

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

TALLITA KAROLLINE NUNES

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO
POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

CURITIBA

2015

TALLITA KAROLLINE NUNES

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO
POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Tese aprovada como requisito parcial à obtenção do grau de Doutora em Engenharia Mecânica do Curso de Doutorado em Engenharia Mecânica do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, na área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos.

Orientador: José Viriato Coelho Vargas, Ph.D

Coorientador: Juan Carlos Ordonez, Ph.D

CURITIBA

2015

Nunes, Tallita Karolline

Modelagem, simulação e otimização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor / Tallita Karolline Nunes. – Curitiba, 2015. 92 f. : il.

Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação Engenharia Mecânica

Orientador: José Viriato Coelho Vargas

Coorientador: Juan Carlos Ordonez

Bibliografia: p. 83-88

1. Refrigeração. 2. Termodinâmica. 3. Calor - Transmissão.
I. Vargas, José Viriato Coelho. II. Ordonez, Juan Carlos. III. Título.

CDD 621.56


TERMO DE APROVAÇÃO

TALLITA KAROLLINE NUNES


MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR


Tese aprovada como requisito parcial à obtenção do grau de Doutora em Engenharia Mecânica do Curso de Doutorado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos.

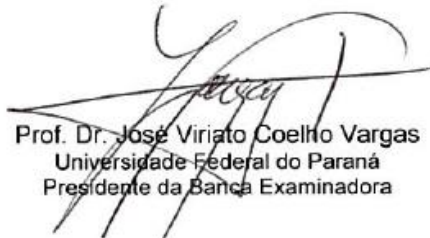
Banca Examinadora:


Prof. Dr. Sandro Campos Amico
Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Examinador externo


Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise
Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
Examinador externo


Prof. Dr. Luciano Kiyoshi Araki
Universidade Federal do Paraná
Examinador interno


Prof. Dr. Luís Mauro Moura
Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Examinador externo


Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas
Universidade Federal do Paraná
Presidente da Banca Examinadora

Curitiba, 5 de junho de 2015.

Aos meus melhores mestres,
meus pais Cristiane e Marcelo.

AGRADECIMENTOS

À Deus, meu amigo e cuidador de todos dias.

Aos meus queridos pais, Cristiane e Marcelo, e meu irmão Marcelinho. É por vocês e, sempre por vocês, que todos os dias, quero fazer o meu melhor.

Ao Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas, pela oportunidade que me concedeu de cursar o doutorado, por me receber em seu projeto, pelo tempo dedicado e por ter compartilhando parte do seu enorme conhecimento. Minha eterna gratidão!

Ao Prof. Dr. Juan Ordonez por me receber em sua equipe na FSU e, principalmente, por toda a atenção dedicada durante a minha estadia nos EUA. Seu apoio foi fundamental para a realização do doutorado Sanduíche

Ao Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise, Prof. Dr. Luis Mauro Moura, Prof. Dr. Sandro Amico e Prof. Dr. Luciano Araki, membros da banca examinadora, pela disponibilidade em avaliar este trabalho e por terem acrescentado valiosos ensinamentos.

À Prof^a. Dr^a. Diana Fachin, Prof^a. Dr^a. Laura Beatriz Karam, Prof^a. Dr^a. Márcia Rapacci, muito obrigada pela amizade, pela ajuda em todos os momentos, sem se importarem com final de semana, dia ou noite. Vocês serão sempre minha inspiração e exemplo.

Aos meus caros colegas de doutorado Marisa Scherer, Luciana Martinho, Felipe Loyola e Valter Salles, pela amizade, convivência e apoio na realização das diversas atividades durante todo o doutorado.

Aos colegas pesquisadores do Núcleo de P&D de Energia Autossustentável (NPDEAS) da UFPR que estiveram presentes e auxiliaram direta ou indiretamente em todo esse projeto, contribuindo para a minha formação profissional.

Aos queridos amigos do CSF 127 – Florida State University pelos inesquecíveis momentos vividos nos Estados Unidos. Thanks folks da FSU - 127!

À Florida State University, por apoiar a pesquisa e disponibilizar a estrutura física para a realização deste trabalho.

Aos colegas do *Center for Advanced Power Systems (CAPS)* na FSU, Sam Yang, Alejandro Rivera-Alvarez, Michael Coleman, Obie Abakporo, Julian D. Osorio, Nicholas Suttell, Tugba Sensoi, Kassiana Chagas e Maurício Chagas, os quais sempre foram muito solícitos durante toda minha estadia em Tallahassee.

Ao Ministério da Educação do Brasil, por meio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pela bolsa de estudos de Doutorado no Brasil e de Doutorado Sanduiche (processo número 013082/2013-02) para realização dos experimentos na *Florida State University*.

Aos demais professores, técnicos e profissionais do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná.

Ao meu amigo Marco Moscatto que há 4 anos disse-me “Para pular, muitas vezes precisamos agachar! ”. Obrigada! Esta frase foi fundamental para minha decisão e esteve comigo durante todos os momentos difíceis.

RESUMO

Esta Tese de doutorado apresenta um modelo matemático adimensional simplificado para um sistema de refrigeração de compressão de vapor, operado em regime transiente, com objetivo de otimizar a resposta dinâmica do sistema. O modelo combina os princípios da termodinâmica e da transferência de calor e de massa aplicando-os aos componentes do sistema, assumindo volumes de controle termodinâmicos para cada um dos componentes. O sistema de equações diferenciais ordinárias resultante é integrado em relação ao tempo, com precisão e baixo tempo computacional. Grupos adimensionais adequados são identificados e os resultados apresentados na forma de gráficos normalizados com aplicação geral para os sistemas semelhantes. Um sistema de refrigeração piloto foi construído, instrumentado e utilizado para obtenção de dados reais de temperatura. Assim, o modelo foi ajustado a partir de um conjunto de dados experimentais e, então, validado experimentalmente usando outro conjunto de dados experimentais. A seguir, o estudo aborda a otimização da alocação de área total de troca térmica entre os trocadores de calor, evaporador e condensador, para minimizar o tempo de *pull-down*. A avaliação do desempenho do sistema é conduzida para três fluidos refrigerantes: i) um refrigerante banido (CFC12), ii) um alternativo em relação ao CFC12 com ODP = 0, mas com um alto potencial de aquecimento global, GWP (HFC134a), e iii) um dos atuais substitutos para o R134a, o HFO1234yf. Os resultados dinâmicos mostram que, para um sistema projetado para utilização de R12, a substituição por R1234yf descreve um desempenho do sistema mais próximo do R12 do que a substituição por R134a. A configuração ideal que promove, em estado estacionário, o maior coeficiente de performance (COP) e a máxima eficiência de segunda lei também é investigada. Os resultados normalizados, para os refrigerantes R12, R134a, e R1234yf, mostram que a distribuição ideal da área total de transferência de calor entre o evaporador e o condensador, representada pela fração da área total destinada ao evaporador, $x_{4,opt} \cong 0,55$, garante ao sistema o menor tempo de *pull-down* e máxima eficiência de segunda lei. Entretanto, o máximo COP é obtido quando $x_{4,opt} \cong 0,40$. Esta diferença, que ocorre na alocação ideal de área quando analisado o tempo de *pull-down* e a eficiência de segunda lei em relação a alocação ideal de área quando avaliamos o COP, é justificada pelo fato de que a análise de primeira lei não contempla completamente às perdas termodinâmicas do sistema devido às alterações nas áreas dos trocadores de calor, mostrando a importância da análise de segunda lei para obter resultados reais. No entanto, as variações na alocação ótima de área de troca térmica do sistema foram observadas quando a razão entre os coeficientes globais de transferência de calor dos trocadores afasta-se de 1. Este fato foi observado com R1234yf, evidenciando a importância da análise de segunda lei para o projeto real de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Palavras-chave: Refrigeração. Alocação de área. Trocador de calor. Área de transferência de calor

ABSTRACT

This study introduces a dimensionless simplified mathematical model of a vapor compression refrigeration system, in order to optimize the system dynamic response. The model combines principles of thermodynamics, heat and mass transfer applied to the system components with empirical correlations, assigning thermodynamic control volumes to each component, which yield a system of ordinary differential equations with respect to time that is integrated explicitly and accurately with low computational time. Appropriate dimensionless groups are identified, and the results are presented in the form of normalized charts for general application to similar systems. A pilot cooling system was built, instrumented and used to obtain temperature data. Thus, the model has been adjusted from a set of experimental data and, then, experimentally validated using other experimental data set. The study addresses the optimization of the heat exchangers heat transfer area inventory for minimum pull down time. A system performance comparison is conducted for three refrigerant fluids: i) a banned refrigerant (CFC12); ii) its original ozone depletion harmless substitute, but with a high global warming potential, GWP (HFC134a), and iii) one of the current substitutes of R134a, HFO1234yf. The dynamic results show that, for a system originally designed for R12, substitution with R1234yf depicts a closer performance to R12 than R134a. The optimal configuration that leads to steady state maximum system first (or coefficient of performance, (COP), and second law efficiencies is also pursued. The normalized results for refrigerants R12, R134a, and R1234yf show that an optimal heat transfer area distribution in both evaporator and condenser, represented by an evaporator to total system heat exchanger area ratio $x_{4,opt} \cong 0.55$, leads the system to minimum pull down time and maximum system 2nd law efficiency, whereas $x_{4,opt} \cong 0.4$ to maximum COP, when the heat exchangers global heat transfer coefficients are of the same magnitude. The difference in the optimum location when the objective function is the pull-down time (and second law efficiency) and COP is due to the fact that the first law analysis does not fully capture the thermodynamic losses due to changes in heat exchangers' areas, which stresses the importance of a system second law assessment for realistic results. However, changes in the optima location are observed when the ratio of heat exchangers global heat transfer coefficients departs from 1. This fact was observed with refrigerant R1234yf, which points out their importance for actual refrigeration vapor compression systems design.

Key-words: Refrigeration. Optimal area allocation. Heat exchanger. Total heat transfer area.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Volumes de controle termodinâmicos definidos para o sistema de refrigeração por compressão de vapor	32
Figura 2 - Esquema do sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor desenvolvido para obtenção de dados experimentais.	47
Figura 3 - <i>Chiller</i> utilizado no sistema piloto de refrigeração, para obtenção de dados experimentais.	48
Figura 4 - Sistemas de aquecimento utilizados no interior do tanque externo do sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor desenvolvido.	51
Figura 5 - Sistema de Refrigeração por compressão de vapor e sistema de aquisição de dados	52
Figura 6 - Comparação das temperaturas adimensionais do VC1 determinadas durante o experimento e obtidas por simulação	65
Figura 7 - Comparação das temperaturas adimensionais do VC2, determinadas durante o experimento e obtidas por simulação	65
Figura 8 - Comparação das temperaturas adimensionais do experimento e da simulação para VC3	66
Figura 9 - comparação das temperaturas adimensionais do vc1 determinadas durante o experimento e obtidas por simulação	66
Figura 10 - Resultados experimentais e de simulação para as temperaturas adimensionais dos volumes de controle 1 (A), 2 (B) e 3 (C) do sistema considerando as incertezas de medições.	67
Figura 11 - Resultados experimentais e de simulação para as temperaturas adimensionais dos volumes de controle 7 (A), 4 e no ponto 'c' (B) considerando as incertezas de medições.	68
Figura 12 - Resultados experimentais e de simulação para os graus de subresfriamento (A) e superaquecimento (B) considerando as incertezas de medições.	69
Figura 13 - Perfil transiente das temperaturas adimensionais dos volumes de controle 1, 2, 3, 4 e 7 do sistema de refrigeração, $x_4 = 0,5$ e $s = 1$	70
Figura 14 - Perfil das pressões de alta e de baixa, adimensionais, para o sistema de refrigeração por compressão de vapor, $x_4 = 0,5$ e $s = 1$	72
Figura 15 - Perfil transiente do grau de superaquecimento e de subresfriamento do fluido refrigerante, para $x_4 = 0,5$ e $s = 1$	72

Figura 16 - Efeito transiente da distribuição de massa adimensional do refrigerante entre os trocadores de calor durante a operação do sistema,	73
Figura 17 - Efeito transiente da área de expansão adimensional da válvula termostática, $x_4= 0,5$ e $s = 1$	74
Figura 18 - Desempenho do sistema de refrigeração por compressão, $x_4= 0,5$ e $s = 1$	74
Figura 19 - Perfil da temperatura VC 1 para $x_4= 0,30$; $0,50$ e $0,85$ E $s = 1$, analisado para os fluidos R12 (A), R134a (B) e R1234yf (C).....	76
Figura 20 - Otimização do sistema de refrigeração por compressão de vapor para os refrigerantes testados, R134a, R12 e R1234yf.....	77
Figura 21 - Resultados da otimização em relação à fração de área de troca térmica destinada ao evaporador	78
Figura 22 - Otimização do sistema em relação à variação dos coeficientes globais de transferência de calor do evaporador e do condensador.....	79

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Alguns estudos sobre modelagem e simulação para sistemas de refrigeração por compressão de vapor.	24
Tabela 2 - Metodologia utilizada para computar as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante durante operação do sistema	45
Tabela 3 - Variações testadas para os parâmetros no ajuste do modelo matemático ..	54
Tabela 4 - Parâmetros, valores constantes e condições iniciais utilizados na otimização termodinâmica do sistema.	57
Tabela 5 - Parâmetros geométricos e de operação dimensionais do sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor	61
Tabela 6 - Incerteza expandida adimensional de medição para cada temperatura, determinada experimentalmente no experimento com 300W de carga térmica	63
Tabela 7 - Definição e valores dos parâmetros ajustados utilizando dados experimentais “300W”	64
Tabela 8 - Parâmetros geométricos e operacionais do sistema piloto de refrigeração e condições iniciais de simulação.	64

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área, m ²
\tilde{A}_{set}	área adimensional de <i>setpoint</i> da abertura do orifício da válvula para ΔT_{dsh}
a_1, \dots, a_5	coeficientes do polinômios, Eqs (14) e (15)
c_1, c_2, c_3	coeficiente do polinômio, Eq. (25)
c	capacidade calorífica, J kg ⁻¹ K ⁻¹
COP	Coeficiente de Performance
c_0	volume morto no compressor
C_v	coeficiente da válvula do compressor
E	energia, J
G	constante de ajuste da válvula de expansão termostática, m ² K ⁻¹
h	entalpia específica, J kg ⁻¹
I	incerteza expandida
m	massa, kg
\dot{m}	vazão mássica, kg s ⁻¹
n	expoente politrópico do compressor
p	pressão, N m ⁻²
q	estimativa de uma grandeza
\dot{Q}	taxa transferência de calor, W
rps	velocidade angular do compressor, rps
s	razão entre o coeficiente global de transferência de calor do evaporador e o condensador, Eq. (3)
s(q)	desvio-padrão experimental
t	tempo, s
T	temperatura, K
U	coeficiente global de transferência de calor, W m ⁻² K ⁻¹
v	volume específico, m ³ kg ⁻¹
V_C	volume de deslocamento do compressor, m ³
VC	volume de controle
W	trabalho de compressão do compressor, em W
x	fração da área térmica total destinada ao evaporador, Eq. (4)

y	título do fluido refrigerante
z	condutância térmica da parede adimensional, Eq. (7)

Letras gregas

Δ	variação
γ	eficiência
γ_v	eficiência volumétrica do compressor
μ	fator de conversão adimensional, Eq (44)
ξ	fator de conversão adimensional, Eq. (41)
τ	temperatura adimensional, Eq. (5)
ϕ	velocidade do compressor adimensional
ψ	taxa de capacidade térmica adimensional, Eq. (5)

Subscrito

a	ar
ag	água
a, b, c, d	pontos do sistema de refrigeração
cp	compressor
C	Carnot
dsh	grau de superaquecimento desejado
GS	Sistema global
l	líquido
k	observações individuais
p	pressão constante
r	fluido refrigerante
sat	saturação
sc	zona de líquido subresfriado
sh	zona de vapor superaquecido
set	<i>setpoint</i>
V	volume constante; vapor
w	parede
0	ambiente externo ao sistema de refrigeração, referência para as condições iniciais
1, 2, ..., 7	índice do volume de controle, Fig 1.

- 2p fase de mistura bifásica líquido vapor do fluido refrigerante
- I primeira lei da termodinâmica
- II segunda lei da termodinâmica

Sobrescritos

- ~ variável adimensional
- valores médios

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1 MOTIVAÇÃO	16
1.2 ESTRUTURAÇÃO DA TESE DE DOUTORADO	18
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 REFRIGERAÇÃO	19
2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	20
2.3 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.	21
2.4 OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA	26
2.5 A EVOLUÇÃO DOS FLUIDOS REFRIGERANTES UTILIZADOS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.	27
2.5 DESAFIOS	29
2.6 OBJETIVOS	29
2.6.1 OBJETIVO GERAL.....	29
2.6.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	30
3. MATERIAIS E MÉTODOS	31
3.1 MODELO MATEMÁTICO ADIMENSIONAL, EM REGIME TRANSIENTE, PARA O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR	31
3.1.1 Grupos adimensionais determinados para modelagem matemática	32
3.1.2 Ambiente Refrigerado (VC1)	33
3.1.3 Lado água no evaporador (VC2)	34
3.1.4 Lado ar no condensador (VC3)	34
3.1.5 Compressor ON/OFF no sistema de refrigeração	34
3.1.6 Lado do refrigerante no evaporador (VC4)	35
3.1.7 Lado do refrigerante no condensador (VC7)	39
3.1.8. Válvula de Expansão (VC6).....	42
3.1.9. Compressor (VC5).....	42
3.1.10 Compressor no modo <i>OFF</i>	43
3.1.11. Eficiência do sistema de refrigeração	44
3.1.12 Cálculo das propriedades do fluido refrigerante	45
3.1.13 Método numérico	46
3.2. EQUIPAMENTO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	46
3.2.1 Descrição da unidade experimental	47

3.2.2. Instrumentação e aquisição de dados	51
3.2.3 Procedimento Experimental.....	52
3.3 INCERTEZAS EXPERIMENTAIS NO AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO	53
3.4 AJUSTE DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA E VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO	54
3.5 OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	55
3.5.1 Problema de otimização termodinâmica.....	55
3.5.2 Metodologia da otimização termodinâmica.....	55
3.5.3 Adaptação do sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	56
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	58
4.1 TESTES PRELIMINARES	58
4.1.1 Bomba centrífuga	58
4.1.2. Compressor	59
4.1.3 Ventilador axial e o controle da pressão de condensação.....	60
4.1.4 Parâmetros geométricos e de operação do sistema	61
4.2 INCERTEZAS DOS DADOS OBTIDOS EXPERIMENTALMENTE	63
4.3 AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO	63
4.4 VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO	67
4.3. OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	70
5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	81
5.1 CONCLUSÕES	81
5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	82
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	83
ANEXO 1 - Informações gerais do <i>chiller</i>, segundo fabricante MTA	89
ANEXO 2 – Parâmetros geométricos do <i>chiller</i>, segundo fabricante MTA	90
ANEXO 3 – Informações o compressor modelo MTZ, segundo Danfoss.....	91

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta a motivação para estudo do tema a ser desenvolvido nesta tese de doutorado e a estrutura do trabalho.

1.1 MOTIVAÇÃO

Segundo o Balanço Energético Nacional 2014, ano base 2013, a indústria brasileira liderou o consumo de energia elétrica com 34,4%, seguida pelas residências com 20,5% e pelo setor comercial com 13,8%. O consumo total da energia elétrica produzida no Brasil pelos setores industrial, residencial e comercial foi de 68,7% (BRASIL, 2014). Nestes setores, os sistemas de refrigeração são responsáveis por uma parcela significativa do consumo total da energia elétrica. Nas residências, aproximadamente 33% da energia elétrica é destinada aos aparelhos de refrigeração e condicionadores de ar. Os aparelhos centrais ou de janela consomem em torno de 20% da energia elétrica destinada ao setor comercial (LaAR, 2006). Analisando somente os dados destes dois setores, pode-se confirmar que mais de 10% do consumo de energia elétrica total do país é destinado aos sistemas de refrigeração.

Fato semelhante ocorre na maior economia mundial. De acordo com a Agência de Informação em Energia dos Estados Unidos (EIA), em 2009, 37% da energia elétrica consumida pelos setores residencial, comercial e industrial americanos foram utilizadas em sistemas de ar condicionado, ventilação, aquecimento e refrigeração (HVAC-R).

Em torno de 10 a 15% do consumo de energia no mundo são dedicados aos sistemas de refrigeração (SCHURT; HERMES; TROFINO NETO, 2010; VALOR ECONÔMICO, 2014). Com isso, pode-se comprovar a relevante participação dos sistemas de HVAC-R no consumo mundial de energia e, com o aquecimento global, a tendência é o aumento desse consumo.

O desafio para a indústria de refrigeração é reduzir o consumo de energia dos sistemas sem comprometer as vantagens trazidas pelo seu uso, a sua eficiência

e a qualidade das instalações. Isso porque, em residências e instalações comerciais e industriais, os sistemas de refrigeração são amplamente utilizados no controle de temperatura de ambientes para conforto humano, condições de armazenamento de alimentos, processos industriais e outras utilidades.

Além do relevante consumo energético dos sistemas de refrigeração, outro desafio para a área, com relevância mundial, é o desuso de fluidos refrigerantes ligados à destruição da camada de ozônio. A substituição dos CFC e HCFC, destruidores da camada de ozônio, por refrigerantes alternativos proporcionaram uma preocupação adicional à operação e desempenho dos ciclos de refrigeração.

Atualmente, os governos e consumidores exigem dos fabricantes e pesquisadores equipamentos com maior eficiência, fluidos refrigerantes que não contribuam negativamente com o meio ambiente e, principalmente, novos sistemas de refrigeração com baixo custo. Então, pode-se afirmar que a pesquisa tecnológica na área de refrigeração possui os três desafios principais: melhorar a eficiência energética; buscar por refrigerantes alternativos e aperfeiçoar os sistemas de refrigeração (HERMES, 2006).

Os esforços tecnológico-científicos, com o intuito de aprimorar estes sistemas e seus componentes, contribuirão significativamente para vencer estes desafios. O desenvolvimento e aperfeiçoamento mundial de sistemas de refrigeração é realizado, entre outros, a partir da modelagem e simulação do processo. Assim, não há necessidade de construir um novo protótipo a cada alteração no sistema estudado e o desenvolvimento do produto é realizado em menor tempo e com o mínimo de recursos.

Entretanto, para os processos de refrigeração por compressão de vapor, o sistema mais utilizado no mundo, os modelos existentes apresentam duas deficiências principais. A primeira porque a maioria dos modelos têm várias restrições, como formas geométricas dos equipamentos, e por isso necessitam de muita readaptação quando o sistema estudado é modificado. A segunda refere-se ao tempo de simulação, afinal, os modelos são extremamente complexos e necessitam de muito tempo computacional para simulação.

Diante dos atuais desafios da área de refrigeração e as deficiências dos modelos atuais para simulação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, o objetivo principal desta Tese é desenvolver um modelo matemático simplificado, que utiliza pouco tempo computacional na simulação,

adimensionalizado, para ser aplicado ao maior número de processos de refrigeração por compressão de vapor, e realizar análise de otimização termodinâmica do sistema para identificar qual é a distribuição ótima da área total de transferência de calor do sistema entre os trocadores de calor.

1.2 ESTRUTURAÇÃO DA TESE DE DOUTORADO

Neste capítulo, foi abordada a motivação que levou ao desenvolvimento deste estudo. O segundo capítulo contém a revisão bibliográfica sobre o tema e define o objetivo geral e os objetivos específicos do trabalho.

O Capítulo 3 apresenta o equacionamento do modelo adimensional, assim como materiais e métodos para obter dados experimentais e a metodologia para o cálculo das incertezas nos resultados. A metodologia utilizada para ajuste e validação do modelo e a otimização termodinâmica também são descritas nesta seção.

Os testes preliminares realizados no sistema piloto com objetivo de conhecer o seu comportamento durante a operação e identificar os controles existentes são apresentados no Capítulo 4. Em seguida, os resultados do ajuste e validação do modelo são exibidos. Os resultados da otimização termodinâmica do sistema de refrigeração por compressão de vapor são mostrados na última parte deste capítulo

A conclusão do trabalho e considerações para avanço tecnológico-científico na área de modelagem, simulação e otimização de refrigeradores por compressão de vapor são apresentadas no Capítulo 5.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta a revisão bibliográfica sobre o tema, os desafios identificados para a área de refrigeração, o objetivo principal desta Tese de doutorado e seus os objetivos específicos.

