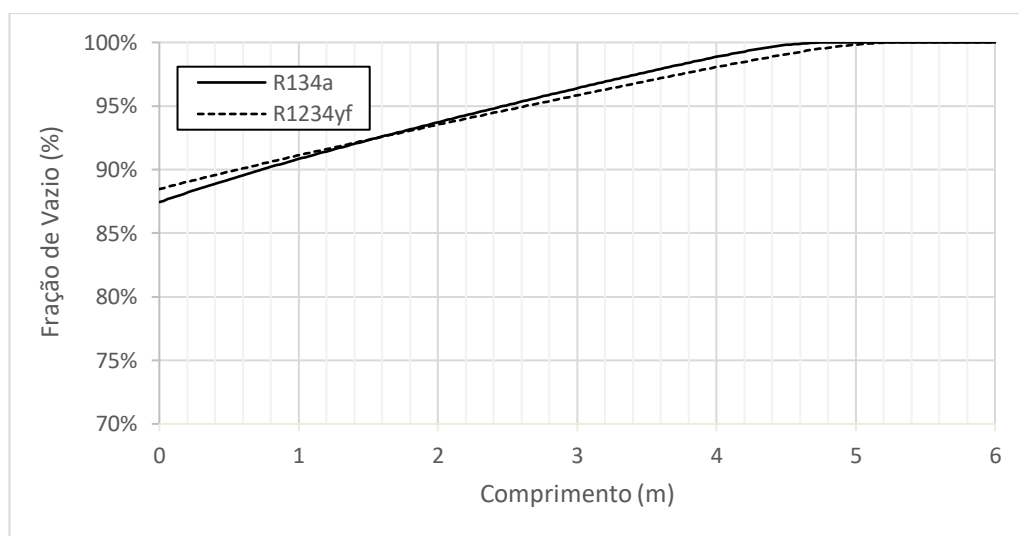


FIG. 5.10 – Comportamento da fração de vazio ao longo do evaporador  
 FONTE – Elaborada pelo autor

## 5.6 Simulações em regime transiente

As simulações numéricas em regime transiente foram realizadas considerando que a vazão mássica de operação para os dois fluidos fossem a mesma. Assim, foi possível comparar a constante de tempo e a quantidade de massa dentro do evaporador dos dois fluidos honestamente, do contrário, a comparação entre os dois fluidos não forneceria uma resposta conclusiva já que para estes parâmetros a vazão mássica influencia no resultado final de cada um. Para estas o regime transiente é submetido a partir de uma variação na vazão mássica na entrada do evaporador, ou seja, um degrau na vazão mássica. A TAB.5.5 apresenta os dados principais desta simulação.

Tabela 5.5  
Valores dos parâmetros da simulação em regime transiente

Parâmetros	R-134a	R-1234yf
Temperatura de entrada da água (°C)	10	
Vazão de água (m³/h)	0,99	
Temperatura de condensação (°C)	55	
Massa de refrigerante inicial (g)	80	70
Grau de Superaquecimento antes do degrau (°C)	6,5	6,5
Vazão do fluido refrigerante (kg/h)	70	
Tempo de simulação (min)	12 min e 33 s	

FONTE – Elaborada pelo autor

A FIG. 5.11 mostra o comportamento da vazão mássica de saída e a massa de refrigerante para cada um dos fluidos após o fechamento da válvula de expansão (degrau) correspondente a 95% da vazão mássica de entrada do evaporador. Como pode ser observado, após o degrau na vazão mássica de entrada, a vazão mássica de saída do evaporador diminui lentamente até atingir um novo ponto de operação. A área entre as curvas de vazão mássica na entrada e saída do evaporador de cada fluido representa a massa que foi retirada do evaporador para se atingir a nova condição de operação. Como se observa a massa retirada do R-134a (10,5 g) e do R-1234yf (9,7 g) é praticamente a mesma, o mesmo se verifica ao comparar as áreas contidas entre estas curvas.

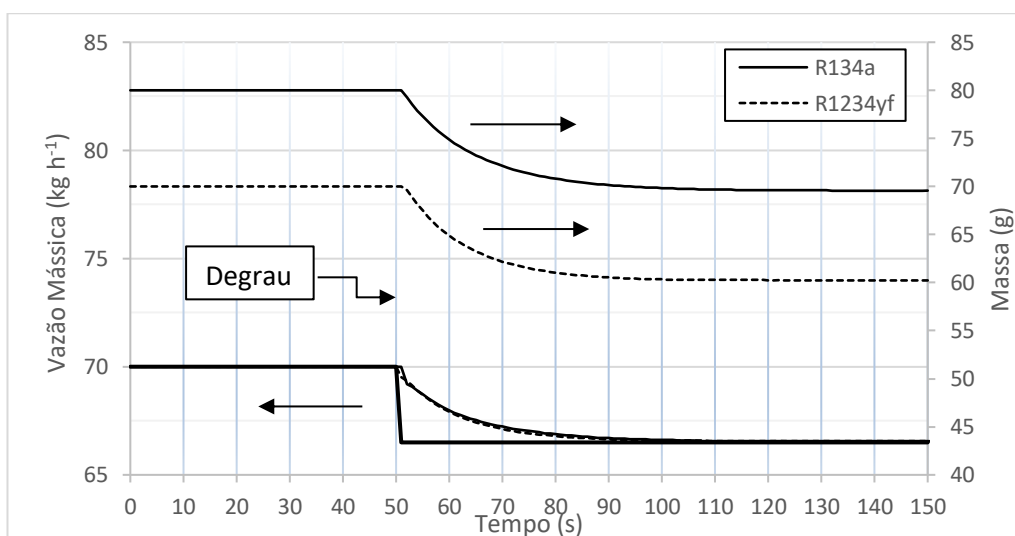


FIG. 5.11– Comportamento da vazão mássica após degrau  
FONTE – Elaborada pelo autor

