



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA E DE MATERIAIS

DIOGO ELIAS DA VINHA ANDRADE

**MODELO PARA PREDIÇÃO DE RESULTADOS DE ENSAIOS
DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO EM TEMPO REAL**

DISSERTAÇÃO

CURITIBA
DEZEMBRO – 2011

DIOGO ELIAS DA VINHA ANDRADE

**MODELO PARA PREDIÇÃO DE RESULTADOS DE ENSAIOS
DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO EM TEMPO REAL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais (PPGEM) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), campus Curitiba.
Área de Concentração: Engenharia Térmica.

Orientador: Prof. Cezar O. R. Negrão, PhD.

Co-orientadora: Prof.^a Lúcia V. R. Arruda, Dra.

CURITIBA

DEZEMBRO – 2011

TERMO DE APROVAÇÃO

DIOGO ELIAS DA VINHA ANDRADE

MODELO PARA PREDIÇÃO DE RESULTADOS DE ENSAIOS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO EM TEMPO REAL

Esta dissertação foi julgada para obtenção do título de mestre em engenharia, área de concentração em engenharia de ciências térmicas, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais.

Prof. Giuseppe Pintaúde, Dr.
Coordenador do Programa

Banca Examinadora

Prof. Cezar O. R. Negrão, PhD.
PPGEM/UTFPR

Prof. Christian J. L. Hermes, Dr.
PGMEC/UFPR

Eng. Guilherme B. Ribeiro, MSc.
Whirlpool/EMBRACO

Prof. Admilson T. Franco, Dr.
PPGEM/UTFPR

Curitiba, 16 de dezembro de 2011

Aos meus pais, os grandes pilares da minha vida, pelo apoio irrestrito em todas as etapas desta jornada.

AGRADECIMENTOS

Em um âmbito global, este é apenas mais um pequeno passo no infinito caminho da evolução. Porém, todo grande objetivo só é atingido quando começamos a concluir com êxito as pequenas metas do percurso, aprendendo com as nossas limitações e fortalecendo os nossos potenciais. Portanto, obter o grau de mestre em engenharia mecânica, em uma das mais conceituadas universidades do país, a Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), é um fato que merece importância e comemoração.

Da mesma forma que aqui se conclui o mais novo passo da jornada, esforços anteriores foram necessários para se chegar a este ponto da caminhada. Imaginar que uma dissertação de mestrado possa ser restringida apenas a dois anos de estudo e dedicação, diminui o mérito e, conseqüentemente, a importância de muitas pessoas que têm enorme parcela de contribuição em etapas anteriores a esta conquista. Sou eternamente grato a esses – que com certeza sabem quem são – que, de alguma forma, auxiliaram-me e fizeram parte da minha vida.

Devo especiais agradecimentos:

A Deus e ao plano superior, pela oportunidade de desenvolvimento moral e intelectual, e pelo constante e ininterrupto auxílio nessa primeira fase de minha vida.

Aos meus pais, Juscélio e Tânia, meus primeiros e mais importantes mestres, pela dedicação incondicional, pelo incentivo e apoio nos momentos desafiadores e compartilhamento de muitas alegrias no decorrer dos anos. Muito obrigado.

Aos meus irmãos: Aline, Alcione, Otávio e Elisa, companheiros de jornada, que me auxiliaram, muitas vezes sem saberem, a tomar as decisões e direções que me trouxeram até aqui. Espero que eu tenha o merecimento de ainda poder contar com vocês durante longa parte do caminho. Sem vocês, este trabalho não teria o mesmo sentido.

Ao professor e amigo, Cezar Negrão, pela grande competência na coordenação do projeto e, principalmente, pelo compartilhamento de experiências pessoais e profissionais durante os cinco anos de convívio. Grande parte do conhecimento adquirido é resultado de conversas e discussões de fundamental importância para toda minha vida.

Agradeço, por fim, à UTFPR, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais (PPGEM) e ao Laboratório de Ciências Térmicas (LACIT), pela disponibilização do espaço físico, de material humano e suporte computacional para o desenvolvimento do projeto. Ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica e Informática Industrial (CPGEI) desta universidade que, na figura da professora Valéria Arruda, contribuiu para a realização do projeto. Ao povo brasileiro que, através da CAPES, órgão do governo federal, financiou parte da minha bolsa durante esse trabalho. Ao Laboratório de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica (POLO) da UFSC pela realização dos ensaios experimentais. E à Empresa Brasileira de Compressores (EMBRACO), pelo compartilhamento de informações e pelo apoio financeiro.

Diogo E. V. Andrade

Dezembro de 2011

“É através dos nossos atos que nos manifestamos. É aquilo que fazemos que reflete quem e o que realmente somos. Cada um de nossos atos representa uma afirmação acerca de nossos propósitos. A imortalidade, qualquer que seja ela, é assegurada por uma contínua participação no processo produtivo. Por nossa causa, as coisas tornaram-se mais do que eram. Alguma coisa passou a ter significado porque nós existimos.”

Felice Leonardo Buscaglia

ANDRADE, Diogo Elias da Vinha, **Modelo para Predição de Ensaio de Sistemas de Refrigeração em Tempo Real**, 2011, Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 163 p.

RESUMO

Atualmente, a análise de desempenho de sistemas de refrigeração domésticos é realizada através de ensaios experimentais normalizados. Durante esses experimentos, diversas variáveis como pressões de trabalho, temperaturas em diversos pontos do sistema, corrente elétrica e potência consumida, são monitoradas. Porém, em muitos casos são necessárias mais de 24 horas para execução de um teste experimental (e.g., teste abaixamento de temperatura). Tendo em vista o tempo despendido nestes testes, propõe-se no presente trabalho um modelo matemático semi-empírico capaz de prever o comportamento das variáveis do sistema testado e, com isso, antecipar o final do ensaio. O modelo, desenvolvido através das leis de conservação da massa e da energia, apresenta parâmetros que são ajustados a partir de informações experimentais obtidas durante a execução do próprio teste. Após a inicialização do ensaio, a cada período de tempo pré-determinado, os dados medidos são utilizados para determinar os parâmetros empíricos do modelo. Obtidas as constantes, simula-se o comportamento das principais variáveis do sistema de refrigeração até a condição de regime permanente. Com isso, o teste experimental pode ser finalizado com antecedência. O modelo desenvolvido é capaz de prever com boa precisão, a partir de duas horas de teste, a variação da vazão mássica e da pressão de sucção (com diferenças da ordem de 10% em regime permanente quando comparadas às variáveis experimentais), da pressão de condensação (com diferença da ordem de 5%) e da temperatura da parede do condensador (diferença da ordem de 2°C).

Palavras-chave: Sistema de refrigeração doméstico, ensaios experimentais, modelo preditivo.

ANDRADE, Diogo Elias da Vinha, **A Mathematical Model to Predict Test Results of Household Refrigerators**, 2011, MSc Thesis – Postgraduate Program in Mechanical and Materials Engineering, Federal University of Technology – Paraná, Curitiba, 163 p.

ABSTRACT

The performance of household refrigeration systems are usually evaluated through experimental tests carried at in temperature and humidity controlled chambers. During the tests, the discharge and suction pressures, the temperature in several system positions, and the compressor power are measured. These tests are expensive and time-demanding, e.g., a single pull-down test can take more than 24 hours to be performed. Although the mathematical models have been proposed for decades as an alternative to the experiments, they are not sufficiently reliable to substitute completely the tests. Therefore, the current work proposes a semi-empirical mathematical model to predict the system performance with the purpose of reducing the test time instead of replacing it. The model is based on the mass and energy conservation equations in which the constant parameters, such as conductance and capacitances, are calibrated from previous measured values of temperature and pressure. As soon as the parameters are obtained, a simulation is performed to forecast future values of temperature, pressure and compressor power and therefore, to anticipate the end of the test. Calibrations and simulations can be continuously performed as the test evolves. Preliminary results show that steady-state values of discharge and suction pressures can be predicted within error bands of 5 and 10%, respectively, after only two hours of a pull-down test being performed.

Keywords: Domestic refrigeration system, experimental test, predictive transient model.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	21
1.1. Contexto	21
1.2. Caracterização do Problema	22
1.2.1. Sistema de Refrigeração	22
1.2.2. Ensaios Experimentais	25
1.3. Objetivos e Justificativas	27
1.3.1. Objetivos Específicos	28
1.4. Estrutura do Trabalho	29
2. REVISÃO DA LITERATURA	31
2.1. Síntese do Capítulo	38
3. ENSAIOS DE REFERÊNCIA	39
3.1. Teste de Abaixamento de temperatura	43
3.2. Síntese do Capítulo	54
4. MODELAGEM MATEMÁTICA	55
4.1. Compressor	58
4.1.1. Vazão Mássica	59
4.1.2. Potência Elétrica	61
4.1.3. Temperatura da Carcaça	62
4.1.4. Temperatura de Descarga	63
4.2. Trocadores de Calor	63
4.2.1. Temperatura	65
4.2.2. Pressão	67
4.3. Dispositivo de expansão e Trocador de calor TC – LS	67
4.3.1. Vazão Mássica do Tubo Capilar	68
4.3.2. Condição do Fluido na Entrada do Evaporador	69
4.4. Gabinete Refrigerado	70
4.4.1. Temperatura do Ar no Interior do Gabinete	71
4.5. Síntese dos Modelos	72
5. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO	73
5.1. Calibração das Constantes do Modelo	73
5.2. Algoritmo de Cálculo das Variáveis	76
6. RESULTADOS	80

6.1.	Verificação	80
6.1.1.	Modelo do Compressor	81
6.1.2.	Modelo do Condensador	91
6.1.3.	Modelo do Evaporador e do Trocador de Calor TC-LS	93
6.1.4.	Modelo do Gabinete	101
6.2.	Predição do Teste de Abaixamento de Temperatura	104
6.2.1.	Resultados do Modelo completo	106
6.2.2.	Resultados do Modelo completo utilizando a pressão de sucção medida	114
6.3.	Síntese do Capítulo	120
7.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	121
7.1.	Conclusões	121
7.2.	Sugestões para Trabalhos Futuros	122
	REFERÊNCIAS	123
	APÊNDICE A – Características do Sistema Testado	130
	APÊNDICE B – Aparato Experimental	132
	APÊNDICE C – Testes Experimentais	133
	APÊNDICE D – Resultados Calorímetro: EG75HLR	137
	APÊNDICE E – Resultados do Modelo Computacional	138
	APÊNDICE F – Artigo Científico Publicado	152

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1.	Distribuição do consumo de energia elétrica em uma residência no Brasil.	21
Figura 1.2.	Esquema de um refrigerador doméstico convencional.	24
Figura 1.3.	Representação do ciclo de refrigeração em um diagrama $P-h$.	24
Figura 1.4.	Variação da potência elétrica consumida durante um teste de abaixamento de temperatura. O sistema testado está apresentado no Apêndice A e a temperatura ambiente do teste é de 32°C.	26
Figura 1.5.	Representação da variação da temperatura da superfície externa do condensador durante um teste de abaixamento de temperatura.	29
Figura 3.1.	Sistema utilizado durante o desenvolvimento do modelo.	39
Figura 3.2.	Esquema de posicionamento dos sensores no sistema de refrigeração.	40
Figura 3.3.	Esquema de posicionamento dos termopares no gabinete refrigerado.	41
Figura 3.4.	Posicionamento dos termopares na carcaça do compressor.	41
Figura 3.5.	Fixação dos termopares na superfície externa da parede do condensador.	42
Figura 3.6.	Fixação dos termopares na parede do evaporador.	42
Figura 3.7.	Posicionamento dos termopares para medição da temperatura do ar no interior do gabinete refrigerado.	42
Figura 3.8.	Variação da pressão de sucção durante o teste de abaixamento de temperatura.	44
Figura 3.9.	Variação da pressão de descarga durante o teste de abaixamento de temperatura.	45
Figura 3.10.	Variação da vazão mássica durante o teste de abaixamento de temperatura.	46
Figura 3.11.	Variação da potência elétrica durante o teste de abaixamento de temperatura.	47
Figura 3.12.	Variação das temperaturas medidas no fundo, T_1 , no meio, T_2 , e no topo, T_3 , da carcaça do compressor durante o teste de abaixamento de temperatura.	48
Figura 3.13.	Variação das temperaturas medidas durante o teste de abaixamento de temperatura: na linha de sucção, T_{33} , no meio da carcaça do compressor, T_2 , na linha de descarga, T_4 e da temperatura de condensação (T_c , obtida a partir da pressão de descarga).	49
Figura 3.14.	Variação das temperaturas medidas na superfície externa do condensador durante o teste de abaixamento de temperatura: entrada do 1° tubo, T_5 , meio do 1° tubo, T_6 , final do 1° tubo, T_7 , meio do componente, T_{12} e da temperatura de condensação (T_c , obtida a partir da pressão de descarga).	49
Figura 3.15.	Variação das temperaturas medidas na entrada do 1° tubo do condensador, T_5 , no meio do componente, T_{12} , na saída do condensador, T_{19} , e da temperatura de condensação (T_c , obtida a partir da pressão de descarga) durante o teste de abaixamento de temperatura.	50
Figura 3.16.	Variação das temperaturas medidas na superfície externa do evaporador durante o teste de abaixamento de temperatura: entrada, T_{20} , meio, T_{21} , a 3/4 da saída, T_{22} , e na saída do componente, T_{25} .	51
Figura 3.17.	Variação das temperaturas medidas do ar no topo do gabinete, T_{34} , no meio do componente, T_{36} , e no fundo do gabinete, T_{39} , durante o teste de abaixamento de temperatura.	52
Figura 3.18.	Variação das temperaturas medidas na entrada do evaporador, T_{20} , no meio do componente, T_{21} , do ar no interior do gabinete, T_{gb} , e da temperatura de evaporação (T_e , obtida a partir da pressão de sucção) durante o teste de abaixamento de temperatura.	53

Figura 3.19. Variação das temperaturas medidas na superfície externa da linha de sucção: na entrada do trocador de calor TC-LS (T_{30}) e na saída do trocador (T_{32}) durante o teste de abaixamento de temperatura.	53
Figura 4.1. Volume de controle utilizado no balanço de energia em um componente genérico do sistema de refrigeração.	55
Figura 4.2. Variáveis a serem determinadas pelo modelo do compressor.	58
Figura 4.3. Volume de controle utilizado no balanço de energia no compressor.	62
Figura 4.4. Volumes de controle utilizados nos balanços de energia nos trocadores de calor.	64
Figura 4.5. Volumes de controle utilizados no balanço de energia no trocador de calor – TCLS.	68
Figura 4.6. Volume de controle utilizado no balanço de energia no gabinete refrigerado.	71
Figura 5.1. Esquema: relação entre os dados de entrada e de saída dos modelos dos componentes.	77
Figura 5.2. Fluxograma de cálculo da variação das propriedades do sistema com o tempo.	79
Figura 6.1. Comparação entre os resultados calculados de temperatura da carcaça do compressor utilizando seis passos de tempo distintos.	84
Figura 6.2. Variação da temperatura da carcaça experimental e calculada com o tempo. Constantes calibradas com uma hora de teste para verificação do modelo do compressor.	85
Figura 6.3. Variação da temperatura da carcaça experimental e calculada com o tempo. Constantes calibradas com duas horas de teste para verificação do modelo do compressor.	86
Figura 6.4. Variação da temperatura da carcaça experimental e calculada com o tempo. Constantes calibradas com três horas de teste para verificação do modelo do compressor.	87
Figura 6.5. Variação da vazão mássica calculada e experimental com o tempo. Constantes calibradas utilizando (a) uma hora, (b) duas horas e (c) três horas de teste, para verificação do modelo do compressor.	89
Figura 6.6. Variação da potência elétrica calculada e experimental com o tempo. Constantes calibradas utilizando (a) uma hora, (b) duas horas e (c) três horas de teste, para verificação do modelo do compressor.	90
Figura 6.7. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, da superfície externa no meio do condensador. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo deste componente.	92
Figura 6.8. Variação com o tempo da pressão de condensação experimental e calculada durante o teste de abaixamento de temperatura. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo deste componente.	92
Figura 6.9. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície externa no meio do evaporador. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo deste componente.	94
Figura 6.10. Variação com o tempo pressão de evaporação experimental e calculada. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo deste componente.	95
Figura 6.11. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície externa no meio do evaporador. Constantes calibradas em regime permanente para verificação do modelo deste componente.	97
Figura 6.12. Variação com o tempo pressão de evaporação experimental e calculada. Constantes calibradas em regime permanente para verificação do modelo deste componente.	97

- Figura 6.13. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, da superfície externa no meio do evaporador. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo deste componente. 99
- Figura 6.14. Variação com o tempo da pressão de evaporação experimental e calculada durante o teste de abaixamento de temperatura. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste (verificação). 100
- Figura 6.15. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, do ar no interior do gabinete. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo do componente. 103
- Figura 6.16. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, do ar no interior do gabinete. Constantes calibradas com dados de duas horas de teste (verificação). 104
- Figura 6.17. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, do ar no interior do gabinete. Constantes calibradas com dados de três horas de teste (verificação). 104
- Figura 6.18. Variação da vazão mássica calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 106
- Figura 6.19. Variação da potência calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 107
- Figura 6.20. Variação da temperatura da carcaça calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 108
- Figura 6.21. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície externa do condensador. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 108
- Figura 6.22. Variação com o tempo da temperatura de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 109
- Figura 6.23. Variação com o tempo da pressão de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 109
- Figura 6.24. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície do evaporador. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 110
- Figura 6.25. Variação com o tempo da temperatura de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 111
- Figura 6.26. Variação com o tempo da pressão de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 111
- Figura 6.27. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada do ar no interior do gabinete. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 112
- Figura 6.28. Variação da vazão mássica calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida. 115

- Figura 6.29. Variação da potência calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida. 115
- Figura 6.30. Variação da temperatura da carcaça calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida. 117
- Figura 6.31. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície no meio do condensador. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida. 118
- Figura 6.32. Variação com o tempo da temperatura de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida. 118
- Figura 6.33. Variação com o tempo da pressão de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida. 119
- Figura 6.34. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, da superfície no meio do evaporador. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida. 119
- Figura 6.35. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada do ar no interior do gabinete. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida. 120
- Figura B.1. Esquema da câmara de ensaios (Adaptado de: Hermes, 2006 e Pereira, 2009). 132
- Figura C.1. Representação do ciclo termodinâmico do fluido refrigerante durante um teste de calorímetro. Diagrama pressão-entalpia. 135
- Figura C.2. Diagrama pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração utilizado para cálculo da capacidade de refrigeração no teste de calorímetro. 136
- Figura E.1. Variação da vazão mássica calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 140
- Figura E.2. Variação da potência calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 140
- Figura E.3. Variação da temperatura da carcaça calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 141
- Figura E.4. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície externa do condensador. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 141
- Figura E.5. Variação com o tempo da temperatura de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 142