2.1 REFRIGERAÇÃO

Refrigeração é definida como a arte ou a ciência relacionada à transferência contínua de energia térmica com o objetivo de resfriar sistemas para temperaturas inferiores àsquelas disponíveis em um determinado local e instante (GOSNEY, 1982). Os primeiros estudos nesta área ocorreram na segunda metade do século XVIII. Em 1755, Willian Cullen baixou a pressão do éter para facilitar a evaporação e acelerar o processo de retirada de calor de uma pequena quantidade de água. A temperatura baixou o suficiente para congelar a água e registrar a primeira produção de gelo artificial. Jacob Perkins patenteou o primeiro equipamento para produção de gelo em 1834. Entretanto, somente 20 anos depois, o primeiro equipamento real foi construído por James Harrison. O primeiro refrigerador doméstico nos moldes atuais surgiu na segunda década do século XX e, desde então, a arte da refrigeração é essencial para todos (GOSNEY, 1982).

Os principais sistemas de refrigeração existentes, atualmente, são o sistema por compressão de vapor, por absorção, refrigeração a ar e por efeitos termoelétricos. (SALVADOR, 1999; HERMES, 2006; MARTINHO, 2013). Dentre estes, o sistema de compressão de vapor é o mais aplicado mundialmente, enquanto que os outros são utilizados sob condições específicas (MCKINLEY; ALLEYNE, 2008; KARAMANGIL et al., 2010). A refrigeração por absorção é muito parecida com a refrigeração por compressão. No entanto, os ciclos de refrigeração por absorção operam de acordo com um ciclo de refrigeração alimentado por calor, onde o fluido secundário na fase líquida é responsável por absorver o fluido primário ou refrigerante, na forma de vapor. Na refrigeração a ar, a temperatura do ar é reduzida por um processo de expansão. O efeito de refrigeração nos sistemas

termoelétricos é produzido quando uma corrente elétrica passa através de uma junção de dois metais diferentes (GOSNEY, 1982; MARTINHO, 2013).

2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, geralmente, são compostos por um compressor de velocidade única, um dispositivo de expansão, um condensador, um evaporador, um fluido refrigerante e um termostato, que controla a temperatura do compartimento refrigerador e conduz o liga e desliga do sistema.

O fluido que opera neste ciclo, chamado de fluido refrigerante, percorre os componentes realizando diversos processos para refrigerar o ambiente de interesse. Quando o fluido passa pelo interior do evaporador, calor é absorvido do ambiente a ser refrigerado resultando na evaporação do fluido. Em seguida, o vapor entra no compressor que atua na elevação da pressão do fluido, sendo necessário o fornecimento de energia para a realização deste processo. O vapor liberado pelo compressor a alta pressão é direcionado ao condensador, onde é liberado calor para um segundo ambiente através da condensação do fluido. Após a saída do condensador o fluido segue para o dispositivo de expansão, onde a pressão e a temperatura são reduzidas ao nível da entrada do evaporador, completando assim o ciclo de refrigeração (SILVA, 2012).

O desempenho do sistema de refrigeração é normalmente quantificado através da relação entre a capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo equipamento, denominada de Coeficiente de Performance (COP). A eficiência de refrigeração é obtida comparando-se o COP medido com aquele que seria obtido por um sistema de refrigeração ideal, operando entre as mesmas temperaturas do ambiente externo e do ambiente refrigerado (HERMES, 2006).

A economia de energia em ciclos de compressão de vapor pode ser obtida através de uma configuração global ideal de trabalho para cada equipamento do sistema e, conseqüentemente, para o sistema como um todo (LEDUCQ; GUILPART; TRYSTRAM, 2006). Alguns estudos indicam que o desempenho dos sistemas de refrigeração melhora significativamente quando é utilizado o controle eletrônico nos equipamentos, como o comando eletrônico na velocidade do compressor e na

abertura de válvula de expansão (SCHURT; HERMES; TROFINO NETO, 2010). Desta forma, os avanços tecnológicos no projeto e o controle contínuo são fundamentais para o melhor desempenho e confiabilidade dos sistemas de refrigeração (MCKINLEY; ALLEYNE, 2008).

Segundo Wilcox (2001), com o controle da rotação em compressores de vapor, a potência requerida por esse equipamento reduz em 40%. Buzelin et al. (2005) avaliou experimentalmente uma solução alternativa para a redução de consumo de energia de sistemas de refrigeração. Os autores construíram um sistema de refrigeração industrial em laboratório no qual o compressor foi controlado através de inversor de frequência, baseado em uma lei potencial. Em relação ao sistema tradicional “on-off”, o consumo de energia elétrica com esse novo sistema de controle apresentou uma economia de 34,64%, para o período de 24 h.

Leducq, Guilpart e Trystram (2006) destacam que um modelo computacional do sistema permite a supervisão avançada, incluindo a estimativa de variáveis não mensuráveis, como o coeficiente de performance; detecção de falhas e previsões em longo prazo.

2.3 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.

Para desenvolvimento de qualquer equipamento, assim como para os sistemas de refrigeração, são necessários testes em protótipos, que resultam em maior custo e tempo de projeto. A fim de tornar os processos de desenvolvimento de sistemas e equipamentos mais eficazes e econômicos, a simulação é uma ferramenta de uso mundial (LIU et al., 2012). As técnicas de modelagem e simulação de processos são comumente usadas para minimizar o esforço e a utilização de recursos durante o desenvolvimento de sistemas (MCKINLEY; ALLEYNE, 2008). Seborg et al. (2004) comentam que os modelos obtidos, exclusivamente, a partir de dados experimentais necessitam de um esforço maior que os modelos de processos obtidos através de equações teóricas.

A fim de avaliar o desempenho dos sistemas de refrigeração sob todos os aspectos da operação, tais como pressões, temperaturas e distribuição em massa

de refrigerante, os modelos de simulação dinâmica são mais apropriados do que os modelos de estado estacionário (CATANO et al., 2013)

Em 1985, Domanski e Didion utilizaram os princípios de termodinâmica, descritos pelas equações fundamentais de conservação de massa e energia com as relações de estado das propriedades do refrigerante, para desenvolver um modelo computacional para o ciclo de compressão de vapor.

Vargas e Parise (1995) apresentaram o modelo matemático de uma bomba de calor com variação de velocidade, operando em malha fechada através de controle por lei potencial. O modelo foi utilizado para comparação dos resultados do sistema em malha fechada e o sistema tradicional “on-off”. Os resultados de simulação computacional demonstraram que o sistema em malha fechada apresenta significativa economia de energia em comparação ao sistema tradicional “on-off”.

Hermes e Melo (2008) desenvolveram um modelo, em regime transiente para um refrigerador doméstico *frost-free* de 440 litros, no qual o compressor era acionado tradicionalmente pelo sistema *on-off*. O modelo do sistema total foi elaborado a partir de sub-modelos que representavam cada componente do sistema. Na validação do modelo, a comparação dos dados da simulação e dos dados experimentais apresenta erro de aproximadamente 15%.

Schurt et al. (2009) apresentaram o esquema do sistema de refrigeração desenvolvido por Pottker e Melo (2007), desenvolveram submodelos matemáticos para cada componente desse sistema e controlaram a velocidade de operação do compressor que era variável. O modelo desenvolvido e validado reproduziu as pressões de trabalho, dentro de margens de erro de 5%, e o controlador desenvolvido teve um bom desempenho. Entretanto, os autores destacaram a necessidade de testar os sistemas com perturbação de carga térmica superior a 15%.

Waltrich et al. (2010) construíram um modelo para simulação do sistema com trocadores de calor compactos. Na comparação realizada com dados experimentais foram variados alguns parâmetros geométricos e condições de operação. O resultado encontrado apresentou um desvio de $\pm 10\%$ para transferência de calor e $\pm 15\%$ para queda de pressão.

Negrão et al. (2011) destacam que a modelagem do compressor em regime transiente deve ser utilizada quando deseja-se obter o desempenho de todo o sistema de refrigeração. Porém, a modelagem do sistema de refrigeração no regime

transiente é extremamente complexa e as simulações do processo exigem alto tempo computacional. Um modelo semi-empírico para simulação dinâmica do fluxo de massa e a energia em compressores foi desenvolvido. O modelo foi elaborado com base nos princípios termodinâmicos e o ajuste realizado com dados experimentais utilizando dois tipos de compressores, onde o fluido refrigerante era o R134a. Os autores concluíram que a eficiência volumétrica é linearmente dependente da pressão de descarga-sucção e a potência do compressor é uma função linear do fluxo de massa e do trabalho isentrópico desse equipamento.

Além dos trabalhos já citados, a Tabela 1 apresenta outros trabalhos publicados, na última década, sobre modelagem de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Avaliando a coluna objetivo da Tabela 1, percebe-se a grande variedade de estudos que existem na área de refrigeração. A Tabela 1 também destaca se o modelo desenvolvido foi adimensional, para ser aplicado a um maior número de configurações, se este foi validado experimentalmente e, também, verifica se o estudo apresenta a análise de otimização termodinâmica do sistema estudado.

Percebe-se que vários modelos matemáticos completos foram publicados para simular a resposta dinâmica de sistemas de refrigeração de compressão de vapor. Isto que permitiu a investigação de partida transientes, bem como o controle de feedback contínuo e a redução do consumo de energia do sistema global.

Em resumo, na modelagem e simulação de sistemas de refrigeração, (i) o tamanho da malha escolhida; (ii) a precisão dos coeficientes de transferência de calor utilizados; (iii) as condições de contorno determinadas; (iv) as condições iniciais definidas para o modelo, quando dinâmico; (v) e as suposições do modelo físico são parâmetros fundamentais para o sucesso da modelagem (WANG et al., 2007). A eficiência volumétrica, a eficiência isentrópica, a potência do compressor e o COP são parâmetros utilizados para determinar o desempenho dos sistemas de refrigeração (WANG et al., 2007; SHUAIHUI et al., 2010). Atualmente, a literatura disponibiliza um grande número de coeficientes e correlações para prever os princípios físicos e termodinâmicos. Porém, quando estes valores são comparados com valores experimentais muitas discrepâncias entre os valores teóricos e reais são comprovadas. Por isso, a pesquisa contínua na área de refrigeração é relevante (WANG et al., 2007).

TABELA 1- ALGUNS ESTUDOS SOBRE MODELAGEM E SIMULAÇÃO PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR (CONTINUA).

Autor, ano	Objetivo	Modelo adimensional	Validação experimental	Otimização do sistema	Conclusão
LEDUCQ et al., 2006	Desenvolver um algoritmo ideal para controle dos sistemas	Não	Sim	Sim	O modelo para controle é genérico e pode ser utilizado em sistemas de escala industrial
LLOPIS et al., 2008	Modelar o condensador na configuração casco e tubo	Não	Sim	Não	O modelo prediz, em estado estacionário, o sistema experimental
WANG et al., 2007	Avaliar a distribuição espacial do fluido dentro dos trocadores de calor	Não	Sim	Não	Melhor entendimento do comportamento do fluido nos trocadores de calor
WANG et al., 2008	Avaliar os benefícios compressão isotérmica	Não	Sim	Não	Combinar a compressão isentrópica e isotérmica reduz consumo de energia ~16%,
NAVARRO-ESBRÍ et al., 2010	Modelar sistemas de refrigeração com compressão de velocidade variável	Não	Sim	Não	O modelo, em estado estacionário, prediz o sistema.
SHUAIHUI et al., 2010	Avaliar a compressão isotérmica	Não	Sim	Não	A compressão em condições isotérmicas aumenta a eficiência do sistema em 7,4%.
NEGRÃO et al., 2011	Modelo semi-empírico para fluxo de massa e potência em compressores	Não	Sim	Não	Boa concordância com os dados da simulação
LIU et al., 2012	Desempenho do compressor <i>screw</i>	Não	Sim	Não	O modelo prediz o desempenho do compressor

TABELA 1 - ALGUNS ESTUDOS SOBRE MODELAGEM E SIMULAÇÃO PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR (CONTINUAÇÃO).

Autor, ano	Objetivo	Modelo adimensional	Validação experimental	Otimização do sistema	Conclusão
QURESHI, ZUBAIR, 2014	Predizer o impacto da incrustação nos trocadores de calor em sistemas de refrigeração	Sim	Não	Não	O modelo demonstra que o efeito da incrustação pode ser previsto, mas isto é possível através da combinação de dados sob condições específicas.
YANG et al., 2014	Desenvolver grupos adimensionais para modelar a performance do condensador tipo tubo-aleta em sistemas de refrigeração à vapor	Sim	Sim	Não	O modelo utilizando redes neurais prevê o desempenho do condensador
TURKAKAR, OKUTUCU-OZYURT, 2014	Análise de 2ª lei no evaporador de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor em microescala é realizada para analisar os efeitos da qualidade de vapor, a taxa de massa e calor, a temperatura de saturação e as dimensões do canal.	Não	Não	Sim	O estudo determinar a menor geração de entropia utilizando microescala considerando o escoamento bifásico no trocador de calor.
YANG, YEH, 2015	Avaliação do COP e análise exegética do sub-resfriamento ideal em sistemas de refrigeração de compressão de vapor	Não	Não	Sim	O estudo da 2ª Lei é realizado em microescala do escoamento bifásico

2.4 OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA

A modelagem dos sistemas de refrigeração pode ser realizada com o sistema operando em estado estacionário ou transiente. Segundo Hermes e Melo (2008), a análise do sistema em estado transiente é essencial para otimizar o desempenho do sistema. A otimização de um sistema significa a determinação de parâmetros de referência e modo de funcionamento, que minimizem o custo total de operação do mesmo (LEDUCQ; GUILPART; TRYSTRAM, 2006). No que diz respeito à otimização dos sistemas de HVAC-R, numerosos estudos foram encontrados na literatura, a partir dos quais alguns são aqui discutidos.

Shiba e Bejan (2001) mostraram como a configuração geométrica interna de um componente pode ser deduzida através da otimização do desempenho global do sistema que o utiliza. Na análise, os autores usaram o trocador de calor contracorrente que atua como o condensador de um sistema de refrigeração de compressão de vapor em aeronave. Considerando o sistema operando em regime permanente, a otimização do desempenho global do sistema foi alcançada minimizando a taxa de energia total requerida ou a taxa total de geração de entropia.

Kanoglu (2002) desenvolveu uma análise exérgica, para estado estacionário, do ciclo de refrigeração em cascata de múltiplos estágios utilizado para a liquefação de gás natural. Aplicando um valor real de trabalho, a análise indicou que a eficiência exérgica do sistema pode ser de 38,5%, o que indica um grande potencial para melhorias. Ordoñez e Bejan (2003) realizaram um estudo de otimização termodinâmica para encontrar a temperatura da cabine que minimiza o consumo de energia em uma aeronave.

Sanaye e Malekmohammadi (2004) minimizaram o custo total por unidade de carga de refrigeração para um sistema de compressão de vapor, operando em estado estacionário. Os autores investigaram o investimento de capital para os componentes e o custo da eletricidade necessária para operação do sistema. O método dos Multiplicadores de Lagrange foi utilizado para encontrar os parâmetros ideais de design.

Tracy, Ordoñez e Vargas (2007) abordaram a questão fundamental da divisão de descarga quente entre dois trocadores de calor de recuperação em um sistema de trigerção (eletricidade, refrigeração e água quente e relação a recuperação de energia

a partir de um motor de combustão interna). As análises de primeira e de segunda lei da termodinâmica foram realizadas para encontrar a divisão ótima da corrente quente de escape disponível entre o refrigerador e os trocadores de calor de água quente.

Há estudos de otimização que investigam a distribuição ótima da área total de troca térmica em sistemas de refrigeração e de potência. Radcenco et al. (1995) otimizaram a frequência de *on/off* de operação e a distribuição de área entre o evaporador e o condensador utilizando a metodologia de minimização de geração de entropia. Khan e Zubair (2001) estudaram vários modelos de HVAC-R por compressão de vapor, em regime estacionário, para determinar a alocação ótima de área de transferência de calor e obter o máximo desempenho dos sistemas.

De forma semelhante, Chen et al. (2004) desenvolveram expressões analíticas para a alocação ótima de área dos trocadores de calor para os ciclos de Carnot internamente reversíveis e irreversíveis, com temperatura constante e variável. Os autores definiram valores ideais para ciclos de compressão de vapor. Ordonéz et al. (1999) otimizaram a alocação de área para trocadores de calor em contracorrente em uma instalação objetivando a produção máxima de calor e energia.

Luo et al. (2003) forneceram orientações para alocar a área de transferência de calor objetivando a carga máxima de refrigeração em sistemas termelétricos. A metodologia de otimização termodinâmica (ou minimização de geração de entropia) é um ponto comum nestes estudos para o estado estacionário. Finalmente, Dingec e Ileri (1999) desenvolveram um estudo de otimização termo-econômica para refrigeradores baseados em irreversibilidades locais e totais e encontraram a alocação área ideal para o mínimo custo e perdas termodinâmicas.

2.5 A EVOLUÇÃO DOS FLUIDOS REFRIGERANTES UTILIZADOS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.

Qualquer substância razoavelmente volátil e líquida à temperatura desejada no evaporador pode ser usada como um fluido de trabalho em refrigeração. No entanto, a seleção de fluidos refrigerantes deve considerar fatores como estabilidade química, inflamabilidade, toxicidade, efeitos ambientais, custo e compatibilidade com compressor, lubrificantes e componentes do sistema (GOSNEY, 1982; SARBU, 2014).

O conhecimento exato das propriedades termodinâmicas do fluido é de grande importância na determinação da eficiência do equipamento de refrigeração (ARCAKLIOGLU, CAVUSOGLU, ERISEN, 2006). As pressões no sistema variam conforme a temperatura e são diferentes para cada refrigerante. Propriedades de transporte do refrigerante, tais como a massa específica do líquido e vapor, definem os coeficientes de transferência de calor e, conseqüentemente, as diferenças de temperatura nos trocadores. Desta forma, atuam diretamente nas pressões influenciando no sistema.

Durante o último século, os refrigerantes halogenados dominaram os sistemas de refrigeração por compressão de vapor devido às excelentes propriedades termodinâmicas. Nos anos 30, a indústria de refrigeração desenvolveu os "freons" e pensou ter descoberto os fluidos ideais de trabalho para os sistemas de compressão de vapor. Era o início de uma era dominada pelos refrigerantes do tipo clorofluorcarbono (CFC), na qual R11 e R12 destacavam-se. Em 1974, Rowland e Molina descobriram que o elemento cloro dos CFCs poderiam destruir a camada de ozônio. Por isso, o Protocolo de Montreal, estabelecido em 1987, estipulou que os CFCs seriam proibidos até 2010 nos países em desenvolvimento como o Brasil. Na década de 80, os hidroclorofluorcarbonos (HCFC) surgiram como substitutos para os CFCs. Entre esses fluidos, incluíam-se o R-22. No entanto, os HCFCs também são gases que colaboram para o efeito estufa. Então, o Protocolo de Kioto definiu que produção e consumo serão reduzidos progressivamente até 2040 (McCULLOCH; MIDGLEY; LINDLEY, 2006; ARINI, 2008; SARBU, 2014). Recentemente, refrigerantes compostos por misturas de HC e HFC com baixo impacto ambiental foram considerados como potenciais substitutos para os refrigerantes halogenados.

Dalkilic e Wongwises (2010) realizaram um estudo teórico para avaliar fluidos refrigerantes alternativos ao R12 e R22 em um sistema de refrigeração de compressão de vapor. Os autores concluíram que todos os fluidos refrigerantes alternativos investigados tiveram desempenho (COP) inferior ao R12 e R22 para a temperatura de condensação de 50 °C e em temperaturas de evaporação entre - 30°C e 10°C.

Considerando a grande variedade de fluidos refrigerantes e a possível variação de um componente em uma mistura, encontrar os seus efeitos sobre um sistema de refrigeração experimentalmente é inviável, devido ao grande número de experiências que precisam de ser feitas (ARCAKLIOGLU, ÇAVU O LU, ERISEN, 2006). Uma vez que não é possível medir cada propriedade do refrigerante de interesse em cada

combinação de temperatura e pressão, os modelos matemáticos são de extrema importância para avaliar o comportamento do fluido e o desempenho do sistema (SIERES; VARAS E MARTINES-SUÁREZ, 2012).

2.5 DESAFIOS

A revisão da literatura mostra que vários modelos matemáticos para sistemas de refrigeração por compressão de vapor e vários estudos de otimização relacionados foram publicados. No entanto, verifica-se que há lacunas em relação à otimização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. A principal delas é a inexistência de análise de otimização termodinâmica, em regime transiente, que aborde em termos gerais, isto é, adimensionalmente, a variação dos parâmetros de construção e de funcionamento e seus efeitos sobre o desempenho do sistema. Há também muitos outros desafios tecnológico-científicos que precisam ser vencidos. Dentre esses desafios são listados:

(i) A necessidade de modelos matemáticos simplificados e adimensionais que utilizem baixo tempo computacional na simulação normalizada do processo de refrigeração por compressão de vapor.

(ii) A necessidade de avaliar as possíveis alterações nos requisitos de projeto para fabricação de sistemas com menor custo e maior eficiência.

(iii) O desenvolvimento de componentes com maior desempenho que garantam a redução do consumo de energia pelo processo de refrigeração.

(iv) A comprovação do desempenho dos fluidos refrigerantes que levem a um menor impacto ambiental.

2.6 OBJETIVOS

2.6.1 OBJETIVO GERAL

Dentre os desafios previamente listados, esta Tese definiu como objetivo geral o desenvolvimento de um modelo matemático simplificado e adimensional para realizar

a otimização dos sistemas de refrigeração com compressão de vapor, visando a melhor distribuição da área total de transferência de calor entre os trocadores de calor.

2.6.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

(i) Desenvolver um modelo matemático adimensional, operando em regime transiente, para a simulação de sistemas de refrigeração por compressão de vapor utilizado baixo tempo computacional e recursos computacionais em geral.

(ii) Elaborar um sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor para obtenção de dados experimentais em diferentes condições de operação.

(iii) Realizar a análise de incerteza dos resultados experimentais obtidos.

(iv) Ajustar e validar o modelo matemático adimensional proposto utilizando os resultados experimentais.

(v) Utilizar o modelo adimensional validado na análise de otimização termodinâmica para definir a melhor alocação da área total de troca térmica do sistema entre os trocadores de calor, considerando o menor tempo de resfriamento do ambiente controlado e as máximas eficiências de primeira e de segunda lei do sistema.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O capítulo 3 apresenta o equacionamento do modelo matemático adimensional, as hipóteses simplificadoras assumidas, os métodos aplicados para o cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante e o método matemático utilizados na simulação. Os materiais e métodos utilizados na elaboração do sistema piloto de refrigeração são descritos, a metodologia utilizada para determinar as incertezas das medições nos resultados dos experimentos é apresentada e os métodos aplicados para ajuste e validação do modelo são apresentados nesta seção. A metodologia aplicada na otimização termodinâmica também é apresentada neste capítulo.

3.1 MODELO MATEMÁTICO ADIMENSIONAL, EM REGIME TRANSIENTE, PARA O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

O modelo matemático adimensional do sistema de refrigeração por compressão de vapor proposto nesta Tese de doutorado baseia-se na aplicação dos princípios de conservação da massa e da energia no sistema global aplicados aos volumes de controle definidos.

A Figura 1 mostra o diagrama esquemático do *chiller* modelado, que opera como ciclo de refrigeração por compressão de vapor, e os volumes de controle termodinâmicos associados para cada componente do sistema. Os volumes de controle definidos para o lado água do sistema são o ambiente refrigerado (VC1) e o lado água no evaporador (VC2). O ar atmosférico percorre o sistema no lado ar do condensador (VC3). Já o fluido refrigerante percorre quatro volumes de controle: lado do refrigerante do evaporador (VC4), compressor (VC5), válvula de expansão (VC6) e lado do refrigerante do condensador (VC7).