Contudo, para manter o mesmo grau de superaquecimento e trabalhar com a mesma vazão entre os fluidos a massa necessária de R-1234yf (70g) é menor do que a do R-134a (80g).

Além disto, outro impacto verificado quando se trabalha com a mesma vazão está na variação de temperatura de evaporação. A FIG. 5.12 mostra a temperatura de evaporação em função do tempo. No intervalo de 0 a 50 s está representada a temperatura de evaporação atingida para cada fluido no regime permanente. Como o calor latente de vaporização do R-1234yf é menor do que do R-134a, a temperatura de evaporação atingida no regime permanente para o R-1234yf (1,2°C) é maior a que do R-134a (0,7°C). Após o degrau, no intervalo de 50 segundos em diante a temperatura de evaporação diminui até atingir um novo patamar. A diminuição da temperatura é acompanhada pela redução da massa dentro do evaporador provocada pelo desequilíbrio entre a vazão de entrada e saída no evaporador.

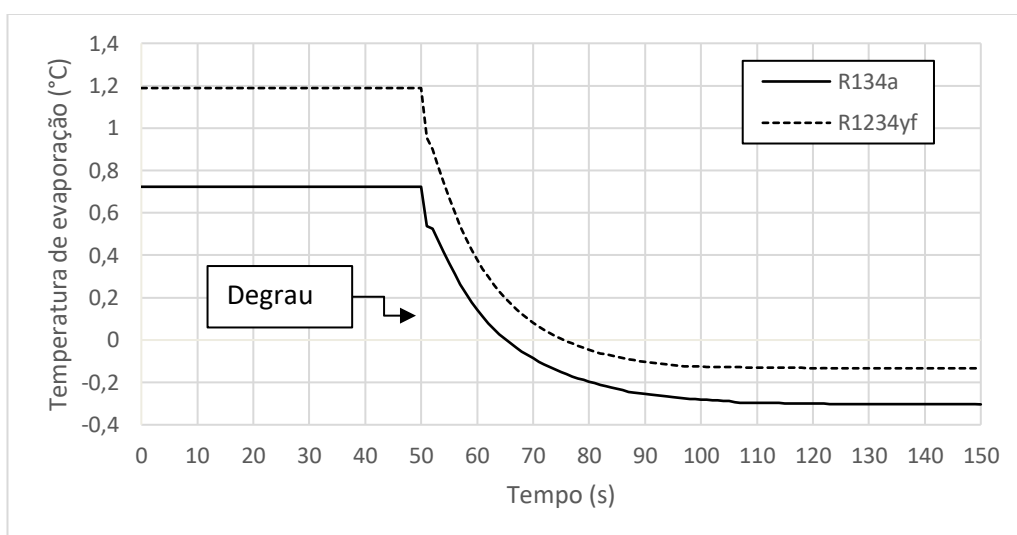


FIG. 5.12– Comportamento da temperatura de evaporação *versus* tempo  
 FONTE – Elaborada pelo autor

O tempo de reposta para que a temperatura de evaporação atinja 63,2 % da variação total após o degrau foi dado pela constante de tempo. Ao adimensionalizar a temperatura de evaporação pode-se verificar na FIG. 5.13 que a constante de tempo do R-1234yf (12 s) é um pouco menor do que a do R-134a (13 s). Tal resultado pode ser explicado pela semelhança entre as propriedades termodinâmicas dos dois fluidos demonstrado pelos estudos de Devecioglu (2015) e Higashi e Meisei (2010).