- Figura E.6. Variação com o tempo da pressão de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 142
- Figura E.7. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície do evaporador. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 143
- Figura E.8. Variação com o tempo da temperatura de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 143
- Figura E.9. Variação com o tempo da pressão de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 144
- Figura E.10. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada do ar no interior do gabinete. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 144
- Figura E.11. Variação da vazão mássica calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 147
- Figura E.12. Variação da potência calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 147
- Figura E.13. Variação da temperatura da carcaça calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 148
- Figura E.14. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície externa do condensador. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 148
- Figura E.15. Variação com o tempo da temperatura de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 149
- Figura E.16. Variação com o tempo da pressão de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 149
- Figura E.17. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície do evaporador. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 150
- Figura E.18. Variação com o tempo da temperatura de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 150
- Figura E.19. Variação com o tempo da pressão de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 151
- Figura E.20. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada do ar no interior do gabinete. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo. 151

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1. Normas que regularizam testes experimentais em refrigeração doméstica.	25
Tabela 3.1. Posicionamento dos sensores no sistema.	43
Tabela 4.1. Parâmetros a_1 e b_1 da equação (4.11).	60
Tabela 4.2. Parâmetros a_2 e b_2 da equação (4.17).	61
Tabela 4.3. Equações finais e constantes empíricas para cálculo das variáveis de interesse do modelo.	72
Tabela 5.1. Equações utilizadas para calibração das constantes do modelo matemático.	76
Tabela 6.1. Parâmetros, do modelo do compressor, ajustados a partir de dados experimentais.	81
Tabela 6.2. Diferenças obtidas entre os resultados calculados utilizando os seis passos de tempo da análise.	84
Tabela 6.3. Parâmetros, do modelo do condensador, ajustados a partir de dados experimentais.	91
Tabela 6.4. Parâmetros, do modelo do trocador de calor TC-LS e do evaporador, ajustados a partir de dados experimentais	93
Tabela 6.5. Parâmetros do modelo do evaporador obtidos a partir de dados experimentais em regime permanente.	96
Tabela 6.6. Constantes C_{ev} , K_1 , K_2 e n obtidas a partir dos dados experimentais.	98
Tabela 6.7. Parâmetros do modelo do evaporador ajustados a partir de dados experimentais.	98
Tabela 6.8. Valores calculados de $\dot{h}_o A_{ev}$ no pico de pressões e em regime permanente.	100
Tabela 6.9. Parâmetros, do modelo do gabinete, ajustados a partir de dados experimentais.	102
Tabela 6.10. Parâmetros empíricos, de todos os componentes, calibrados a partir dos resultados experimentais do teste de abaixamento de temperatura.	105
Tabela 6.11. Diferenças em regime permanente, entre valores calculados e medidos, obtidas com a simulação do sistema completo para os três casos analisados.	112
Tabela C.1. Classificação dos sistemas de refrigeração segundo a região em que são utilizados.	133
Tabela D.1. Resultados dos testes de calorímetro realizados com o compressor EG75HLR.	137
Tabela E.1. Parâmetros empíricos, de todos os componentes, calibrados a partir dos resultados experimentais de uma hora do teste de abaixamento de temperatura.	139
Tabela E.2. Parâmetros empíricos, de todos os componentes, calibrados a partir dos resultados experimentais de duas horas do teste de abaixamento de temperatura.	146

NOMENCLATURA

Letras Romanas

a_1, b_1, B	Parâmetros empíricos para cálculo da vazão mássica do compressor	adimensional
a_2	Parâmetro empírico para cálculo da potência	[W]
A	Área	[m ²]
b_2	Parâmetro empírico para cálculo da potência	adimensional
c	Fração de volume morto do compressor	adimensional
c	Calor específico	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
c_p	Calor específico do fluido a pressão constante	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
c_v	Calor específico do fluido a volume constante	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
C	Capacitância	[JK ⁻¹]
C_{cp}	Capacitância do compressor	[JK ⁻¹]
C_{cd}	Capacitância do condensador	[JK ⁻¹]
C_{ev}	Capacitância do evaporador	[JK ⁻¹]
C_{gb}	Capacitância do gabinete	[JK ⁻¹]
C_{\min}	Capacitância mínima em um trocador de calor contra corrente	[JK ⁻¹]
g	Aceleração da gravidade	[m ² s ⁻¹]
h	Entalpia específica	[Jkg ⁻¹]
h_i	Entalpia específica na entrada do componente	[Jkg ⁻¹]
h_d	Entalpia específica na descarga do compressor	[Jkg ⁻¹]
h_s	Entalpia específica na sucção do compressor	[Jkg ⁻¹]
h_o	Entalpia específica na saída do componente	[Jkg ⁻¹]
\dot{h}_i	Coeficiente de transferência de calor por convecção da superfície interna	[Wm ⁻² K ⁻¹]
\dot{h}_o	Coeficiente de transferência de calor por convecção da superfície externa	[Wm ⁻² K ⁻¹]
$\dot{h}_i A_{cd}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção vezes a área interna do condensador	[WK ⁻¹]
$\dot{h}_i A_{ev}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção vezes a área interna do evaporador	[WK ⁻¹]
$\dot{h}_i A_{tc}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção vezes a área interna do trocador de calor	[WK ⁻¹]
$\dot{h}_o A_{cd}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção vezes a área externa do condensador	[WK ⁻¹]
$\dot{h}_o A_{ev}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção vezes a área externa do evaporador	[WK ⁻¹]
$\dot{h}_o A_{tc}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção vezes a área externa do trocador de calor	[WK ⁻¹]
K_1	Parâmetro empírico para cálculo de $\dot{h}_o A_{ev}$	[WK ⁻¹]
K_2	Parâmetro empírico para cálculo de $\dot{h}_o A_{ev}$	[WK ^{-5/4}]
\dot{m}	Vazão mássica	[kgs ⁻¹]
\dot{m}_{cl}	Vazão mássica de fluido refrigerante no tubo capilar	[kgs ⁻¹]
\dot{m}_{cp}	Vazão mássica de fluido refrigerante no compressor	[kgs ⁻¹]
\dot{m}_d	Vazão mássica de fluido refrigerante na descarga do compressor	[kgs ⁻¹]
\dot{m}_{\exp}	Vazão mássica experimental	[kgs ⁻¹]
\dot{m}_s	Vazão mássica de fluido refrigerante na sucção do compressor	[kgs ⁻¹]
\dot{m}_t	Vazão mássica teórica	[kgs ⁻¹]

n	Parâmetro empírico para cálculo de $\dot{h}_o A_{ev}$	adimensional
M	Massa	[kg]
P	Pressão	[Pa]
P_c	Pressão de condensação	[Pa]
P_d	Pressão de descarga	[Pa]
P_e	Pressão de evaporação	[Pa]
P_s	Pressão de sucção	[Pa]
PD	Deslocamento volumétrico do compressor	[m ³ s ⁻¹]
\dot{Q}	Taxa de troca de calor	[W]
\dot{Q}_c	Taxa de troca de calor no condensador	[W]
\dot{Q}_{cp}	Taxa de troca de calor no compressor	[W]
\dot{Q}_e	Taxa de troca de calor no evaporador	[W]
\dot{Q}_{gb}	Taxa de troca de calor no gabinete	[W]
\dot{Q}_{\max}	Máxima taxa de troca de calor em um trocador contra-corrente	[W]
\dot{Q}_{tc}	Taxa de troca de calor no trocador de calor	[W]
\dot{Q}_{tcls}	Taxa de troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção	[W]
t	Tempo	[s]
t_{\exp}	Tempo relativo ao teste experimental	[s]
t_{\max}	Tempo de parada da simulação	[s]
t_{sim}	Tempo relativo à simulação	[s]
T	Temperatura	[K]
T_{∞}	Temperatura ambiente	[K]
T_{gb}	Temperatura do ar no interior do gabinete	[K]
\bar{T}_{cl}	Temperatura média do tubo capilar	[K]
T_{cp}	Temperatura da carcaça do compressor	[K]
T_d	Temperatura na descarga do compressor	[K]
T_e	Temperatura de evaporação	[K]
T_i	Temperatura na entrada do componente	[K]
T_o	Temperatura na saída do componente	[K]
T_r	Temperatura do fluido refrigerante	[K]
U	Energia interna	[J]
U_r	Energia interna do fluido refrigerante	[J]
UA	Condutância térmica	[WK ⁻¹]
UA_{cp}	Condutância térmica do compressor	[WK ⁻¹]
UA_{gb}	Condutância térmica do gabinete	[WK ⁻¹]
v	Volume específico	[m ³ Kg ⁻¹]
v_s	Volume específico na sucção	[m ³ Kg ⁻¹]
V	Velocidade do fluido refrigerante	[ms ⁻¹]
w_i	Trabalho isentrópico	[J]
\dot{W}	Potência elétrica	[W]
\dot{W}_{\exp}	Potência elétrica experimental	[W]

Letras Gregas

α	Parâmetro de ajuste para cálculo da temperatura do compressor	$[\text{J}^{-1}\text{K}]$
β	Parâmetro de ajuste para cálculo da temperatura do compressor	$[\text{s}^{-1}]$
Δt	Intervalo de tempo	$[\text{s}]$
ε	Efetividade	adimensional
ϕ_{100}	Diferença percentual	$[\%]$
ϕ	Diferença absoluta	$[\text{°C}]$
γ	Variável genérica	$[-]$
η_v	Rendimento volumétrico do compressor	adimensional

Índices

$()_0$	Inicial
$()_{100}$	Percentual
$()_\infty$	Ambiente
$()_c$	Condensação
$()_{calc}$	Calculada
$()_{cl}$	Capilar
$()_{cp}$	Carcaça do Compressor
$()_{cp}$	Compressor
$()_{cd}$	Condensador
$()_d$	Descarga
$()_e$	Evaporação
$()_{ev}$	Evaporador
$()_{exp}$	Experimental
$()_{gb}$	Gabinete refrigerado
$()_i$	Entrada, interna
$()^k$	Instante de tempo
$()_l$	Estado de líquido saturado
$()_{ls}$	Linha de sucção
$()_{max}$	Máximo
$()_o$	Saída, externa
$()_r$	Fluido refrigerante
$()^{RP}$	Regime permanente
$()_s$	Sucção

$()_{sat}$	Saturação
$()_{sim}$	Simulação
$()_t$	Teórico
$()_{tc}$	Trocador de calor
$()_{tcls}$	Trocador de calor Tubo capilar – Linha de sucção
$()_v$	Estado de vapor saturado
$()_{vc}$	Referente ao volume de controle

Abreviaturas

COP	Coefficiente de Performance
VC	Volume de controle
R.P.	Regime Permanente
TAF	Tubo de Aquecimento do Flange
TC-LS	Trocador de calor Tubo capilar – Linha de sucção

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contexto

O alto consumo de energia elétrica e a excessiva dependência desse tipo de energia estão entre as principais preocupações da sociedade atual. Segundo a EPE¹ (2011), no ano de 2010, o gasto nacional de energia elétrica apresentou uma expansão de 8,1% em relação ao ano anterior. Com base ainda na mesma pesquisa, nota-se que o setor industrial é o maior responsável por esse consumo no Brasil (43,3%), seguido pelo setor residencial (25,7%) e pelo comercial (16,8%). Outros setores (e.g., agropecuário e de transporte) são responsáveis pelo gasto de 14,2% da matriz energética do país.

Em uma residência, como apresentado na Figura 1.1, 30% de todo o consumo de energia está relacionado ao funcionamento de refrigeradores e congeladores o que corresponde, através de simples correlação entre as duas pesquisas, a um gasto da ordem de 7,5% de toda energia consumida no país. Uma parte considerável desse consumo se deve à baixa eficiência desses eletrodomésticos, esses sistemas raramente atingem eficiência de 15% do COP de Carnot (HERMES e MELO, 2008). Dessa forma, investimentos em pesquisa nessa área, com a finalidade de um melhor entendimento dos fenômenos envolvidos no ciclo de refrigeração e conseqüente melhora do rendimento desses equipamentos, são cada vez mais frequentes.

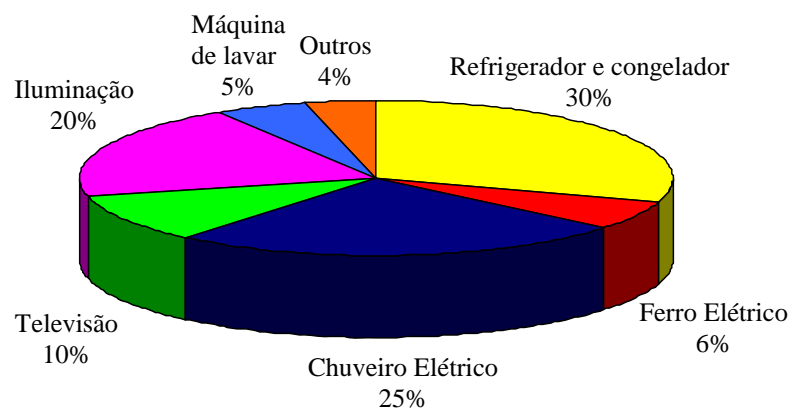


Figura 1.1. Distribuição do consumo de energia elétrica em uma residência no Brasil.
(Adaptado de: COPEL, 2008)

¹ Empresa de Pesquisa Energética, pertencente ao Ministério de Minas e Energia do Governo Federal brasileiro.

Anualmente são lançados no mercado novos modelos de sistemas de refrigeração domésticos. Para o desenvolvimento desses novos produtos, faz-se necessária a realização de diversos ensaios experimentais. Alguns testes, usualmente realizados na concepção de novos equipamentos, demandam um grande tempo para sua execução. Nessa etapa são comuns ensaios experimentais com mais de 20 horas de duração. Com isso, qualquer iniciativa viável no intuito de reduzir o tempo de realização dos ensaios é importante do ponto de vista econômico.

1.2. Caracterização do Problema

1.2.1. Sistema de Refrigeração

Um refrigerador doméstico convencional, como apresentado esquematicamente na Figura 1.2, pode ser dividido basicamente em cinco componentes principais: compressor, condensador, trocador de calor tubo capilar-linha de sucção (doravante denominado TC-LS), evaporador e gabinete (ambiente refrigerado).

A principal função de um refrigerador é manter baixas as temperaturas no interior do gabinete. Para isso, no interior dos outros quatro componentes circula um fluido refrigerante. O sistema de refrigeração utiliza-se da capacidade desse fluido evaporar a baixas temperaturas, quando submetido a baixas pressões, e condensar a altas pressões e temperaturas. Dessa forma, através da mudança de fase do fluido refrigerante no evaporador, o refrigerador retira calor do gabinete a ser refrigerado e, posteriormente no condensador, rejeita-o ao ambiente externo.

A Figura 1.3 apresenta, em um diagrama pressão-entalpia, o ciclo de refrigeração a que o fluido refrigerante está submetido quando o sistema está em funcionamento estabilizado. Note que a pressão está representada em escala logarítmica e que os pontos indicados e numerados no gráfico são correspondentes aos da Figura 1.2.

No evaporador, o fluido refrigerante absorve calor do ambiente refrigerado ao passar de uma condição bifásica (ponto 5) à condição de vapor superaquecido (ponto 6). Ao passar pela linha de sucção o fluido refrigerante recebe calor do tubo capilar, aumentando sua temperatura (do ponto 6 ao ponto 1). Observa-se no

diagrama que o compressor é responsável por elevar a pressão do fluido refrigerante da região de baixa para a de alta pressão; do ponto 1 ao ponto 2. Devido ao aumento de pressão e, por consequência, de temperatura do fluido refrigerante, ocorre rejeição de calor do condensador para o ambiente externo. Nesse componente, o fluido passa do estado de vapor superaquecido para o de líquido saturado e em alguns casos, geralmente em condensadores com convecção forçada, para líquido sub-resfriado, do ponto 2 ao ponto 3. O calor rejeitado no condensador, representado por \dot{Q}_c no diagrama, é igual à soma do calor que foi retirado no evaporador e de parte do trabalho entregue pelo compressor ao fluido. Uma grande parte da potência despendida pelo compressor é transformada em calor no próprio componente.

O tubo capilar, que em conjunto com a linha de sucção forma o trocador de calor TC-LS, é um tubo de um a seis metros de comprimento, e diâmetro interno de até dois milímetros² (YANG e WANG, 2008), que impõe uma queda de pressão significativa ao sistema. O fluido refrigerante entra nesse componente no estado líquido, ponto 3. Ao percorrer uma certa extensão do tubo capilar, o fluido refrigerante sofre uma queda de pressão, devido ao atrito e, principalmente, à aceleração da porção de vapor da mistura bifásica do fluido refrigerante, resultando na evaporação de parte do fluido refrigerante. Na primeira parte do tubo capilar, do ponto 3 ao ponto 4, a queda de pressão é isentálpica. Ao entrar na região do trocador de calor (ponto 4), o fluido cede calor para a linha de sucção e a queda de pressão acontece com redução de entalpia. Desta forma, o fluido retorna à sua condição inicial no ponto 5 completando o ciclo de refrigeração (STOECKER e JONES, 1985).

² O diâmetro interno do tubo capilar varia de acordo com sua aplicação. Para refrigeração doméstica, em sistemas que utilizam o fluido refrigerante HFC-134a, têm-se diâmetros internos de até 0,8 mm, na faixa de 1,0 a 1,3 mm para refrigeração comercial e de até 2,0 mm para condicionadores de ar.