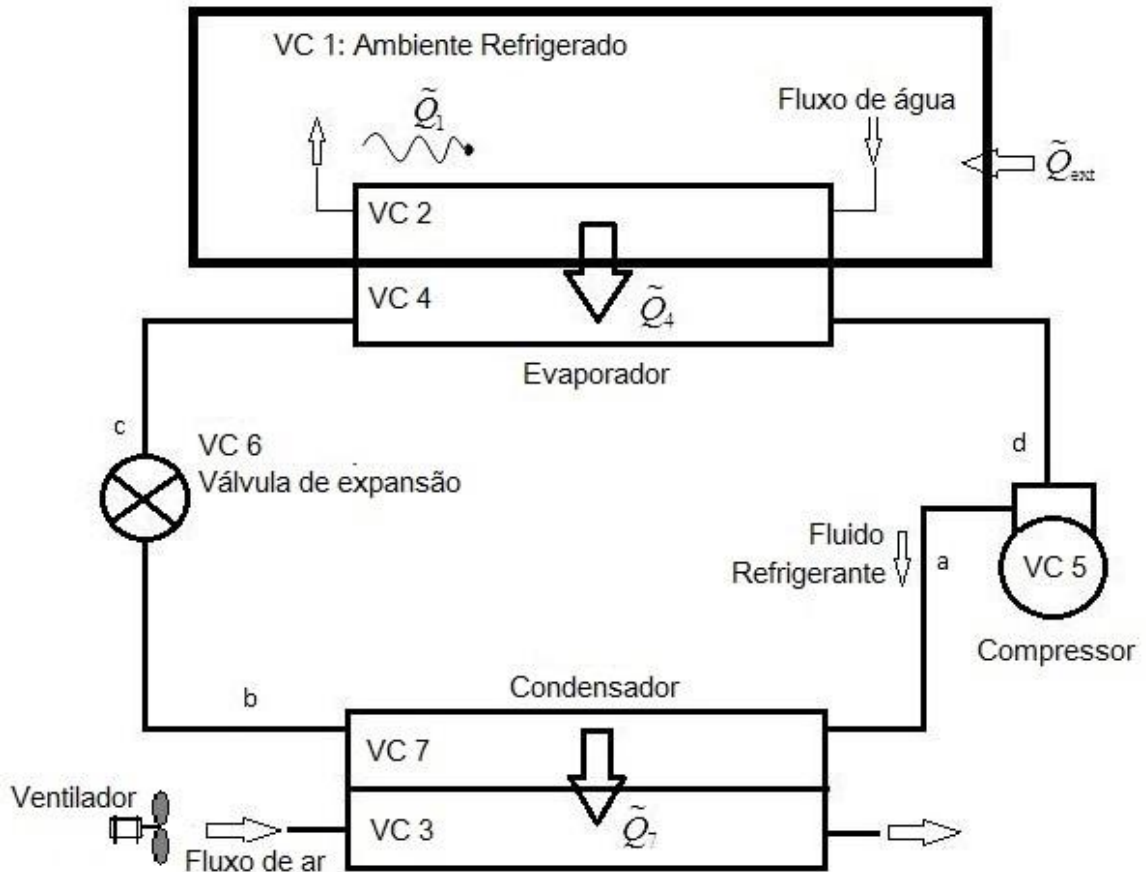


FIGURA 1- VOLUMES DE CONTROLE TERMODINÂMICOS DEFINIDOS PARA O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR
FONTE: A AUTORA (2013)

3.1.1 Grupos adimensionais determinados para modelagem matemática

Diante do desafio de realizar simulações dinâmicas do sistema até o regime permanente, considerando diversas condições de geometria e configurações de operação, é preciso que o modelo seja simples o suficiente para requerer baixo tempo computacional para simulação. Por esta razão, o desenvolvimento e aplicação de modelos matemáticos adimensionais torna-se relevante, especialmente pelos dois objetivos principais desta metodologia:

- (i) O primeiro refere-se à estabilidade numérica do modelo proposto, desde que as variáveis sejam adimensionalizadas utilizando as escalas físicas de acordo com as originais, ou seja, por meio de análise de escala. Desta forma, as variáveis adimensionais calculadas são tão próximas quanto

possível da unidade, evitando a divergência do algoritmo, que pode ocorrer com as variáveis dimensionais originais.

- (ii) O outro objetivo refere-se à generalização dos resultados. Isso porque, com variáveis adimensionais, os resultados são normalizados, ou seja, os gráficos e tabelas numéricas são válidos para qualquer configuração geométrica ou arquitetura com características funcionais e físicas semelhantes as do sistema analisado pelo modelo.

Os grupos adimensionais definidos para a taxa de calor transferido, o trabalho, o tempo e a taxa de capacidade térmica são expressos por:

$$(\tilde{Q}_i, \tilde{W}_i) = \frac{(\dot{Q}_i, \dot{W}_i)}{UA T_0}, \quad \tau_i = \frac{T_i}{T_0}, \quad \tilde{t} = \frac{t}{m_1 c_{v,i} / (UA)}, \quad \psi_{i,j} = \frac{\dot{m}_i c_{p,j}}{UA} \quad (1)$$

Similarmente, os grupos adimensionais para massa, entalpia específica, calor específico, pressão, área e volume específico são dados por:

$$\tilde{m}_i = \frac{m_i}{m_1}, \quad \tilde{h}_i = \frac{h_i}{c_{v,i} T_0}, \quad \tilde{c}_i = \frac{c_i}{c_{v,i}}, \quad \tilde{p}_i = \frac{p_i}{p_0}, \quad \tilde{A}_i = \frac{A_i}{A}, \quad \tilde{v}_d = \frac{v_d}{v_0} \quad (2)$$

Nas Equações (1) e (2), os subscritos i e j fazem referência à substância ou ao volume de controle (VC), conforme mostrado na Figura 1.

3.1.2 Ambiente Refrigerado (VC1)

O modelo adota as seguintes premissas para o VC1: propriedades uniformes e massa constante de água. A carga térmica, \tilde{Q}_1 , é estimada com base no ganho de calor através das paredes exteriores e no ganho de calor devido às fontes de calor internos, como aquecedores para a água. O balanço de energia combinado com a conservação da massa no VC1 afirma que:

$$\frac{d\tau_1}{d\tilde{t}} = \tilde{Q}_w + \tilde{Q}_1 + \psi_{2,a}(\tau_2 - \tau_1) \quad (3)$$

onde $\tilde{Q}_w = z(1 - \tau_1)$ e $z = \frac{(UA)_w}{UA}$.

3.1.3 Lado água no evaporador (VC2)

Neste modelo, o ciclo de água entre o ambiente refrigerado (VC1) e o lado água do evaporador é fechado. Portanto, não é considerada a entrada e saída de qualquer fluido exterior no VC2. No entanto, o modelo pode ser facilmente alterado para incluir esta configuração. O calor transferido através das paredes do evaporador ou conexões entre o VC2 e o VC1 é negligenciado na presença do calor transferido com o lado do refrigerante no evaporador (VC4). Para o VC2, o balanço de energia e massa é definido por:

$$\frac{d\tilde{t}_2}{d\tilde{t}} = \frac{\mathbb{E}_{2,ag}(\tilde{t}_1 - \tilde{t}_2) - \tilde{Q}_4}{\tilde{m}_2} \quad (4)$$

3.1.4 Lado ar no condensador (VC3)

Hipóteses similares são assumidas para o lado ar do condensador (VC3). Realizando o balanço de energia neste componente do sistema, obtém-se:

$$\frac{d\tilde{t}_3}{d\tilde{t}} = \frac{\mathbb{E}_{3,ar}(1 - \tilde{t}_3) + \tilde{Q}_7}{\tilde{m}_3} \quad (5)$$

3.1.5 Compressor ON/OFF no sistema de refrigeração

O modelo adimensional proposto para o sistema de refrigeração por compressão de vapor contempla a atuação “ON/OFF” do compressor. Os itens 3.1.5 a 3.1.8 apresentam o equacionamento matemático e as hipóteses assumidas para o sistema no modo ‘ON’ do compressor. Já as considerações apresentadas no item 3.1.9 correspondem à operação do sistema quando o compressor é desligado.

A condição para acionamento do compressor está relacionada com a temperatura do ambiente refrigerado (τ_1), a temperatura de *set-point* (τ_{set}) pré-definida para este estudo e a variação aceitável da temperatura de *set-point* (τ_{var}). Quando τ_1 é maior do que τ_{set} , o compressor está no modo ON com o objetivo de refrigerar o VC1. Quando a τ_1 é ligeiramente menor do que τ_{set} , o compressor é desligado. Este será acionado novamente quando τ_1 ultrapassar $\tau_{1,set}$, considerando τ_{var} .

3.1.6 Lado do refrigerante no evaporador (VC4)

Com o compressor em operação no sistema, o estado termodinâmico do refrigerante varia ao longo do evaporador. O refrigerante entra no evaporador (VC4) como uma mistura líquido-vapor e sai como vapor superaquecido. As propriedades de uma mistura líquido-vapor são consideradas para determinar a variável título (y_4), a qual varia conforme o tempo e a média no volume de controle.

Na saída da válvula de expansão, ou seja, ponto 'c' do diagrama mostrado na Figura 1, o refrigerante é uma mistura das fases líquida e vapor. Para esta condição, a entalpia específica adimensional do refrigerante é $\tilde{h}_b = y_{4,in} \tilde{h}_{4v} + (1 - y_{4,in}) \tilde{h}_{4l}$. Portanto, o título na entrada do evaporador é calculado como:

$$y_{4,in} = \frac{\tilde{h}_b - \tilde{h}_{4l}}{\tilde{h}_{4v} - \tilde{h}_{4l}} \quad (6)$$

onde a entalpia específica adimensional do refrigerante na saída do condensador é $\tilde{h}_b = \tilde{h}_c$, desde que válvula de expansão opere em processo isentálpico.

Para este modelo, a variação do título do refrigerante ao percorrer o VC4 é assumida como linear entre o ponto de entrada e saída do evaporador. Então, pode-se considerar que

$$y_4 = \frac{y_{4,in} + 1}{2} \quad (7)$$

A entalpia específica adimensional da mistura líquido-vapor no CV4 é dada por:

$$\tilde{h}_4 = y_4 \tilde{h}_{4v} + (1 - y_4) \tilde{h}_{4l} \quad (8)$$

Como a perda de carga no interior do VC4 é desconsiderada, o balanço de energia para o evaporador (VC4) é dado por:

$$\frac{d\tilde{h}_4}{d\tilde{t}} = \frac{(\psi_{6,r} \tilde{h}_b - \psi_{5,r} \tilde{h}_d) / \tilde{c}_{p,r} + \tilde{Q}_4 - \tilde{h}_4 \frac{d\tilde{m}_4}{d\tilde{t}}}{\tilde{m}_4} \quad (9)$$

onde o termo da esquerda reflete a hipótese $du/dt \approx dh/dt$ uma vez que $dh = du + pdv + vdp$. Com perda de carga negligenciada, ou seja, $vdp \rightarrow 0$, e $pdv \ll du$ durante a mudança de fase do fluido refrigerante tem-se $dh = du$. Estas considerações também foram utilizadas por MACARTHUR (1984).

A temperatura de saturação adimensional no evaporador, τ_4 , é obtida a partir de Eq. (9). Para isto, inicialmente, as propriedades na região de saturação do fluido refrigerante são aproximadas através de polinômios interpoladores adequados, como segue:

$$h_{4v} = a_1 T_4^2 + a_2 T_4 + a_3 \quad (10)$$

$$h_{4l} = a_4 T_4 + a_5 \quad (11)$$

Por consequência,

$$\frac{dh_{4v}}{dt} = 2 a_1 T_4 \frac{dT_4}{dt} + a_2 \frac{dT_4}{dt} \quad (12)$$

$$\frac{dh_{4l}}{dt} = a_4 \frac{dT_4}{dt} \quad (13)$$

derivando a Eq. (8) no respectivo tempo e assumindo $\frac{dy_4}{dt} \ll \left(\frac{dh_{4v}}{dt}, \frac{dh_{4l}}{dt} \right)$, obtém-se:

$$\frac{dh_4}{dt} \cong y_4 \frac{dh_{4v}}{dt} + (1 - y_4) \frac{dh_{4l}}{dt} \quad (14)$$

Aplicando as Equações (12) e (13) na Eq. (14) e resolvendo para $\frac{dT_4}{dt}$, o resultado é:

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{dh_4/dt}{c_4} \quad (15)$$

onde

$$c_4 = (1 - y_4) a_4 + 2 a_1 y_4 T_4 + a_2 y_4 \quad (16)$$

e c_4 apresenta as dimensões de calor específico, ou seja, $J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Finalmente, a temperatura adimensional de saturação no evaporador, τ_4 , é determinada como:

$$\frac{d\tau_4}{d\tilde{t}} = \frac{1}{\tilde{c}_4} \frac{d\tilde{h}_4}{d\tilde{t}} \quad (17)$$

A entalpia específica adimensional na entrada do compressor, \tilde{h}_d , é calculada assumindo a variação linear da entalpia específica do refrigerante durante a evaporação, como segue:

$$\tilde{h}_d = 2\tilde{h}_4 - \tilde{h}_b \quad (18)$$

Assume-se que o fluido refrigerante tem o comportamento de um gás ideal na região de superaquecimento. Então a temperatura adimensional do refrigerante na saída do evaporador é calculada como:

$$\frac{d\ddot{\tau}_d}{d\ddot{\tau}} = \frac{1}{\tilde{c}_{p,r}} \frac{d\tilde{h}_{4v}}{d\ddot{\tau}} \quad (19)$$

na qual $d\tilde{h}_d/d\ddot{\tau} \approx d\tilde{h}_{4v}/d\ddot{\tau}$.

O volume específico adimensional do fluido refrigerante na saída do evaporador é estimado através das rotinas do REFPROP V7.0 (LEMMON; McLINDEN; HUBER, 2002) como:

$$v_d = f(T_d, p_4), \quad \tilde{v}_d = \frac{v_d}{v_0} \quad (20)$$

A pressão adimensional do refrigerante no evaporador, \tilde{p}_4 , também é determinada utilizando o software REFPROP V7.0 (LEMMON; McLINDEN; HUBER, 2002). Neste caso, utiliza-se a rotina de saturação como:

$$p_4 = f(\tau_4), \quad \tilde{p}_4 = \frac{p_4}{p_0} \quad (21)$$

O efeito da pressão sobre a variação de entalpia, quando o fluido está na região de superaquecimento, é negligenciado, considerando o estreito intervalo de temperaturas que representa o grau de superaquecimento na saída do evaporador. Com isso, o grau de superaquecimento na saída do evaporador, $\Delta\tau_{sh}$, é calculado por:

$$\Delta\tau_{sh} = \tau_d - \tau_4 \quad (22)$$

A área total de troca térmica do sistema de refrigeração, A , é definida como:

$$A = A_4 + A_7 \quad (23)$$

onde A_4 é a área de troca térmica no evaporador e A_7 é a área de troca térmica no condensador.

Considerando a área total de transferência de calor do sistema como fixa, determina-se que a fração da área total de transferência de calor do sistema destinada ao evaporador, é:

$$x_4 = \frac{A_4}{A} \quad (24)$$

Consequentemente, a fração área total de transferência de calor destinada ao condensador é $(1 - x_4)$.

Assumindo que os coeficientes globais de transferência de calor dos trocadores sejam da mesma ordem de grandeza, obtém-se:

$$U \approx U_4 \approx U_7 \quad (25)$$

onde U é definido com uma referência para coeficiente global de transferência de calor no sistema modelado.

Entretanto, para considerar os casos quando os coeficientes globais de transferência de calor são distintos no evaporador e no condensador, a seguinte relação, entre o coeficiente global de transferência de calor do condensador e do evaporador, é introduzida:

$$U_7 = U; s = \frac{U_4}{U_7} \quad (26)$$

onde $U_4 = sU_7 = sU$

A taxa de calor adimensional entre o lado ar e o fluido refrigerante no evaporador é dada por:

$$\tilde{Q}_4 = U_4 x_4 (\tau_2 - \tau_4) \quad (27)$$

A conservação de massa aplicada no VC4 resulta em:

$$\frac{d\tilde{m}_4}{d\tilde{t}} = \frac{1}{\tilde{c}_{p,r}} (\psi_{6,r} - \psi_{5,r}) \quad (28)$$

3.1.7 Lado do refrigerante no condensador (VC7)

No lado refrigerante do condensador, ou seja, VC7 no diagrama apresentado na Figura 1, o fluido refrigerante entra como vapor superaquecido e deixa o trocador de calor na condição de subresfriado. A variação no tempo e a média no espaço das propriedades termodinâmicas do refrigerante são aproximadas às propriedades do fluido na condição de mistura bifásica líquido-vapor com o título $y_7 = 0.5$, considerando tempo e variação no volume de controle constante. Considera-se um modelo homogêneo para a mistura bifásica líquido-vapor, uma variação linear do título durante condensação do fluido refrigerante e assume-se que o fluido entra superaquecido ($y_7 = 1$) no VC7 e sai do condensador sempre como líquido subresfriado ($y_7 = 0$). Considerando VC7 homogêneo (propriedades uniformes), pode-se assumir que y_7 é igual a fração de vazio, isto é, à fração de volume ocupada pelo vapor nas duas fases de escoamento (líquido e vapor)

Ao longo do condensador, a queda de pressão do fluxo de refrigerante é assumida desprezível. Aplicando o balanço de energia ao CV7 determina-se que:

$$\frac{d\tilde{h}_7}{d\tilde{t}} = \frac{(\psi_{5,r}\tilde{h}_a - \psi_{6,r}\tilde{h}_b)/\tilde{c}_{p,r} - \tilde{Q}_7 - \tilde{h}_7 \frac{d\tilde{m}_7}{d\tilde{t}}}{\tilde{m}_7} \quad (29)$$

Nota-se que o lado esquerdo da Eq. (29) reflete a hipótese de $du/dt \approx dh/dt$, utilizada também na Eq. (09) para o VC4. A temperatura adimensional média de saturação no condensador, τ_7 , é calculada, como no VC4, a partir de:

$$\tilde{h}_7 = y_7\tilde{h}_{7v} + (1 - y_7)\tilde{h}_{7l} \quad (30)$$

sendo que, os polinômios apresentados nas Eqs. (10) e (11) são usados para determinar h_{7v} e h_{7l} , substituindo T_4 por T_7 .

Da mesma forma como realizado nas Eqs (12) – (16), substituindo T_4 pela T_7 e y_4 por y_7 , a temperatura adimensional de saturação no condensador é calculada por:

$$\frac{d\tau_7}{d\tilde{t}} = \frac{1}{\tilde{c}_7} \frac{d\tilde{h}_7}{d\tilde{t}} \quad (31)$$

Considerando que a variação de massa na válvula de expansão e no compressor são desprezíveis no tempo, em comparação com a variação de massa do refrigerante nos trocadores (condensador e evaporador), e aplicando o princípio de conservação de massa global no sistema, obtém-se:

$$\frac{d\tilde{m}_7}{d\tilde{t}} = -\frac{d\tilde{m}_4}{d\tilde{t}} \quad (32)$$

A taxa total de calor adimensional transferido do refrigerante para o ar no condensador é calculada pelo balanço de energia global no sistema de refrigeração.

Primeiramente, adota-se que a expansão na válvula é adiabática, então $\frac{dE_6}{dt} = 0$, em

seguida, determina-se que $\frac{dE_5}{dt} \ll \left(\frac{dE_4}{dt}, \frac{dE_7}{dt} \right)$, desde que \dot{Q}_5 seja desprezível em

relação a \dot{Q}_4 e \dot{Q}_7 . Note-se que $\frac{dE_4}{dt} > 0$ e $\frac{dE_7}{dt} < 0$. Então assume-se que

$\left| \frac{dE_4}{dt} \right| \cong \left| \frac{dE_7}{dt} \right|$ para o intervalo de tempo, $\frac{dE_{GS}}{dt} \cong \frac{dE_4}{dt} + \frac{dE_7}{dt} \cong 0$, portanto:

$$\tilde{Q}_7 = \tilde{Q}_4 + \tilde{W}_{cp} \quad (33)$$

O fluido refrigerante sofre uma mudança de fase ao percorrer o condensador, ou seja, entra como vapor superaquecido, muda para mistura bifásica líquido-vapor e sai do condensador como líquido subresfriado. Para determinar a taxa adimensional total de calor transferido entre o fluido refrigerante (VC7) e o lado ar do condensador (VC3) foram consideradas duas parcelas:

- i) A taxa referente à mudança de fase, que contempla a região de vapor superaquecido e à região de mistura bifásica (líquido-vapor), definida como \tilde{Q}_{sh-2p} ; e
- ii) A taxa referente a região de líquido subresfriado, determinada como \tilde{Q}_{sc}

A partir destas considerações determinou-se que:

$$\tilde{Q}_7 = \tilde{Q}_{sh-2p} + \tilde{Q}_{sc} \quad (34)$$

na qual

$$\tilde{Q}_{sh-2p} = (1 - x_4)(\tau_7 - \tau_3) \quad (35)$$

A partir das Equações (34) e (35), a taxa adimensional de transferência de calor na região de subresfriamento no condensador, \tilde{Q}_{sc} , é calculada como:

$$\tilde{Q}_{sc} = \tilde{Q}_7 - \tilde{Q}_{sh-2p} \quad (36)$$

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para a região de subresfriamento, calcula-se o grau de subresfriamento do refrigerante como:

$$\Delta\tau_{sc} = \frac{\tilde{Q}_{sc}}{\Psi_{5,r}} \quad (37)$$

A Equação (37) também assume a condição de regime *quase estacionário* na região de subresfriamento, ou seja, $dE_{7,sc}/dt \rightarrow 0$

Por outro lado, a temperatura adimensional do refrigerante na saída do condensador pode ser estimada como:

$$\tau_b = \tau_7 - \Delta\tau_{sc} \quad (38)$$

O volume específico adimensional do fluido refrigerante na saída do evaporador e a pressão adimensional de saturação na condensação foram estimados por meio das rotinas do REFPROP V7.0 (LEMMON; McLINDEN; HUBER, 2002).

A entalpia na saída do condensador, ou seja, o ponto 'b' no diagrama da Figura 1, é estimada utilizando apropriados polinômios interpolados da tabela de propriedades termodinâmicas do fluido para a temperatura, T_b , como segue:

$$h_b = a_4 T_b + a_5 \quad (39)$$

3.1.8. Válvula de Expansão (VC6)

No dispositivo de expansão, o refrigerante realiza um processo considerado como isentálpico. O fluido entra no equipamento como líquido subresfriado e deixa o VC6 como mistura bifásica líquido-vapor. Foi assumido o modelo de uma válvula termostática, no qual a área adimensional do orifício de expansão varia conforme o grau de superaquecimento desejado na saída do evaporador. O modelo para a área adimensional do orifício é definido como:

$$\tilde{A}_6 = \tilde{A}_{\text{set}} + \tilde{G}(\Delta\tau_{\text{sh}} - \Delta\tau_{\text{dsh}}) \quad (40)$$

no qual $\tilde{G} = \frac{G}{A/T_0}$ é a constante adimensional de ajuste da válvula termostática.

A taxa adimensional de capacidade térmica de refrigerante que atravessa a válvula é calculada como

$$\psi_{6,r} = \tilde{A}_6 \left[\frac{2}{\tilde{v}_b} (\tilde{p}_7 - \tilde{p}_4) \right]^{1/2} \xi \quad (41)$$

onde $\xi = \frac{c_{p,r}}{U} \left(\frac{p_0}{v_0} \right)$

3.1.9. Compressor (VC5)

No compressor, VC5, as hipóteses assumidas são: (i) a condição de regime e de quase estacionário; (ii) o calor trocado através pelas paredes do cilindro é desprezível e (iii) o processo de compressão é politrópico. A eficiência do compressor é, então, definida por:

$$\eta_v = 1 + c_0 - c_0 \left(\frac{\tilde{p}_7}{\tilde{p}_4} \right)^{1/n} \quad (41)$$

onde o c_0 é a razão de volume morto no compressor e n é o expoente politrópico do compressor.

A taxa adimensional de trabalho do compressor é dada por:

$$\tilde{W}_{cp} = \frac{n}{1-n} \eta_v \tilde{p}_4 \phi \left\{ 1 - \left(\frac{\tilde{p}_7}{\tilde{p}_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right\} \quad (42)$$

no qual $\phi = rps \frac{p_0 V_c}{UAT_0}$ é o fator que corresponde à velocidade adimensional de rotação do compressor

A taxa adimensional de capacidade térmica no compressor é dada por:

$$\psi_{5,r} = \frac{\eta_v C_v}{\tilde{V}_d} \phi \tilde{c}_{p,r} \mu, \text{ onde } \mu = \frac{c_{v,a} T_0}{p_0 V_0} \quad (43)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica no compressor, VC5, obtém-se:

$$\tilde{h}_a = \tilde{h}_d + \frac{\tilde{W}_{cp} \tilde{c}_{p,r}}{\psi_{5,r}} \quad (44)$$

3.1.10 Compressor no modo *OFF*

No modo *OFF* do compressor $\tilde{W}_{cp} = 0$. Com isso, assume-se que a vazão adimensional mássica de refrigerante que atravessa os componentes do sistema é zero, ou seja, toda a massa do fluido refrigerante é acomodada nos trocadores de calor, condensador e evaporador, mantendo a maior quantidade no evaporador. Então, assume-se:

(i) A taxa adimensional de capacidade térmica do refrigerante que atravessa a válvula e o compressor é suposta como:

$$\psi_{6,r} \approx \psi_{5,r} \approx 0 \quad (45)$$

(ii) A variação adimensional da massa com o tempo nos trocadores é:

$$\frac{d\tilde{m}_7}{d\tilde{t}} \approx \frac{d\tilde{m}_4}{d\tilde{t}} \approx 0 \quad (46)$$

Então, ao realizar o balanço de energia nos componentes, cada trocador de calor, condensador e evaporador, é admitido como um sistema fechado. Aplicando a primeira lei da termodinâmica em VC4 e VC7, obtém-se que:

$$\frac{d\tilde{h}_4}{d\tilde{t}} = \frac{\tilde{Q}_4}{\tilde{m}_4} \quad (47)$$

$$\frac{d\tilde{h}_7}{d\tilde{t}} = \frac{-\tilde{Q}_7}{\tilde{m}_7} \quad (48)$$

onde $\tilde{Q}_4 = x_4(\tau_2 - \tau_4)$ e $\tilde{Q}_7 = (1 - x_4)(\tau_7 - \tau_3)$

As temperaturas adimensionais de saturação no evaporador e no condensador são calculadas pelas Eqs. (17) e (31), e o grau de subresfriamento é assumido nulo, $\Delta\tau_{sc} \approx 0$.