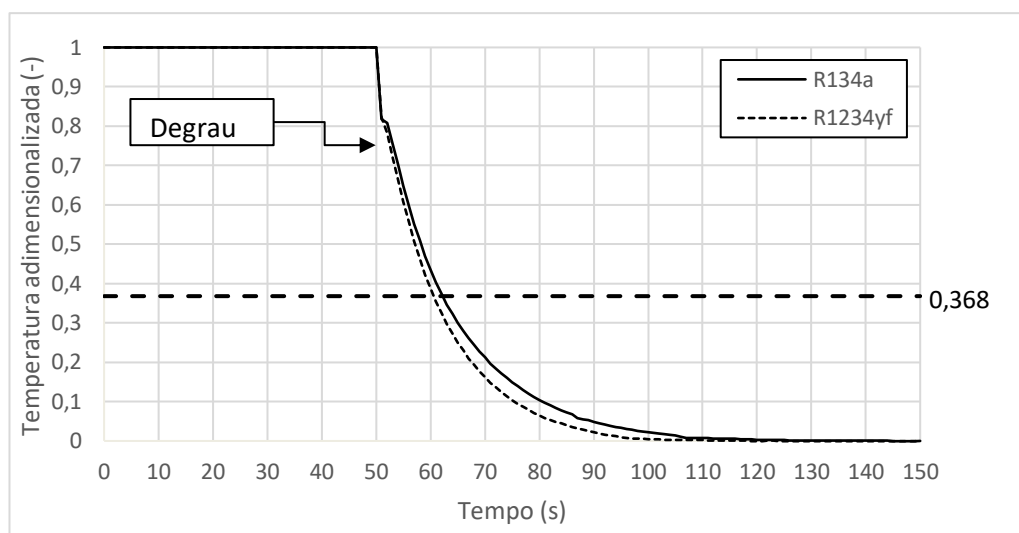


FIG. 5.13– Comportamento da temperatura de evaporação adimensionalizada *versus* tempo  
 FONTE – Elaborada pelo autor

Os coeficientes de transferência de calor do R-1234yf e do R-134a antes e depois do degrau são apresentados na FIG. 5.14 quando a correlação de Turgut et al. (2016) foi empregada no modelo.

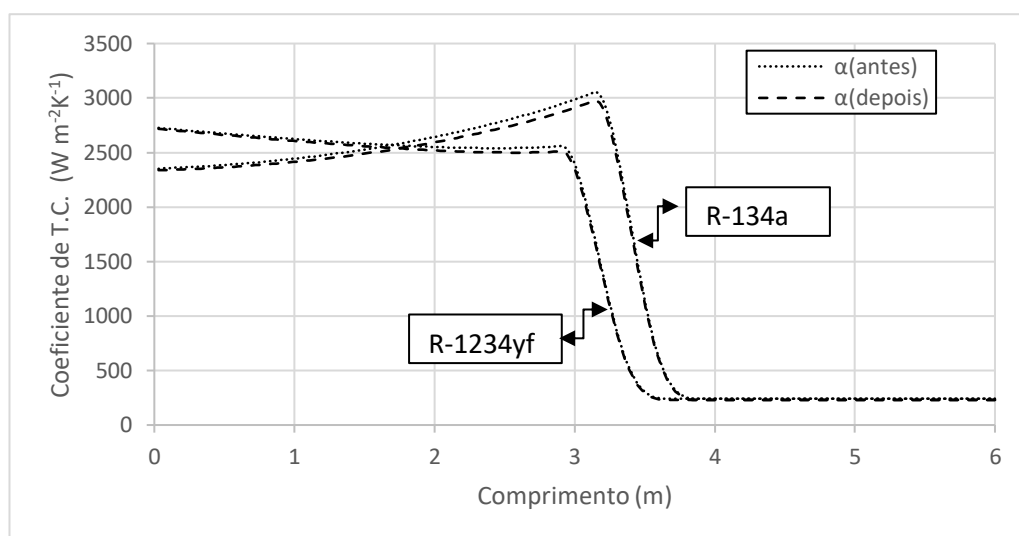


FIG. 5.14– Comportamento do coeficiente de transferência de calor  
 FONTE – Elaborada pelo autor

Ao se comparar o coeficiente de transferência de calor entre as duas condições, observa-se uma ligeira diminuição do coeficiente de transferência de calor depois do degrau devido à queda da vazão. Como se observa, o coeficiente de transferência de calor do R-1234yf é maior do que do R-134a na faixa de 0 a 1,7 metros do evaporador. Isso aconteceu porque o título na entrada do R-1234yf (37%) é maior do que o do R-134a

(35%). Após esta distância ocorre uma inversão e o R-134a apresenta valores de coeficiente de transferência de calor maior do que o R-1234yf. Este comportamento pode ser explicado devido a diferença entre as condutividades térmicas da fase líquida dos dois fluidos. A condutividade térmica R-1234yf é de 0,07 W/m.K enquanto a do R-134a vale 0,09 W/m.k, esta diferença fez com que o coeficiente de transferência de calor do R-134a crescesse mais rápido superando o R-1234yf quando o comprimento foi de 1,7 metros.

A FIG. 5.15 mostra o grau de superaquecimento após o degrau. Nos primeiros 50 s o evaporador se encontra operando em regime permanente e o grau de superaquecimento é constante valendo para o R-1234yf e para o R-134a respectivamente, 6,45 e 6,54°C. Após o instante de 50 s a vazão mássica na entrada do evaporador é reduzida bruscamente pelo fechamento da válvula de expansão e a quantidade de massa dentro do evaporador diminui provocando o aumento do grau de superaquecimento do evaporador. Como se observa para todos instantes o grau de superaquecimento do R-1234yf é levemente inferior ao do R-134a, atingindo no final um valor de 8,9°C para o R-134a e 8,8°C para o R-1234yf. Uma justificativa para este comportamento está fundamentada na pequena diferença entre os calores latentes de evaporação dos dois fluidos. O tempo para que o superaquecimento se estabilize para o R-1234yf também é semelhante ao do R-134a. Isso ocorre também pelos mesmos motivos observados na FIG. 5.12.