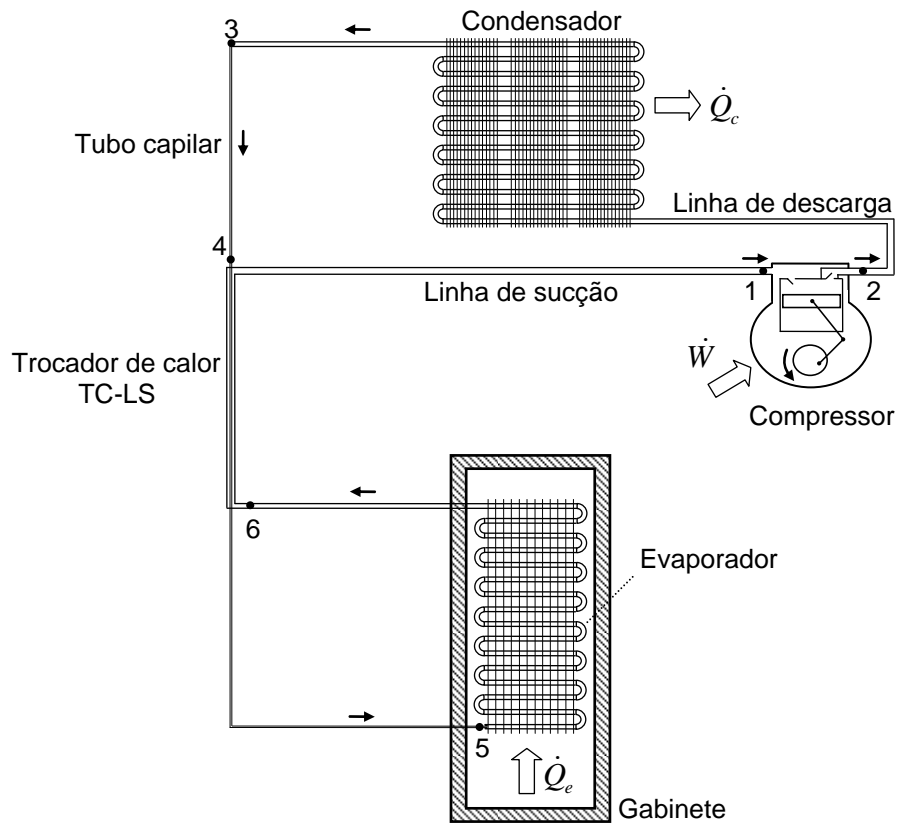


Figura 1.2. Esquema de um refrigerador doméstico convencional.

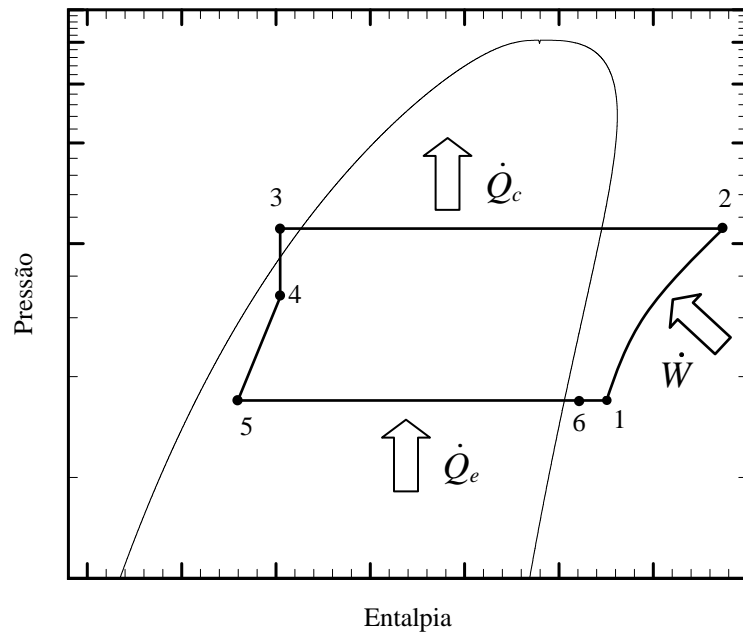


Figura 1.3. Representação do ciclo de refrigeração em um diagrama $P-h$.

1.2.2. Ensaios Experimentais

Atualmente, a avaliação de desempenho de refrigeradores domésticos é realizada através de ensaios experimentais normalizados. O sistema em análise é instrumentado, ou seja, são instalados sensores de medição no sistema com a finalidade de levantar as principais variáveis do processo, e, posteriormente, este é inserido em uma câmara com temperatura, velocidade e umidade do ar controladas, como apresentado no Apêndice B.

Diversos ensaios são realizados, não somente nas etapas de classificação de novos produtos, como também, durante o desenvolvimento de sistemas de refrigeração. Além dos testes mecânicos para verificar a resistência de dobradiças, puxadores e prateleiras, diversos ensaios são realizados para verificação do funcionamento do sistema (e.g., determinação de carga de fluido refrigerante; avaliação da condutância do gabinete – teste de UA; teste de abaixamento de temperatura³; teste de consumo de energia). Tanto os instrumentos de medição, como a câmara de ensaios e os próprios testes são regulamentados por normas, como apresentado na Tabela 1.1. Vale lembrar que embora os testes de abaixamento de temperatura são usualmente realizados em indústrias e laboratórios de refrigeração, esses testes não são regulamentados por normas. Em geral esses ensaios são realizados seguindo padrões internos da instituição que está executando o teste, como por exemplo, o padrão POGTPP 00103 (2006).

Tabela 1.1. Normas que regularizam testes experimentais em refrigeração doméstica.

Câmara de Ensaios	IEC 62552 (2007) / POGTPP 00113 (2006)
Instrumentos de Medição	ISO 5155 (1995)
Testes experimentais	ISO 5155 (1995) / NBR 12868 (1993)

Nesse teste são medidas temperaturas em vários pontos do sistema, corrente e potência elétrica consumidas, pressões de trabalho e tempo de funcionamento. Durante o ensaio experimental, o termostato⁴ do refrigerador é desativado, i.e., o sistema, depois de acionado, funciona continuamente até a estabilização. Dessa forma, pretende-se reproduzir o primeiro funcionamento do

³ Em indústrias esse teste é normalmente denominado teste de *Pull down*.

⁴ Dispositivo eletromecânico que regula automaticamente a operação de um sistema de refrigeração ao ser posicionado em um ponto de interesse do compartimento refrigerado. Este mecanismo aciona o compressor quando a temperatura interna do gabinete refrigerado atinge um patamar máximo e interrompe o funcionamento do sistema quando essa temperatura alcança um valor mínimo.

sistema após seu acionamento na residência do consumidor final. Para melhor entendimento do teste é apresentada na Figura 1.4 a variação com o tempo, t , da potência elétrica medida, \dot{W} , durante a execução de um teste de abaixamento de temperatura de um sistema doméstico de refrigeração. O teste foi realizado com temperatura da câmara de 32°C e as características do sistema testado estão apresentadas no Apêndice A.

Note que, como mencionado anteriormente, a potência elétrica fornecida ao compressor atinge um valor máximo no início do experimento e se estabiliza no final do teste. A norma que regulamenta o teste de abaixamento de temperatura, NBR 12868 (1993), afirma que o tempo indicado para realização do experimento é de até 24 horas. Segundo essa norma, dependendo do sistema, esse tempo varia entre 8 e 24 horas – pois para esse teste a condição de parada é a estabilização do sistema; o momento que não há mais variação das temperaturas com o tempo.

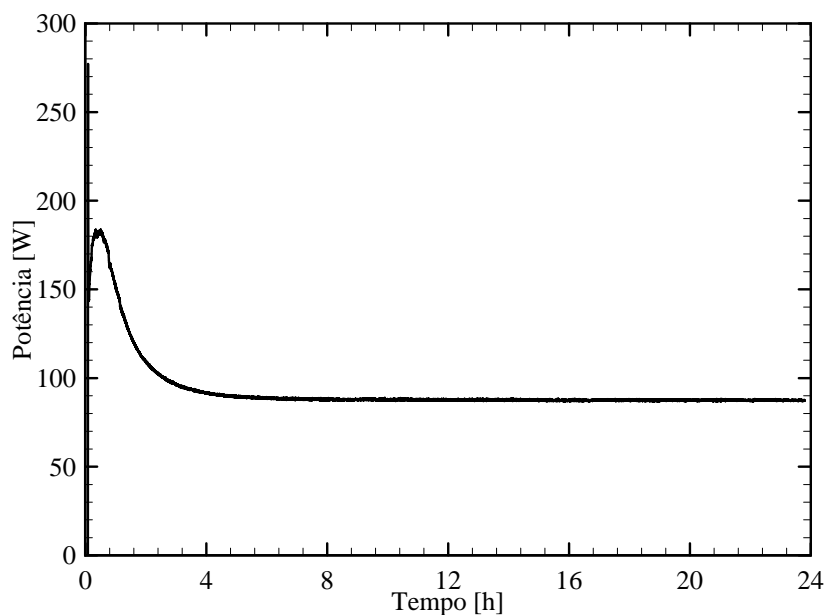


Figura 1.4. Variação da potência elétrica consumida durante um teste de abaixamento de temperatura. O sistema testado está apresentado no Apêndice A e a temperatura ambiente do teste é de 32°C.

Como relatado detalhadamente no Apêndice C, os relatórios finais dos testes de abaixamento de temperatura devem informar, principalmente, o consumo instantâneo de corrente e potência elétrica (i.e., consumo máximo, após quatro horas e no regime permanente), temperaturas em diversos pontos do sistema (temperaturas no pico, após quatro horas e estabilizadas), além do tempo

necessário para a temperatura do ar no gabinete atingir um valor determinado por norma (NBR 12868, 1993). É importante ressaltar que os valores dos picos da pressão de descarga e da potência elétrica, além do tempo de enchimento do evaporador e o tempo de abaixamento da temperatura do ar no gabinete são informações fundamentais do teste.

Considerando que quanto maior o tempo de execução dos experimentos, maiores são os gastos financeiros envolvidos no processo (e.g., de energia elétrica, de mão de obra do operador) e ainda, que cada sistema analisado, muitas vezes, deve ser submetido a diversos tipos de ensaios em mais de uma temperatura ambiente, pode-se notar que os gastos relacionados à análise e testes de sistemas de refrigeração são elevados. Uma alternativa à realização de ensaios experimentais é a modelagem matemática dos equipamentos. Com os computadores digitais, viabilizou-se a simulação computacional do sistema. Esses modelos têm como base leis físicas (principalmente da conservação da massa, energia e quantidade de movimento) que regem o escoamento do fluido refrigerante e as trocas de calor existentes no ciclo. Se as variáveis que influenciam o comportamento do sistema forem bem avaliadas, a simulação numérica, além de uma ferramenta rápida e barata, pode se tornar viável para aplicações de engenharia. Porém, escoamento bifásico, turbulência, escoamento compressível, geometrias complexas, são algumas dificuldades encontradas ao se modelar matematicamente o problema, fazendo com que os modelos matemáticos existentes, em muitos casos, ainda não sejam totalmente viáveis para utilização em laboratórios de pesquisa e, principalmente, em empresas de refrigeração.

1.3. Objetivos e Justificativas

No presente trabalho, é proposta uma modelagem semi-empírica, com constantes ajustadas a partir de dados experimentais, para prever os resultados de testes de abaixamento de temperatura durante a execução do próprio teste. Com isso, ao invés de substituir os ensaios experimentais, é desenvolvido um modelo matemático que, através da predição do comportamento e dos valores em regime permanente das variáveis do sistema, antecipa a finalização desses testes.

Esse trabalho é a primeira etapa de um projeto que visa o desenvolvimento de um modelo matemático para também antecipar os resultados obtidos com o teste

de consumo de energia. Outro teste de suma importância no desenvolvimento e na classificação de novos sistemas de refrigeração.

1.3.1. Objetivos Específicos

Tendo em vista que a finalidade dos ensaios experimentais em sistemas de refrigeração é a análise do comportamento transiente de algumas variáveis do sistema (e.g., tempo de abaixamento de temperatura do gabinete, níveis de temperaturas e pressões, e potência consumida), bem como seus valores estabilizados, objetiva-se com este trabalho a predição do comportamento transitório dessas variáveis, durante a própria execução do experimento. Com isso, o tempo de ensaio e, conseqüentemente, os custos serão reduzidos.

As constantes do modelo matemático serão ajustadas periodicamente durante a realização do experimento. Esse ajuste será realizado a partir dos dados medidos no ensaio até o momento da simulação. Após a determinação das constantes, o restante do teste será simulado. A Figura 1.5 mostra uma representação esquemática da variação da temperatura da superfície externa do condensador de um sistema doméstico de refrigeração durante um teste de abaixamento de temperatura.

Na Figura 1.5.(a) é apresentada a variação da temperatura experimental até um instante de tempo " t " do ensaio. As constantes do modelo são ajustadas utilizando-se os dados experimentais obtidos até esse instante. Após a determinação das constantes, são calculadas as principais propriedades do sistema a partir do último ponto medido até o regime permanente conforme apresentado na Figura 1.5.(b). O teste experimental continua sendo executado normalmente, e após um intervalo de tempo " Δt " o mesmo procedimento é realizado. Na Figura 1.5.(c) é mostrada a variação da temperatura experimental até o instante de tempo " $t + \Delta t$ ". Com isso, as constantes são novamente ajustadas, agora utilizando os dados experimentais obtidos até o instante " $t + \Delta t$ ", e uma nova simulação é realizada a partir desse instante até o sistema alcançar o regime permanente, como apresentado na Figura 1.5.(d).

Como, a cada período de tempo, as constantes do modelo serão reavaliadas com base nos novos valores experimentais disponíveis, novos resultados simulados serão obtidos periodicamente. A repetição desse processo é realizada até o

momento que as variações entre os resultados calculados em simulações consecutivas forem pequenas (i.e., quando a diferença entre essas simulações estiverem dentro de um critério de parada pré-estabelecido). Neste momento, o teste pode ser finalizado.

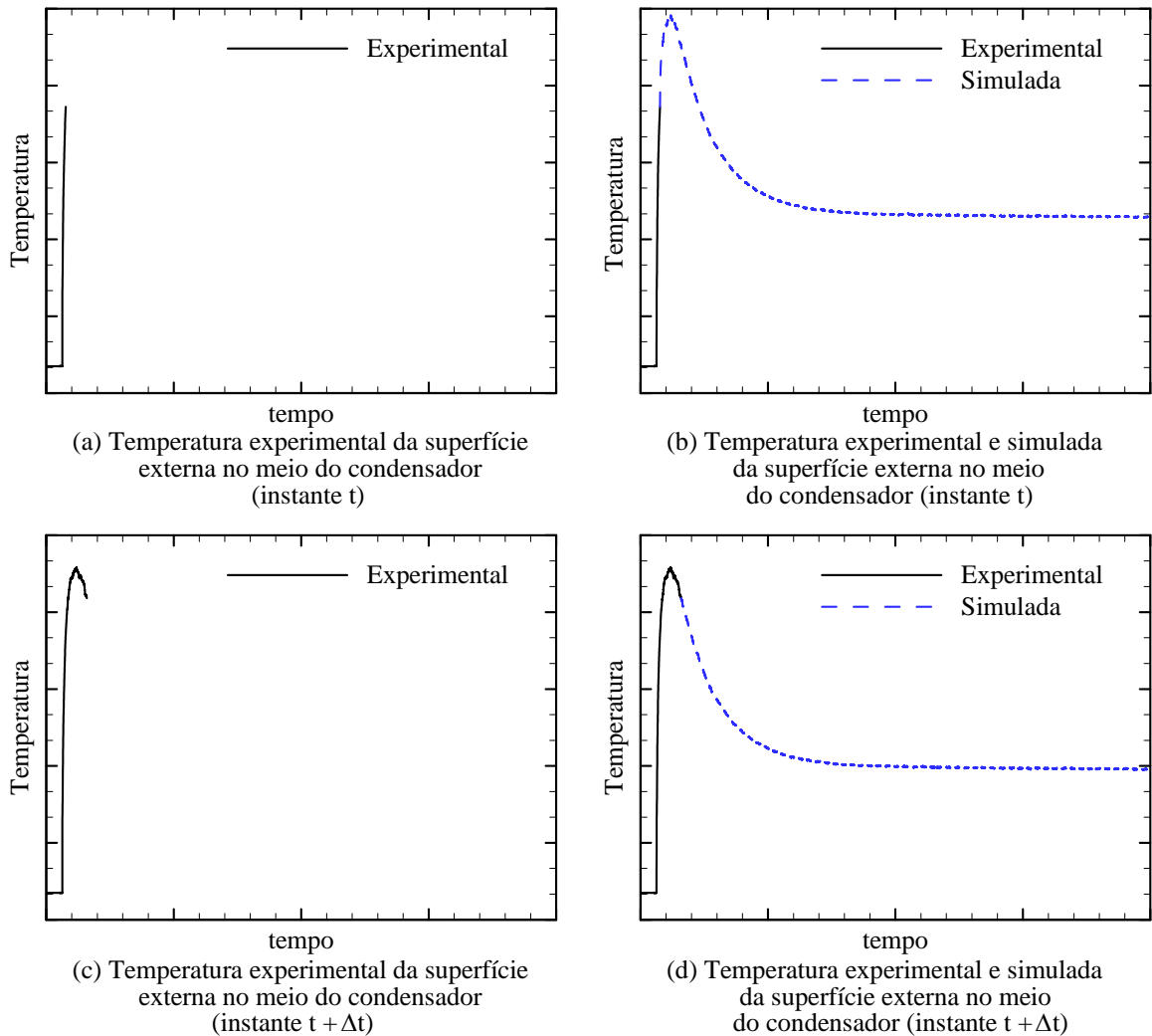


Figura 1.5. Representação da variação da temperatura da superfície externa do condensador durante um teste de abaixamento de temperatura.

1.4. Estrutura do Trabalho

O presente trabalho está dividido em oito capítulos e seis apêndices.

No primeiro capítulo, além de ser explicitado o tema central do projeto, é realizada uma contextualização do problema analisado e são definidos os objetivos do trabalho.

No Capítulo 2 são revisados os trabalhos presentes na literatura referentes à modelagem matemática de sistemas de refrigeração domésticos e de seus componentes.

No terceiro capítulo é feita uma descrição detalhada dos resultados obtidos com um sistema de refrigeração em um teste de abaixamento de temperatura. Este teste analisado foi utilizado como referência para o desenvolvimento dos modelos matemáticos que estão apresentados no Capítulo 4. São propostas nesse capítulo equações para os cinco principais componentes do sistema de refrigeração, sendo eles, compressor, trocadores de calor (condensador e evaporador), trocador de calor tubo capilar-linha de sucção e gabinete.

No Capítulo 5 é apresentada a metodologia de solução do modelo computacional proposto. Sendo explicado com detalhes como é realizada a calibração dos parâmetros empíricos do modelo e descrito o algoritmo de cálculo das variáveis de interesse.

A verificação dos modelos individuais de cada componente e os principais resultados obtidos são apresentados no Capítulo 6. O Capítulo 7 apresenta as conclusões obtidas a partir do presente trabalho e algumas sugestões para estudos futuros. Por fim, no oitavo capítulo são apresentadas as referências bibliográficas mencionadas ao longo de todo o trabalho.

Ao final do trabalho estão apresentados seis apêndices. No Apêndice A são descritas as características geométricas do sistema testado, no Apêndice B são apresentados maiores detalhes do funcionamento da câmara de ensaios utilizada para a realização dos testes experimentais. No Apêndice C são descritos o teste de abaixamento de temperatura e o teste de Calorímetro, enquanto os resultados obtidos com este teste para o compressor EG75HLR são apresentados no Apêndice D.