3.1.11. Eficiência do sistema de refrigeração

Para prever o desempenho do sistema de refrigeração por compressão de vapor, a Eficiência de 1ª Lei, η_I , e a Eficiência de 2ª Lei, η_{II} , são definidas como:

$$\eta_I = \text{COP} = \frac{\tilde{Q}_4}{\tilde{Q}_7 - \tilde{Q}_4}, \quad (49)$$

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{\eta_C} \quad (50)$$

onde $\eta_C = \frac{\tau_I}{1 - \tau_I}$ é a Eficiência de Carnot

3.1.12 Cálculo das propriedades do fluido refrigerante

O software REFPROP (LEMMON; McLINDEN; HUBER, 2002) é um exemplo de plataforma desenvolvida para calcular as propriedades termodinâmicas de fluidos refrigerantes com acurácia. Usando este software é possível selecionar fluido puro ou mistura de fluidos e determinar, com relativa rapidez, suas propriedades (ARCAKLIOGLU; ÇAVUSOGLU; ERISEN, 2006).

Para o modelo proposto, as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante foram calculadas por polinômios interpolados adequados da tabela de saturação ou pelas rotinas do REFPROP, versão 7.0, destinada para aplicação no software Fortran, versão 4.0, como mostra a Tabela 2.

TABELA 2 - METODOLOGIA UTILIZADA PARA COMPUTAR AS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO FLUIDO REFRIGERANTE DURANTE OPERAÇÃO DO SISTEMA

Propriedades termodinâmicas do refrigerante	Forma de cálculo
Entalpia específica na região de vapor saturado no evaporador ¹	$h_{4v} = a_1 T_4^2 + a_2 T_4 + a_3$
Entalpia específica na região de líquido saturado no evaporador ¹	$h_{4l} = a_4 T_4 + a_5$
Pressão no VC 4, p_4	software REFPROP input: T_4 call subroutine SATT output: p_4
Pressão no VC7, p_7	software REFPROP input: T_7 call subroutine SATT output: p_7
Volume específico adimensional na saída do VC4, v_d	software REFPROP input: $T_d; p_4$ call subroutine TPRHO output: \hat{v}_d
Volume específico adimensional na saída do VC4, v_b	software REFPROP input: $T_b; p_7$ call subroutine TPRHO output: \hat{v}_b
Capacidade calorífica a pressão constante adimensional na saída do VC4, $c_{p,d}$	software REFPROP input: T_4, \dots, T_{4l} call subroutine CVCP output: $c_{p,d}$

¹ Os coeficientes polinomiais a_1, a_2, a_3, a_4 e a_5 são estimados através de interpolação polinomial da tabela de vapor do fluido refrigerante estudado.

Os valores dimensionais da pressão e do volume específico foram adimensionalizados conforme os grupos adimensionais apresentados anteriormente.

3.1.13 Método numérico

O modelo matemático foi implementado computacionalmente através da linguagem FORTRAN (MICROSOFT DEVELOPER STUDIO, 1995). O problema numérico consiste em solucionar o sistema equações diferenciais ordinárias, formado pelas Eqs. (3), (4), (5), (9), (17), (19), (28), (29), (31) e (32), integrando no tempo mediante o método numérico. A partir das condições iniciais assumidas para as entalpias adimensionais do refrigerante no condensador e evaporador; as temperaturas adimensionais do refrigerante, da água e do ar nos VC1 ao VC7; e as massas adimensionais de fluido refrigerante no condensador e evaporador, as equações são integradas explicitamente em relação ao tempo usando um passo de tempo adaptativo com o método Runge-Kutta de 4^a/5^a ordem (KINCAID; CHENEY, 1991). O passo de tempo é ajustado automaticamente de acordo com o erro de truncamento local, que é mantido abaixo de uma tolerância especificada, de 10^{-6} .

3.2. EQUIPAMENTO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Esta seção apresenta o desenvolvimento de um sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor. O objetivo é realizar a análise experimental do sistema e obter dados reais para ajuste e validação do modelo matemático, proposto anteriormente.

É importante ressaltar que os experimentos foram realizados no laboratório *Center for Advanced Power Systems (CAPS)* na *Florida State University (FSU)*, situada em Tallahassee, no estado da Flórida, Estados Unidos.

3.2.1 Descrição da unidade experimental

A configuração do sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor construído para a obtenção de dados experimentais, pode ser aplicado tanto na climatização de ambientes como em processos industriais. Este sistema possui um *chiller*, um tanque externo ao *chiller*, aquecedores para água, tubulação flexível revestida com espuma elastomérica e válvulas. A Figura 2 apresenta o esquema do sistema piloto desenvolvido.

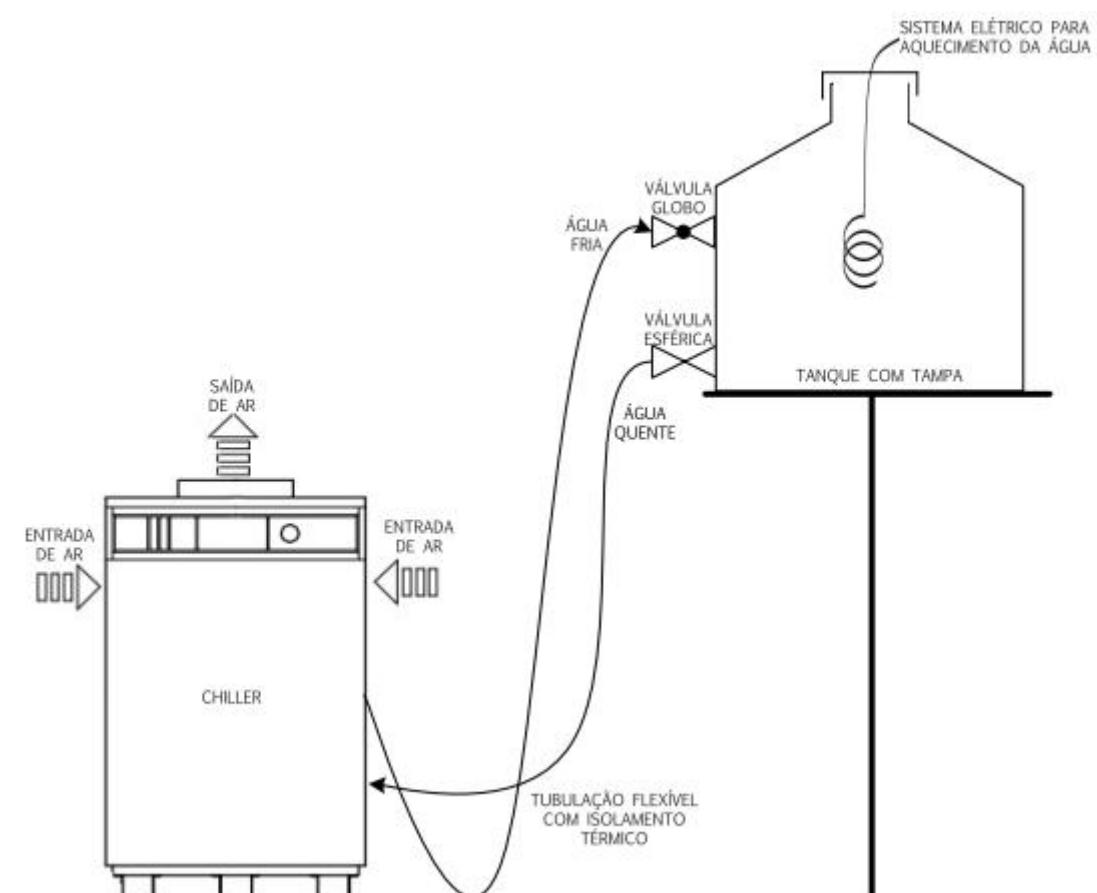


FIGURA 2 - ESQUEMA DO SISTEMA PILOTO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR DESENVOLVIDO PARA OBTENÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS.
FONTE: A AUTORA (2014)

Fabricado por MTA (Tribano, Itália) em 2003, o *chiller* (Figura 3) utilizado consiste em um sistema de refrigeração por compressão de vapor. O equipamento é coberto por painéis de aço carbono galvanizado. Seus principais componentes de operação são um compressor hermético alternativo, dois condensadores a ar, um

ventilador, um filtro secador com indicador de umidade, uma válvula de expansão termostática, um evaporador, um tanque de armazenamento para água e uma bomba centrífuga. O sistema opera com carga nominal de 2,65 kg do fluido refrigerante R22, que percorre a tubulação de cobre isolada por espuma elastomérica.



FIGURA 3 - CHILLER UTILIZADO NO SISTEMA PILOTO DE REFRIGERAÇÃO, PARA OBTENÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS.
FONTE: A AUTORA (2014)

O compressor hermético alternativo (modelo MTZ40JH4A, Danfoss Maneurop[®], Nordborg, Dinamarca) é trifásico e apresenta tensão nominal de 460 V, frequência de 60 Hz e potência de 3,3 hp. A lubrificação das partes móveis é realizada por óleo mineral (Danfoss 160P), segundo informações dos fabricantes (ANEXO 1). No interior do *chiller*, o compressor é montado em suportes de borracha, que amortecem as vibrações, apresentando um nível de ruído baixo.

Após a compressão, o fluido refrigerante segue em uma linha, a qual é dividida em duas partes iguais. Cada parte desta linha é conectada a um condensador tipo tubo-aletas. Os dois condensadores estão instalados nas laterais internas superiores do *chiller* e são separados entre si por uma distância de 52 cm. Estes trocadores de calor são idênticos, com dimensões e número de aletas iguais. Cada condensador é

formado por 20 tubos de cobre em forma de serpentina, dispostos em duas colunas com a mesma quantidade de tubos e contornados por 460 aletas de alumínio. A área total de troca térmica do condensador é a soma das áreas dos tubos e aletas que formam os dois condensadores. Como as saídas do refrigerante nos dois condensadores se encontram, o fluido refrigerante percorre o interior dos tubos e segue em uma única tubulação para o filtro secador.

Um ventilador axial (modelo FB045-VDR.4F.6P, Ziehl-Abegg, Alemanha) está instalado na parte superior do *chiller*, no lado ar nos condensadores,. O eixo central do ventilador está localizado entre os dois condensadores. Assim, garante-se a movimentação do ar através condensador e evaporador dos condensadores para fora do equipamento, forçando a troca térmica por convecção e controlando a pressão de condensação do fluido refrigerante.

Depois do condensador, o fluido refrigerante passa pelo conjunto filtro secador e indicador de umidade (modelo 4316/3, Castel®, Milano, Itália), fabricados em aço. Caso haja umidade na linha do fluido refrigerante, este conjunto assegura desidratação e evita a formação de cristais de gelo no circuito. Em seguida, o fluido é direcionado para a válvula de expansão termostática.

Após a expansão, o refrigerante é direcionado para o evaporador. No *chiller*, o evaporador está dentro do tanque de armazenamento e opera totalmente imerso em água. Segundo informações do fabricante (ANEXO 2), o evaporador é um trocador de calor tipo tubo-aletas. A parte externa dos tubos e as aletas de alumínio estão imersas na água, resfriada pelo sistema. O fluido refrigerante escoar na parte interna dos tubos de cobre. Este segue do evaporador para o compressor, onde reinicia o ciclo dentro do *chiller*.

O circuito da água no *chiller* envolve o tanque de armazenamento, o evaporador anteriormente descrito, e uma bomba centrífuga (modelo CEA706/3/A, Lowara, Vicenza, Itália). Os dois equipamentos estão instalados na parte interna inferior do *chiller*. O tanque de armazenamento, fabricado em aço carbono em formato cilíndrico e totalmente revestido por espuma elastomérica, tem capacidade para 110 litros de água e o *chiller* só opera quando o tanque está cheio. Dentro do tanque, a água percorre as aletas do evaporador com baixa velocidade e pressão, o que favorece a troca térmica entre a água e o refrigerante no evaporador. O tanque é totalmente fechado e suporta até 6 bar de pressão interna. A entrada de água no tanque é realizada por uma válvula, com diâmetro de $\frac{3}{4}$ de polegada, fixada no lado de trás do

chiller. A saída da água do tanque de armazenamento para fora do *chiller* é realizar utilizando uma bomba centrífuga.

O tanque de armazenamento para água no *chiller* não possui abertura para acessar o evaporador ou adicionar outros equipamentos no seu interior, como um sistema de aquecimento. Por isto, um tanque externo ao *chiller* foi instalado para completar o sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor (Figura 2). O objetivo foi obter dados de operação do sistema quando submetido a diferentes cargas térmicas.

Em formato cilíndrico e fabricado em poli(cloreto de vinila) - PVC, o tanque externo possui capacidade para 115 litros de água, uma abertura com tampa na parte superior e, na lateral, duas aberturas para conexão de outras tubulações. O tanque externo está conectado ao *chiller* através de duas tubulações flexíveis, isoladas por espuma elastomérica. Desta forma, a água resfriada sai do tanque de armazenamento do *chiller*, por ação da bomba, e entra no tanque externo com aquecedores, retornando para o tanque de armazenamento no *chiller*.

A bomba garante a saída da água fria do *chiller*. O tanque externo foi elevado e a força da gravidade é utilizada para o escoamento da água aquecida no tanque externo retornar ao *chiller*. A vazão gerada pela bomba é superior à vazão de retorno da água. Então, uma válvula globo está instalada na entrada do tanque externo, como mostra a Figura 2. Desta forma, a linha de água do *chiller* para o tanque externo foi estrangulada e a vazão igualada com a linha de água do tanque externo para o *chiller*. Uma válvula esfera (Figura 2) é utilizada para evitar vazamento quando o sistema está desligado.

Para obter dados de operação do sistema quando submetido a diferentes cargas térmicas, aquecedores de água foram instalados no interior do tanque. A Figura 4 mostra os aquecedores utilizados durante os experimentos.



FIGURA 4 - SISTEMAS DE AQUECIMENTO UTILIZADOS NO INTERIOR DO TANQUE EXTERNO DO SISTEMA PILOTO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR DESENVOLVIDO.
FONTE: A AUTORA (2014)

3.2.2. Instrumentação e aquisição de dados

Os valores das pressões de alta e de baixa, durante a operação do sistema, foram adquiridos mediante dois manômetros analógicos para gás R22 instalados no painel do *chiller*. Para observar as condições de temperatura em tempo real, o sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor foi instrumentado com termistores em 10 pontos. Foram utilizados termistores de alta precisão da marca Measurement Specialties, Modelo YSI 44004RC (resistência de 2.252 Ω em 25 °C), com faixa de operação recomendada de -80 °C a 120 °C. Nestes instrumentos a resistividade elétrica é alterada em função da temperatura a que é exposta.

Antes de instrumentar o *chiller*, for preciso calibrar os termistores. Foram realizadas 24 medições de temperatura, entre a faixa de 9,5 °C e 86,5 °C, com os termistores imersos em um banho com temperatura controlada. Os dados obtidos na calibração foram utilizados para elaborar a curva exponencial negativa que representa a dependência da resistência com a temperatura para cada termistor. Os coeficientes

de determinação, determinados para cada função exponencial obtida, apresentaram valores maiores que $R^2 = 0,98$, garantindo a confiabilidade da calibração.

Um sistema de aquisição de dados da *National Instruments* em conjunto com o software *LabView 8.2* foi usado para monitorar os experimentos e registrar os dados. As placas do sistema de aquisição de dados usados foram NI PXI 1010, NI SCXI-1140 e NI SCXI-1300. Além do sistema NI para aquisição de dados, foi necessária uma fonte externa com 5 V de tensão para fornecer corrente aos termistores de 4 fios usados no processo.

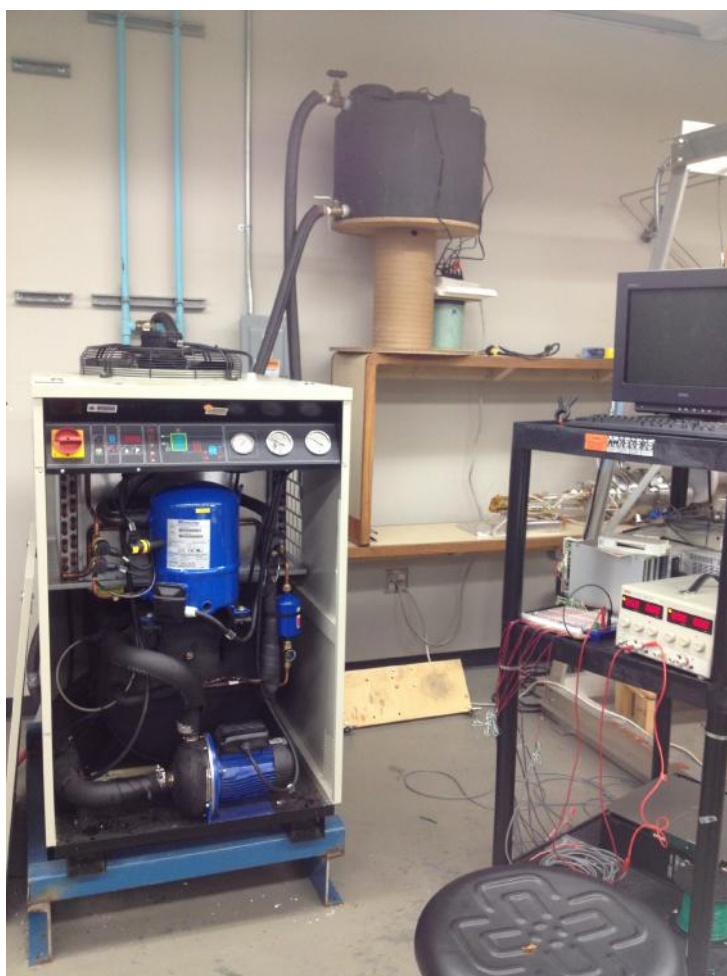


FIGURA 5 - SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS
FONTE: A AUTORA (2014)

3.2.3 Procedimento Experimental

Para obter conjuntos de dados diferentes e aplicá-los no ajuste e validação do modelo matemático, mais testes experimentais foram conduzidos no laboratório. Os termistores apresentavam-se nas mesmas posições do sistema piloto. A temperatura

de *setpoint* foi mantida constante nos diferentes experimentos, porém, o sistema de aquecimento da água, dentro do tanque externo, era diferente entre os conjuntos de dados experimentais. No primeiro conjunto de dados, denominado de “300 W”, foram colocados aquecedores que somavam 300 W de potência dentro do tanque, simulando a carga térmica. Para o segundo conjunto de dados, denominado “1.200 W”, os sistemas de aquecimento no tanque externo ao *chiller* somavam 1.200 W de potência. Todos os testes foram realizados em triplicada para cada condição e o sistema de aquisição de dados armazenava as informações de temperatura a cada 0,1 segundo.

3.3 INCERTEZAS EXPERIMENTAIS NO AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO

Segundo o Instituto Nacional de Metrologia - INMETRO (2012), quando se relata o resultado de medição de uma grandeza física deve-se sempre fornecer alguma indicação quantitativa da qualidade do resultado, de forma que aqueles que o utilizam possam avaliar sua confiabilidade. O resultado de uma medição é somente uma aproximação ou estimativa do valor do mensurando e, assim, só é completo quando acompanhado pela declaração da incerteza dessa estimativa (I). A finalidade pretendida para incerteza expandida (I) é fornecer um intervalo em torno do resultado de uma medição com o qual se espera abranger uma grande fração da distribuição de valores que poderiam razoavelmente ser atribuídos ao mensurando (INMETRO, 2012).

Na maioria dos casos, a estimativa de uma grandeza q , para a qual n observações independentes q_k foram obtidas sob as mesmas condições de medição, é a média aritmética (\bar{q}) das n observações. Embora as observações individuais q_k sejam obtidas sob as mesmas condições experimentais, elas diferem em valor por causa de efeitos aleatórios. O desvio-padrão experimental das observações, $s(q_k)$, caracteriza a dispersão dos valores q_k observados em torno de sua média \bar{q} . Outra função importante do desvio padrão, é o seu uso na calibração da posição dos itens dentro de uma sequência de dados, ou seja, ele é utilizado para obtenção da incerteza expandida (I) (DOANE, SEWARD, 2008; INMETRO, 2012).

A incerteza expandida I é obtida pela multiplicação do desvio-padrão por um fator de abrangência k (INMETRO, 2012). Comumente chamada de *Regra Empírica*,

ela diz que para os dados de uma distribuição normal espera-se que 95% dos dados da amostra estejam a até 2 desvios padrão de distância da média, isto é, o intervalo $(\bar{q} \pm 2s)$ contém 95% dos dados (DOANE; SEWARD, 2008).

Para cada temperatura obtida experimentalmente foi determinada a incerteza expandida adimensional de medição (\tilde{I}) , apresentada nos resultados experimentais como barras de erros.

3.4 AJUSTE DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA E VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

As informações geométricas e os parâmetros operacionais do sistema contêm limitações para serem estimados. Então é necessário ajustar o modelo matemático, que utiliza estes dados. Para realizar este ajuste, o comportamento do sistema é estudado experimental e numericamente. O procedimento para ajuste dos parâmetros do modelo consiste em resolver o problema inverso de estimativa de parâmetros (IPPE) (MINKOWYCZ et al., 2006) utilizando o modelo matemático proposto, e assim transformar uma variável em um parâmetro, e vice-versa. Desta forma, o que era originalmente uma variável é imposto ao modelo como um parâmetro de entrada.

No início do procedimento são selecionados os parâmetros que se tornarão as variáveis a serem ajustadas. A Tabela 3 apresenta as informações geométricas e os parâmetros operacionais do sistema considerados como variáveis no problema inverso de estimativa de parâmetros

TABELA 3 - VARIAÇÕES TESTADAS PARA OS PARÂMETROS NO AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO

Símbolo	Parâmetro
\tilde{A}_{set}	Área adimensional de <i>setpoint</i> da abertura do orifício da válvula para ΔT_{dsh}
C_v	Coefficiente de ajuste da válvula do compressor
\tilde{G}	Constante adimensional de ajuste da válvula de expansão termostática, $m^2 K^{-1}$
$\tilde{m}_{4,0}$	Massa adimensional de fluido refrigerante no evaporador
$\tilde{m}_{7,0}$	Massa adimensional de fluido refrigerante no condensador
U_7	Coefficiente global de transferência de calor no condensador
x_4	Fração de área do evaporador em relação a área total fixa
$y_{4,0}$	Título inicial no evaporador
y_7	Título no condensador

O segundo conjunto de dados, o 1.200 W, foi utilizado na validação experimental do modelo matemático. O modelo matemático adimensional ajustado e validado experimentalmente foi utilizado para prever a condição de operação do sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor.

3.5 OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

3.5.1 Problema de otimização termodinâmica

O problema de otimização termodinâmica desta Tese de doutorado é investigar a distribuição ideal da área total de troca térmica do sistema entre os trocadores de calor, evaporador e condensador. As funções objetivos da otimização são:

(i) A primeira função objetivo é definida para avaliar a resposta dinâmica do sistema: a minimização do tempo *pull-down*, ou seja, obter o menor tempo para o sistema resfriar o CV1 até a temperatura desejada, $\tau_{1,set}$;

(ii) Para proposta de projeto, outras duas funções objetivas são definidas para maximizar a operação do sistema durante o regime estacionário: a eficiência de primeira lei (COP) e a eficiência de segunda lei.

3.5.2 Metodologia da otimização termodinâmica

A metodologia da otimização foi implementar dois diferentes algoritmos para analisar cada função objetivo da otimização do sistema. A seguir são apresentados os algoritmos em relação a cada função objetivo:

3.5.2.1 Minimização do *pull-down*:

1. Definir a área total do trocadores de calor no sistema, A , e a razão do coeficiente global de troca térmica do evaporador em relação ao condensador,

$$s = \frac{U_4}{U_7} = \frac{U_4}{U}, \text{ para um dado } U \text{ em quaisquer valores desejados.}$$

2. Variar a fração da área de troca térmica do evaporador, x_4 : $0,1 \leq x_4 \leq 0,9$.

3. Para cada x_4 , usar o modelo e determinar o pull-down, $\tilde{\tau}_{pd}$, para alcançar a temperatura de *setpoint* no espaço refrigerador, $\tau_{1,set}$
4. Entre os x_4 testados, selecionar a melhor fração, $x_{4,opt}$, que conduz à minimização do pull-down.