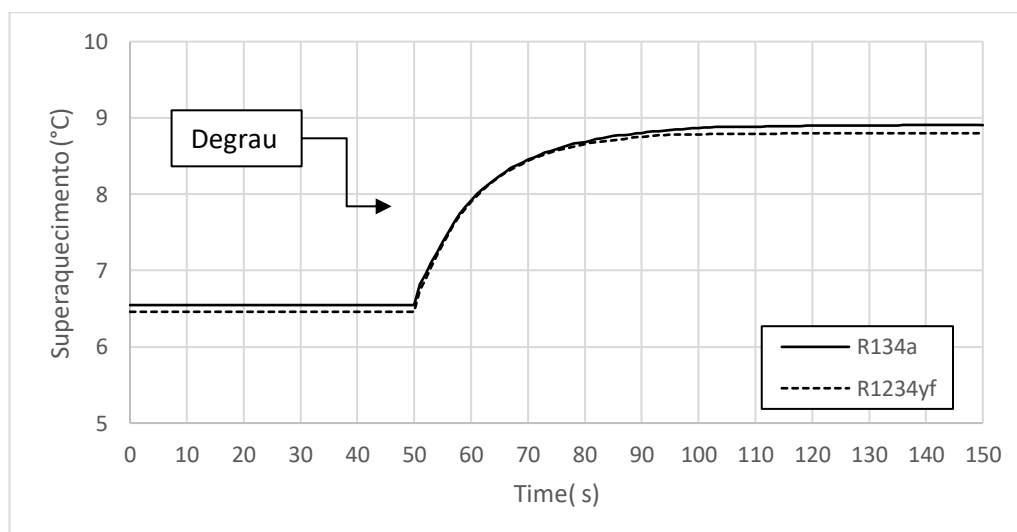


FIG. 5.15– Comportamento do superaquecimento do evaporador  
 FONTE – Elaborada pelo autor

As FIG. 5.16 e FIG. 5.17 mostram a capacidade de refrigeração do evaporador após o degrau operando com os dois refrigerantes. Nos primeiros 50 s o evaporador se encontra funcionando em regime permanente e a capacidade de refrigeração é constante



tanto para o R-1234yf (2070 W) quanto para o R-134a (2743 W). Após o degrau a capacidade de refrigeração aumenta para os dois fluidos devido à redução da temperatura de evaporação, entretanto ela diminui pela a redução da vazão mássica no evaporador. A diminuição da capacidade de refrigeração para R-1234yf foi de 56,0 W e para o R-134a foi de 109,1 W. Apesar da capacidade de refrigeração e a massa do R-1234yf serem menores elas são suficientes para produzirem praticamente o mesmo grau de superaquecimento como verificado na FIG. 5.15.

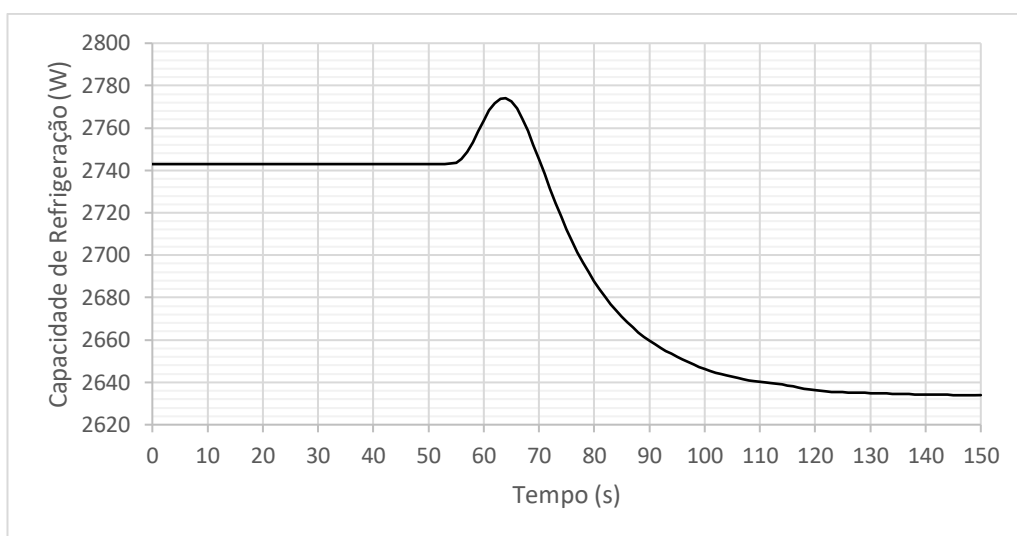


FIG. 5.16– Comportamento da capacidade de refrigeração do evaporador operando com R-134a