Alguns resultados finais do modelo desenvolvido estão apresentados no Apêndice E. Por fim, no Apêndice F é apresentado o artigo científico publicado na *Applied Thermal Engineering* e utilizado como base para o desenvolvimento do modelo do compressor.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Durante o desenvolvimento de novos sistemas de refrigeração são necessários diversos testes experimentais. Esses testes são realizados para verificar o funcionamento do sistema e para determinar se o equipamento atende algumas especificações exigidas por norma. No processo de desenvolvimento de novos equipamentos alguns experimentos são realizados inúmeras vezes até se obter a condição desejada. O que aumenta os custos operacionais do projeto, pois além de caros, esses ensaios são relativamente demorados.

Dessa forma, nas últimas décadas grandes esforços têm sido realizados para modelar o sistema de refrigeração a partir de modelos matemáticos como forma de reduzir o número de ensaios experimentais necessários na avaliação e desenvolvimento desses sistemas. Os modelos matemáticos visam representar os fenômenos físicos existentes no sistema de refrigeração e, dessa forma, simular virtualmente o funcionamento do equipamento. Devido a diversos fenômenos envolvidos no processo, como escoamento bifásico não adiabático, turbulência, escoamento compressível, perdas de carga e irreversibilidades termodinâmicas, o problema se torna altamente complexo. Com isso, os modelos matemáticos são desenvolvidos utilizando-se diversas hipóteses simplificativas e são específicos para determinados casos e configurações do sistema. Atualmente não há disponível na literatura um único modelo computacional que seja capaz de simular o comportamento de diversos tipos de sistemas de refrigeração doméstica durante todos os testes que são realizados.

Uma alternativa encontrada por diversos autores é a simulação dos componentes individuais do sistema. Esses modelos têm como principal objetivo um melhor entendimento dos fenômenos envolvidos em cada um dos componentes. Nessa linha, inúmeros trabalhos foram realizados para simular o funcionamento do compressor, o componente de maior complexidade do sistema. Dentre esses trabalhos destacam-se os de: Kim e Min (1984), Lee *et al.* (1984), Todescat *et al.* (1992), Fagotti *et al.* (1994), Cavallini *et al.* (1996), Hermes *et al.* (1999a), Fagotti e Prata (1998), Porkhial *et al.* (2002), Srinivas e Padmanabhan (2002) e Pöttker e Melo (2006), Castaing-Lasvignottes e Gibout (2010), Link e Deschamps (2011).

Os trocadores de calor, i.e., condensador e evaporador, são componentes que apresentam características muito próximas entre si. Nos dois trocadores há escoamento bifásico com troca de calor. No condensador o fluido está à alta pressão e temperatura e ao condensar libera calor para o meio externo. Já no evaporador o fluido encontra-se a baixa pressão e temperatura, dessa forma, ao evaporar retira calor do gabinete refrigerado. Alguns dos principais trabalhos que modelaram matematicamente esses componentes são: Jia *et al.* (1995), Judge e Radermacher (1997), Willatzen *et al.* (1998), Pettit *et al.* (1998), Hermes *et al.* (1999b), Hermes *et al.* (2001), Porkhial *et al.* (2004) e Llopis *et al.* (2008).

O componente responsável por impor uma perda de carga ao fluido refrigerante quando esse sai do condensador é o dispositivo de expansão. Devido à simplicidade e baixo custo, o dispositivo de expansão mais utilizada em sistemas de refrigeração doméstica é o tubo capilar. Esse dispositivo pode ser adiabático, ou ter contato com a linha de sucção, formando um trocador de calor. A troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção melhora o desempenho do sistema. Vários trabalhos que visaram estudar o comportamento desse componente estão disponíveis na literatura, sendo aqui listados alguns desses: Peixoto e Bullard (1994), Escanes *et al.* (1995), Negrão e Melo (1999), Choi *et al.* (2003), Navas e Seixlack (2006), Valladares (2007), Hermes *et al.* (2008a), Hermes *et al.* (2010a) Hermes *et al.* (2010b).

Com o intuito de entendimento do funcionamento do sistema de refrigeração doméstico como um todo, a partir dos anos 80 começaram a ser desenvolvidos modelos matemáticos do sistema completo. Melo *et al.* (1988) modelaram matematicamente um refrigerador doméstico de duas portas para simular o comportamento deste sistema durante o transiente de partida do refrigerador. O sistema é composto por um compressor hermético alternativo, trocadores de calor (condensador e evaporador) com convecção forçada e tubo capilar adiabático. Os autores consideraram o processo de compressão como sendo politrópico e utilizaram dois volumes de controle para o compressor, um para os componentes internos e outro para a carcaça. Os trocadores de calor foram modelados por zona, empregando-se três volumes de controle no condensador e dois volumes de controle no evaporador, e correlações empíricas foram utilizadas para cálculo do coeficiente de arrasto no tubo capilar. Por fim, os autores utilizaram uma formulação de Euler

explícita para resolução das equações. Através de comparações com resultados experimentais nota-se que o modelo desenvolvido é capaz de prever a variação das pressões de trabalho e das temperaturas do ar no gabinete com boa precisão.

Neste mesmo ano Jansen *et al.* (1988) apresentaram um modelo matemático de um congelador de uma porta para prever o comportamento do sistema durante o teste de abaixamento de temperatura. Neste trabalho os trocadores de calor, submetidos à convecção natural, foram analisados a partir de modelos de fronteiras móveis, sendo utilizado o modelo proposto por Premoli *et al.* (1971) para o cálculo da fração de vazio nesses componentes. As variáveis relacionadas ao compressor e ao tubo capilar são obtidas por correlações empíricas e um modelo global é utilizado para calcular a temperatura interna do gabinete refrigerado. O sistema de equações gerado é resolvido por uma formulação implícita. Quando comparado aos resultados experimentais nota-se que o modelo apresenta pequenas diferenças em regime permanente, porém, em regime transiente as diferenças entre as variáveis calculadas e experimentais já são significativas.

Chen e Lin (1991) apresentaram um modelo matemático para simulação do transiente de partida de um sistema de refrigeração doméstica de duas portas. Foram apresentados os modelos matemáticos dos quatro principais componentes do sistema: compressor, trocadores de calor (condensador e evaporador) e do tubo capilar. Os autores não mencionaram o modelo matemático utilizado para o gabinete refrigerado. Para o desenvolvimento do modelo do compressor foram aplicados balanços de massa e de energia ao componente. Para o cálculo da vazão mássica deste componente utilizou-se uma equação diferencial composta por parâmetros relacionados às válvulas de sucção e descarga. Modelos distribuídos foram propostos para os trocadores de calor, sendo que balanços de massa, de energia e quantidade de movimento foram aplicados a cada um dos volumes de controle do domínio. Para o cálculo da temperatura foram utilizados dois balanços de energia, um englobando a região da parede do trocador e outro apenas à região do fluido refrigerante. O tubo capilar não adiabático foi modelado a partir das equações provenientes também dos balanços de massa, energia e quantidade de movimento, porém, considerou-se um comportamento quase estático para esse componente. Com isso, assumindo que as variações desse componente são muito rápidas em comparação ao comportamento do sistema completo, os termos transitórios foram

desprezados. O modelo apresentou resultados coerentes quando comparado a resultados experimentais.

Jansen *et al.* (1992) apresentaram um modelo matemático de um freezer vertical para estudar as perdas que ocorrem durante a operação do sistema quando este é controlado por um processo de liga e desliga, comumente utilizado em refrigeração doméstica. O sistema modelado é composto por um evaporador com convecção forçada, condensador submetido à convecção natural e tubo capilar adiabático. Para os trocadores de calor foi proposto o modelo de fronteiras móveis, utilizando-se o modelo desenvolvido por Premoli *et al.* (1971) para cálculo da fração de vazio, sendo que para o caso do evaporador o fator calculado foi modificado, ou seja, foi multiplicado por uma constante. Utilizaram-se equações quase-estáticas para cálculo das vazões do tubo capilar e do compressor e para cálculo da potência elétrica consumida por este componente. O modelo é capaz de representar bem as variações experimentais. A partir dos resultados obtidos, os autores concluíram que, nas configurações estudadas, a eficiência do sistema analisado é de 10 a 18% superior quando se utiliza um compressor em contínuo funcionamento em relação ao caso em que o controle liga e desliga é utilizado.

Jakobsen (1995) desenvolveu um modelo matemático de um refrigerador doméstico de uma porta com o objetivo de estudar as perdas existentes durante a operação do sistema e meios de otimizar o funcionamento desses equipamentos. Para modelar o compressor hermético alternativo, o autor utilizou equações algébricas para cálculo da vazão mássica e da potência elétrica, sendo que o conceito de compressão isentrópica foi aplicado para o cálculo da potência, e um balanço de energia para cálculo da temperatura da carcaça. Aplicou-se uma formulação global para o modelo dos trocadores de calor, dividindo-os em modelo térmico e modelo hidrodinâmico. No primeiro, o autor aplica o conceito de conservação da energia à parede dos componentes, considerando que o refrigerante encontra-se saturado em sua extensão. O objetivo do segundo modelo, o modelo hidrodinâmico, é calcular a distribuição de refrigerante ao longo do trocador de calor e o estado físico desse na saída do componente. O autor utilizou o fator de fração de vazio fixo igual a 0,7 para o condensador e 0,8 para o evaporador. Para o tubo capilar são apresentados dois modelos independentes, um para a vazão mássica que atravessa o componente e outro para determinar a troca de calor entre

o tubo capilar e a linha de sucção. No primeiro modelo, considera-se um escoamento adiabático e são utilizados parâmetros empíricos que são variáveis de acordo com o fluido refrigerante e com a geometria do compressor. Para o cálculo do calor trocado é utilizado um modelo quase estático. A partir de comparações com resultados experimentais nota-se que o modelo é capaz de prever com boa precisão a variação das principais propriedades do sistema durante um processo liga e desliga.

Gonçalves (2004), um dos primeiros autores a utilizar uma abordagem semi-empírica na análise de sistemas de refrigeração doméstica, desenvolveu um modelo de um sistema doméstico de duas portas em regime permanente com o objetivo de analisar termicamente o seu funcionamento. O autor utilizou modelos fenomenológicos, com base nas leis de conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento, para caracterizar os componentes. Os principais parâmetros do modelo, tais como, rendimentos, coeficientes de transferência de calor e fatores de atrito foram ajustados aos dados experimentais a partir do método dos mínimos quadrados. O programa foi validado com dados experimentais de várias configurações do sistema, obtendo para a temperatura no interior do refrigerador diferenças na faixa de 5°C entre variáveis experimentais e calculadas, enquanto para a potência elétrica consumida pelo compressor a diferença estabelecida é inferior a 10%. O modelo desenvolvido é capaz de prever o comportamento do sistema quando são variadas: a eficiência do trocador de calor tubo capilar – linha de sucção, o número de arames do condensador, o número de aletas do evaporador e a rotação do compressor.

Hermes e Melo (2008) modelaram em regime transitório um sistema de refrigeração doméstico de duas portas, com o objetivo de prever o comportamento deste sistema durante um teste de partida e, principalmente, durante o teste de consumo de energia. O sistema é composto por compressor hermético alternativo, evaporador com convecção forçada, condensador com convecção natural e tubo capilar não adiabático. O controle da temperatura do congelador é realizado através do processo de liga e desliga do compressor, enquanto a temperatura do compartimento refrigerado é controlada pela ação de um *damp*er que ajusta o fluxo de ar do congelador para o refrigerador. Os modelos individuais dos componentes foram baseados nas leis de conservação da massa, da energia e da quantidade de

movimento. Os trocadores de calor foram divididos em volumes de controle e modelos distribuídos foram utilizados para prever as variáveis desses componentes. Correlações empíricas retiradas da literatura foram utilizadas para determinar os coeficientes de troca de calor dos componentes e o coeficiente de atrito do tubo capilar. Os resultados obtidos com o modelo foram comparados com resultados experimentais e notou-se que o modelo é capaz de prever bem o comportamento do sistema tanto em um teste de partida como no teste de consumo de energia. Para este último o modelo é capaz de prever o consumo de energia e a temperatura do ar no interior do gabinete com desvios máximos de, respectivamente, 10% e 1°C. Um potencial interessante do modelo desenvolvido é a análise da migração de refrigerante no interior dos componentes durante o um teste de liga e desliga do compressor.

Apesar de prever com boa precisão o consumo de energia de sistema de refrigeração, o modelo desenvolvido por Hermes e Melo (2008) é relativamente complexo e requer um tempo computacional elevado para sua resolução. Portanto, este modelo não é muito adequado para ser utilizado em otimização de sistemas, tendo em vista que nesses processos o código computacional é empregado muitas vezes até a determinação da configuração ótima desejada. Com isso, Hermes *et al.* (2009) propuseram um modelo matemático em regime estacionário capaz de prever o consumo de energia dos sistemas de refrigeração doméstica com menor esforço computacional. Em trabalhos anteriores, como o de Gonçalves *et al.* (2009), quando o sistema era modelado em regime permanente, o modelo matemático era capaz de calcular a potência consumida pelo compressor, porém não calculava o consumo de energia do sistema, pois este depende do tempo em que o compressor permanece ligado durante o teste. Com isso, neste trabalho, o tempo em que o compressor fica acionado durante o teste é calculado através de uma correlação entre a carga térmica a que o gabinete está submetido e a capacidade de refrigeração do sistema. Dessa forma, além de calcular a potência elétrica consumida, o modelo é capaz de calcular o consumo de energia do sistema. Equações algébricas ajustadas a dados experimentais foram utilizadas para cálculo da vazão mássica e da potência elétrica do compressor. Os trocadores de calor foram divididos por regiões, sendo que os coeficientes de troca de calor foram calibrados a partir de informações de testes, e a vazão mássica do fluido que passa pelo tubo capilar foi calculada a partir de

correlações obtidas a partir de dados empíricos. Para o cálculo da temperatura interna do gabinete refrigerado os autores utilizaram um balanço de energia englobando todo o componente. Ao se comparar com resultados experimentais nota-se que o consumo de energia calculado pelo modelo apresenta diferenças da ordem de 5% em relação aos valores experimentais.

Com o objetivo de estudar o comportamento dos componentes individuais do sistema de refrigeração em regime transitório Andrade (2009) desenvolveu modelos transitórios para cada um dos cinco componentes principais do sistema de refrigeração. Para o desenvolvimento desses modelos utilizou-se um sistema doméstico de uma porta, com trocadores de calor submetidos à convecção natural e com um compressor hermético alternativo. Os modelos desenvolvidos tiveram como base as equações de conservação da massa e da energia. Utilizou-se dois volumes de controle para os trocadores de calor, um para calcular a temperatura da parede e outro para cálculo da pressão do fluido no interior do componente. As regiões de superaquecimento e subresfriamento não foram levadas em consideração durante os cálculos. Equações algébricas foram utilizadas para cálculo da vazão mássica e da potência do compressor, sendo que algumas constantes relacionadas a esse componente foram ajustadas a partir de dados de catálogo fornecido pelo fabricante. Para o gabinete refrigerado utilizou-se um volume de controle no qual foi aplicado um balanço de energia. Alguns parâmetros dos modelos tais como, condutância e capacitância, devem ser calibrados a partir dos resultados do teste de abaixamento de temperatura. Ao se comparar com resultados desse teste nota-se boa concordância entre os resultados medidos e os calculados quando os modelos são alimentados com dados de entrada experimentais.

Com o intuito de desenvolver um modelo que seja capaz de prever a influência no consumo de energia de alguns eventos adicionais, tais como: abertura de porta, estratégias de degelo e cargas térmicas internas ao gabinete, Borges *et al.* (2011) propuseram modelos transitórios, baseados no trabalho de Hermes e Melo (2008), para os ambientes refrigerados e uma modelagem em regime permanente dos outros componentes do sistema, tendo como base o trabalho de Hermes *et al.* (2009). Os modelos foram desenvolvidos a partir das leis de conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento. Alguns parâmetros, tais como condutâncias, capacitâncias, efetividade do trocador de calor, foram ajustados a

partir de dados experimentais do sistema avaliado. O modelo foi calibrado e comparado com resultados experimentais obtidos com um sistema de refrigeração de duas portas. A partir de comparações com resultados experimentais nota-se que o modelo é capaz de prever com diferenças da ordem de 2% o consumo de energia do sistema e com diferença máxima de 0,4°C para temperatura do ar no interior dos compartimentos refrigerados. A partir do modelo desenvolvido é possível ainda a verificação da influência da variação das condutâncias dos trocadores de calor e das paredes dos gabinetes refrigerados no consumo de energia do sistema.

2.1. Síntese do Capítulo

Nota-se que existem diversos trabalhos disponíveis na literatura referentes à simulação numérica de sistemas de refrigeração doméstica. O principal objetivo da maioria desses trabalhos é representar matematicamente o comportamento do sistema quando este está submetido a determinado teste experimental. Dessa forma, diversas alterações que são realizadas nos sistemas de refrigeração podem ser simuladas computacionalmente antes de serem testadas e, como consequência, o número de testes experimentais necessários para se obter a configuração desejada do sistema é reduzido. Os modelos matemáticos também são muito úteis na avaliação da sensibilidade do sistema ao se alterar as características de determinados componentes, como por exemplo, a condutância dos trocadores de calor, a capacidade do compressor e a condutância do gabinete. Por outro lado, notou-se que não há disponível na literatura um trabalho que se proponha a antecipar a finalização dos testes experimentais durante a execução do próprio teste, com o intuito de reduzir o tempo do ensaio. Sendo esse o principal objetivo do presente trabalho.

3. ENSAIOS DE REFERÊNCIA

Como o presente trabalho é baseado em um modelo semi-empírico para previsão de testes experimentais, escolheu-se um sistema de refrigeração específico para o desenvolvimento dos modelos matemáticos. O sistema escolhido foi um congelador modelo Consul CVU30CBBNA apresentado na Figura 3.1.



Figura 3.1. Sistema utilizado durante o desenvolvimento do modelo.

O sistema é composto por um compressor hermético alternativo, marca Embraco (modelo EG75HLR), condensador do tipo arame sobre tubo, evaporador do tipo *roll bond* e um trocador de calor TC-LS do tipo concêntrico contra-corrente. No interior dos componentes circula 140 gramas do fluido refrigerante HFC-134a e o óleo lubrificante do compressor é o EMKARATE RL 10H. Maiores detalhes do sistema estão apresentados no Apêndice A.

Os modelos matemáticos, apresentados no Capítulo 4, foram baseados nos resultados experimentais do teste de abaixamento de temperatura realizado com esse sistema à temperatura ambiente de 32°C. Esse teste foi realizado no POLO (Laboratório de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica da USFC) e cedido ao LACIT (Laboratório de Ciências Térmicas da UTFPR) a pedido da EMBRACO.