3.5.2.2 Máxima eficiência de primeira (COP) ou de segunda lei:

1. Definir a área total do trocadores de calor no sistema, A , e a razão do coeficiente global de troca térmica do evaporador em relação ao condensador,

$$s = \frac{U_4}{U_7} = \frac{U_4}{U}, \text{ para um dado } U \text{ em quaisquer valores desejados.}$$

2. Variar a fração da área de troca térmica do evaporador, x_4 : $0,1 \leq x_4 \leq 0,9$.
3. Para cada x_4 , usar o modelo e determinar a eficiência de primeira e segunda lei do sistema, em regime estacionário, η_I (COP) e η_{II} , Eqs. (49) e (50), respectivamente.
4. Entre todos x_4 testados, selecionar a melhor fração, $x_{4,opt}$, que conduz à máxima eficiência de primeira e segunda lei $\eta_{I,max}$ (ou COP_{max}) e $\eta_{II,max}$.

3.5.3 Adaptação do sistema de refrigeração por compressão de vapor

A análise de otimização termodinâmica considera que ar circula no VC1 e no VC2, apresentados na Figura 1.

Para o estudo de otimização, os fluidos R12 (Diclorodifluormetano), R134a (1,1,1,2-Tetrafluoroetano) e R1234yf (2,3,3,3-Tetrafluorpropeno) serão considerados como fluido de trabalho no sistema de refrigeração por compressão de vapor. Embora o R12 tenha sido banido dos processos de refrigeração, devido seus efeitos na destruição da camada de ozônio, sabe-se que este fluido apresenta um desempenho superior em sistema de refrigeração por compressão de vapor. Portanto, a aplicação do R12 neste estudo servirá como referencial para analisar o desempenho do sistema, quando operando com R134a e R1234yf.

Os parâmetros do sistema e os valores constantes foram selecionados conforme a Tabela 4. As condições iniciais apresentadas como

$\bar{x}_0 = (\tilde{h}_4, \tilde{h}_7, \tau_4, \tau_7, \tilde{m}_4, \tilde{m}_7, \tau_1, \tau_2, \tau_3)_0$ foram estabelecidas para completar os valores iniciais do problema.

TABELA 4 - PARÂMETROS, VALORES CONSTANTES E CONDIÇÕES INICIAIS UTILIZADOS NA OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA DO SISTEMA.

$A = 12 \text{ m}^2$	$p_0 = 0,1 \text{ MPa}$
$A_{\text{set}} = 10^{-6} \text{ m}^2$ ($\tilde{A}_{\text{set}} = 8,33 \times 10^{-8}$)	$\dot{Q}_1 = 4,0 \text{ kW}$ ($\tilde{Q}_1 = 0,0112$)
$A_w = 54 \text{ m}^2$	$T_0 = 298,15 \text{ K}$
$c_{p,a} = 1.005 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ($\tilde{c}_{p,a} = 1,4$)	$U = 0,1 \text{ kW m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
$c_{v,a} = 0,716 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	$U_w = 1,472 \times 10^{-3} \text{ kW m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ $V_c = 7 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
$C_v = 0,808$	$z = 1,227 \times 10^{-3}$
$c_0 = 0,05$	$\Delta T_{\text{dsh}} = 15 \text{ K}$ ($\Delta \tau_{\text{dsh}} = 0,0503$)
$G = 0,5 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \text{ K}^{-1}$ ($\tilde{G} = 1,24 \times 10^{-6}$)	$\phi = 0,0039$ (para 1200 rpm)
$m_1 = 27 \text{ kg}$	Condições iniciais
$m_2 = 0,03 \text{ kg}$ ($\tilde{m}_2 = 0,0011$)	$\tilde{h}_{4,0} = \frac{h(x_{4,0}, T_{4,0})}{c_{v,a} T_0}$, com $y_{4,0} = 0,6$
$m_3 = 0,03 \text{ kg}$ ($\tilde{m}_3 = 0,0011$)	$\tilde{h}_{7,0} = \frac{h(x_{7,0}, T_{7,0})}{c_{v,a} T_0}$, com $y_{7,0} = 0,5$ $\tilde{m}_{4,0} = 0,009815$
$\dot{m}_1 = 0,5 \text{ kg s}^{-1}$ ($\psi_{2,a} = \psi_{3,a} = 0,419$)	$\tilde{m}_{7,0} = 0,001852$ $\tau_{1,0} = \tau_{2,0} = \tau_{3,0} = \tau_{4,0} = \tau_{7,0} = \tau_{d,0} = 1,0$
$n = 1,1$	

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.

Este capítulo mostra os resultados dos testes preliminares realizados no sistema piloto com objetivo de conhecer seu comportamento durante a operação e identificar os controles existentes. Em seguida, os resultados de um conjunto de dados experimentais foram utilizados para ajuste do modelo matemático, proposto no Capítulo 3. A validação do modelo ajustado e os dados de simulação do sistema também são apresentados neste capítulo. Os resultados da otimização do sistema de refrigeração por compressão de vapor são mostrados na última parte deste capítulo.

4.1 TESTES PRELIMINARES

Os testes preliminares foram essenciais para compreender o funcionamento do sistema de refrigeração por compressão de vapor e identificar os controles existentes no *chiller*. Além destes, foram determinados os parâmetros geométricos e operacionais do sistema, os quais são utilizados como *dados de entrada* na simulação.

4.1.1 Bomba centrífuga

A bomba centrífuga mantém constante a vazão de água que circula entre o tanque de armazenamento do *chiller* e o tanque externo do sistema piloto de refrigeração desenvolvido. O início do processo de refrigeração, identificado pelo acionamento do compressor, só ocorre quando o tanque de armazenamento no *chiller* está cheio e a bomba operando normalmente, garantindo a vazão constante.

O painel do *chiller* apresenta um manômetro, que indica a pressão da bomba constante durante todo o período de operação do sistema. Com as informações do equipamento (ANEXO 2) e o monitoramento desta pressão, foi possível determinar que a vazão mássica de água entre o tanque de armazenamento e o tanque externo, como mostrado na Tabela 5.

4.1.2. Compressor

Conforme a carta fornecida pelo fornecedor Danfoss (ANEXO 3), os modelos MT e MTZ de compressores são produzidos com os mesmos componentes mecânicos. A principal diferença entre eles é o lubrificante utilizado, que impacta no tipo de fluido refrigerante recomendado para operação. O modelo MT opera com óleo mineral (Danfoss 160P Óleo Mineral) como lubrificante e é utilizado em sistemas com R-22. O modelo MTZ usa o lubrificante sintético poliolester (Danfoss 160PZ POE) e é recomendado para os fluidos R-134a, R-404A, R-407A, R-407C, R-407F e R-507A.

Como descrito anteriormente, o *chiller* utilizado nos experimentos opera com R22. Entretanto o compressor instalado é o modelo MTZ, indicado para outros fluidos refrigerantes pela Danfoss. Segundo informação do fornecedor, recomenda-se a instalação do compressor correto para os refrigerantes correspondentes. Porém, com base nas necessidades imediatas e disponibilidade do compressor, é possível alterar o tipo de óleo para cada compressor. Quando ocorre a substituição do poliolester por óleo mineral em um compressor MTZ, os dados de operação do compressor passam a ser equivalentes ao compressor modelo MT. Por esta razão, a Tabela 5 apresenta as especificações técnicas do compressor referente ao do modelo MT040JH4A.

Realizando os testes preliminares, foi possível entender a relação entre a operação compressor e a temperatura de set-point do VC2. O compressor do *chiller* opera no modo ON-OFF em relação à temperatura da água na saída do tanque de armazenamento, instalado no interior do *chiller*. Se esta temperatura é 1 °C maior que a temperatura de *set-point* pré-determinada, o compressor é acionado (modo ON). Quando a temperatura de saída de água no evaporador é 1 °C menor que a temperatura de *set-point*, o compressor é desligado, modo OFF.

As pressões de evaporação e condensação também variam com o liga e desliga do compressor. Quando o compressor está no modo OFF, a pressão de evaporação é estável em 60 psia. No instante que o compressor é acionado, modo ON, a pressão baixa para 40 psia. Esta variação é rápida e ocorre em menos de 2 segundos, tanto para o aumento quanto para a diminuição da pressão. Quando o compressor é desligado, a pressão de condensação mantém 140 psia. Quando o compressor é ligado, a pressão de alta sobe até 250 psia e, então, passa a ser

controlada com o acionamento do ventilador axial. Quando o compressor é novamente desligado, esta pressão reduz até 140 psia.

4.1.3 Ventilador axial e o controle da pressão de condensação.

A resistência térmica à transferência de calor no lado ar do condensador é muito maior que a resistência no lado fluido refrigerante. Para melhorar a transferência de calor, o *chiller* possui um ventilador axial que aumenta a circulação de ar pela região aletada reduzindo a resistência térmica. O uso do ventilador também é importante para controlar a pressão de condensação, limitando seu aumento.

Através dos testes preliminares, foi possível entender o funcionamento do ventilador e a sua relação com a pressão de condensação. No momento em que o compressor é ligado, o fluido refrigerante percorre o condensador e a pressão de condensação, inicialmente a 140 psia, começa a aumentar. Quando esta pressão alcança 250 psia, o ventilador é acionado. A circulação forçada do ar aumenta o fluxo de calor do lado ar no condensador e reduz a pressão de condensação no lado do fluido refrigerante. Então, o manômetro no painel do *chiller* indica o decréscimo da pressão de alta. O ventilador é automaticamente desligado pelo sistema quando a pressão de condensação é menor que 180 psia. Esta variação da pressão de alta entre 250 e 180 psi é rápida e ocorre entre 5 a 10 segundos, tanto para a aumento quanto para decréscimo. Com este controle, quando o compressor está acionado, o *chiller* opera com pressão de condensação controle igual a 180 psia.

O controle da pressão de condensação, limitando seu máximo em 250 psia, foi implementado ao modelo matemático para o ajuste, validação e simulação. Contudo, quando a pressão de condensação alcança 250 psia, o modelo contempla o aumento da vazão do ar CV3, simulando a circulação forçada pelo ventilador. Porém, na etapa de otimização termodinâmica, este controle não foi aplicado, porque se deseja avaliar o desempenho termodinâmico do sistema de refrigeração operando sem as limitações impostas por controles.

4.1.4 Parâmetros geométricos e de operação do sistema

A Tabela 5 apresenta os parâmetros geométricos e de operação do sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor obtidos durante a realização dos testes preliminares. Com estes parâmetros e condições, apresentados na forma dimensional, foram calculados os parâmetros de entrada adimensionais do modelo, conforme os grupos adimensionais representados pelas Eqs. (1) e (2).

Os testes preliminares foram de extrema importância para conhecer o processo, validar a aquisição de dados e, principalmente, obter os parâmetros geométricos e condições de operação do sistema

TABELA 5 - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E DE OPERAÇÃO DIMENSIONAIS DO SISTEMA PILOTO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR (CONTINUA)

Volume de Controle (VC)	Propriedade do Sistema	Valor	Unidade
VC1 Tanque externo	Volume $[V_W]$	0,1136	m ³
	Massa de água $[m_1]$	114	kg
	Altura $[Z_W]$	0,40	m
	Diâmetro da base $[D_W]$	0,60	m
	Raio da base $[r_W]$	0,30	m
	Espessura da parede $[e_W]$	0,01	m
	Condutividade térmica do PVC $[k_W]$ ¹	0,2	W/(m.K)
VC2 Tanque de armazenamento no chiller	Volume do tanque $[V_{CV2}]$	0,110	m ³
	Diâmetro da base	0,45	m
	Comprimento	0,72	m
	Massa de água $[m_2]$	110	kg
	Vazão mássica de água	0,636	kg/s

TABELA 5 - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E DE OPERAÇÃO DIMENSIONAIS DO SISTEMA PILOTO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR (CONTINUAÇÃO)

Volume de Controle (VC)	Propriedade do Sistema	Valor	Unidade
VC4	Pressão - compressor <i>off</i>	60	psi
Lado refrigerante no evaporador	Pressão - compressor <i>on</i>	40	psi
	Área total de troca térmica estimada ²	0,159	m ²
VC7	Pressão sistema totalmente desligado	120	psi
Lado refrigerante no condensador	Pressão - compressor <i>off</i>	140	psi
	Pressão - compressor <i>on</i>	180 a 250	psi
VC3 Lado ar no condensador	Comprimento de cada condensador	0,575	m
	Largura de cada condensador	0,088	m
	Distância entre os condensadores	0,52	m
	Comprimento de cada tubo	0,635	m
	Raio de cada tubo	$8,13 \times 10^{-3}$	m
	Número de tubos por condensador	20	-
	Espessura da aleta	$1,00 \times 10^{-4}$	m
	Distância entre aletas	$1,15 \times 10^{-3}$	m
	Altura da aleta	0,56	m
	Comprimento da aleta	0,088	m
VC5³ Compressor	Número de aletas por condensador	460	-
	Massa de ar [m ₃]	0,269	kg
	Vazão mássica de ar – ventilador <i>on</i>	1,833	kg/s
	Volume deslocado	$0,6789 \times 10^{-5}$	m ³
	Número de cilindros	1	-
	Volume de lubrificante	$9,5 \times 10^{-4}$	m ³
	Velocidade angular	2.900	rpm
Vazão volumétrica de refrigerante ⁴	$3,281 \times 10^{-3}$	m ³ /s	
Volume interno livre	$7,480 \times 10^{-3}$	m ³	
Coeficiente politrópico estimado ⁵	1,131	-	

¹ ABNT, 2003; ² Estimada utilizando a diferença entre o volume total do tanque de armazenamento, determinado pelas medidas no sistema, e o volume de armazenamento de água no tanque, indicado pelo fornecedor. ³ DANFOSS, 2015. ⁴ Considerando a rotação de 2900 rpm - DANFOSS, 2015; ⁵ FEA – UNICAMP.

4.2 INCERTEZAS DOS DADOS OBTIDOS EXPERIMENTALMENTE

Para cada temperatura obtida experimentalmente foi determinada a incerteza expandida adimensional de medição (\tilde{I}), apresentada na Tabela 6. As barras de erros, apresentadas nos gráficos dos resultados experimentais, são construídas com a incerteza expandida de cada medição. Desta forma, foi possível confrontar os dados experimentais e os resultados da simulação para o sistema de refrigeração por compressão de vapor.

TABELA 6 - INCERTEZA EXPANDIDA ADIMENSIONAL DE MEDIÇÃO PARA CADA TEMPERATURA, DETERMINADA EXPERIMENTALMENTE NO EXPERIMENTO COM 300W DE CARGA TÉRMICA

Símbolo	Temperatura	Incerteza expandida adimensional (\tilde{I})
\dagger_a	Temperatura adimensional do refrigerante na saída do compressor	$\pm 0,11$
$\dagger_{a,7}$	Temperatura adimensional do refrigerante na entrada do condensador	$\pm 0,12$
\dagger_7	Temperatura adimensional de saturação do refrigerante condensador	$\pm 0,03$
$\dagger_{liq,7}$	Temperatura adimensional do refrigerante na saída condensador	$\pm 0,01$
$\dagger_{liq,7}$	Temperatura adimensional do refrigerante na válvula de expansão	$\pm 0,01$
\dagger_c	Temperatura adimensional do refrigerante na entrada do evaporador	$\pm 0,04$
\dagger_d	Temperatura adimensional do refrigerante na saída do evaporador	$\pm 0,01$
\dagger_1	Temperatura adimensional da água no tanque de expansão	$\pm 0,02$
\dagger_2	Temperatura adimensional da água na saída do evaporador	$\pm 0,03$
\dagger_3	Temperatura adimensional do ar no condensador	$\pm 0,03$

4.3 AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO

Dentre os parâmetros (Tabela 3) foram avaliadas as faixas de variações para cada um para ajuste dos resultados de simulação aos resultados experimentais, referente ao teste experimental *300 W*. Após esta avaliação, os parâmetros escolhidos para ajuste foram (i) o coeficiente global de transferência de calor no condensador; (ii) a fração de área alocada ao evaporador em relação a área total de troca térmica do sistema; e (iii) o título do refrigerante no condensador. A Tabela 7 apresenta os valores ajustados para estes parâmetros.

TABELA 7 - DEFINIÇÃO E VALORES DOS PARÂMETROS AJUSTADOS UTILIZANDO DADOS EXPERIMENTAIS “300W”

Símbolo	Parâmetro	Valor
U_7	Coeficiente global de transferência de calor no condensador	0,01 W/m ² K
x_4	Fração de área do evaporador em relação a área total fixa	0,38
y_7	Título no condensador	0,55

A Tabela 8 apresenta os parâmetros geométricos e operacionais do sistema piloto de refrigeração e condições iniciais de simulação os valores utilizados durante ajuste do modelo matemático.

TABELA 8 - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E OPERACIONAIS DO SISTEMA PILOTO DE REFRIGERAÇÃO E CONDIÇÕES INICIAIS DE SIMULAÇÃO.

$A = 63,83 \text{ m}^2$	$\dot{Q}_1 = 0,3 \text{ kW}$
$A_{\text{set}} = 10^{-6} \text{ m}^2$	$T_0 = 295,15 \text{ K}$
$A_w = 1,32 \text{ m}^2$	$U = 0,01 \text{ kW m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
$c_{p,a} = 1,005 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	$U_w = 1,123 \times 10^{-2} \text{ kW m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
$c_{v,a} = 0,716 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	$\Delta T_{\text{dsh}} = 16 \text{ K}$
$c_v = 1,008$	rpm = 2900
$c_0 = 0,03743$	Condições iniciais do sistema
$G = 0,5 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \text{ K}^{-1}$	$\tilde{h}_{4,0} = \frac{h(x_{4,0}, T_{4,0})}{c_{v,a} T_0}, \text{ with } y_{4,0} = 0.60$
$m_1 = 113 \text{ kg}$	$\tilde{h}_{7,0} = \frac{h(x_{7,0}, T_{7,0})}{c_{v,a} T_0}, \text{ onde } y_{7,0} = 0.55$
$m_2 = 110 \text{ kg}$	$\tilde{m}_{4,0} = 2,12 \times 10^{-2}$
$m_3 = 0,269 \text{ kg}$	$\tilde{m}_{7,0} = 6,02 \times 10^{-3}$
$\dot{m}_1 = 0,636 \text{ kg s}^{-1}$	$\tau_{1,0} = 1,011$
$\dot{m}_{3_n} = 0,02 \text{ kg s}^{-1}$	$\tau_{2,0} = 0,997$
$\dot{m}_1 = 2,30 \text{ kg s}^{-1}$	$\tau_{3,0} = 1,005$
$V_c = 6,789 \times 10^{-5} \text{ m}^3$	$\tau_{4,0} = 0,9922$
$n = 1,132$	$\tau_{7,0} = 1,003$
$p_0 = 0,1 \text{ MPa}$	

Os resultados obtidos no ajuste do modelo matemático são apresentados nas Figura 6 a 9. Os gráficos apresentam a evolução da temperatura adimensional com o tempo, desde a condição inicial até o regime permanente, para diferentes pontos de monitoramento do sistema de refrigeração, considerando seu erro experimental. As barras de erros obtidas foram atribuídas em intervalos de pontos para aumentar a clareza.

A Figura 6 mostra os resultados da simulação e medições experimentais para a temperatura do ambiente refrigerado, VC1. Avaliando as curvas obtidas, verifica-se a

boa concordância entre o modelo e o experimento, durante toda a simulação, considerando as incertezas dos resultados experimentais de $\pm 0,03$.

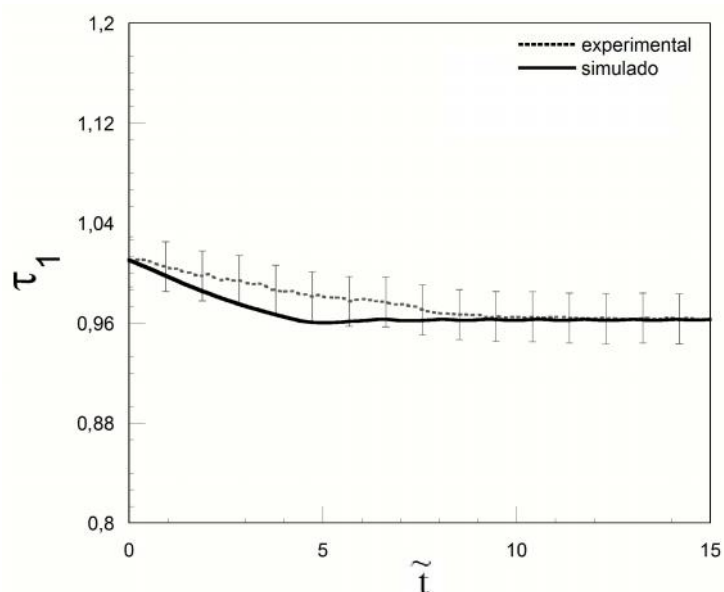


FIGURA 6 - COMPARAÇÃO DAS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DO VC1 DETERMINADAS DURANTE O EXPERIMENTO E OBTIDAS POR SIMULAÇÃO

Para o lado água no evaporador (Figura 7), o modelo ajustado apresentou boa concordância entre o simulado e o experimental, durante o regime transiente, considerando as incertezas do experimento. O perfil da temperatura simulada está abaixo do experimental e fora das barras de erro. Por isso, pode-se dizer que o modelo prevê qualitativamente o comportamento do sistema, mas não quantitativamente.

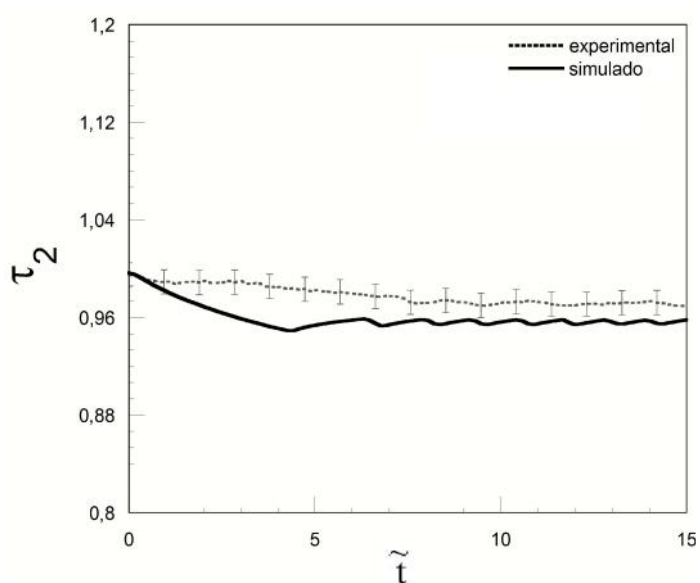


FIGURA 7 - COMPARAÇÃO DAS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DO VC2, DETERMINADAS DURANTE O EXPERIMENTO E OBTIDAS POR SIMULAÇÃO

Durante a simulação, a temperatura em VC3 (Figura 8) apresenta boa concordância entre o perfil da simulação e o perfil obtido por experimento, tanto na região transiente quanto no regime estacionário, considerando o erro de $\pm 0,03$. Desta forma pode-se afirmar que o modelo ajustado prevê qualitativamente o comportamento da temperatura no lado ar do condensador.

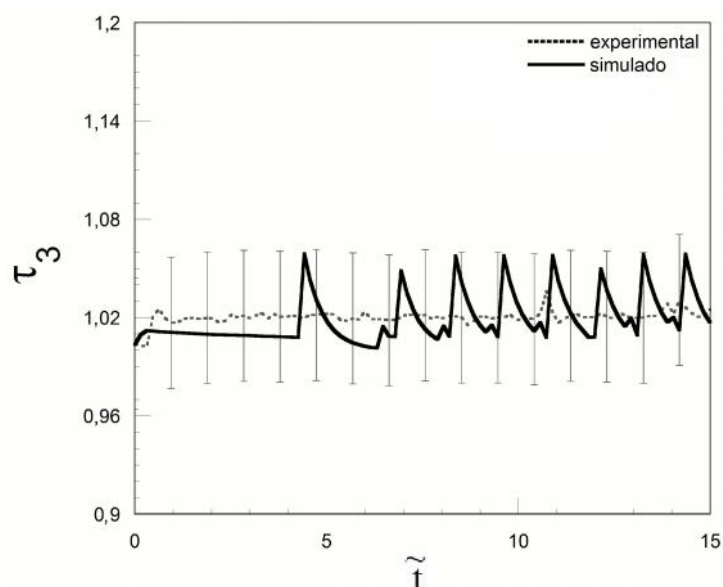


FIGURA 8 - COMPARAÇÃO DAS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DO EXPERIMENTO E DA SIMULAÇÃO PARA VC3

A Figura 9 mostra o comportamento da temperatura de saturação do fluido refrigerante, VC7.