FONTE – Elaborada pelo autor

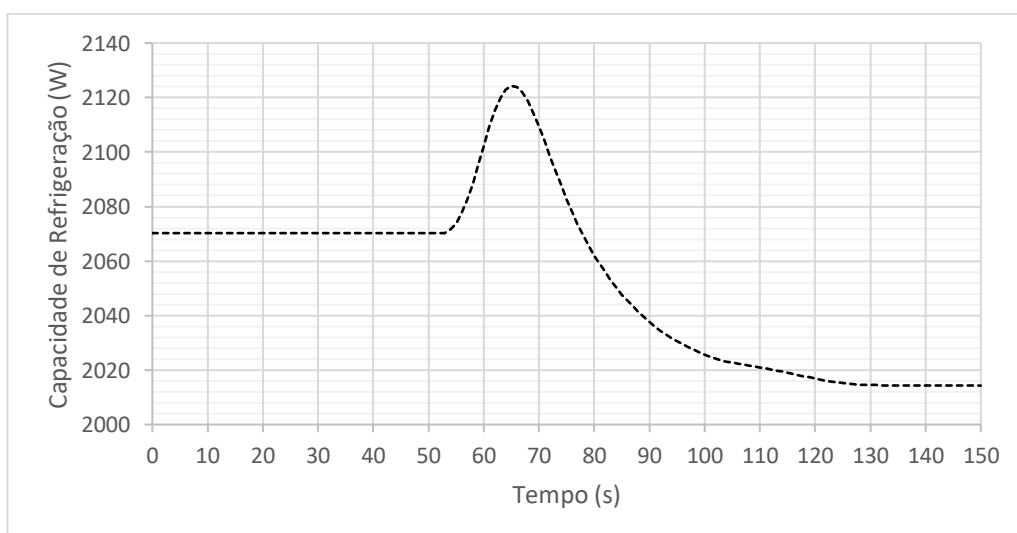


FIG. 5.17– Comportamento da capacidade de refrigeração do evaporador operando com R-1234yf

FONTE – Elaborada pelo autor

## 6 CONCLUSÃO

Neste capítulo estão reunidas as principais conclusões desenvolvidas durante a realização deste trabalho. No que tange as características numéricas do modelo desenvolvido pode-se dizer que após a realização do teste de malha o número mínimo de elementos que o modelo deve operar é de 150 elementos. Além disto, verificou-se que o aumento do passo temporal limita o resultado produzido pelo modelo e que mesmo refinando a malha não é possível captar as mudanças das propriedades quando o passo temporal é muito grande. No que se refere a validação experimental os resultados demonstraram que nos piores casos o modelo é capaz de prever a temperatura de saída da água com um erro máximo de 1,9°C. O mesmo pode-se dizer da temperatura de entrada e saída do fluido refrigerante, onde o erro máximo encontrado é de 1,8 e 1,6°C, respectivamente, quando a rotação de 800 rpm é testada.

Quanto aos resultados da simulação pode-se dizer que a análise em regime permanente mostrou que o coeficiente de transferência de calor e a temperatura de evaporação para o R-1234yf foram maiores do que o R-134a quando o evaporador operou com a mesma carga térmica confirmando resultados da literatura. Além disso, o R-1234yf deve operar com uma vazão mássica maior que a do R-134a, sugerindo que, em um caso de substituição dos fluidos, o compressor deve sofrer alguma adaptação para se manter a mesma capacidade de refrigeração.

Para as simulações em regime transiente a vazão de operação e o grau de superaquecimento dos dois fluidos foram os mesmos, e após um degrau na vazão de entrada do evaporador as simulações mostraram que a massa necessária de R-1234yf foi menor que a do R-134a. Levando em conta que o aquecimento global se agrava quando a massa de gases de efeito estufa aumenta na atmosfera, esse resultado mostrou que a utilização do R-1234yf em refrigeração residencial e automotiva pode contribuir para a diminuição do aquecimento global. Além disto, verificou-se que a constante de tempo do R-1234yf (12 s) é um praticamente a mesma do R-134a (13 s) devido a semelhança entre as propriedades termodinâmicas dos dois fluidos. Esse resultado sugeriu que, se sistemas de refrigeração que operam com R-134a sofrerem um *retrofit* poderão apresentar funcionamento similar.

A aplicação das relações de Cleland resultou em um tempo de simulação de 1 min e 13 s para a análise permanente e 12 min e 33 s para a análise transiente mostrando uma grande vantagem sobre as equações de estado.

### **6.1 Sugestão de trabalhos futuros**

A realização deste estudo proporcionou um aprofundamento do comportamento dinâmico de um evaporador quando operando com o fluido R-1234yf, no entanto, o tema desdobra novas linhas de pesquisa que podem ser estudadas. Assim, propõe-se os seguintes temas para trabalhos futuros:

- (1) Realizar estudo experimental em regime transiente com a máquina carregada com o fluido R-1234yf;
- (2) Realizar estudo comparativo com o isômero do R-1234yf, o R -1234ze(E);
- (3) Realizar adaptação do modelo para o fluido secundário operando a ar.
- (4) Determinar os coeficientes a serem utilizados nas relações de Cleland para fluidos ecológicos como R-1234ze(E);
- (5) Avaliar, através de simulações, a influência de parâmetros geométricos no COP do sistema para cada fluido frigorífico.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Albertazzi, A. G. Jr. e Sousa, A.R. Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial. 1ªEd., Barueri, Manole, 406p, 2008.
2. Antonijevic, D. L., Carbon dioxide as the replacement for synthetic refrigerants in mobile air conditioning. *Thermal Science*, vol. 12, no 3, p. 55-64, 2008.
3. Babiloni, A.M., Esbrí, J.N., Barragán, A., Molés, F. e Peris, B. Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternative of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems. *International Journal of Refrigeration*, vol. 52, p.21-31, 2015.
4. Babiloni, A.M., Esbrí, J.N., Barragán, A., Molés, F. e Peris, B. Drop-in energy Performance evaluation of R-1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R-134a replacements. *Applied Thermal Engineering*, vol. 71, p.259-265, 2014.
5. Bensafi, A., Borg, S, Parent, D., CYRANO: a computacional model for detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants. *Int. J. Refrig.*, vol. 20, p.218-228, 1997.
6. Bonilla, J., Dormido, S., Cellier, F.E., Switching moving Boundary models for two-phase flow evaporators and condensers. *Commun Nonlinear Sci Numer Simulat*, vol. 20, p.743-768, 2015.
7. Bolaji, B.O. e Huan, Z., Ozone depletion and global warming: Case for use natural refrigerant – a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.18, p.49-54, 2013
8. Brohan, P., Kennedy, J.J., Harris, I., Tett, S.F.B., Jones, P.D. Uncertainty estimates in regional and global observed temperature changes: a new dataset from 1850. *Journal of Geophysical Research* vol. 111, D12106, 2006.
9. Byun, J., Lee, J., Choi, J., Numerical analysis of evaporation performance in finned-tube heat exchangers. *Int. J. Refrigeration.*, vol. 30, p.812-820, 2007.
10. Calm, J.M., The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, p.1123-1133, 2008
11. Carey, V.P. Liquid-vapor phase change phenomena. Bristol Taylor & Francis, 645p, 1992
12. Cleland, A.C. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties. *International Journal of Refrigeration*, vol. 9, p.346-351, 1986.
13. Cecchinato, L. e Mancini, F., An intrinsically mass conservative switched evaporator model adopting the moving-boundary method. *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, p. 349-364, 2012.
14. Chen, W., C. Zhijiu, Z. Ruiqi, and W. Yezheng. Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator. *International Journal of Refrigeration* vol.25, p.1137–1142, 2002.

15. Chen, W., Deng, S., Development of a dynamic model for a DX VAV air conditioning system. *Energy Conversion and Management*, vol. 47, p. 2900-2924, 2006.
16. Cho, H., Lee, H. e Park, C. Performance characteristics of an automotive air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R-1234yf. *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, p.563-569, 2013.
17. Devecioglu, A. G. e Oruç, V. Characteristic of Some New Generation Refrigerants with Low GWP. *Energy Procedia*, vol. 75, p.1452-1457, 2015
18. Dinçer, I. and Kanoglu, M. *Refrigeration Systems and Applications*. 2<sup>a</sup> Ed., United Kingdom, John Wiley & Sons, 464p, 2010.
19. Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EC. *Off. J. Eur. Union*, 2006.
20. Domanski, P.A., Brignoli, R., Brown, S.J., Kazakov, A.F., McLinden, M.O., Low-GWP refrigerants for medium and high-pressure applications. *International Journal of Refrigeration*, vol. 83, p.198-209, 2017.
21. Domanski, P. EVSIM – An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution. U.S. Department of Commerce National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 1989.
22. Domanski, P.A., and Didion, D.A., Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow área expansion device. Washington, D.C. National Bureau of Standards, 1983.
23. Duarte, M.V. Estudo da Bomba de calor – Fluidos de trabalho e eficiência energética. Dissertação de Mestrado. Universidade da Beira Interior, Covilhã, 157p., 2013
24. Esbrí, J.N, Miranda, J.M.M, Babiloni, A.M., Cervera, A.B. e Flores, J.M.B. Experimental analysis of R-1234yf as drop-in replacements for R-134a in a vapor compression system. *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, p.870-880, 2013.
25. Esbrí, J.N., Cervera, A.B. e Molés, F. Experimental analysis of the internal heat exchanger influence on a vapour compression system performance working with R-1234yf as drop-in replacement for R-134a. *Applied Thermal Engineering*, vol. 59, p.153-161, 2013.
26. European Parliament, Regulation (EC) No 2037/2000 of the European Parliament and of the Council - on substances that deplete the ozone layer, 2000.
27. Fang, X. e Xu, Y., A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes. *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, p.2039-2050, 2012.
28. Guo, Z.Y., Mechanism and control of convective heat transfer – Coordination of velocity and heat flow fields, *Chinese Science Bulletin*, v.46, n°7, 597-600, 2001.
29. Guo, Z.Y., Zhou, S.Q., Li, Z.X. e Chen, L.G. Theoretical analysis and experimental confirmation of the uniformity principle of temperature difference field in heat exchanger, *International Journal Heat Mass Transfer*, v.45, 2119-2127, 2002.