Para a realização do teste, esse congelador foi inserido em uma câmara de ensaios. Esta câmara possui um sistema de aquisição de dados conectado a um

computador digital que permite o monitoramento de sinais de pressão, temperatura, umidade, potência, e outras variáveis de natureza elétrica. A medição das temperaturas do sistema foi realizada com termopares do tipo T (Cobre-Constantan), com incertezas de medição na faixa de $\pm 0,2^\circ\text{C}$. As pressões de sucção e de descarga foram medidas com dois transdutores de pressão absoluta do tipo *strain gage*, com incertezas de medição da ordem de $\pm 0,03$ bar e com faixas de operação distintas. Para a pressão de sucção utilizou-se um transdutor que opera entre 0 e 10 bar e para a pressão de descarga um transdutor com faixa de operação de 0 a 50 bar. Para medição da corrente elétrica, tensão e potência consumida foi utilizado um transdutor integrador, modelo Yokogawa WT230, com incerteza de medição de $\pm 0,2\%$. Por fim, para medir a vazão mássica⁵ de fluido refrigerante utilizou-se um fluxímetro do tipo Coriolis com incerteza de medição de $\pm 0,12$ kg/h.

A Figura 3.2 apresenta um esquema do posicionamento dos sensores no sistema testado. Note que, apesar do trocador de calor TC-LS ser do tipo concêntrico, no esquema está representado como sendo do tipo lateral para facilitar o entendimento da localização dos termopares neste componente.

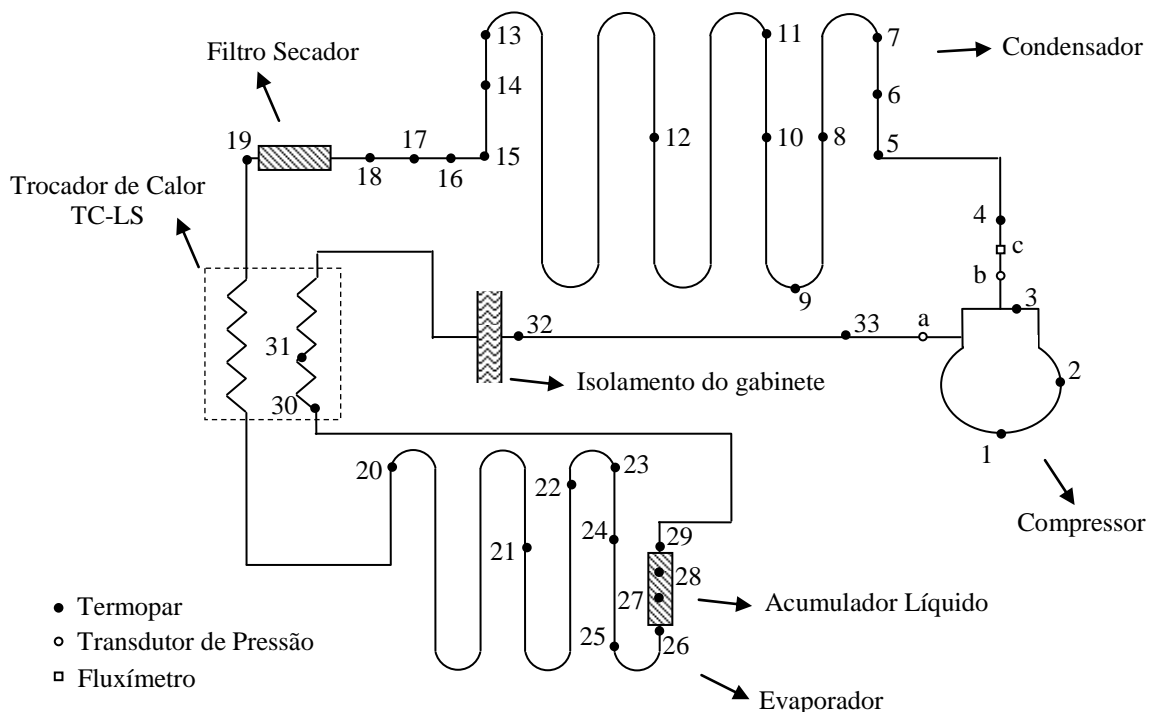


Figura 3.2. Esquema de posicionamento dos sensores no sistema de refrigeração.

⁵ A vazão mássica do compressor não é uma variável normalmente medida em testes de abaixamento de temperatura. Esta medição só é realizada em situação onde são necessárias informações mais detalhadas do sistema.

Além dos sensores mostrados na Figura 3.2 foram utilizados seis termopares no gabinete para medir a temperatura do ar no interior do componente, como apresentado na Figura 3.3.

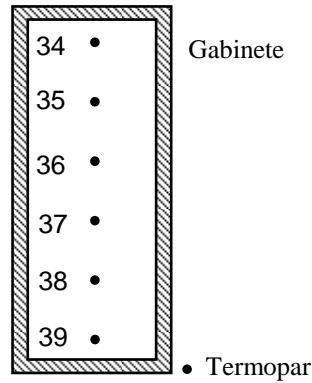


Figura 3.3. Esquema de posicionamento dos termopares no gabinete refrigerado.

Para um melhor entendimento de como são fixados os medidores, algumas fotos do sistema real são apresentadas. A Figura 3.4 mostra o posicionamento e como foram fixados os termopares na carcaça do compressor. Nesse componente são medidas as temperaturas de três pontos: fundo, meio e topo, respectivamente, termopares 1, 2 e 3, da Figura 3.2.

A Figura 3.5 mostra a fixação de alguns termopares no condensador, e a Figura 3.6 apresenta como esses são fixados no evaporador. A fixação e a distribuição dos seis termopares no interior do gabinete são apresentadas na Figura 3.7. Por fim, a Tabela 3.1 descreve o posicionamento real de todos os sensores no sistema.



Figura 3.4. Posicionamento dos termopares na carcaça do compressor.

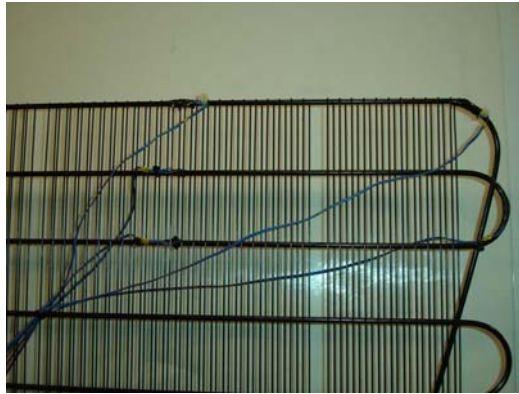


Figura 3.5. Fixação dos termopares na superfície externa da parede do condensador.



Figura 3.6. Fixação dos termopares na parede do evaporador.



Figura 3.7. Posicionamento dos termopares para medição da temperatura do ar no interior do gabinete refrigerado.

Tabela 3.1. Posicionamento dos sensores no sistema.

Variável	Indicação na Figura 3.2 e na Figura 3.3	Posicionamento no sistema
Temperatura	1	Fundo da carcaça do compressor
	2	Meio da carcaça do compressor
	3	Topo da carcaça do compressor
	4	150 mm após a descarga do compressor
	5	1° Tubo do condensador (Entrada)
	6	1° Tubo do condensador (Meio)
	7	1° Tubo do condensador (Final)
	8	2° Tubo do condensador (Meio)
	9	2° Tubo do condensador (Final)
	10	3° Tubo do condensador (Meio)
	11	3° Tubo do condensador (Final)
	12	Meio do condensador
	13	Último Tubo do condensador (Entrada)
	14	Último Tubo do condensador (Meio)
	15	Último Tubo do condensador (Final)
	16	Entrada do TAF
	17	Saída do TAF
	18	50 mm da entrada do filtro secador
	19	Saída do filtro secador
	20	150mm após a entrada do evaporador
	21	Meio do evaporador
	22	3/4 do final do evaporador
	23	Última prateleira do evaporador (Entrada)
	24	Última prateleira do evaporador (Meio)
	25	Última prateleira do evaporador (Final)
	26	Entrada do acumulador líquido
	27	Meio do acumulador líquido (1)
	28	Meio do acumulador líquido (2)
	29	Saída do acumulador líquido
	30	25 mm após entrada do trocador de calor TC-LS
	31	125 mm após entrada do trocador de calor TC-LS
	32	Linha de sucção após isolamento do gabinete
	33	100 mm da sucção do compressor
	34	Gabinete: Gaveta 1
	35	Gabinete: Gaveta 2
	36	Gabinete: Gaveta 3
	37	Gabinete: Gaveta 4
	38	Gabinete: Gaveta 5
	39	Gabinete: Gaveta 6
Pressão	a	Pressão na sucção do compressor
	b	Pressão na descarga do compressor
Vazão Mássica	c	Fluxímetro na descarga do compressor

3.1. Teste de Abaixamento de temperatura

Após a instrumentação, uma vez que o sistema atinja o equilíbrio térmico com o ambiente, o teste é iniciado (como explicado com detalhes no Apêndice C). No início do teste, grande parte da carga de fluido refrigerante encontra-se dissolvida no óleo. O restante do fluido de trabalho está na condição de vapor

superaquecido distribuído nos demais componentes. A Figura 3.8 e a Figura 3.9 apresentam, respectivamente, a variação com o tempo da pressão de sucção e da pressão de descarga do compressor. A ordenada dos gráficos representa a escala das pressões em bar, enquanto a abscissa o tempo em horas. As regiões em destaque das figuras são referentes aos primeiros instantes do teste. Observe que nos gráficos destacados a escala de tempo é bastante reduzida para que o comportamento no início do teste possa ser melhor visualizado. As unidades das escalas nas regiões em destaque são mantidas inalteradas.

Algumas informações iniciais podem ser obtidas a partir da Figura 3.8 e da Figura 3.9. Antes do início do teste observa-se, comparando as duas figuras, que as pressões estão equalizadas em 4,62 bar. Como o sistema encontra-se em equilíbrio térmico com a câmara a 32°C, e a temperatura de saturação do fluido HFC-134a a 4,62 bar é de 13,3°C, comprova-se a condição de fluido superaquecido em todo o sistema.

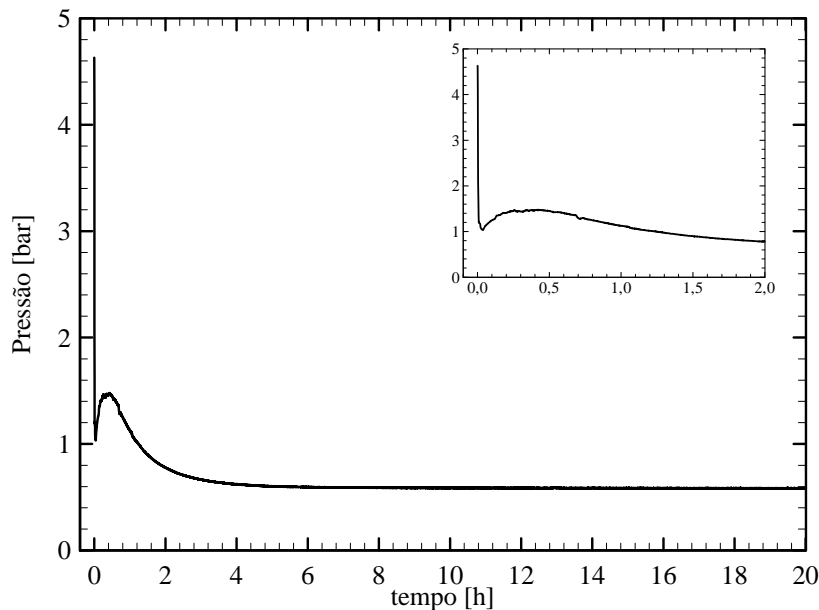


Figura 3.8. Variação da pressão de sucção durante o teste de abaixamento de temperatura.

Como explicado com detalhes por Hermes (2006), quando o compressor é acionado, no instante $t=0$, as pressões de trabalho do sistema sofrem alterações bruscas. Após os primeiros instantes de teste as pressões na sucção e na descarga do compressor passam a ter comportamentos parecidos, crescendo em taxas mais lentas. Neste momento já estão presentes nos trocadores de calor, condensador e evaporador, regiões de fluido na condição bifásica.

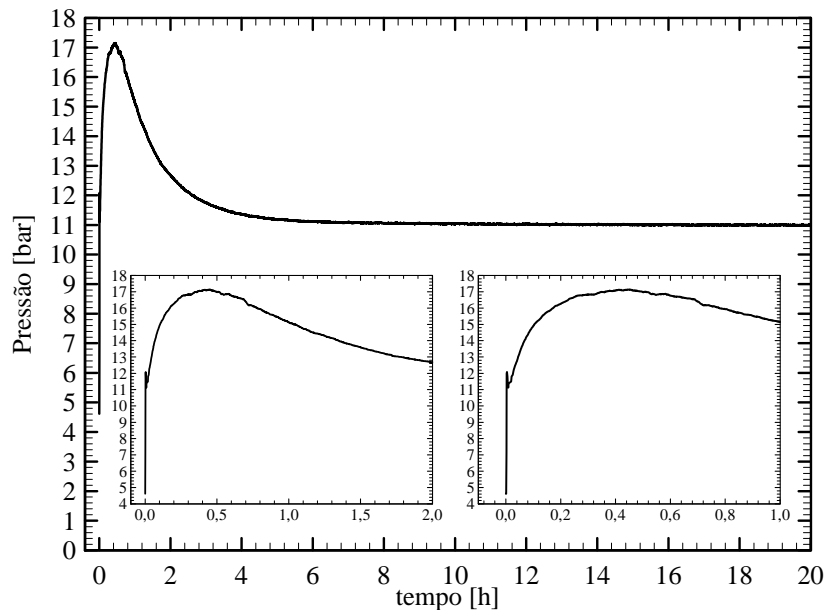


Figura 3.9. Variação da pressão de descarga durante o teste de abaixamento de temperatura.

O aumento da pressão de descarga está relacionado ao contínuo transporte de fluido quente do compressor para o condensador. Com o aumento desta pressão, começa a aparecer uma região de líquido sub-resfriado no final do condensador, aumentando a quantidade de líquido ao longo do tubo capilar. Quanto maior a quantidade de líquido escoando no tubo capilar, maior a vazão mássica de fluido que atravessa o componente e que é descarregado no evaporador, portanto, a pressão de evaporação também aumenta.

O pico de pressão é o ponto em que há o equilíbrio entre a troca de calor do condensador com o meio ambiente e o calor entregue à esse componente pelo fluido refrigerante quente proveniente do compressor. Esse pico ocorre em torno 30 minutos e apresenta magnitude de aproximadamente 1,5 bar para pressão de sucção e 17,0 bar para pressão de descarga, como pode ser observado, respectivamente, nas regiões destacadas da Figura 3.8 e da Figura 3.9.

A partir do pico de pressão, a troca de calor no condensador passa a ser maior do que a energia entregue ao componente, com isso a pressão de condensação começa a diminuir. Com a diminuição da pressão de condensação, há uma conseqüente redução da região de líquido sub-resfriado no final do condensador, fazendo com que a vazão mássica do tubo capilar diminua e a pressão de evaporação siga a mesma tendência.

A redução da pressão no condensador faz com que a temperatura na parede do componente, que é uma consequência imediata da pressão, também diminua. Com isso, a própria queda de pressão é responsável pela redução da taxa de troca de calor entre o condensador e o ambiente externo. No momento em que essa taxa se iguala à quantidade de energia entregue ao condensador, as pressões atingem o regime permanente e não mais variam com o tempo. Note que as pressões atingiram o valor estacionário em aproximadamente cinco horas de teste, em 0,6 bar para pressão de sucção e 11,0 bar para pressão de descarga.

A Figura 3.10 apresenta o comportamento da vazão mássica na descarga do compressor durante o teste de abaixamento de temperatura. No início do teste, como as pressões são muito próximas, a vazão mássica apresenta um pico, em torno de 8,5 kg/h, como pode ser observado na região em destaque da Figura 3.10. Com o aumento brusco da diferença entre as pressões, a vazão mássica sofre uma queda, atingindo o patamar de aproximadamente 4,0 kg/h, e a partir deste ponto, passa a aumentar de forma mais gradativa acompanhando a variação das pressões.

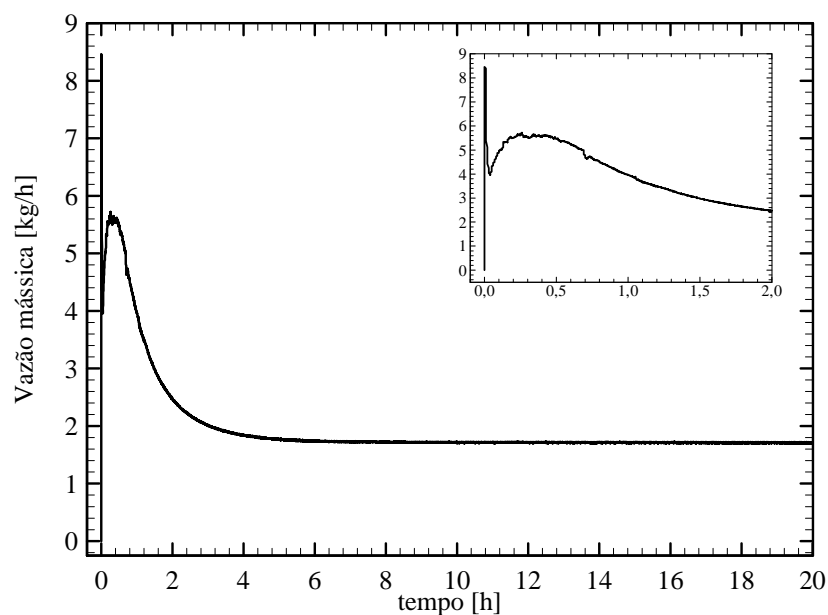


Figura 3.10. Variação da vazão mássica durante o teste de abaixamento de temperatura.

A potência consumida pelo compressor também apresenta um comportamento próximo ao das pressões de trabalho do sistema. Como observado na região destacada da Figura 3.11, a potência elétrica apresenta um pico inicial, próximo a 280 W e um segundo pico de intensidade inferior, próximo a 185 W, que ocorre no mesmo instante do pico de pressões.