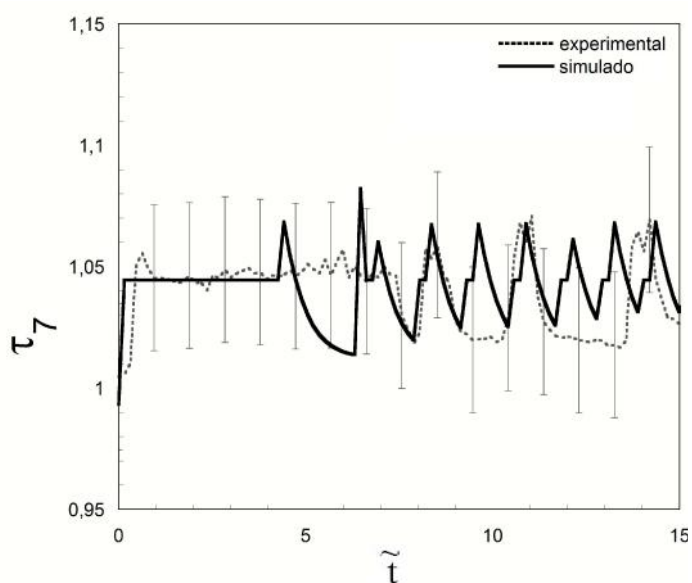


FIGURA 9 - COMPARAÇÃO DAS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DO VC1 DETERMINADAS DURANTE O EXPERIMENTO E OBTIDAS POR SIMULAÇÃO

Note que, o modelo ajustado exibiu boa concordância, durante o transiente, porque a curva da simulação apresenta desvios menores do que o erro de $\pm 0,03$. Avaliando o processo durante todo o período de simulação, a curva obtida por simulação apresentou-se semelhante a curva experimental. Pode-se dizer que o modelo ajustado prevê correlações qualitativamente o comportamento do sistema.

4.4 VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Após o ajuste, o modelo matemático adimensional proposto foi validado utilizando o segundo conjunto de dados experimentais (carga térmica de 1.200 W). As Figuras 10 a 12 apresentam os dados experimentais e os resultados da simulação para a validação do modelo.

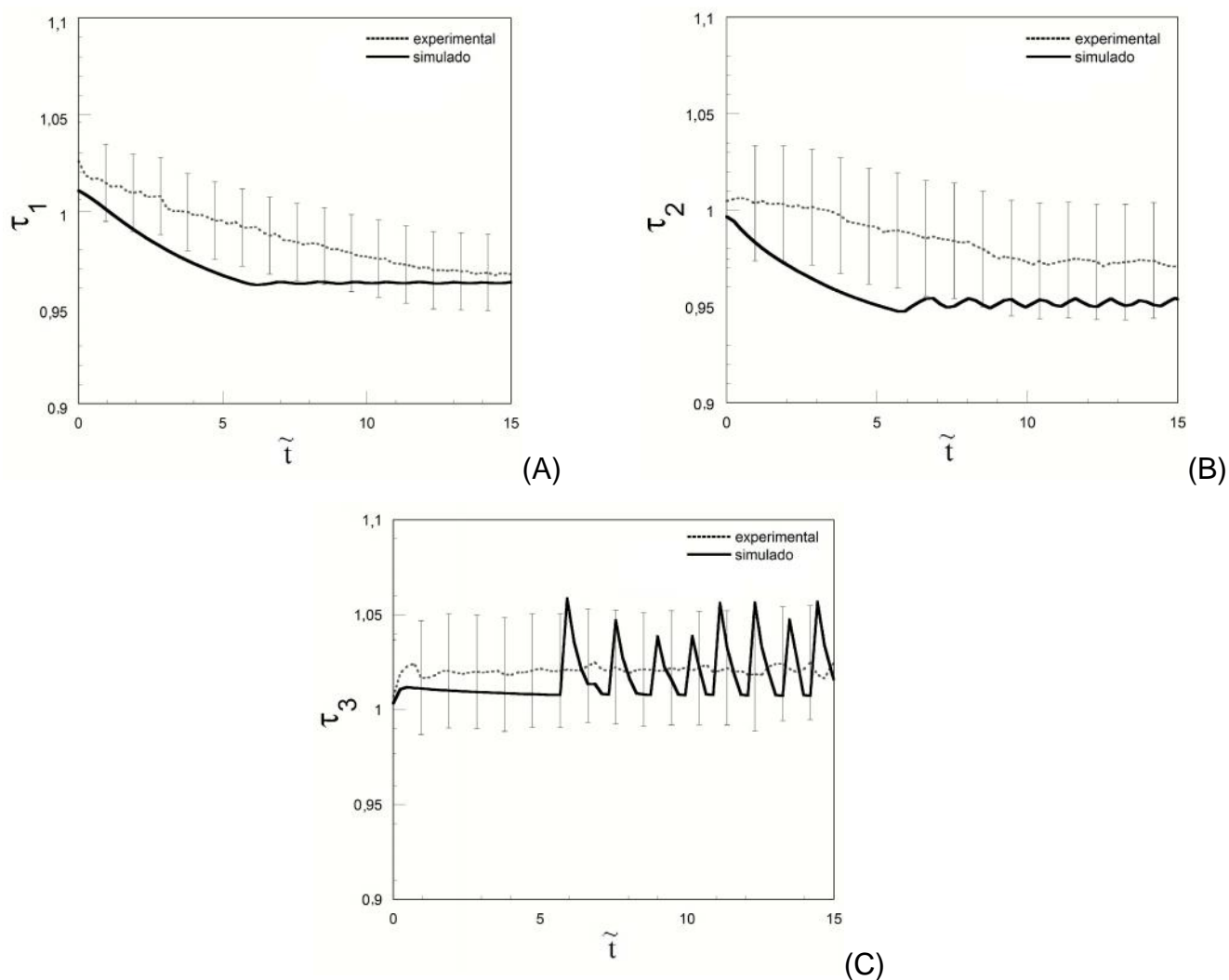


FIGURA 10 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DE SIMULAÇÃO PARA AS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DOS VOLUME DE CONTROLE 1 (A), 2 (B) E 3 (C) DO SISTEMA CONSIDERANDO AS INCERTEZAS DE MEDIÇÕES.

Analisando as curvas apresentadas na Figura 10, percebe-se que o modelo apresenta boa correlação com o experimento para a temperatura adimensional do VC1 dentro da margem de erro calculada pelas incertezas de medição. A curva obtida por simulação para a temperatura adimensional no CV2 indica concordância com o valor experimental, somente depois do tempo de *pull-down*, considerando o erro de $\pm 0,03$. Avaliando as curvas da Figura 10 (C), temperatura do ar no condensador, percebe-se que os resultados experimentais apresentam menor oscilação. Este comportamento é justificado porque o *chiller* tem um ventilador axial no lado ar do condensador, favorecendo a convecção de calor e controlando a temperatura do VC3. No entanto, ao analisar as curvas apresentadas na Figura 10 (C), observa-se que modelo simplificado desenvolvido prevê qualitativamente o comportamento do lado ar no condensador, embora o equacionamento matemático não contemple as correlações empíricas para o cálculo dos coeficientes de película e coeficientes globais de transferência de calor, considerando a atuação do ventilador.

Os resultados experimentais e de simulação para a temperatura adimensional de saturação no condensador (VC7) são apresentados na Figura 11 (A). A Figura 11 (B) apresenta a temperatura adimensional de saturação no evaporador (VC4), simulada pelo modelo, e a temperatura adimensional experimental no ponto 'c', entrada do evaporador.

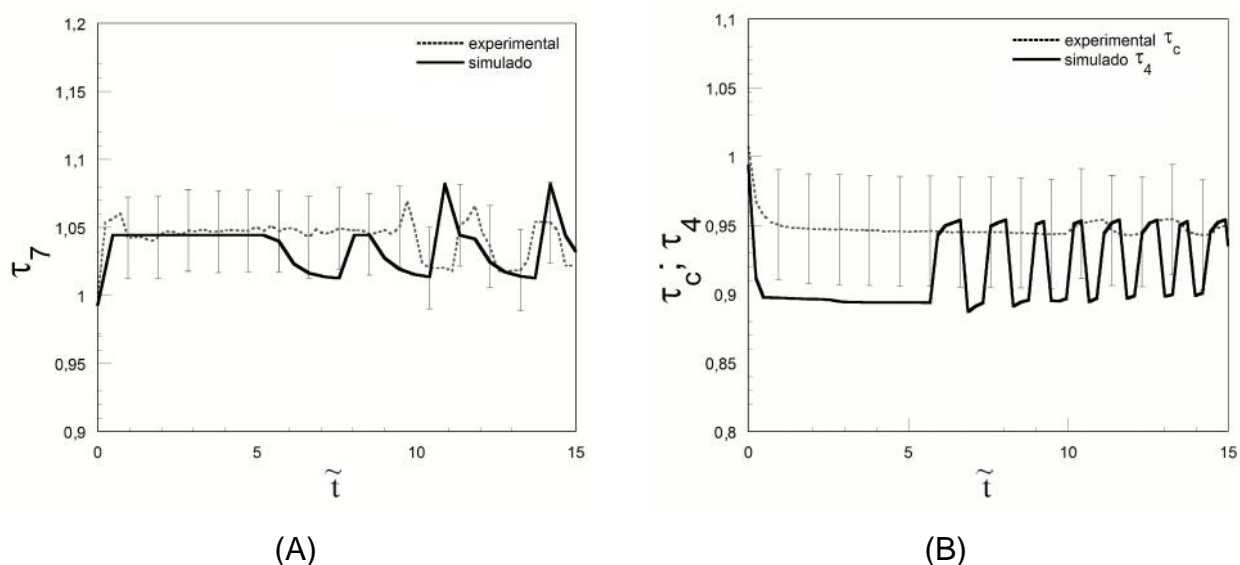


FIGURA 11 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DE SIMULAÇÃO PARA AS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DOS VOLUME DE CONTROLE 7 (A), 4 E NO PONTO 'C' (B) CONSIDERANDO AS INCERTEZAS DE MEDIÇÕES.

As curvas de simulação e experimental para a temperatura de condensação apresentadas na Figura 11 (A) comprovam que o modelo desenvolvido e ajustado prevê o comportamento do sistema, considerando o erro experimental. Avaliando a Figura 11 (B), percebe-se que o perfil de temperatura de evaporação, obtido por simulação, apresenta desvios maiores que o erro de $\pm 0,04$ dos dados obtidos experimentalmente. Esta divergência era prevista, pois não foi possível determinar a temperatura de saturação diretamente no evaporador, já que o tanque de água no *chiller* não possui abertura para acessar o evaporador ou adicionar outros equipamentos no seu interior.

A Figura 12 (A) e (B) mostra o comportamento transiente do grau de superaquecimento do refrigerante na entrada do evaporador e de subresfriamento na saída do condensador.

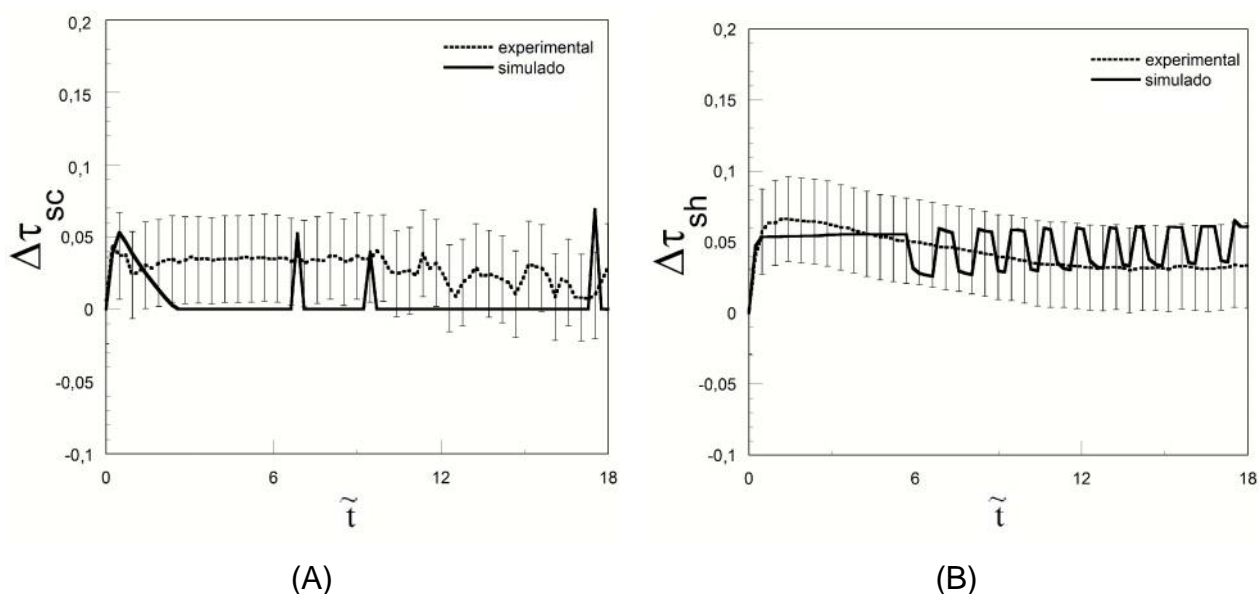


FIGURA 12 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DE SIMULAÇÃO PARA OS GRAUS DE SUBRESFRIAMENTO (A) E SUPERAQUECIMENTO (B) CONSIDERANDO AS INCERTEZAS DE MEDIÇÕES.

Avaliando os resultados de simulação e experimentais da Figura 12 (A) e (B) nota-se que o modelo adimensional e simplificado desenvolvido pode ser utilizado para prever o comportamento do sistema em relação aos graus de subresfriamento e de superaquecimento, considerando os as incertezas de medição.

4.3. OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Os resultados obtidos na análise de otimização do sistema de refrigeração por compressão de vapor são apresentados a seguir. A Figura 13 mostra a evolução transiente das temperaturas adimensionais dos volumes de controle 1, 2, 3, 4 e 7 do sistema de refrigeração por compressão de vapor destinado à análise de otimização. Verifique que são consideradas áreas de transferência de calor iguais para o evaporador e o condensador ($x_4 = 0,5$), estes trocadores de calor apresentam os mesmos coeficientes globais de transferência de calor ($s = 1$) e a análise é realizada para os três fluidos refrigerantes. Estas condições também são aplicadas nas Figuras 13 a 18.

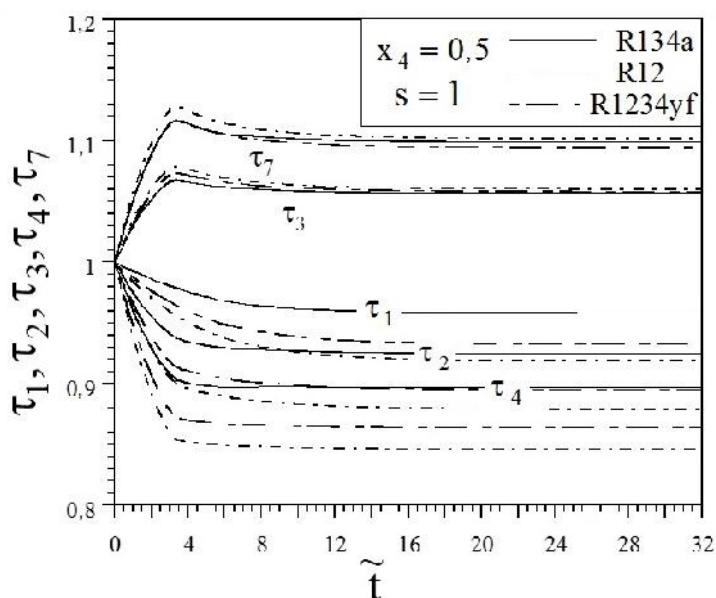


FIGURA 13 - PERFIL TRANSIENTE DAS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DOS VOLUMES DE CONTROLE 1, 2, 3, 4 E 7 DOS SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO, $x_4 = 0,5$ E $s = 1$

O sistema é simulado até que o regime permanente seja alcançado. Quando $\tilde{t} = 0$, no início da simulação, todas as temperaturas adimensionais são iguais a 1. Porém nota-se que as temperaturas se afastam do equilíbrio térmico com o ambiente externo, quando o sistema entra em operação.

No condensador, o calor é rejeitado para o ambiente externo. Como o fluxo de ar de entrada está sempre à mesma temperatura ambiente para os três fluidos refrigerantes avaliados, a temperatura do VC3 apresenta comportamento semelhante.

Por outro lado, no evaporador, onde há carga térmica confinada no ambiente refrigerado, o perfil de temperatura do refrigerante, τ_4 , é muito diferente entre os fluidos. No estado estacionário, a menor temperatura do refrigerante é para o R12, seguida por R1234yf e R134a. A mesma tendência é observada para a temperatura do evaporador no lado ar e a temperatura controlada no ambiente, indicando que a maior taxa de refrigeração é obtida com o fluido refrigerante R12.

Na análise de otimização do sistema, o modelo matemático validado foi inicialmente adaptado para o refrigerante R12. Sabe-se que um sistema de refrigeração por compressão de vapor deve ser dimensionado de acordo com o refrigerante selecionado, para definir as áreas de transferência de calor adequadas e outros parâmetros de concepção. Por isso, os resultados apresentados não devem ser entendidos de modo que o R12 é um refrigerante que tem um desempenho melhor do que R134a e R1234yf. No entanto, as simulações realizadas nesta Tese podem ser utilizadas para prever o comportamento dos sistemas já concebidos frente à substituição de um refrigerante específico para um fluido alternativo. Desta forma, verifica-se que R1234yf descreve um comportamento mais próximo do R22, quando comparado com o R134a.

A evolução transiente da pressão adimensional do evaporador (VC4) e do condensador (VC7) são mostradas na Figura 14. A diferença de pressão entre o condensador e o evaporador depende da entrada de trabalho (energia) pelo compressor. No modelo matemático, a entrada de energia do compressor é resultado da velocidade e geometria do compressor e das propriedades do refrigerante selecionado. Portanto, quanto menor a diferença de pressão entre o lado de alta e baixa, menor a entrada de energia pelo compressor no sistema e a taxa de consumo de energia do compressor. A diferença de pressão é diretamente responsável pelo efeito de refrigeração, uma vez que a temperatura do refrigerante aumenta ou decresce de uma maneira semelhante, como mostra a Figura 13, isto é, aumento de τ_7 e decréscimo de τ_4 . Avaliando a Figura 14, para os três fluidos refrigerantes simulados, o R12 apresenta menor variação de pressão entre os lados de alta e baixa, seguido por R1234yf e R134a.

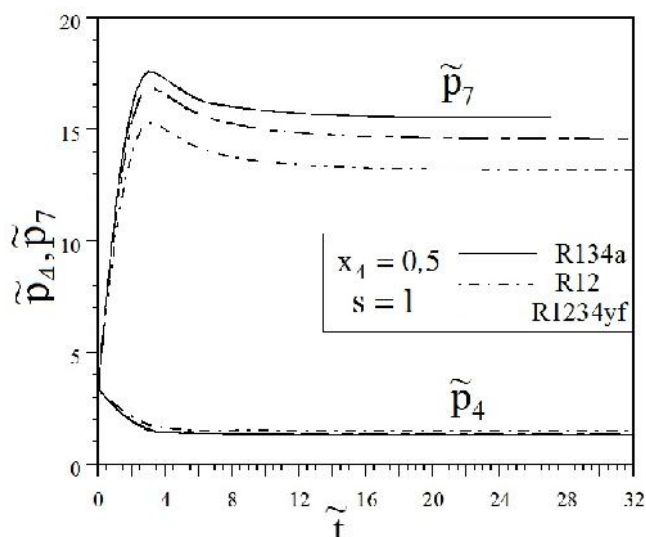


FIGURA 14 - PERFIL DAS PRESSÕES DE ALTA E DE BAIXA, ADIMENSIONAIS, PARA O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR, $x_4 = 0,5$ E $s = 1$

A Figura 15 mostra o comportamento transiente do grau de superaquecimento do refrigerante na entrada do evaporador e de subresfriamento na saída do condensador. A válvula de expansão termostática tem o seu orifício de expansão regulado conforme o grau de superaquecimento desejado na saída do evaporador. Este sistema garante que nenhuma fração de líquido entre no compressor. Para os três fluidos refrigerantes simulados, a resposta transiente na saída do evaporador é semelhante. No entanto, os graus de subresfriamento dependem das propriedades dos refrigerantes, e, por isso, as curvas são distintas para cada refrigerante. É possível perceber que o R134a apresenta menor grau de subresfriamento. Então, menos calor é rejeitado pelo condensador quando comparado com os fluidos R12 e R1234yf, o que justifica a menor taxa de refrigeração apresentada para o R134a no sistema simulado.

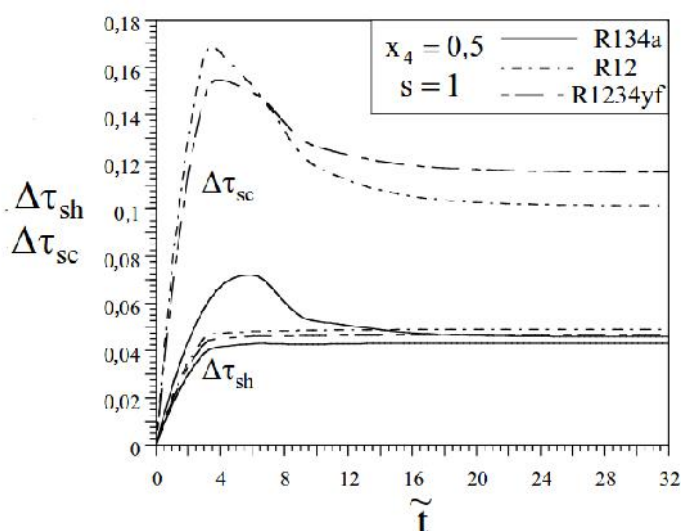


FIGURA 15 - PERFIL TRANSIENTE DO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO E DE SUBRESFRIAMENTO DO FLUIDO REFRIGERANTES, PARA $x_4 = 0,5$ E $s = 1$

O efeito transiente da distribuição de massa do refrigerante no interior dos trocadores de calor, evaporador e condensador, é apresentado através Figura 16.

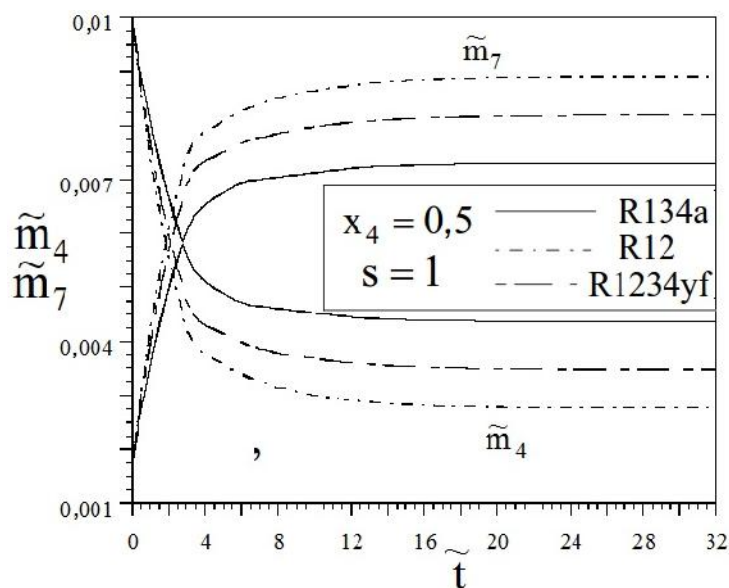


FIGURA 16 - EFEITO TRANSIENTE DA DISTRIBUIÇÃO DE MASSA ADMENSIONAL DO REFRIGERANTE ENTRE OS TROCADORES DE CALOR DURANTE A OPERAÇÃO DO SISTEMA, $x_4 = 0,5$ E $s = 1$

As condições iniciais das simulações mostram o compressor desligado. Isto porque, o refrigerante migra da região de alta pressão (condensador) para a região de baixa pressão (evaporador). Por isso, na condição inicial a maior parte de massa encontra-se no evaporador. Quando o compressor é ligado, a pressão sobe no condensador e cai no evaporador. Desta forma, a maior parte da massa de refrigerante acumula-se no condensador. Durante a otimização, o modelo matemático mostrou o efeito de migração do refrigerante entre as regiões de baixa e alta pressão, que ocorre quando o condensador é acionado, como descrito anteriormente. O maior gradiente de massa de refrigerante é observado na simulação com R12, seguido por R1234yf e R134a (Figura 16) o que é consistente com a menor temperatura de evaporação para o R12, observada na Figura 13.

O comportamento dinâmico da válvula de expansão é mostrado na Figura 17. Neste componente do sistema, a área de abertura do orifício, que permite a circulação do fluido, é ajustada de acordo com o grau de superaquecimento desejado na saída do evaporador. Na Figura 17, as curvas mostram que a área do orifício se estabiliza em um valor mais elevado para o sistema simulado com o fluido R12, quando comparado com os valores obtidos para R1234yf e R134a. Este fato é esperado para o sistema, visto que, quanto maior for a área do orifício, maior será a vazão mássica do refrigerante.

Então, a taxa de refrigeração será maior e a menor temperatura de evaporação diminuirá, confirmando o resultado obtido para R12 na Figura 13.