30. Guo, Z.Y., Wei, S. e Cheng, X.G. A novel method to improve the performance of heat exchanger – Temperature fields coordination of fluids, Chinese Science Bulletin, v.49, n°1,111-114, 2004.
31. Guo, Z.Y., Tao, W.Q. e Shah, R.K. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer, Int. J. Heat Mass Transfer,v.48, 1797-1807, 2005.
32. Higashi, Yukihiro and Meisei Iwaki. “Thermophysical properties of HFO1234yf and HFO1234ze(E)” (2010) International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, 17 – 19 February 2010, Tokyo, Japan
33. Homod, R. Review on the HVAC system modeling types and the shortcomings of their application. Journal of Energy, vol. 2013, p. 10, 2013
34. Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6ª Ed., Rio de Janeiro, LTC, 644p, 2008.
35. Jaime, B.T., Bjurling, F., Corberám, J.M., Sciullo, F. e Payá, J. Transient thermal model of vehicle`s cabin validated under variable ambient conditions. Applied Thermal Engineering, vol. 75, p.45-53, 2015.
36. Jia, X., Tso, C.P., Chia, P.K.. A distributed model or prediction of the transient response of an evaporator. International Journal of Refrigeration, vol. 18, p.336-342, 1995.
37. Jiang, H., Aute, V, Radermacher, R., CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers. International Journal of Refrigeration, vol. 29, p.601-610, 2006.
38. Kyoto Protocol, Report of the Conference of the Parties, United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), New York, USA, 1997.
39. Koury, R.N.N. Modelagem numérica de uma máquina de compressão de vapor. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 112p., 1998.
40. Koury, R.N.N., Machado, L., Ismail, K.A.R., Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. International Journal of Refrigeration, vol. 24, p.192-200, 2001.
41. Koury, R.N.N., Castro, L.F.N., Machado, L., Distributed and Non-Steady-State modelo f air cooler. 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo, COBEM 2003 – 0762, 2003.
42. Koury, R.N.N., Faria, R.N., Ismail, K.A.R., Machado, L., Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. Int. J. Refrig., vol. 24, p.192-200, 2013.
43. Kuo, M.C., Ma, H.K., Chen, S.L., Wang, C.C., An algorithm for simulation of a performance of air-cooled heat exchanger applications subject to the influence of complex circuitry. Applied Thermal Engineering., vol. 26, p.1-9, 2006.
44. Laskowski, R., The black box modelo f a double-tube couter-flow heat exchanger. Heat Mass Transfer, vol. 51, p. 1111-1119, 2015

45. Lee, Y. e Jung, D. A brief performance comparison of R-1234yf and R-134a in a bench tester automobile applications. *Applied Thermal Engineering*, vol. 35, p.240-242, 2012.
46. Lee M.Y. e Lee D.Y. Review on Conventional Air Conditioning, Alternative Refrigerants, and CO<sub>2</sub> Heat Pumps for Vehicles. Hindawi Publishing Corporation *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 2013, p.15
47. Leroy, J.T., Groll, E.A., Computer Model Predictions of Dehumidification Performance of Unitary Air conditioners and Heat pump. *Ashrae Transactions*, vol. 104, p.773-788, 1998.
48. Li, H., Cao, F., Bu, X., Wang, L. e Wang, X. Performance characteristics of R-1234yf ejector-expansion refrigeration cycle. *Applied Energy*, vol. 121, p.96-103, 2014.
49. Li, B., Peuker, S., Hrnjak, P.S., Alleyne, A.G., Refrigerant mass migration modeling and simulation for air conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, p.1770-1779, 2011.
50. Li, B., e Alleyne, A.G., A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations. *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, p.538-552, 2010.
51. Lockhart, R.W. e Martinelli, R.C., Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chemical Eng. Prog.* vol. 45, p.39-48, 1949.
52. MacArthur, J.W. e Grald, E.W., Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data. *International Journal of Refrigeration*, vol. 12, p.29-41, 1989.
53. Machado, L. Modele de simulation et etude experimentale d'un evaporateur de machine frigorifique em regime transitoire. Thèse de Doctorat, INSA, Lyon, France, 160p., 1996.
54. Maia, A.A.T., Koury, R.N.N., Machado, L., Development of a control algorithm employing data generated by a white box mathematical model. *Applied Thermal Engineering*, vol. 54, p.120-130, 2013.
55. Maia, A.A.T., Horta-Gutierrez, J.C., Koury, R.N.N., Machado, L., Superheating control using an adaptive PID controller. *HVAC&Research*, vol. 20, p.424-434, 2014.
56. A.A.T. Maia, Metodologia de desenvolvimento de um algoritmo para controle simultâneo da capacidade de refrigeração e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração, Tese (Doutorado), Departamento de Engenharia Mecânica; Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2005. 160 pp.
57. McLinden, M.O., Kazakov, A.F., Brown, J.S., Domanski, P.A. A thermodynamic analysis of refrigerants: possibilities and tradeoffs for low-GWP refrigerants. *Int. J. Refrigeration*, p.1-13, 2013
58. Markus Richter, Mark O. McLinden, and Eric W. Lemmon "Thermodynamic Properties of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R-1234yf): Vapor Pressure and p-rho-T Measurements and an Equation of State" *Journal of Chemical and Engineering Data*, vol. 56, p. 3254-3264, 2011.