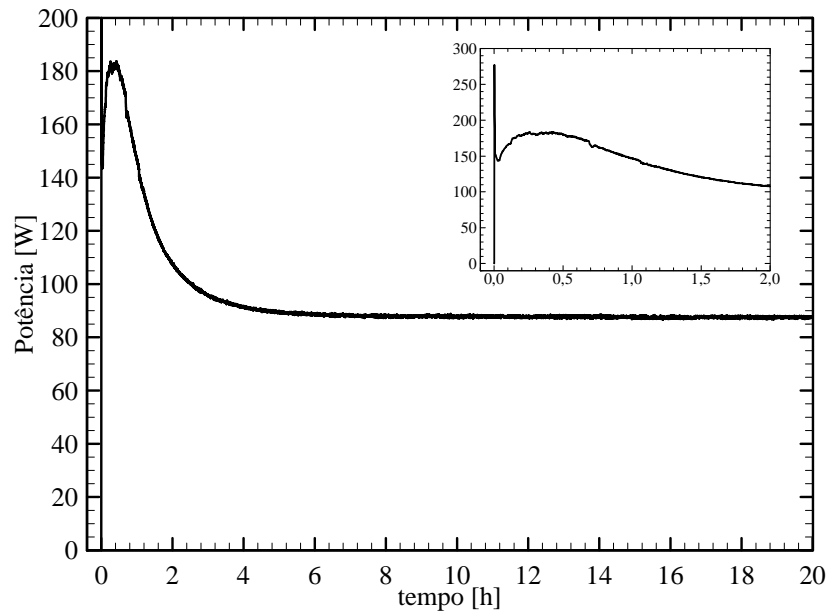


Figura 3.11. Variação da potência elétrica durante o teste de abaixamento de temperatura.

A Figura 3.12 apresenta a variação durante o teste das três temperaturas medidas na carcaça do compressor. Neste capítulo a numeração utilizada para identificar as temperaturas medidas é referente às indicadas na Figura 3.2, na Figura 3.3 e na Tabela 3.1. Observa-se, na Figura 3.12, que a variação da temperatura do compressor é próxima ao comportamento transitório da potência elétrica entregue ao componente. Devido a perdas por atrito e pelo próprio funcionamento do motor elétrico, parte da potência consumida é convertida em calor, causando o aumento desta temperatura.

Note que nos primeiros instantes do teste, enfatizados nas regiões em destaque da Figura 3.12, há uma diminuição da temperatura do compressor. Isso ocorre, devido à queda brusca da pressão no interior da carcaça quando o compressor é acionado, proporcionando uma rápida liberação de fluido refrigerante do óleo lubrificante. Essa liberação requer energia absorvida do próprio componente, ocasionando a queda de sua temperatura.

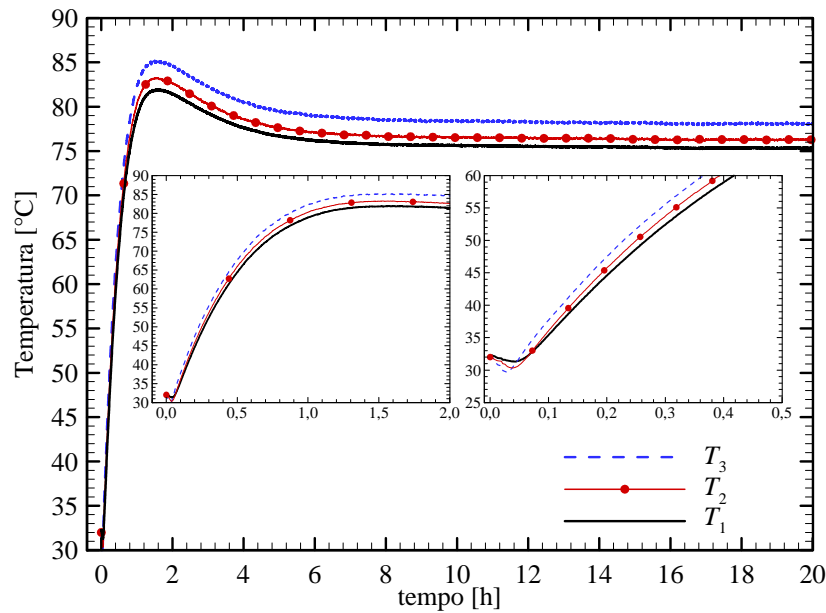


Figura 3.12. Variação das temperaturas medidas no fundo, T_1 , no meio, T_2 , e no topo, T_3 , da carcaça do compressor durante o teste de abaixamento de temperatura.

Para análise dos modelos matemáticos, algumas hipóteses serão utilizadas para obtenção da condição do fluido refrigerante na entrada e na saída do compressor. A Figura 3.13 apresenta a variação das temperaturas na sucção, no meio e na descarga desse componente. Note que, no início do teste, a temperatura na sucção sofre uma pequena influência do calor oriundo da própria carcaça do compressor, porém se estabiliza próxima ao valor da temperatura ambiente. Por outro lado, a temperatura na descarga apresenta um comportamento parecido ao da curva de temperatura da carcaça do compressor.

A Figura 3.14 apresenta a variação de temperaturas na superfície externa do condensador durante o teste de abaixamento de temperatura. A temperatura da parede do condensador é um reflexo da temperatura do fluido no interior do componente que, por sua vez, é dependente da pressão de condensação do sistema. Nota-se que, devido à região de superaquecimento presente na primeira parte do condensador, as temperaturas são mais elevadas na entrada do que no meio do componente. Porém, no final do primeiro tubo, a temperatura já está próxima à temperatura medida no meio do condensador. Com isso, entende-se que a região de vapor superaquecido engloba apenas o primeiro tubo do componente, correspondendo à apenas aproximadamente 5% do comprimento total do condensador.

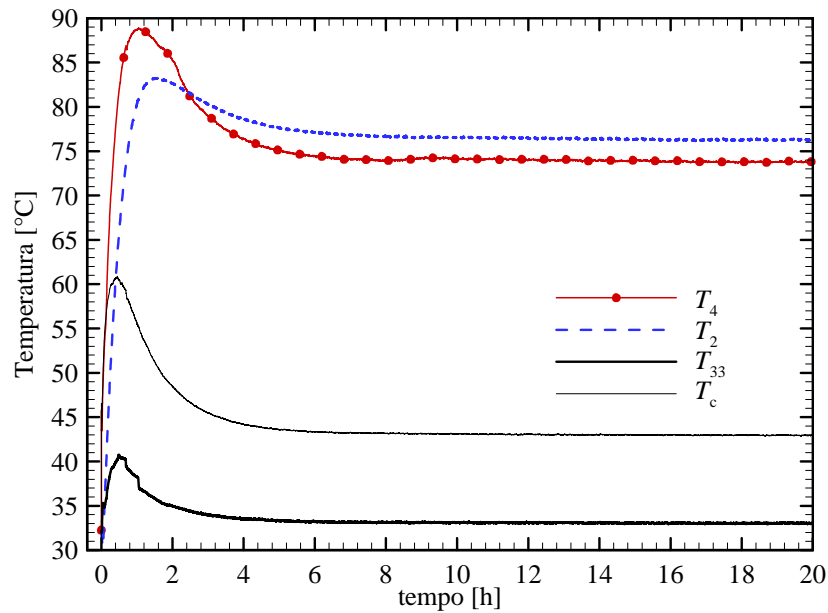


Figura 3.13. Variação das temperaturas medidas durante o teste de abaixamento de temperatura: na linha de sucção, T_{33} , no meio da carcaça do compressor, T_2 , na linha de descarga, T_4 e da temperatura de condensação (T_c , obtida a partir da pressão de descarga).

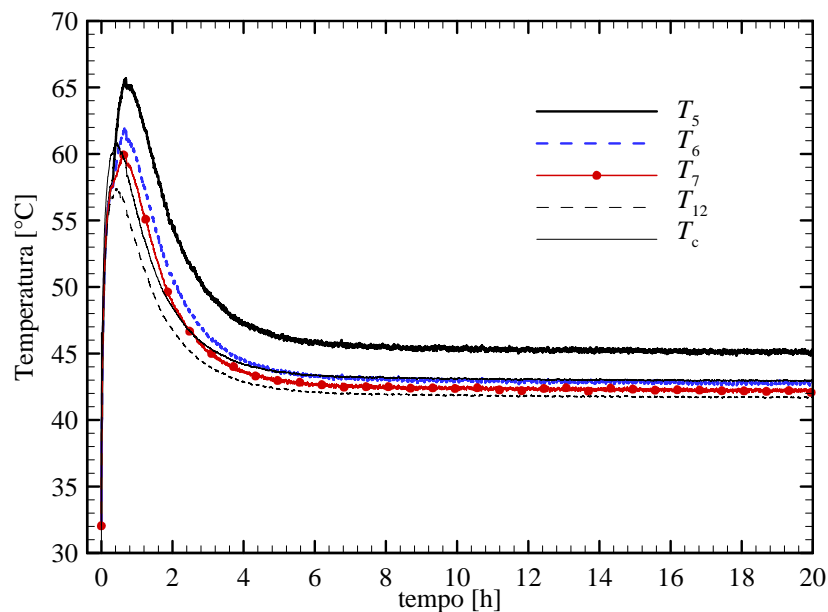


Figura 3.14. Variação das temperaturas medidas na superfície externa do condensador durante o teste de abaixamento de temperatura: entrada do 1° tubo, T_5 , meio do 1° tubo, T_6 , final do 1° tubo, T_7 , meio do componente, T_{12} e da temperatura de condensação (T_c , obtida a partir da pressão de descarga).

Na Figura 3.15, as temperaturas da superfície externa do condensador são comparadas à temperatura de saturação referente à pressão de descarga do compressor. Sabe-se que após alguns instantes de teste, o fluido refrigerante se encontra na condição bifásica no interior do componente. Com isso, a pressão de

descarga é igual à pressão de condensação do sistema, e o fluido no interior do condensador encontra-se à temperatura de saturação referente a essa pressão.

Observa-se que em regime permanente há uma diferença de aproximadamente um grau entre a temperatura de condensação e a temperatura no meio do condensador. Como nessa condição o fluido está saturado, a diferença entre essas duas temperaturas se deve principalmente a quatro fatores: (i) à resistência térmica da parede do condensador, e em menor escala, (ii) à queda de pressão existente no componente e (iii) a erros de medição inerentes ao ensaio.

Comparando as outras duas temperaturas apresentadas, nota-se a existência das três regiões do condensador: superaquecida, bifásica e sub-resfriada. Observa-se também que o grau de sub-resfriamento é pequeno, pois a temperatura na saída do componente apresenta magnitude próxima à temperatura do meio do condensador.

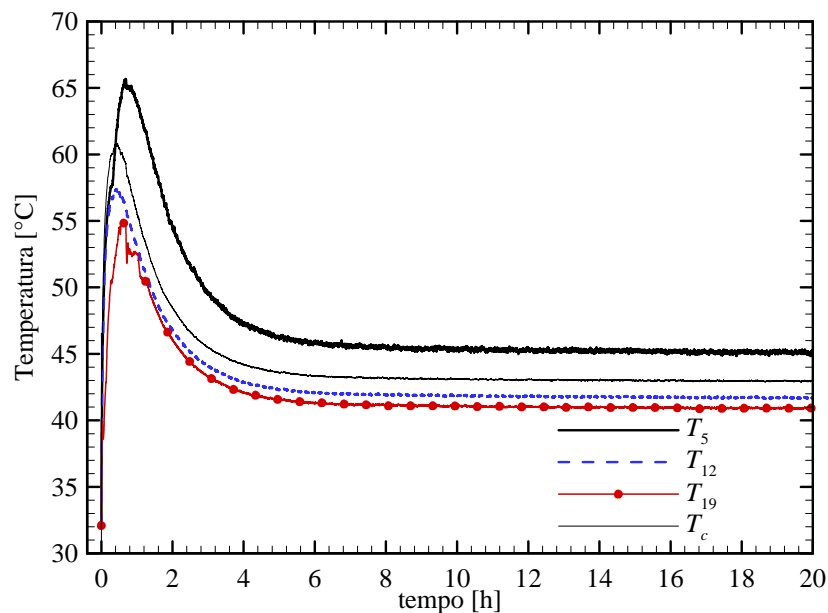


Figura 3.15. Variação das temperaturas medidas na entrada do 1° tubo do condensador, T_5 , no meio do componente, T_{12} , na saída do condensador, T_{19} , e da temperatura de condensação (T_c , obtida a partir da pressão de descarga) durante o teste de abaixamento de temperatura.

Após sair do condensador e passar pelo tubo capilar, a pressão do fluido refrigerante é bastante reduzida fazendo com que o fluido entre na condição bifásica no evaporador. Como no começo do teste o evaporador encontra-se a 32°C, o líquido rapidamente se evapora ao entrar em contato com este componente. Dessa forma, a superfície do evaporador vai se resfriando aos poucos, de acordo com a

capacidade do fluido refrigerante de retirar calor do componente. Com isso, como se pode observar na Figura 3.16, no início do teste apenas a temperatura da entrada do evaporador é reduzida, à aproximadamente -18°C , enquanto o restante do componente encontra-se ainda à temperatura ambiente. Após 15 minutos de teste a frente de líquido alcança o meio do evaporador, fazendo com que a temperatura nessa posição seja também reduzida. Essa frente de líquido continua se deslocando ao longo do evaporador, até que todo o componente seja preenchido por fluido na condição bifásica. Note que para esse sistema, são necessárias em torno de meia hora para o preenchimento total do evaporador, momento em que a temperatura na saída do componente é reduzida à mesma magnitude das outras temperaturas medidas.

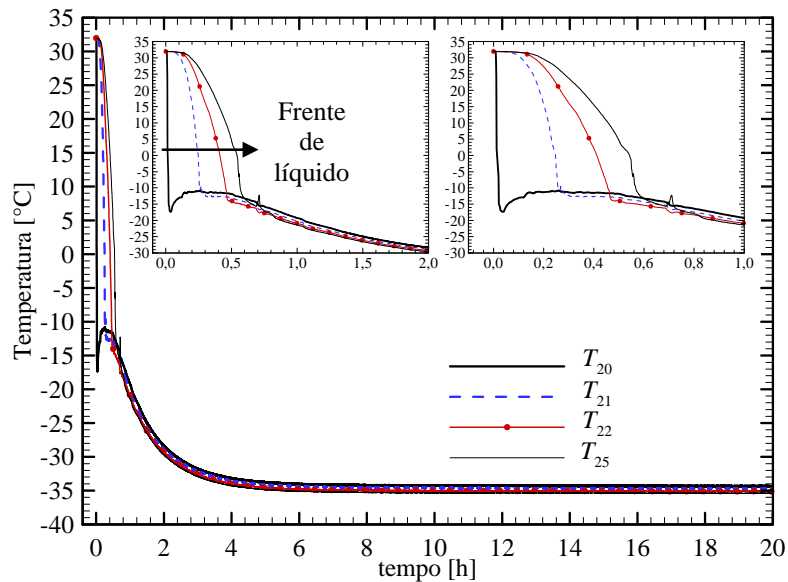


Figura 3.16. Variação das temperaturas medidas na superfície externa do evaporador durante o teste de abaixamento de temperatura: entrada, T_{20} , meio, T_{21} , a 3/4 da saída, T_{22} , e na saída do componente, T_{25} .

A mudança de fase do fluido no evaporador é responsável por retirar calor do ar contido no gabinete refrigerado. A Figura 3.17 apresenta a variação da temperatura do ar em três posições do componente: no topo, no meio e no fundo. Note que as temperaturas são praticamente iguais no interior do gabinete. Dessa forma, no presente trabalho será considerada uma temperatura média, T_{gb} , como representativa do componente.

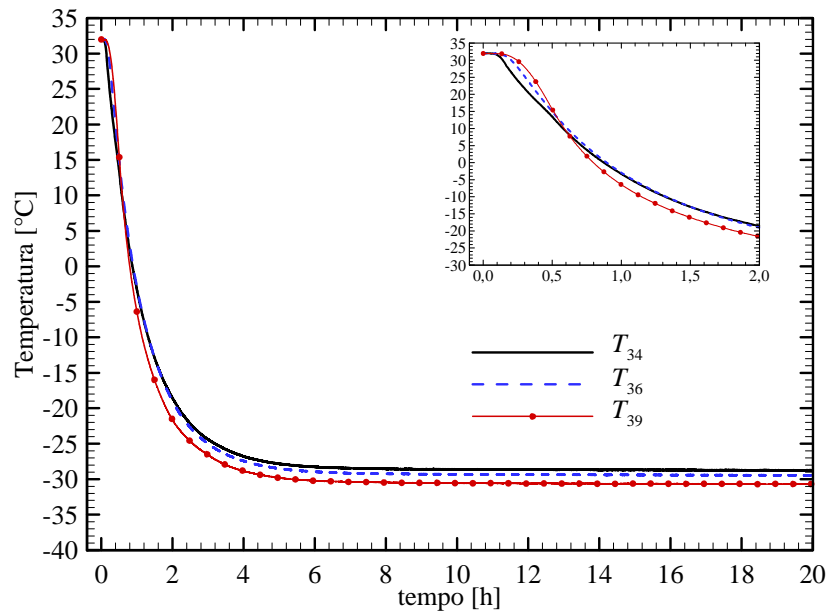


Figura 3.17. Variação das temperaturas medidas do ar no topo do gabinete, T_{34} , no meio do componente, T_{36} , e no fundo do gabinete, T_{39} , durante o teste de abaixamento de temperatura.

A Figura 3.18 apresenta a comparação de duas temperaturas na superfície de evaporador, na entrada e no meio, com a temperatura de evaporação obtida da pressão de sucção e com a temperatura média do ar no interior do gabinete refrigerado. Note que no início do teste o fluido refrigerante encontra-se superaquecido no evaporador e, portanto, a temperatura de saturação não representa a temperatura do fluido no componente. A temperatura de saturação no início é de 13,3°C enquanto que o fluido refrigerante está a 32°C.

Observa-se, ainda na Figura 3.18, que a temperatura na entrada do evaporador apresenta comportamento muito parecido com a temperatura de saturação. E que em regime permanente há uma diferença da ordem de 2,5°C entre essa última e a temperatura na superfície do componente. Além disso, nota-se que a temperatura do ar no interior do gabinete apresenta uma inércia térmica maior em relação ao evaporador. Essa temperatura alcança um valor em regime permanente da ordem de 5,0°C superior ao valor da superfície do trocador de calor.

Após a saída do evaporador o fluido passa pelo acumulador de líquido, seguindo para a linha de sucção no trocador de calor TC-LS. A Figura 3.19 apresenta a variação com o tempo das temperaturas na entrada e na saída do trocador TC-LS. Note a grande variação de temperatura que o fluido está submetido

devido à presença do trocador de calor. Vale lembrar que essas temperaturas foram medidas na superfície externa da linha de sucção.