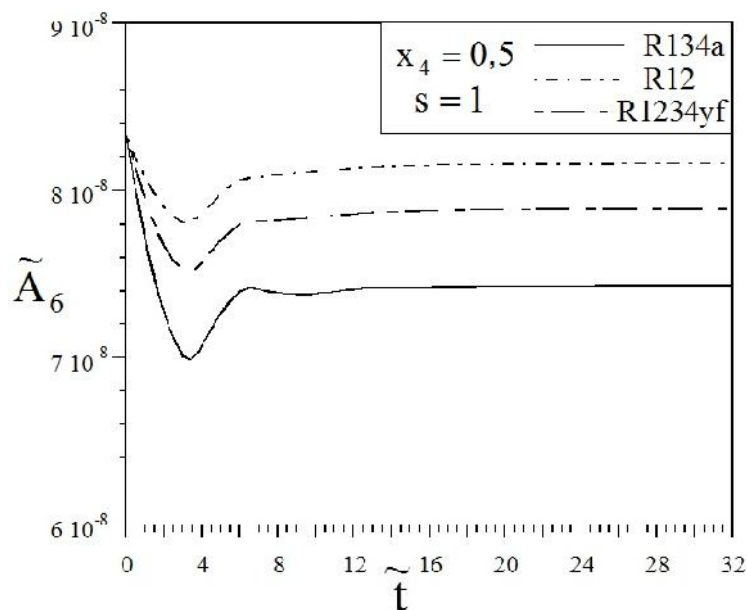


FIGURA 17 - EFEITO TRANSIENTE DA ÁREA DE EXPANSÃO ADIMENSIONAL DA VÁLVULA TERMOSTÁTICA, $x_4 = 0,5$ E $s = 1$

A análise transiente do desempenho do sistema de refrigeração por compressão de vapor, para os três fluidos refrigerantes simulados, é mostrada na Figura 18.

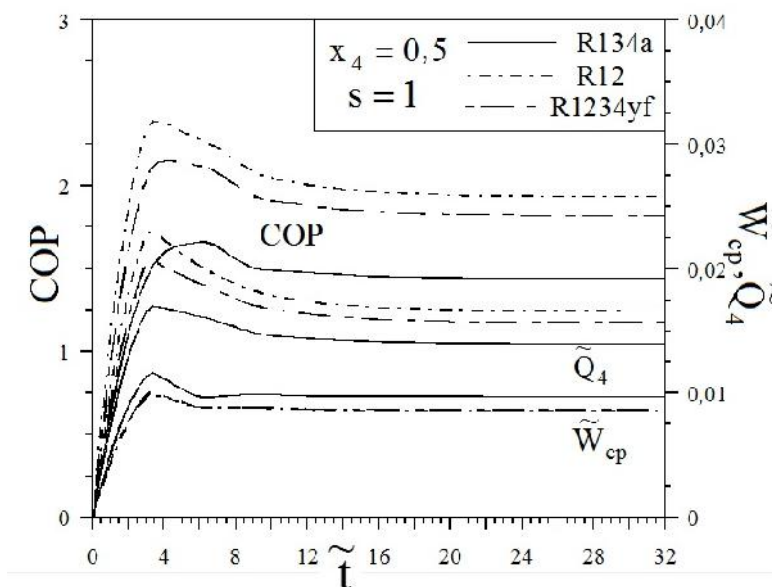


FIGURA 18 - DESEMPENHO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO, $x_4 = 0,5$ E $s = 1$

Analisando a Figura 18, percebe-se que o trabalho realizado pelo compressor é menor nos sistemas simulados com os fluidos R12 e R1234yf e maior para o sistema simulado com R134a. Em relação à taxa de calor trocado no evaporador, o fluido R12 apresenta a maior taxa de refrigeração, seguido por R1234yf e R134a. Como resultado, o R12 apresenta o maior COP para o sistema testado, seguido de perto pelo refrigerante R1234yf e mais distante por R134a. A análise das curvas mostra que R1234yf poderia substituir R12 no sistema testado, sem apresentar uma grande queda de desempenho. Por outro lado, para o R134a substituir o R12, os parâmetros de operação e a geometria do sistema devem ser reavaliados. Para isso, o modelo matemático utilizado nesta simulação pode ser facilmente adaptado.

Todas as curvas apresentadas nos gráficos das Figuras 13 – 18 mostraram as tendências físicas esperadas para o sistema simulado. Então, o modelo matemático proposto apresenta confiabilidade para avaliar a resposta dinâmica do sistema até que este alcance o regime estacionário. Com isso, este modelo pode ser utilizado na otimização termodinâmica do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

A investigação por oportunidades de otimização termodinâmica do sistema inicia com o monitoramento da temperatura no ambiente refrigerado, τ_1 , em regime transiente, para três frações da área do evaporador, ou seja, $x_4 = 0,30; 0,50$ e $0,85$, avaliando as alterações para cada um dos três fluidos refrigerantes (R12, R134a e R1234yf)

As Figuras 19 (A) - (C) apresentam o perfil da temperatura do ambiente refrigerado, τ_1 , para três frações de área do evaporador, $x_4 = 0,30; 0,50$ e $0,85$, considerando os fluidos de trabalho como R12, R134a e R1234yf, respectivamente. Avaliando as curvas apresentadas percebe-se que há um valor intermediário da fração de área do evaporador, entre $0,30$ e $0,85$, no qual a variação de temperatura é maior, minimizando assim o tempo para alcançar a temperatura de *set-point* pré-definida, ou seja, o tempo de *pull-down*.

A otimização termodinâmica do sistema em busca da ideal alocação de área total de troca térmica entre dois trocadores de calor considerou o mínimo de *pull-down* e o COP máximo do sistema como parâmetros para avaliação. O intervalo de variação da fração de área de troca térmica do evaporador a ser otimizado é de $0,1 \leq x_4 \leq 0,9$.

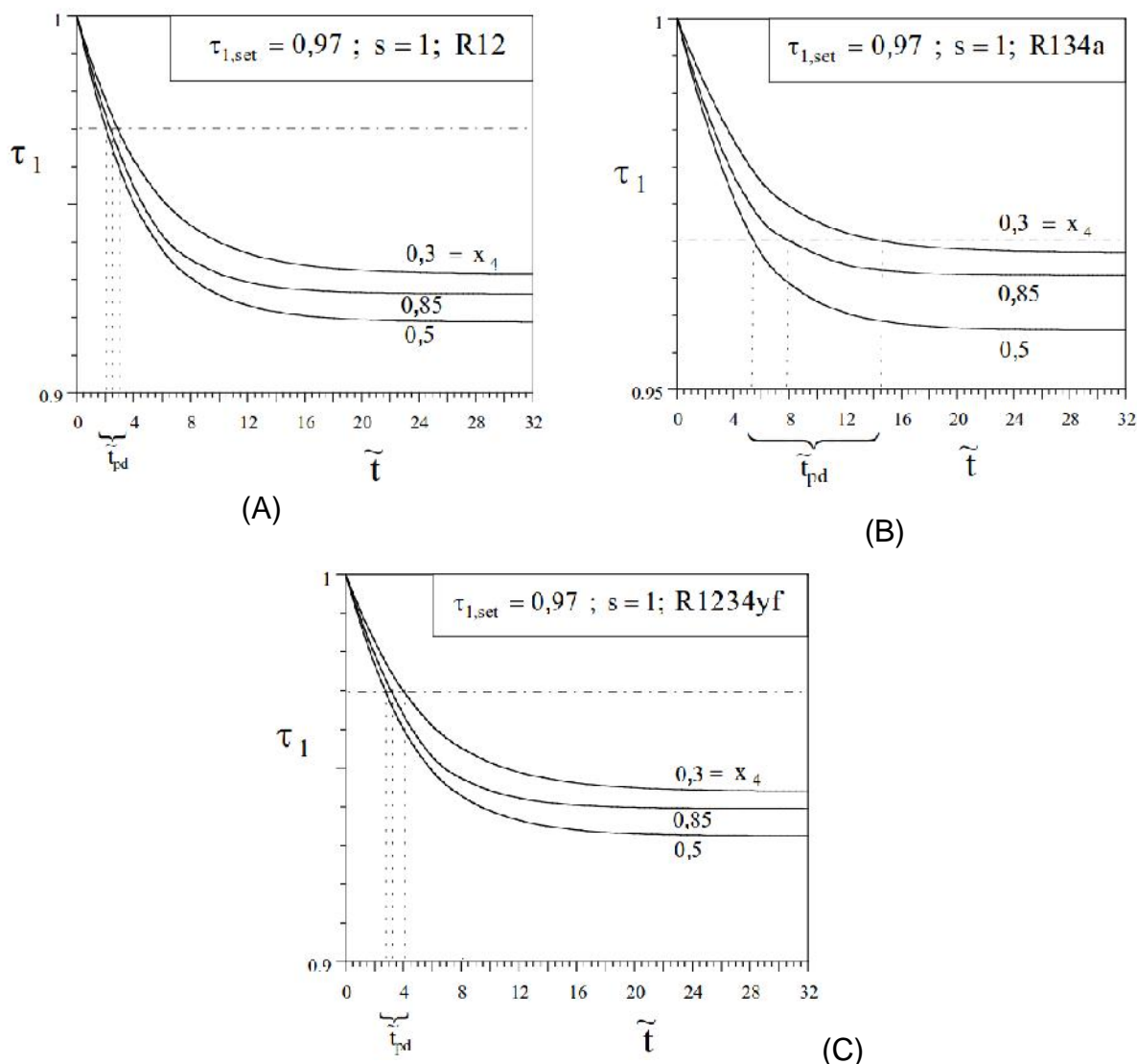


FIGURA 19 - PERFIL DA TEMPERATURA VC 1 PARA $x_4 = 0,30; 0,50$ E $0,85$ E $s = 1$, ANALISADO PARA OS FLUIDOS R12 (A), R134A (B) E R1234YF (C).

A Figuras 20 (A), (B) e (C) apresenta os resultados obtidos para a otimização do sistema de refrigeração por compressão de vapor para os três refrigerantes testados, R134a, R12 e R1234yf. Estas figuras mostram claramente que existe uma fração de área do evaporador ótima que representa na curva o menor tempo de *pull-down*, para todos os refrigerantes avaliados. Pode-se afirmar que a ótima fração de área do evaporador é próximo do valor $x_{4,opt} \cong 0,55$ para os três fluidos refrigerantes analisados. A eficiência de primeira lei (COP), quando o sistema alcança o regime estacionário, também mostra um máximo em relação à fração de área do evaporador. A Figura 20 mostra que a taxa de troca de calor no evaporador também apresenta um valor máximo, para todos os refrigerantes avaliados. O sistema mostra um acentuado mínimo de *pull-down* porque a análise de primeira lei não captura completamente as

perdas experimentadas do sistema, como a variação da alocação de área total de troca térmica do sistema.

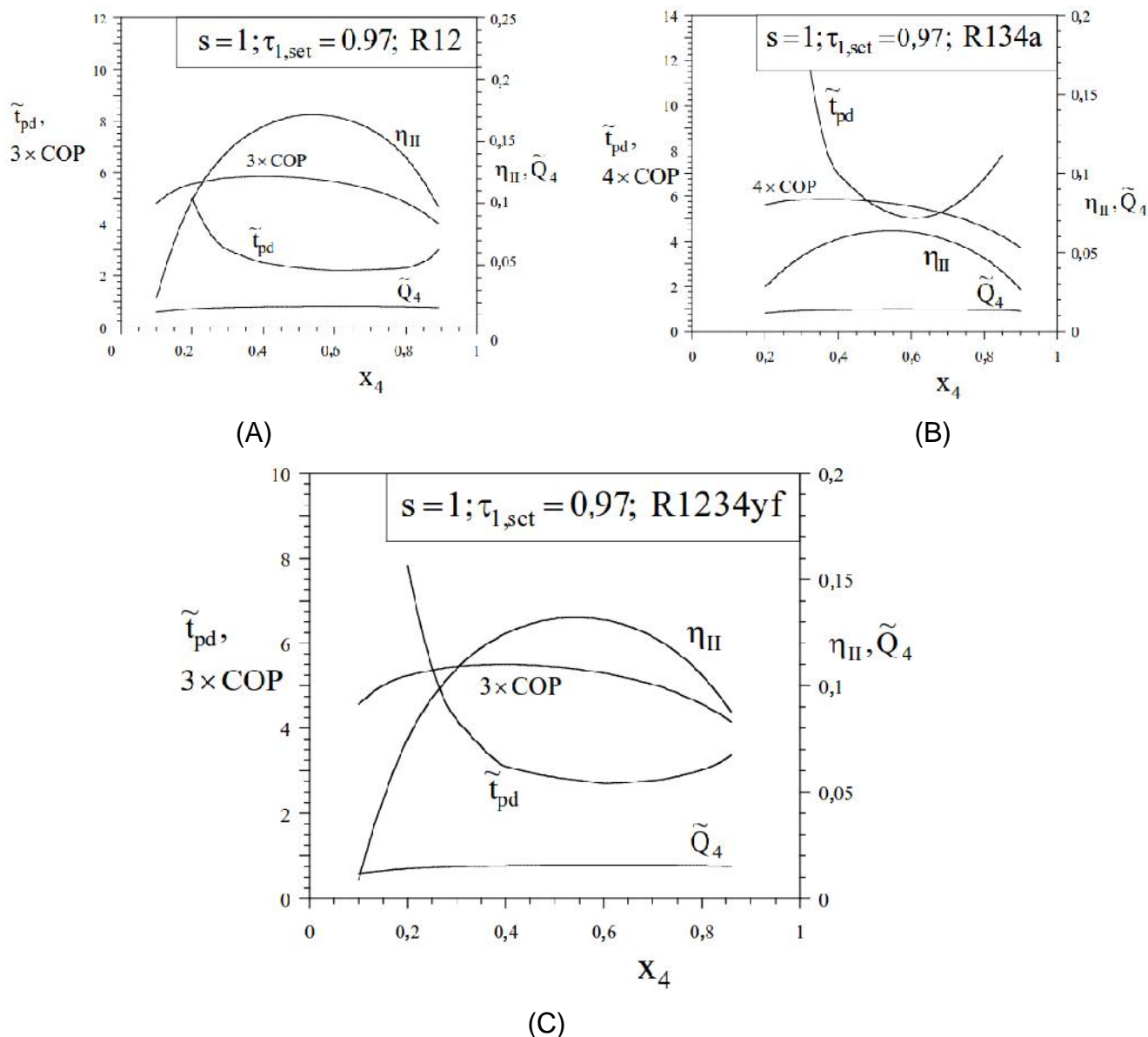


FIGURA 20 - OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR PARA OS REFRIGERANTES TESTADOS, R134A, R12 E R1234yf

Quando a área de transferência de calor é reduzida, o contato térmico entre condensador e evaporador com os reservatórios frios ou quentes diminui. Isto indica que deve haver uma divisão ótima entre as superfícies de contato para transferência de calor que garanta o máximo de troca térmica em ambos os lados do sistema. Desta forma, o sistema ficará o mais próximo possível do comportamento ideal, ou seja, do ciclo de Carnot. Assim há necessidade de avaliar o desempenho deste sistema (ou sistemas térmicos em geral) de uma forma mais concreta, que é fornecida pela análise

de exergia, utilizando a avaliação da eficiência de segunda lei, de acordo a Eq. (50). Através da maximização da eficiência de segunda lei, a taxa de resfriamento do sistema será maximizada, considerando $\tau_{1,set} = 0,97$

Os resultados da otimização estão apresentados na Figura 21 (A) – (C).

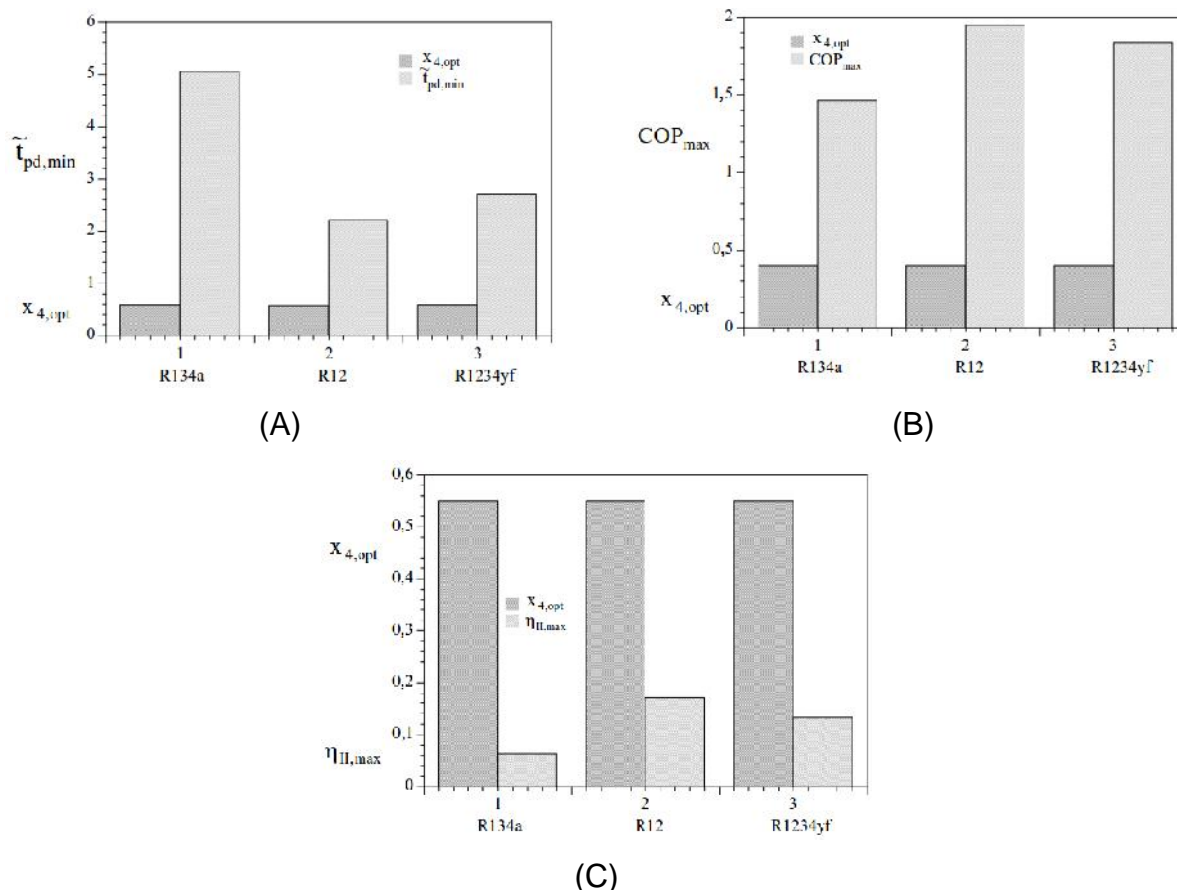


FIGURA 21 - RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO EM RELAÇÃO À FRAÇÃO DE ÁREA DE TROCA TÉRMICA DESTINADA AO EVAPORADOR

Como pode ser visto nas Figuras 21 (A) – (C), o menor tempo de *pull-down* e a eficiência de segunda lei ocorrem para os três fluidos aproximadamente na mesma fração da área de transferência de calor referente ao evaporador, $x_{4,opt} \cong 0,55$. Entretanto, o COP máximo ocorre em $x_{4,opt} \cong 0,4$ para todos os refrigerantes, fato que foi explicado fisicamente anteriormente.

Em seguida, a análise de otimização avalia o sistema para coeficientes globais de transferência de calor distintos no evaporador e no condensador, utilizando a razão $s = 0,67$; 1,00 e 2,00. As simulações foram feitas com o refrigerante R1234yf e os resultados são mostrados na Figura 22.

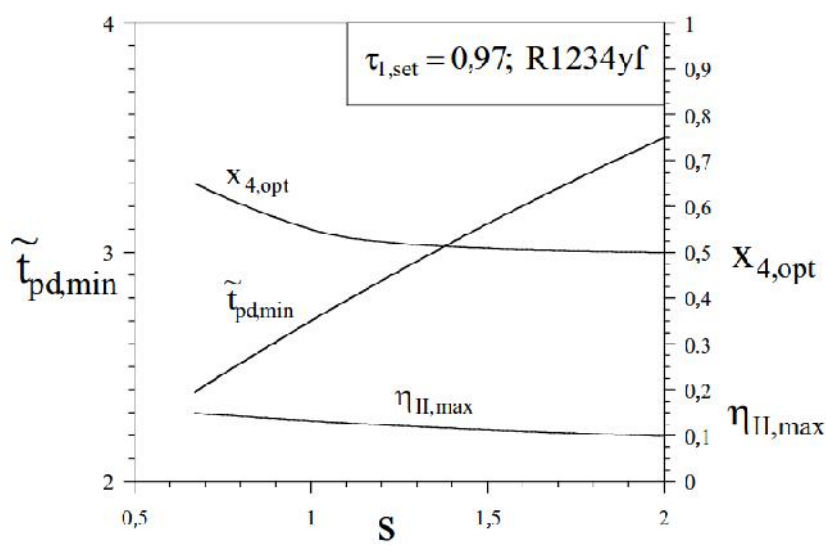
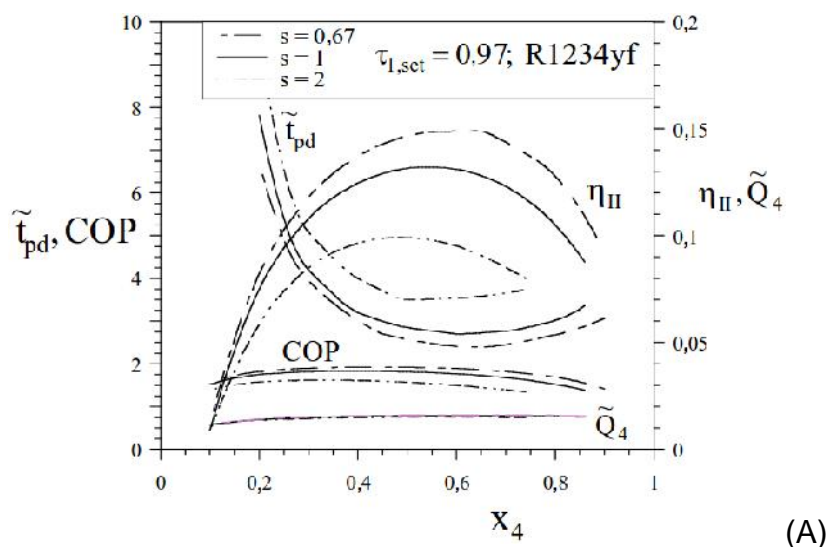


FIGURA 22 - OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA EM RELAÇÃO À VARIAÇÃO DOS COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO EVAPORADOR E DO CONDENSADOR

Esta análise verifica o comportamento do sistema em relação ao tempo de pull-down, o COP, a eficiência de segunda lei e a taxa adimensional de transferência de calor no evaporador, considerando diferentes frações de área total de troca térmica do sistema destinada ao evaporador, x_4 , para os três valores investigados. Como comentado anteriormente, há valores ótimos de $x_{4,opt}$ para minimizar o \tilde{t}_{pd} e maximizar o COP, η_{II} , e \tilde{Q}_4 . Entretanto, o $x_{4,opt}$ altera quando ocorre a variação da razão entre os coeficientes globais de transferência de calor do evaporador e do condensador. Este efeito é melhor apresentando na Figura 22 (B), que mostra a fração ideal de área destinada ao evaporador, $x_{4,opt}$, e avalia os extremos para s .

Quanto menores valores de s , maior será $x_{4,opt}$, afinal o coeficiente de transferência de calor global do evaporador é menor que o do condensador. Por outro lado, quando s aumenta acima da unidade, portanto $U_4 > U_7$, o evaporador exigirá menor área para obter o máximo COP, o que é caracterizado por $\tilde{\tau}_{pd,min}$ e $\eta_{II,max}$. Note que, com o decréscimo de s , mais área é disponibilizada ao evaporador para compensar seu baixo coeficiente de transferência de calor e mais calor é rejeitado pelo condensador, devido ao seu alto coeficiente global de transferência de calor, por isso $\tilde{\tau}_{pd,min}$ diminui e $\eta_{II,max}$ aumenta.

Em contrapartida, com o aumento de s , a transferência global de calor do evaporador aumenta e a área total de troca térmica do sistema disponibilizada para o evaporador é menor, mas ainda se mantém uma grande porção da área total. Quando $s > 1$, a rejeição de calor pelo condensador não é tão eficaz devido à sua área de transferência de calor ser insuficiente e ao seu baixo coeficiente de transferência de calor.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Nesta tese de doutorado, um modelo matemático adimensional, em regime transiente, para prever as condições de operação do sistema de refrigeração por compressão de vapor foi desenvolvido. Os resultados obtidos através do modelo adimensional são normalizados, fazendo-os válidos para qualquer configuração geométrica de características físicas e funcionais semelhantes aos do sistema modelado. Assim, espera-se que o modelo aqui desenvolvido possa ser utilizado como ferramenta eficiente para projeto, controle e otimização de refrigeradores por compressão de vapor.