59. Miranda, J.M., Minguela, J.J., Carpio, V.D. e Esbrí J.N. Development and Validation of a micro-fin Tubes evaporador model using R-134a and R-1234yf as working fluids. *International Journal of Refrigeration*, vol. 50, p.32-43, 2015.
60. Molés, F., Esbrí, J.N., Peris, B., Babiloni, A.M. e Cervera, A.B. Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R-1234yf and R1234ze(E) as working fluids. *International Journal of refrigeration*, vol. 44, p.141-150, 2014.
61. Molina, M.J. e Rowland, F.S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone, *Nature* vol. 249, no 5460 p.810-812, 1974.
62. Ozisik, M.N. *Heat Transfer, a basic approach*. New York, MacGraw-Hill, 780p., 1985.
63. Porkhial, S., Khastoo, B., Saffar-Avval, M., Transient response of dry expansion evaporator in household refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, p.1465-1480, 2004.
64. Pottker, G. e Hrnjak, P. Experimental investigation of the effect condenser subcooling in R-134a and R-1234yf air-conditioning systems with and without internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, vol. 50, p.104-113, 2015.
65. Protocol, Kyoto. Report of the Conference of the Parties, United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), 1997.
66. Rayner, N.A., Brohan, P., Parker, D.E., Folland, C.K., Kennedy, J.J., Vanicek, M., Ansell, T.J., Tett, S.F.B. Improved analyses of changes and uncertainties in marine temperature measured in situ since the mid-nineteenth century: the HadSST2 dataset. *Journal of Climate* vol. 19, p. 446–469, 2006.
67. Reasor, Pamela, Aute, Vikrant, e Radermacher, Reinhard, "Refrigerant R-1234yf Performance Comparison Investigation" (2010). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 1085.
68. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. *Off. J. Eur. Union*, 2014.
69. Richter, M., McLinden, M.O. e Lemmon, E.W. Thermodynamic Properties of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R-1234yf): Vapor Pressure and p-rho-T Measurements and an Equation of State, *Journal of Chemical and Engineering Data*, vol. 56, p.3254-3264, 2011.
70. Rice, C.K. The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions. *ASHRAE Transactions*, vol. 93, Part. 1, p. 341-367, 1987
71. Rice, C.K., and Jackon, W.L., PUREZ – The mark V heat pump design model for chlorine-free, pure and near-azeotropic refrigerant alternatives. *Preliminary Documentation Package*. 1994
72. Riffat, S.B., Afonso, C.F., Oliveira, A.C., Reay, D.A., Natural Refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, p.33-42, 1997.



73. Rouhani, s. Z. E axelsson, E. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. *International Journal Heat Mass Transfer*, Oxford, vol. 13, n. 2, p. 383 – 393, 1970.
74. Ruschenburg, J., Cutic, T., Herkel, S., Validation of black-box pump simulation model by means of field test results from five installations. *Energy and Buildings*, vol. 84, p. 506-515, 2014
75. Sarbu, I., A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-base refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, vol. 46,p. 123-141, 2014
76. Serth, R.W., *Process Heat Transfer. Principle and Applications*. Elsevier Science & Technology Books, 755p, 2007
77. Tian, C. e Li, X. Transient behavior evaluation of an automotive air conditioning system with a variable displacements compressor. *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, p.1992-1948, 2005.
78. Tillner-Roth, R. e Baehr, H.D. R-134a provides thermodynamic properties for R-134a using the fundamental equation of state developed. An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa, *J. Phys. Chem, Ref. Data*, Vol. 23, No. 5, 1994
79. Tassou, S.A., and H.O. Al-Nizari. Investigation of the effects of thermostatic and electronic expansion valves on the steady-state na transient performance of commercial chillers. *International Journal of Refrigeration* vol.16, p.49-56, 1993.
80. Turaga, M., Guy, R.W., Rupta, C.P. Refrigerant side heat transfer and pressure drop estimates for direct expansion coils. A review of works in North American use. *International Journal of Refrigeration*, vol. 8, p. 134-142, 1985.
81. Turgut, O.E., Asker, M., Çoban, M.T., Saturated Flow Boiling Heat Transfer Correlation for Small Channels Based on R-134a Experimental Data. *Arab J. Sci. Eng.*, vol. 41, p.1921-1939, 2016.
82. United Nations Environment Program (UNEP), *Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 1997 (Final Act, United Nations, New York, USA*.
83. Wang, H., e Touber, S., Distributed and non-steady-state modeling of an air cooler. *International Journal of Refrigeration*, vol. 14, p.98-111, 1991.
84. Wojtan, L., Ursenbacher, T., Thome, J.R., Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map. *International of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, p.2955-2969, 2005.
85. Wojtan, L., Ursenbacher, T., Thome, J.R., Measurement of Dynamic void fractions in stratified types of flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 29, p.383-392, 2005.
86. Yang, Z., Wu, X., Retrofits and options for the alternatives to HCFC-22. *Energy*, vol.59, p.1-21, 2013.

87. Zhang, W.J. e Zhang, C.L. A generalized moving-boundary model or transient simulation of dry-expansion evaporators under larger disturbances. *Int. J. Refrig.*, vol. 29, p.1119-1127, 2006.
88. Zilio, C., Brown, J.S., Schiochet, G. e Cavallini, A. The refrigerant R-1234yf in air conditioning systems. *Energy*, vol. 36, p.6110-6120, 2011.

## APÊNDICE A

### **A.1 Gráficos de desvio das propriedades termodinâmicas**

As figuras seguintes apresentam o desvio entre os resultados dados pelos polinômios da seção 3.5 e as equações de estado dadas por Tillner-Roth e Baehr (1994) para o R-134a e Richter, McLinden e Lemmon (2011) para R-1234yf.