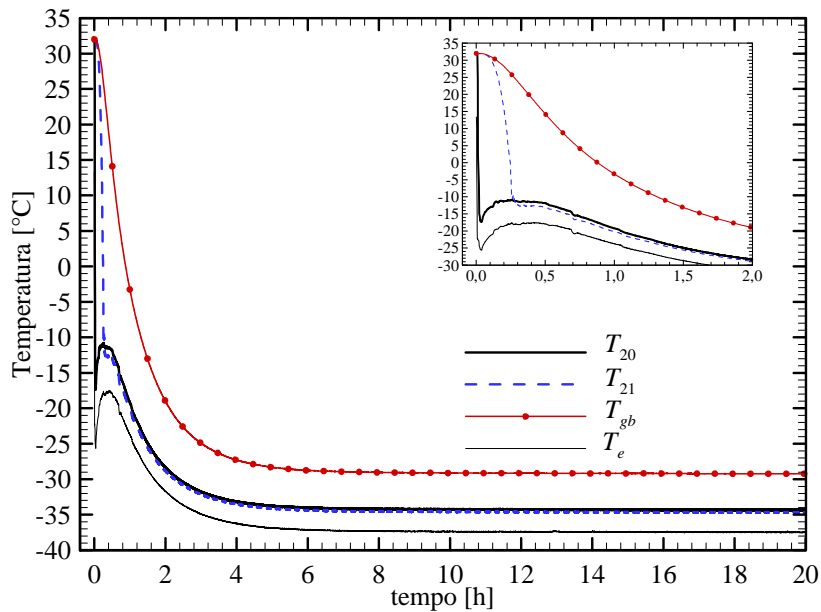


Figura 3.18. Variação das temperaturas medidas na entrada do evaporador, T_{20} , no meio do componente, T_{21} , do ar no interior do gabinete, T_{gb} , e da temperatura de evaporação (T_e , obtida a partir da pressão de sucção) durante o teste de abaixamento de temperatura.

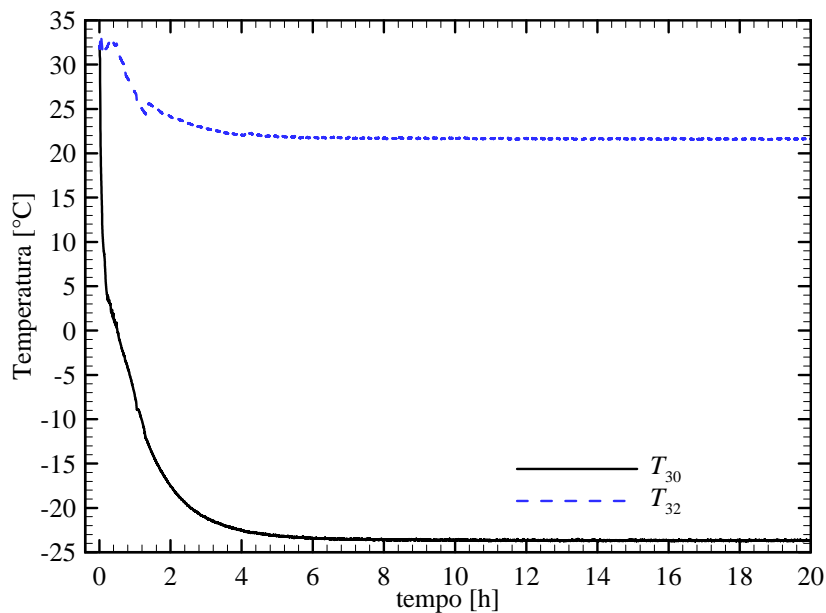


Figura 3.19. Variação das temperaturas medidas na superfície externa da linha de sucção: na entrada do trocador de calor TC-LS (T_{30}) e na saída do trocador (T_{32}) durante o teste de abaixamento de temperatura.

3.2. Síntese do Capítulo

Neste capítulo foram apresentados os resultados obtidos através do teste de abaixamento de temperatura realizado com um sistema doméstico vertical de refrigeração com temperatura ambiente de 32°C. Grande parte das informações contidas neste capítulo é utilizada no Capítulo 4, durante a modelagem matemática do sistema. Notou-se também que os comportamentos transitórios dos componentes são interdependentes, dessa forma, alguma alteração significativa em um componente pode afetar o funcionamento de todo o sistema.

4. MODELAGEM MATEMÁTICA

Para a modelagem do sistema de refrigeração completo, são necessários modelos individuais de cada um dos cinco componentes do sistema. Neste capítulo é apresentado o desenvolvimento desses modelos.

Os modelos são desenvolvidos de acordo com as variáveis de interesse de cada componente. A temperatura é uma das variáveis que deve ser determinada na maioria dos modelos. Por isso, na metodologia adotada são aplicados balanços de energia em todos componentes do sistema de refrigeração. A partir desses balanços obtêm-se equações para cálculo de temperaturas em diversos pontos, além das pressões de trabalho do sistema.

Inicialmente será apresentado o balanço de energia aplicado a um componente genérico, e em seguida, o equacionamento será particularizado para cada um dos componentes individuais. A Figura 4.1 apresenta um volume de controle, VC, utilizado nesse balanço. Nesta figura $\dot{m}_i u_i$ e $\dot{m}_o u_o$ são, respectivamente, o produto da vazão mássica pela energia interna específica do fluido refrigerante na entrada e na saída do componente, \dot{Q} , a taxa de transferência de calor entre o componente e o meio em que ele se encontra e, \dot{W} , a potência entregue ao componente.

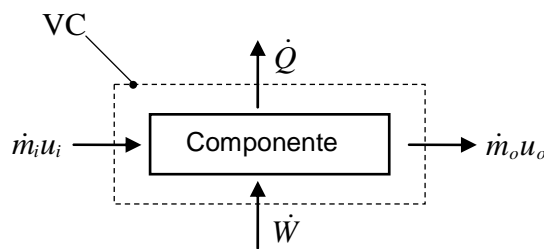


Figura 4.1. Volume de controle utilizado no balanço de energia em um componente genérico do sistema de refrigeração.

Aplicando o balanço de energia ao volume de controle da Figura 4.1, tem-se:

$$\frac{dU_{vc}}{dt} + \frac{dE_{g,vc}}{dt} + \frac{dE_{k,vc}}{dt} = \dot{W}_{vc} - \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right) \quad (4.1)$$

onde U_{vc} , $E_{g,vc}$ e $E_{k,vc}$ são, respectivamente, a energia interna, a energia potencial e a energia cinética do volume de controle, g é a aceleração da gravidade, h_i , V_i , z_i ,

h_o , V_o e z_o são, respectivamente, a entalpia, a velocidade e a altura na entrada e na saída do componente analisado.

No desenvolvimento dos modelos, algumas hipóteses simplificadoras são utilizadas, sendo elas:

- (a) As variações com o tempo da energia cinética e potencial são desprezadas;
- (b) A diferença de altura entre entrada e saída dos componentes é desprezível;
- (c) São desconsideradas as variações entre a energia cinética do fluido entre entrada e saída dos componentes;
- (d) As perdas de carga do fluido refrigerante ao longo do sistema são desprezadas;
- (e) É considerado que não há acúmulo de massa nos trocadores de calor e no compressor. Apesar de haver uma variação considerável entre a vazão mássica na sucção e na descarga do compressor, principalmente no início do teste quando grande parte do fluido refrigerante se desprende do óleo, considera-se que a vazão mássica na entrada será igual à vazão mássica na saída para esse componente. Essa hipótese é utilizada, pois os cálculos serão inicializados após o início do teste. Com isso, admite-se que no momento que se inicia a simulação, as vazões na sucção e na descarga já estão muito próximas;
- (f) A capacidade térmica do fluido refrigerante é desprezível quando comparada com a capacitância da parede do componente. Com isso, utilizam-se modelos quase-estáticos nos balanços de energia aplicados a volumes de controle que englobem apenas o fluido refrigerante.

Após as simplificações, a equação (4.1) pode ser reescrita como:

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \dot{W}_{vc} - \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_{vc} (h_i - h_o) \quad (4.2)$$

De acordo com a hipótese (f), o acúmulo de energia no fluido refrigerante é desprezado. Com isso, para volumes de controle que englobem apenas o fluido refrigerante tem-se que $dU_{vc}/dt = 0$.

Ao considerar situações em que o balanço de energia é aplicado à parede do componente, este termo pode ser reescrito por:

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \frac{d(M_{vc}u_{vc})}{dt} \quad (4.3)$$

onde M_{vc} é a quantidade de massa presente no volume de controle e u_{vc} , a energia interna específica. Reescrevendo o lado direito da equação (4.3), tem-se:

$$\frac{d(M_{vc}u_{vc})}{dt} = M_{vc} \frac{du_{vc}}{dt} + u_{vc} \frac{dM_{vc}}{dt} \quad (4.4)$$

sendo que, por se tratar de um balanço na parede do componente, a variação de massa no interior do volume de controle é nula, i.e., $dM_{vc}/dt = 0$.

Reescrevendo a equação (4.2) e utilizando as considerações apresentadas tem-se:

$$M_{vc} \frac{du_{vc}}{dt} = \dot{W}_{vc} - \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_{vc} (h_i - h_o) \quad (4.5)$$

Como a energia interna é uma função do volume específico e da temperatura, pode-se escrever:

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv \quad (4.6)$$

Para sólidos e líquidos a variação da energia interna com o volume específico é desprezível ($\partial u / \partial v \approx 0$), com isso, a equação (4.6) pode ser reescrita como:

$$du = \left(\frac{du}{dT} \right)_v dT \quad (4.7)$$

sendo que por definição:

$$c = \frac{du}{dT} \quad (4.8)$$

Com isso, substituindo as equações (4.8) e (4.7) na equação (4.5), tem-se:

$$M_{vc} c \frac{dT_{vc}}{dt} = \dot{W}_{vc} - \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_{vc} (h_i - h_o) \quad (4.9)$$

Considerando o produto $M_{vc}C$ como uma constante C (capacitância), obtém-se:

$$C \frac{dT_{vc}}{dt} = \dot{W}_{vc} - \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_{vc}(h_i - h_o) \quad (4.10)$$

sendo C , a capacitância do componente analisado.

Na sequência do trabalho, a equação (4.10) será utilizada durante o desenvolvimento dos modelos dos componentes.

4.1. Compressor

A Figura 4.2 apresenta as principais variáveis que serão determinadas pelo modelo do compressor, sendo elas: a vazão mássica de fluido refrigerante, \dot{m}_{cp} , a potência elétrica consumida durante o processo de compressão, \dot{W} , temperatura de descarga, T_d , e a temperatura da carcaça do compressor, T_{cp} .

Apesar de não ser uma das variáveis medidas durante um teste de abaixamento de temperatura convencional, a vazão mássica do compressor deve ser computada por ser um dado necessário para cálculo das demais variáveis do sistema.

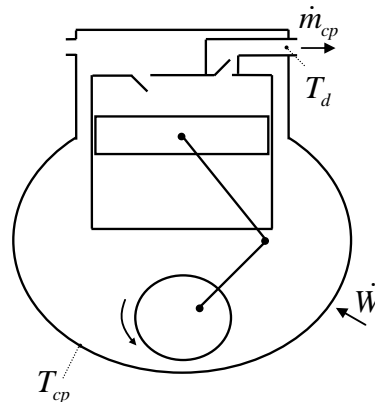


Figura 4.2. Variáveis a serem determinadas pelo modelo do compressor.

Para avaliar a vazão mássica e a potência elétrica do compressor utilizou-se o modelo apresentado por Negrão *et al.* (2011). Apesar de ser um modelo algébrico ajustado a dados de calorímetro⁶, os autores demonstraram que o modelo é

⁶ Testes normalizados (ASHRAE S23, 1993) realizados com compressores (descrito no Apêndice C). Valores medidos de vazão mássica e potência elétrica consumida são obtidos através dos ensaios que são realizados com diversas temperaturas de condensação e de evaporação.

adequado a problemas transitórios. Nesta análise, verificou-se que a vazão mássica e a potência do compressor respondem rapidamente às variações de pressão no sistema, justificando a utilização de modelos quase-estáticos para o cálculo dessas variáveis.

4.1.1. Vazão Mássica

Negrão *et al.* (2011) propuseram a seguinte relação para o cálculo da vazão mássica:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} = a_1 + b_1 \left(\frac{P_c}{P_e} \right) \quad (4.11)$$

sendo a_1 e b_1 os coeficientes ajustados a partir dos resultados de ensaios de calorímetro, P_c a pressão de condensação, P_e a pressão de evaporação e \dot{m}_t a vazão teórica calculada pela relação:

$$\dot{m}_t = \frac{PD \cdot \eta_v}{v_s} \quad (4.12)$$

onde PD é o deslocamento volumétrico do compressor (o produto do volume deslocado pelo pistão e a rotação do compressor), v_s é o volume específico na sucção e η_v é o rendimento volumétrico ideal do compressor, dado por:

$$\eta_v = \left\{ 1 - c \left[\left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{1/k_i} - 1 \right] \right\} \quad (4.13)$$

sendo c a fração de volume morto do compressor e k_i o coeficiente isentrópico do fluido refrigerante.

Note que para o cálculo do rendimento volumétrico do compressor é necessário o conhecimento da fração de volume morto do componente. Esse valor não é um dado simples de ser obtido mesmo por empresas fabricantes de compressores. Além disso, dependendo do processo de fabricação e de montagem, pode variar de uma amostra para outra do mesmo modelo. Com isso, utiliza-se no presente trabalho a hipótese de rendimento volumétrico do compressor igual a 100%, i.e., $\eta_v=1$. Ajustes utilizando esta hipótese mostram que seus resultados podem ser ainda mais próximos aos experimentais quando comparados a correlação da equação (4.13).

Além dessa simplificação, notou-se que são obtidos melhores resultados quando, para determinação do volume específico na sucção, são utilizadas a pressão de sucção e a temperatura da carcaça do compressor, ou seja, $v_s = f(P_s, T_{cc})$. Essa suposição é utilizada tanto no cálculo da vazão mássica, quanto no cálculo da potência elétrica consumida pelo compressor.

A Tabela 4.1 apresenta os parâmetros a_1 e b_1 obtidos para o compressor EG75HLR utilizando a hipótese de $\eta_v=1$. Observa-se que o coeficiente de correlação da curva ajustada é muito próximo da unidade. Dessa forma, a vazão mássica do compressor pode ser computada substituindo a equação (4.12) na equação (4.11), e utilizando a hipótese de rendimento volumétrico igual a 100%:

$$\dot{m}_{calc} = \left[a_1 + b_1 \left(\frac{P_c}{P_e} \right) \right] \frac{PD}{v_s} \quad (4.14)$$

Comparando a equação final proposta (equação (4.14)) à equação (4.12) pode concluir que, com a adição das duas constantes, na realidade é o rendimento do compressor está sendo calibrado a partir de dados experimentais. Aproximando o coeficiente isentrópico do fluido a um, $k_i=1$, e comparando a equação (4.13) ao termo entre colchetes da equação (4.14) conclui-se que $a_1 \approx 1+c$ e $b_1 \approx -c$. Em última análise, a fração de volume morto do compressor, c , é a constante que está sendo calibrada com esta abordagem.

Tabela 4.1. Parâmetros a_1 e b_1 da equação (4.11).

Compressor	a_1	b_1	Coefficiente de correlação (R^2)	Desvio % máximo
EG75HLR	0,9924	-0,0201	0,984	-3,5

Note que as constantes a_1 e b_1 apresentadas na Tabela 4.1 foram obtidas a partir de resultados dos testes calorímetro apresentados no Apêndice D. Porém, quando a metodologia for utilizada com outros compressores não será necessária a realização desses testes para calibração das constantes, pois se pode ajustá-las a partir de dados de catálogos disponibilizados por todos os fabricantes de compressores, como apresentado em Negrão *et al.* (2011).

4.1.2. Potência Elétrica

Negrão *et al.* (2011) também propõe uma correlação linear para o cálculo da potência:

$$\dot{W}_{calc} = a_2 + b_2 (\dot{m} w_i) \quad (4.15)$$

onde a_2 e b_2 são os coeficientes ajustados a partir dos resultados de calorímetro, \dot{m} a vazão mássica obtida da equação (4.14), enquanto w_i é o trabalho isentrópico calculado por:

$$w_i = P_e v_s \frac{k_i}{k_i - 1} \left[\left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{k_i - 1}{k_i}} - 1 \right] \quad (4.16)$$

Substituindo a equação (4.16) na equação (4.15) obtém-se a seguinte relação para \dot{W}_{calc} :

$$\dot{W}_{calc} = a_2 + b_2 \left(\dot{m} P_e v_s \frac{k_i}{k_i - 1} \left[\left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{k_i - 1}{k_i}} - 1 \right] \right) \quad (4.17)$$

Nessa abordagem o termo a_2 pode ser entendido como sendo a potência em vazio do compressor, obtida quando as duas pressões forem iguais, e o termo b_2 o inverso da eficiência termodinâmica do processo de compressão, $b_2 = 1/\eta_g$.

A Tabela 4.2 apresenta os coeficientes obtidos do ajuste dos dados de calorímetro para o compressor EG75HLR. Note que o coeficiente de correlação é igual a 0,997 para esse compressor.

Como a potência elétrica é uma variável medida durante o teste de abaixamento de temperatura as constantes a_2 e b_2 serão calibradas a partir dos resultados do teste que estará sendo executado (a calibração dos modelos está explicada na seção 5.1 do presente trabalho).

Tabela 4.2. Parâmetros a_2 e b_2 da equação (4.17).

Compressor	a_2	b_2	Coefficiente de correlação (R^2)	Desvio % máximo
EG75HLR	31,591	1,272	0,997	2,8%

4.1.3. Temperatura da Carcaça

Para o cálculo da temperatura da carcaça do compressor aplica-se um balanço de energia ao componente. A Figura 4.3 apresenta o volume de controle (VC) utilizado nesse balanço.

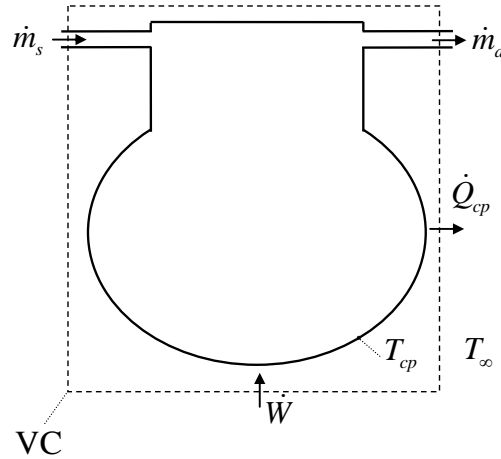


Figura 4.3. Volume de controle utilizado no balanço de energia no compressor.

Na Figura 4.3 \dot{Q}_{cp} representa a taxa de troca de calor entre o compressor e o ambiente externo, T_{∞} a temperatura ambiente, \dot{m}_s e \dot{m}_d são, respectivamente, a vazão mássica na sucção e na descarga do componente, aproximadas por $\dot{m}_s = \dot{m}_d = \dot{m}_{cp}$ conforme hipótese simplificadora explicada no início do capítulo.