5.1 CONCLUSÕES

As principais conclusões deste trabalho de doutorado são resumidas a seguir, a partir dos objetivos específicos pré-estabelecidos:

(i) O modelo matemático adimensional, em regime transiente, desenvolvido descreve qualitativamente o comportamento do sistema de refrigeração por compressão de vapor e seus principais componentes, utilizando baixo tempo computacional;

(ii) Um sistema piloto de refrigeração por compressão de vapor foi elaborado e instrumentado para aquisição de dados em dados tempo real, para diferentes condições de operação do sistema;

(iii) Os resultados de simulação do sistema de refrigeração foram confrontados com os conjuntos de dados experimentais. O primeiro conjunto foi utilizado para ajuste dos parâmetros geométricos e condições iniciais do sistema. O segundo conjunto de dados foi utilizado para validar o modelo adimensional, em regime transiente.

(iv) Os resultados normalizados da otimização termodinâmica, para os refrigerantes R12, R134a, e R1234yf, mostram que a distribuição ideal da área total de transferência de calor entre o evaporador e o condensador, representada pela fração da área total destinada ao evaporador, $x_{4,opt} \cong 0,55$, garantem ao sistema o menor

tempo de pull-down e máxima eficiência de segunda lei. No entanto o máximo COP é obtido quando $x_{4,opt} \cong 0.4$.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Deseja-se que esta Tese de doutorado sirva como inspiração para outros estudos que buscam pela redução do consumo energético dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, avaliar o impacto dos fluidos refrigerantes alternativos no desempenho dos sistemas de refrigeração, e por último, mas não menos importante, realizam análises de otimização para maximizar a eficiência de primeira e segunda lei destes sistemas. A seguir são propostas algumas sugestões para

1. Buscar correlações empíricas para o cálculo dos coeficientes de película, considerando a atuação do ventilador. Isso permitirá a realização do cálculo do coeficiente global de transferência de calor no condensador para os momentos de convecção forçada (ventilador ligado) e convecção natural (ventilador desligado).

2. Adaptar ao modelo as correlações do coeficiente global de troca térmica considerando a atuação do ventilador no condensador. Desta forma, pode-se verificar se este novo equacionamento, mais complexo, será significativamente melhor para prever qualitativamente o sistema quando comparado com o modelo matemático adimensional desenvolvido nesta Tese de doutorado.

3. Utilizar o modelo matemático adimensional desenvolvido nesta Tese de doutorado para realizar outras otimizações termodinâmicas, como o inventário de massa de fluido refrigerante, objetivando a melhor performance do sistema e a geração mínima de entropia.

REFERÊNCIAS

ABRAVA. **Trigeração / Refrigeração Solar**. 2006. Disponível em: <http://energia.ufs.br/>. Acessado em 20 de set de 2012

ARCAKLIOGLU, E; ÇAVUSOGLU, A.; ERISEN, A. "Thermodynamic analysis of refrigerant mixtures for possible replacements for CFCs by an algorithm compiling property data". **Applied Thermal Engineering**, v. 26, pp. 430 –439, 2006.

ARINI, R. G. **Análise energética e exergética de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando HC290 em substituição ao HCFC22**. Dissertação de Mestrado. Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2008

BRASIL. INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO). **Avaliação de dados de medição: Guia para expressão de incertezas de medição - GUM 2008**. Duque de Caxias: INMETRO, 2012/CICMA/SEPIN, 2012.

BRASIL. MME- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIAS. **Balço Energético Nacional 2014**: Ano base 2013. 2014.

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

CATANO J, ZHANG T, WENC JT, JENSEN MK, PELES Y. Vapor compression refrigeration cycle for electronics cooling – Part I: Dynamic modeling and experimental validation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 66:911–921, 2013.

CHEN, L.; SUN, F.; WU, C. Optimal allocation of heat-exchanger area for refrigeration and air-conditioning plants. **Applied Energy** 2004;77:339–54.

CHI, J.; DIDION, D. A simulation model of the transient performance of a heat pump. **International Journal of Refrigeration**, v. 5(3), 176–84, 1982.

DAHMANI, A.; AIDOUN, Z.; GALANIS, N. Optimum design of ejector refrigeration systems with environmentally benign fluids. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, 1562–1572, 2011.

DALKILIC, A.S.; WONGWISES, S. A performance comparison of vapour-compression refrigeration system using various alternative refrigerants. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 37, 9, 1340-1349, 2010.

DANFOSS. **Maneurop® reciprocating compressors MT/MTZ – 50 – 60 Hz – R22 – R417A – R407A/C/F – R134a – R404A/R507**. 2015. Disponível em <<http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/17/FRCC.PC.004.A7.02-MT-MTZ-Jan2015.pdf>>.

DHAR M, SOEDEL W. Transient analysis of a vapor compression refrigeration system, Part I: The mathematical model. **XV Internation Congress of Refrigeration**, Venice, Italy, 1035–48, 1979.

DINGEC H, İLERI A. Thermo-economic optimization of simple refrigerators. **Int J Energy Res** 1999;23:949–62.

DOANE, D. P.; SEWARD, L. E. **Estatística aplicada à administração e economia**. 4ª ed. 2008

DOMANSKI, P.; DIDION, D. **Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device**. National Bureau of Standards Building Science Series 155, 1983.

GOSNEY, W.B., **Principles of Refrigeration**, London, Cambridge University Press, 1982.

GRAPHPAD SOFTWARE. **GraphPad Prism® 3.0**. GraphPad, Inc., 1999.

HERMES, C. J. L. **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos**. Tese de doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

HERMES, C. J. L.; MELO, C. A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, 1341-1357, 2008

HOVSAPIAN, R.; VARGAS, J. V. C.; ORDÓÑEZ, J.C.; KROTHAPALLI, A.; PARISE, J. A. R.; BERNDSEN, J. C. Thermodynamic optimization of a solar system for cogeneration of water heating and absorption cooling. **International Journal Energy Research**, v. 32(13),1210–27, 2008.

INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. **Avaliação de dados de medição: Guia para a expressão de incerteza de medição – GUM 2008**. Duque de Caxias, RJ, 2012.

KANOGLU M. Exergy analysis of multistage cascade refrigeration cycle used for natural gas liquefaction, **International Journal of Energy Research**; v. 26(8):763-742, 2002.

KARAMANGIL, M. I.; COSKUN, S.; KAVNAKLI, O.; YAMANKARADENIZ, N. A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, 1969-1978, 2010.

KHAN JR, ZUBAIR SM. Thermodynamic optimization of finite time vapor compression refrigeration systems. **Energy Convers Manage** 2001;42(12): 1457–75.

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

LaAR - Laboratório de Ar-condicionado e Refrigeração. Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia. Departamento de Engenharia Mecânica, 2006. In: MORALES, C. **Indicadores de consumo de energia elétrica como ferramentas de**

apoio à gestão: Classificação por prioridade de atuação na Universidade de São Paulo. Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

LEDUCQ, D.; GUILPART, J.; TRYSTRAM, G. Non-linear predictive control of a vapour compression cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, Issue 5, Pages 761-772, 2006.

LEMMON, E.W., McLINDEN, M.O., HUBER, M. L. **REFPROP – Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties.** NIST Standard Database 23, version 7.0, USA, 2002.

LIU, J.; LI, Q.; WANG, F.; ZHOU, L. A new model of screw compressor for refrigeration system simulation. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, 861–870, 2012.

LLOPIS, R.; CABELLO, R.; TORRELLA, E. A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 47, 7, 926-934, 2008.

LUO, J.; CHEN, L.; SUN, F.; WU, C. Optimum allocation of heat transfer surface area for cooling load and COP optimization of a thermoelectric refrigerator. **Energy Convers Manage** 2003;44(20):3197–206.

MACARTHUR J. W. Transient heat pump behavior: a theoretical investigation. **International Journal of Refrigeration**, v. 7(2): 123–32, 1984.

MARTINHO, L. C. S. **Modelagem, simulação e otimização de refrigeradores por absorção.** Tese de doutorado. Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

McCULLOCH, A.; MIDGLEY, P. M.; LINDLEY, A. A. Recent changes in the production and global atmospheric emissions of chlorodifluoromethane (HCFC-22). **Atmospheric Environment**, v. 40, 936-942, 2006.

McKINLEY, T. L.; ALLEYNE, A. G. An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, 1253–1264, 2008.

MICROSOFT DEVELOPER STUDIO. **Microsoft Fortran PowerStation® 4.0.** Microsoft Corporation, 1995.

MILLS. **US Power Supply Will Be Impacted By Water Shortages.** 20---. Disponível em: <http://aheadoftheherd.com/Newsletter/2012/US-Power-Supply-Will-Be-Impacted-By-Water-Shortages.htm> . Acessado em 20 de set de 2012

MINKOWYCZ, W. J.; SPARROW, E. M.; SCHNEIDER, G. E., PLETCHER, R. H. **Handbook of numerical heat transfer.** 2nd ed. New York: Wiley,2006. Cap. 17.

NAVARRO-ESBRÍ, J.; GINESTAR, D.; BELMAN, J. M.; MILIÁN, V.; VERDÚ, G. Application of a lumped model for predicting energy performance of a variable-speed vapour compression system. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, 286–294, 2010.

NEGRÃO, C. O. R.; ERTHAL, R. H.; ANDRADE, D. E.V.; SILVA, L. W. A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, Issues 6–7, Pages 1114-1124, 2011.

ORDÓÑEZ, J. C.; BEJAN, A. Minimum power requirement for environmental control of aircraft. **Energy**, v. 28(12),1183–202, 2003.

ORDÓÑEZ, J. C.; VARGAS, J. V. C.; BEJAN, A. Combined power and refrigeration from a hot stream. **International Journal of Thermodynamic**, v. 2(2), 49–57, 1999.

PARISE, J. A. R. Medidas para a redução da carga de refrigerante em sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar. In: LAGE, E. M.; AMORIM, F.; ZANETTE, T. **Uso de fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado: artigos técnicos**. Ministério do Meio Ambiente – MMA. Brasília, 2011.

POTTKER, G.; MELO, C., A Study on the Relationship Between Compressor Speed and Expansion Valve Opening in Refrigeration Systems, Conf. on Compressors and their Systems, London, UK, Paper C658, 2007. In: SCHURT, L. C.; HERMES, C. J.L.; TROFINO NETO, A. A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, Issue 7, Pages 1672-1682, 2009

QURESHI, B. A.; ZUBAIR, S. M. Predicting the impact of heat exchanger fouling in refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 44, 116 e 124, 2014.

RADCENCO, V.; VARGAS, J. V. C.; BEJAN, A.; LIM, J. S. Two design aspects of defrosting refrigerators. **International Journal of Refrigeration**, v. 8(2),76–86, 1995.

RAJENDRAN, H; PATE M. A computer model of the start-up transients in a vapor compression refrigeration system. In: **Preprints of the Internation Inst Refrig Meeting**, Purdue University, West Lafayette, IN, USA,129–40, 1986.

RASMUSSEN, B. P.; ALLEYNE, A. G. Control-Oriented Modeling of Transcritical Vapor Compression Systems. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v. 126, 2004.

SALVADOR, F. **Projeto de um sistema de refrigeração industrial com ‘set point’ variável**. Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 1999.

SANAYE, S; MALEKMOHAMMADI, H. R. Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 24(13),1807–25, 2004.

SARBU, I. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 46, 123 e141, 2014.

SCHURT, L. C.; HERMES, C. J.L.; TROFINO NETO, A. A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, 7, 1672-1682, 2009.

SCHURT, L. C.; HERMES, C.J.L.; TROFINO NETO, A. Assessment of the controlling envelope of a model-based multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, 1538-1546, 2010.

SEBORG, D.; EDGAR, T.; MELLICHAMP, D. **Process Dynamics and Control**. 2 ed. New York, John Wiley & Sons, 2004.

SHIBA, T.; BEJAN, A. Thermodynamic optimization of geometric structure in the counterflow heat exchanger for an environmental control system. **Energy**, v. 26(5), 493–512, 2001.

SHUAIHUI SUN; YUANYANG ZHAO; LIANSHENG LI; PENGCHENG SHU. Simulation research on scroll refrigeration compressor with external cooling. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, 5, 897-906, 2010.

SIERES, J; VARAS, F.; MARTÍNES-SUÁREZ, J. A. A hybrid formulation for fast explicit calculation of thermodynamic properties of refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, 1021-1034, 2012.

SILVA, G. L. M. **Transferência de calor em componentes de um compressor de refrigeração doméstica durante transientes térmicos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

TRACY, T; ORDOÑEZ, J. C.; VARGAS, J. V. C. First and second law thermodynamic analysis of a domestic scale trigeneration system. **ASME 2007 Energy Sustainability Conference**.

TURKAKAR, G.; OKUTUCU- OZYURT, T. Entropy generation analysis and dimensional optimization of an evaporator for use in a microscale refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 56,140-153, 2015

VALOR ECONÔMICO. **Eficiência faz gasto de energia cair 50%**. 2014.Disponível em: < <http://www1.valor.com.br/empresas/3759276/eficiencia-faz-gasto-de-energia-cair-50>>. Acessado em: 09 de dezembro de 2014.

VARGAS, J. V.C.; PARISE, J. A. R. Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. **International journal of refrigeration**, v. 18.4, 235-243, 1995.

VARGAS, J.V.C; ORDOÑEZ, J. C.; BEJAN, A. Power extraction from a hot stream in the presence of phase change. **International Journal Heat Mass Transfer**, v. 43(2),191–201, 2000

VARGAS, J. V. C; ORDOÑEZ, J. C.; DILAY, E.; PARISE, J. A. R. Modeling, simulation and optimization of a solar collector driven water heating and absorption cooling plant. **Solar Energy**, v. 83(8),1232–44, 2009.

VARGAS, J.V.C; SOKOLOV, M.; BEJAN, A. Thermodynamic optimization of solar-driven refrigerators. **Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of The ASME**, v. 118(2), 130-5, 1996.

WALTRICH, M.; HERMES, C. J. L.; GONÇALVES, J. M.; MELO, C. A first-principles simulation model for the thermo-hydraulic performance of fan supplied tube-fin heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**. v. 30, 2011-2018, 2010

WANG, F.Q.; MAIDMENT; G.G.; MISSENDEN, J.F.; TOZER, R.M. A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, 5, 887-903, 2007.

WANG, X.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Investigation of potential benefits of compressor cooling. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, Issues 14–15, Pages 1791-1797, 2008.

WILCOX, M. H. **Energy Efficiency in Fruit Storage Warehouses**. Tree Fruit Post Harvest Conference, Wenatchee, WA, 2001.

YANG, L.; LI, Z. Y.; SHAO, L. L.; ZHANG, C. L. Model-based dimensionless neural networks for fin-and-tube condenser performance evaluation. **International Journal of Refrigeration**, v. 48, 1-9, 2014.

YANG, M. H.; YEH, R. H. Performance and exergy destruction analyses of optimal subcooling for vapor-compression refrigeration systems. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 87, 1–10, 2015.

ANEXO 1 - Informações gerais do *chiller*, segundo fabricante MTA

TAE-TWE

Technical specification

1 Cover

This is made from carbon steel panels (from model 015 up) which have been galvanised, phosphated-degreased and polyester powder painted, suitable for outdoor installations, as standard.

2 Refrigeration compressor

This hermetic compressor is chilled by the inlet cooling fluid and protected by a thermal and current circuit breaker. The compressor is mounted on vibration damping rubber supports and features a very low noise level. Models from 402 to 602 are fitted with 2 cooling circuits and multiple compressors.

3 Air-cooled condenser (TAE)

This comprises one or more finned coils with copper tubes and aluminium fins and one or more electric fans. Both the condenser and the electric fan are generously sized in order to work at higher ambient temperatures.

Water-cooled condenser (TWE)

This comprises a trombone exchanger with copper tubes and a carbon steel shell. The pressure valve adjusting the flow of water is only mounted on request.

Water / cooling fluid heat exchanger

This features a finned coil matrix with copper tubes and aluminium fins. The water flows in contact with the finned surface at very low speeds and with extremely low pressure drops. The coil is fitted inside a tank.

4 Storage tank

This is made from stainless steel for models M05 and M10 and can only be connected to atmospheric pressure hydraulic circuits. From model 015 up, it is made from carbon steel and can be connected to closed hydraulic circuits as it has been designed to withstand pressures of up to 6 bar. It can also be made from stainless steel on request.

5 Cooling circuit

As well as the previously described components, the other parts of the cooling circuit are:

- capillary tube from M05 to M10.
- thermostatic valve from model 015 up.
- flow indicator from model 015 up.
- dehydrator mechanical filter.
- high and low pressure switches and fan from model 015 up.
- high and low pressure gauges from model 031 up.

6 Water circuit

The water circuit comprises a storage tank containing the previously described heat exchanger and the circulation pump. All the parts of the P0, P1 and P15 circulation pumps fitted on models from 015 to 301 that come into contact with the water are made from stainless steel. A by-pass ensures the machine also works well at low water flows.

7 Control and management

The "stage3" microprocessor control unit offers the following functions:

- Thermostat control of outlet water from the storage tank.
- Measurement and display of the temperature of the outlet water from

the evaporator and the chiller.

- 50% and 100% capacity steps (models 201, 251, 301, 402, 502, 602);
- Display of 16 alarm messages, including:
 - High condensation pressure alarm.
 - Low evaporator pressure alarm.
 - Anti-freeze alarm on outlet water from the evaporator.
 - Alarm for faults in the compressor, fans and pump, if fitted.
 - Low tank water level alarm.
 - High water temperature alarm.
- A free contact is available for a remote general alarm indicator.
- An inspection kit for one or more machines (up to 16), via the serial port of a computer, is also available.



ANEXO 2 – Parâmetros geométricos do *chiller*, segundo fabricante MTA

Models		TAE/TWE	031
R407c	TAE	cooling capacity @ 15°C (1) kW	13.2
		cooling capacity @ 7°C (2) kW	9.9
		absorbed power @ 15°C (5) kW	3.2
	TWE	cooling capacity @ 15°C (3) kW	13.9
		cooling capacity @ 7°C (4) kW	10.8
		absorbed power @ 15°C (6) kW	2.8
R22	TAE	cooling capacity @ 15°C (1) kW	13.6
		cooling capacity @ 7°C (2) kW	10.2
		absorbed power @ 15°C (5) kW	3.3
	TWE	cooling capacity @ 15°C (3) kW	14.3
		cooling capacity @ 7°C (4) kW	11.2
		absorbed power @ 15°C (6) kW	2.8
COMPRESSOR		installed power (6) kW	4.6
ELECTRIC SUPPLY		V/F-Hz	
TANK CAPACITY		liters	110
P0 PUMP	water flow (7)	m ³ /h	1,72/6,0
	available pressure	bar	3,0/1,5
	nominal power	kW	0,75
P1 PUMP	water flow (7)	m ³ /h	1,74,5
	available pressure	bar	5,0/3,5
	nominal power	kW	1,1
P16 PUMP	water flow (7)	m ³ /h	1,75,0
	available pressure	bar	1,4/0,78
	nominal power	kW	0,9
AXIAL FANS TAE	number	no.	1
	total nominal power (8)	kW	0,45/0,34
	air flow (8)	m ³ /h	590/5100
	noise level (9)	dB(A)	47/43
CENTRIFUGAL FANS TAE	number	no.	1
	total nominal power (8)	kW	1,1
	air flow (8)	m ³ /h	590/5100
	available pressure (8)	Pa	128/236
	noise level (10)	dB(A)	57/53
TWE WATER CONDENSER	nominal water flow (11)	m ³ /h	1
	water connections	BSP	1 1/4" F
DIMENSIONS	width	mm.	743
	depth	mm.	1090
	height	mm.	1350
WEIGHT	(12) kg.		190
WATER CONNECTIONS		BSP	1"

CAPACITY CORRECTION FACTORS (indicative values); REFRIGERATING CAPACITY OR HEAT = nominal value x CF1 x CF2 x CF3 x CF4

water outlet temperature	°C	-5	0	5	7	10
TAE/TWE	Cf1	0.63	0.77	0.93	1	1.1

AMBIENT TEMPERATURE (air)	TAE	°C	20	25	30	32	35	40
	Cf2		1.12	1.07	1.02	1	0.97	0.91

WATER INLET TEMPERATURE (with nominal water flow)	TWE	°C	20	25	30	35	40
	Cf2		1	0.95	0.9	0.85	0.81

SOUND PRESSURE LEVEL AT THE DISTANCE L = dB (A) 10 m + D

ethylene glycol (14)	% weight	0	10	20	30	40	50
	Cf3	1	0.99	0.98	0.97	0.96	0.94

fans speed	N. S.	L. S.
Cf4	1	0.96

Distance L	1	3	5	10
D	15	9	5	0

Notes:

- (1) Water outlet temp. = 15°C; water DELTA T = 5°C; ambient temperature = 25°C.
- (2) Water outlet temp. = 7°C; water DELTA T = 5°C; ambient temperature = 32°C.
- (3) Water outlet temp. = 15°C; water DELTA T = 5°C; Water inlet temp. = 20°C.
- (4) Water outlet temp. = 7°C; water DELTA T = 5°C; Water inlet temp. = 20°C.
- (5) Absorbed power by the refrigerating compressor.
- (6) Power measured at maximum working pressure conditions.
- (7) 1st number = nominal water flow (ΔT = 5°C); 2nd number = max. water flow. Pressure available to process.

(8) 1st number = normal speed values; 2nd number = low speed values.

(9) Sound pressure level in free field at a L=10m distance from the unit at condenser side and at 1.2m from the ground.

(10) Sound pressure level in free field at a L=10m distance from the unit at condenser side; the values refers to the available pressure indicated.

(11) With water inlet temperature = 20°C; condensing temperature = 35°C.

(12) Weight refers to the TAE models with axial fans.

(13) 015 and 020 models are available with 230V/1Ph/50 Hz electric supply (M15 and M20 versions).

(14) Adjusted water flow by the percentage of glycol to have a DELTA of 5°C.

The data in this brochure are not binding. With a view to continuous product improvement, MTA reserves the right to make changes without prior notice. For further information, request to Sale Office. Reproduction in whole or in part is forbidden.



Head Office & Factory
M.T.A. s.r.l.

Via dell'Artigianato, 2 - Z.I.
35026 CONSELVE (PD) ITALY
Tel. +39 (0)49 9597211 Fax +39 (0)49 9500580
www.mta-it.com

DISTRIBUTOR

ANEXO 3 – Informações o compressor modelo MTZ, segundo Danfoss.

ENGINEERING
TOMORROW

Danfoss

Product Information – Commercial Compressors

MT / MTZ Reciprocating Compressor Oil Crossover

To: Danfoss Customers in North America

With the phase-out of R-22 well underway, many in our industry are considering HFC refrigerant alternatives for both new ACR applications, and as retrofit service fluids for existing R-22 installations. This has raised a number of questions for our customers regarding the use of different lubricants with our MT / MTZ series compressors.

Since 2009, our MT / MTZ compressor platforms have shared the same mechanical components. The primary physical difference between the MT and MTZ compressor lines is the lubricant. MT compressors are rated for R-22 and use Danfoss 160P Mineral Oil. MTZ compressors are rated for R-134a, R-404A, R-407A, R-407C, R-407F, & R-507A, and contain Danfoss 160PZ POE.

Although Danfoss recommends installing the correct compressor for the corresponding refrigerants; based on immediate needs and compressor availability it is possible to change the oil type for each compressor. As these compressor platforms share the same mechanical components, replacing the mineral oil in an MT compressor with Danfoss 160PZ POE would make it functionally equivalent to a comparable MTZ compressor (e.g. MT64-4VI vs. MTZ64-4VI). Similarly, replacing the POE in an MTZ compressor with Danfoss 160P Mineral Oil would make it functionally equivalent to a comparable MT compressor (e.g. MTZ32-4VI vs. MT32-4VI).

Customers should read the compressor datasheet to determine the quantity of oil in the compressor. The compressor should be drained to ensure there is less than 5% residual of the original oil type. Add the appropriate amount of compressor oil based on the datasheet and how much oil was removed. Ensure that the replacement oil used is from new and unused containers to ensure the oil has been dehydrated appropriately from the oil manufacturer.

If an equipment manufacturer is replacing the oil from one compressor type to another, it is their responsibility to ensure proper agency approvals are achieved based on the agencies requirements for nameplate identification and compressor information. The equipment manufacturer might have to create a new nameplate with updated information for compliance.

The logo consists of the tagline "ENGINEERING TOMORROW" in a white, sans-serif, all-caps font, positioned to the left of the Danfoss script logo.The Danfoss logo is the word "Danfoss" written in a white, elegant, cursive script font, set against a dark red rectangular background.

Danfoss wishes to address concerns raised by our customers regarding their compressor warranties. As our warranties protect our customers from manufacturing and design defects, refrigerant and lubricant changes conducted in the manner described above, will not void our warranties. However, responsibility for system considerations falls to the end user. This includes, but is not limited to, proper labeling of the compressor / system refrigerant and oil, system cleanliness and oil purity, and analyzing piping, oil miscibility / circulation rates, and other system factors to ensure proper oil return.

Please contact Danfoss Tech Support at (410) 931-8250 or USTechSupport@Danfoss.com if you have questions regarding this matter.