No presente trabalho considera-se que a carcaça do compressor pode ser representada por apenas uma temperatura no meio do componente. Como apresentado na Figura 3.12, as três temperatura medidas apresentam comportamentos próximos. Com isso, aplicando a equação (4.10) ao volume de controle desse componente, tem-se:

$$C_{cp} \frac{dT_{cp}}{dt} = \dot{W} - \dot{Q}_{cp} + \dot{m}_{cp} (h_s - h_d) \quad (4.18)$$

sendo a taxa de transferência de calor entre o compressor e o ambiente definida por:

$$\dot{Q}_{cp} = UA_{cp} (T_{cp} - T_{\infty}) \quad (4.19)$$

onde UA_{cp} é a condutância do compressor.

Substituindo a equação (4.19) na equação (4.18), obtém-se a equação diferencial ordinária utilizada para cálculo da temperatura da carcaça do compressor:

$$C_{cp} \frac{dT_{cp}}{dt} = \dot{W} - UA_{cp} (T_{cp} - T_{\infty}) + \dot{m}_{cp} (h_s - h_d) \quad (4.20)$$

onde C_{cp} e UA_{cp} serão obtidas a partir dos resultados experimentais do próprio teste que estará sendo executado.

Como apresentado na Figura 3.13 a temperatura de sucção do compressor apresenta uma variação relativamente pequena, e atinge um valor próximo ao da temperatura ambiente em regime permanente. Dessa forma, no modelo proposto utiliza-se a hipótese de que a temperatura de sucção é igual à temperatura ambiente. Esta aproximação é utilizada para a obtenção da entalpia na sucção do compressor, h_s .

4.1.4. Temperatura de Descarga

A temperatura de descarga do compressor é uma variável de menor relevância durante o teste de abaixamento de temperatura. Por outro lado, para o modelo matemático do sistema, esse é um dado necessário para a obtenção da entalpia na descarga do compressor. Essa entalpia é uma informação utilizada tanto no modelo do compressor, como no modelo do condensador. No presente trabalho utiliza-se a hipótese de que a temperatura na descarga é igual à temperatura da carcaça do compressor:

$$T_d = T_{cp} \quad (4.21)$$

Como se pode observar na Figura 3.13, as duas temperaturas apresentam comportamentos e valores não muito próximos. A diferença máxima entre as duas temperaturas é da ordem de 8°C no pico, e em regime permanente essa diferença é da ordem de 2°C. Porém, como essa aproximação é utilizada tanto na calibração das constantes quanto na simulação do teste, as diferenças inerentes a utilização dessa hipótese são reduzidas, pois são compensadas pelos valores ajustados das constantes.

4.2. Trocadores de Calor

A descrição dos modelos do condensador e do evaporador será realizada de forma única devido à grande semelhança dos fenômenos envolvidos nos dois componentes. Nos dois trocadores de calor, após alguns instantes de teste, há a

presença de uma grande região de mistura bifásica líquido-gás. A diferença básica entre esses componentes é que na entrada do condensador normalmente há vapor superaquecido, enquanto na entrada do evaporador o fluido está na condição bifásica. No condensador pode haver três regiões distintas: vapor superaquecido, mistura bifásica e líquido sub-resfriado; para o evaporador apenas duas regiões são possíveis: mistura bifásica e vapor superaquecido. Enquanto o evaporador retira calor do gabinete, no condensador o calor é rejeitado para o meio externo.

As principais variáveis relacionadas aos trocadores de calor durante um teste de abaixamento de temperatura são: temperatura na superfície dos componentes, T_{tc} , e as pressões de trabalho do sistema, P_c e P_e . Para modelar os trocadores de calor foram levados em consideração os resultados apresentados por Andrade (2009). Nesse trabalho demonstrou-se que melhores resultados são obtidos quando são aplicados dois balanços de energia para o condensador e dois para o evaporador. O autor comprovou que ao se utilizar essa abordagem tanto o valor calculado da temperatura da superfície do trocador, como a pressão do fluido no interior do componente são mais próximas aos valores experimentais. Dessa forma, os trocadores de calor são divididos em dois volumes de controle. O primeiro engloba apenas a parede do componente, enquanto o segundo engloba o fluido refrigerante que passa no seu interior. A Figura 4.4 apresenta os volumes de controle utilizados nos balanços de energia aplicados a esses trocadores de calor.

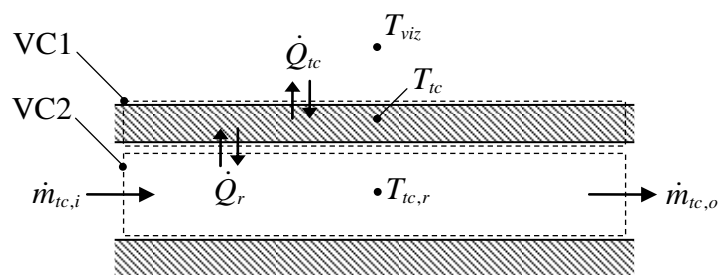


Figura 4.4. Volumes de controle utilizados nos balanços de energia nos trocadores de calor.

Na Figura 4.4, $T_{tc,r}$, representa a temperatura do fluido no interior do trocador de calor, T_{tc} , a temperatura da parede do componente, T_{viz} , a temperatura do ar na vizinhança do trocador de calor, \dot{Q}_{tc} , a troca de calor entre a parede do componente e a vizinhança e \dot{Q}_r , a troca de calor entre o fluido e a parede.

Algumas hipóteses adicionais são utilizadas na modelagem dos trocadores de calor, sendo elas:

- (a) A entalpia na saída do condensador é aproximada pela entalpia do líquido saturado à pressão de condensação;
- (b) A entalpia na entrada do condensador é obtida a partir da pressão de condensação e da temperatura da carcaça do compressor;
- (c) A entalpia na saída do evaporador é aproximada pela entalpia de vapor saturado à pressão de evaporação;
- (d) Uma única temperatura é utilizada para caracterizar o volume de controle 1 referente à parede do trocador de calor;
- (e) O fluido refrigerante encontra-se saturado nos trocadores de calor desde o início até o final da simulação. Portanto, há uma única temperatura característica no volume de controle do fluido refrigerante, VC2. Com isso, as regiões de vapor superaquecido e líquido sub-resfriado não são consideradas no modelo.

Como observado na Figura 3.16, no início do teste uma frente de líquido evolui com o tempo no evaporador, o que demonstra que o fluido não está completamente saturado ao longo do componente. O evaporador estará completamente preenchido de líquido após aproximadamente 30 minutos. Apesar desta observação, como os cálculos serão inicializados após o início do teste, uma única temperatura será utilizada para caracterizar este componente, considerando que o evaporador está totalmente preenchido de fluido desde o início da simulação. As consequências desta hipótese serão discutidas posteriormente.

4.2.1. Temperatura

A troca de calor entre a parede do trocador de calor e a vizinhança pode ser definida por:

$$\dot{Q}_{tc} = \dot{h}_o A_{tc} (T_{tc} - T_{viz}) \quad (4.22)$$

onde $\dot{h}_o A_{tc}$ é o produto do coeficiente de convecção externa pela área externa do componente. Para o condensador a temperatura da vizinhança é a própria temperatura ambiente, enquanto para o evaporador essa temperatura é um valor representativo da temperatura do ar no interior do gabinete.

A troca de calor entre a parede e o fluido é definida por:

$$\dot{Q}_r = \dot{h}_i A_{tc} (T_{tc,r} - T_{tc}) \quad (4.23)$$

onde $\dot{h}_i A_{tc}$ é o produto do coeficiente de convecção interna pela área interna do componente.

Com isso, a partir dessas definições, aplica-se um balanço de energia ao volume de controle 1 da Figura 4.4, obtendo-se:

$$C_{tc} \frac{dT_{tc}}{dt} = \dot{h}_i A_{tc} (T_{tc,r} - T_{tc}) - \dot{h}_o A_{tc} (T_{tc} - T_{viz}) \quad (4.24)$$

Para determinar a temperatura do fluido no trocador de calor, aplica-se um balanço de energia no volume de controle que engloba o fluido refrigerante, obtendo-se:

$$0 = \dot{m}_{tc} (h_{tc,i} - h_{tc,o}) - \dot{h}_i A_{tc} (T_{tc,r} - T_{tc}) \quad (4.25)$$

sendo $h_{tc,i}$ e $h_{tc,o}$, respectivamente, as entalpias na entrada e na saída do trocador de calor e \dot{m}_{tc} , a vazão mássica de fluido refrigerante que passa pelo componente. Vale ressaltar que nesta formulação a capacidade térmica do fluido refrigerante foi desprezada, conforme mencionado na hipótese (f) do início do capítulo, página 56.

Com o intuito de facilitar o processo de calibração das constantes, para o cálculo da temperatura da parede do trocador de calor a equação (4.25) é substituída na (4.24), obtendo-se:

$$C_{tc} \frac{dT_{tc}}{dt} = \dot{m}_{tc} (h_{tc,i} - h_{tc,o}) - \dot{h}_o A_{tc} (T_{tc} - T_{viz}) \quad (4.26)$$

Particularizando essa equação, tem-se a seguinte equação para cálculo da temperatura da superfície externa do condensador:

$$C_{cd} \frac{dT_{cd}}{dt} = \dot{m} (h_{cd,i} - h_{cd,o}) - \dot{h}_o A_{cd} (T_{cd} - T_{\infty}) \quad (4.27)$$

ainda para esse componente, a equação (4.25) pode ser reescrita como:

$$0 = \dot{m} (h_{cd,i} - h_{cd,o}) - \dot{h}_i A_{cd} (T_{cd,r} - T_{cd}) \quad (4.28)$$

Seguindo o mesmo procedimento para cálculo da temperatura da parede do evaporador, tem-se:

$$C_{ev} \frac{dT_{ev}}{dt} = \dot{m}(h_{ev,i} - h_{ev,o}) + \dot{h}_o A_{ev} (T_{gb} - T_{ev}) \quad (4.29)$$

e, para cálculo da temperatura do fluido nesse componente:

$$0 = \dot{m}(h_{ev,i} - h_{ev,o}) + \dot{h}_i A_{ev} (T_{ev} - T_{ev,r}) \quad (4.30)$$

Com isso, nos modelos dos trocadores de calor existem seis constantes que devem ser calibradas a partir de resultados experimentais, sendo elas: C_{cd} , $\dot{h}_o A_{cd}$, $\dot{h}_i A_{cd}$, C_{ev} , $\dot{h}_o A_{ev}$ e $\dot{h}_i A_{ev}$.

4.2.2. Pressão

Levando em consideração a hipótese de que do início ao final da simulação o fluido encontra-se saturado no interior dos trocadores de calor, as pressões de condensação e de evaporação são obtidas a partir das temperaturas calculadas do fluido no interior desses componentes.

Com isso, a pressão de condensação é calculada por:

$$P_c = P_{sat}(T_{cd,r}) \quad (4.31)$$

sendo $T_{cd,r}$ a temperatura do fluido no condensador. E a pressão de evaporação é determinada por:

$$P_e = P_{sat}(T_{ev,r}) \quad (4.32)$$

sendo $T_{ev,r}$ a temperatura do fluido no evaporador.

4.3. Dispositivo de expansão e Trocador de calor TC – LS

O tubo capilar é o componente responsável por impor uma queda de pressão ao escoamento, e conseqüentemente, viabilizar a evaporação do fluido refrigerante a baixa temperatura.

Na maioria dos sistemas comercializados atualmente, o tubo capilar é colocado em contato com a linha de sucção, formando o trocador de calor tubo capilar – linha de sucção (TC-LS). Esse contato pode ser feito lateralmente, formando um trocador de calor lateral, ou através da inserção do tubo capilar na linha de sucção, formando um trocador de calor concêntrico. Nas duas situações o trocador de calor TC-LS é do tipo contracorrente, como apresentado na Figura 4.5.

Note que os pontos indicados nessa figura estão relacionados aos indicados no diagrama pressão e entalpia apresentado na Figura 1.3.

Nos sistemas em que o tubo capilar está em contato com a linha de sucção, a troca de calor proporciona: (i) um aumento na capacidade de refrigeração do sistema, através do aumento da vazão mássica que passa pelo evaporador e da diminuição da entalpia na entrada desse componente, e (ii) vapor superaquecido na entrada do compressor, através do aumento da temperatura na linha de sucção.

As principais variáveis relacionadas ao modelo desse componente são a vazão mássica do tubo capilar, \dot{m}_{cl} , e a condição do fluido na entrada do evaporador, podendo ser representada pela entalpia do fluido nesse ponto.

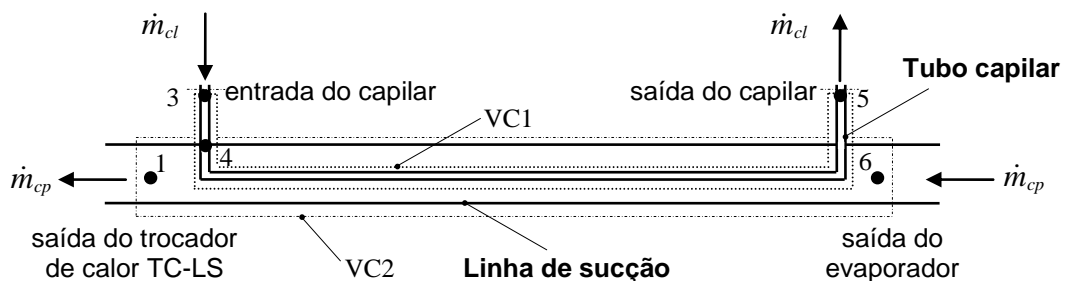


Figura 4.5. Volumes de controle utilizados no balanço de energia no trocador de calor – TCLS.

4.3.1. Vazão Mássica do Tubo Capilar

Diversos trabalhos foram realizados com a finalidade de modelar o tubo capilar (PEIXOTO e BULLARD, 1994; ESCANES *et al.*, 1995; NEGRÃO e MELO, 1999; VALLADARES, 2007; HERMES *et al.*, 2008a; HERMES *et al.*, 2010a; HERMES *et al.*, 2010b). Porém, como forma de simplificar o modelo matemático, no presente trabalho será utilizada a hipótese de que a vazão mássica do tubo capilar seja sempre igual à vazão mássica do compressor,

$$\dot{m}_{cl} = \dot{m}_{cp} \quad (4.33)$$

Sabe-se que, em regime transiente, essa hipótese não condiz com a realidade, especialmente nos primeiros momentos do início teste, porém, após alguns instantes de funcionamento do sistema essa suposição se torna válida, como observado por Jakobsen (1995). Como o modelo desenvolvido visa simular o comportamento do sistema após o teste ter sido iniciado, essa aproximação não prejudica os resultados obtidos com o programa.

4.3.2. Condição do Fluido na Entrada do Evaporador

A Figura 4.5 apresenta os volumes de controle referente ao tubo capilar e à linha de sucção, respectivamente, VC1 e VC2. Aplicando um balanço de energia ao VC1, utilizando a hipótese simplificadora de que não há acúmulo de energia nas paredes da tubulação, ou seja, $dT_{cl}/dt = 0$, obtém-se:

$$\dot{Q}_{tcls} = \dot{m}(h_{cl,i} - h_{ev,i}) \quad (4.34)$$

sendo, \dot{Q}_{tcls} , $h_{cl,i}$ e $h_{ev,i}$, respectivamente, a taxa de calor transferida do tubo capilar à linha de sucção e a entalpia do fluido na entrada do tubo capilar e na entrada do evaporador.

Aplicando o balanço de energia ao Volume de Controle 2, considerando as mesmas hipóteses anteriores, tem-se:

$$\dot{Q}_{tcls} = \dot{m}(h_s - h_{ev,o}) \quad (4.35)$$

onde h_s e $h_{ev,o}$ são, respectivamente, as entalpias na sucção do compressor e na saída do evaporador.

Essa troca de calor pode ainda ser determinada utilizando o conceito de efetividade:

$$\dot{Q}_{tc} = \varepsilon \dot{Q}_{max} \quad (4.36)$$

onde, ε é a efetividade do trocador e \dot{Q}_{max} é a máxima quantidade de calor possível de ser trocada em um trocador contra-corrente. No presente trabalho ela é definida por:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{cl,i} - T_{ev,o}) \quad (4.37)$$

sendo $T_{cl,i}$, a temperatura na entrada do tubo capilar, $T_{ev,o}$, a temperatura na saída do evaporador, e C_{min} , a capacitância térmica do fluido que está submetido a maior variação de temperatura, isto é, o fluido que apresenta menor capacitância.

Com isso, para o modelo em desenvolvimento, tem-se:

$$\dot{Q}_{tc} = \varepsilon C_{min}(T_{cl,i} - T_{ev,o}) \quad (4.38)$$

Igualando a equação (4.34) à equação (4.38), obtém-se uma expressão para determinar a entalpia do fluido refrigerante na entrada do evaporador:

$$h_{ev,i} = h_{cl,i} - \frac{\varepsilon C_{\min}}{\dot{m}} (T_{cl,i} - T_{ev,o}) \quad (4.39)$$

Neste modelo, a efetividade, ε , é a constante que deve ser calibrada a partir dos resultados experimentais do teste.

Note que para o cálculo da condição do fluido refrigerante na entrada do evaporador é necessário o valor de C_{\min} . Como C_{\min} é a capacitância térmica do fluido que está submetido à maior variação de temperatura no trocador, pode-se defini-lo através da multiplicação da vazão mássica e do calor específico a pressão constante do vapor que passa na linha de sucção:

$$C_{\min} = \dot{m} c_{p,ls} \quad (4.40)$$

Como já apresentado na Figura 3.19, há uma grande variação de temperatura entre a entrada e a saída do trocador de calor, i.e., entre os pontos 6 e 1 da Figura 4.5. Para o ensaio utilizado como referência, em regime permanente essa diferença é da ordem de 45°C. Com isso, $c_{p,ls}$ é obtido através da média de temperatura desses dois pontos e da pressão de sucção, ou seja, $c_{p,ls} = f(\bar{T}_{ls}, P_e)$.

No presente trabalho, como as temperaturas nesses pontos não são calculadas, estas são aproximadas pela temperatura do fluido na saída do evaporador, considerando que o fluido está saturado nesse ponto, e pela temperatura ambiente. Com isso, a temperatura média da linha de sucção é calculada por:

$$\bar{T}_{ls} = \frac{T_{ev,r} + T_{\infty}}{2} \quad (4.41)$$

4.4. Gabinete Refrigerado

A temperatura do ar no interior do gabinete, T_{gb} , é uma das principais variáveis de interesse em um teste experimental. Tanto o comportamento transitório dessa grandeza quanto o seu valor em regime estacionário são informações importantes na avaliação do sistema testado. Utilizando a hipótese de que uma única temperatura caracteriza o componente a Figura 4.6 apresenta o volume de controle utilizado no balanço de energia do gabinete.

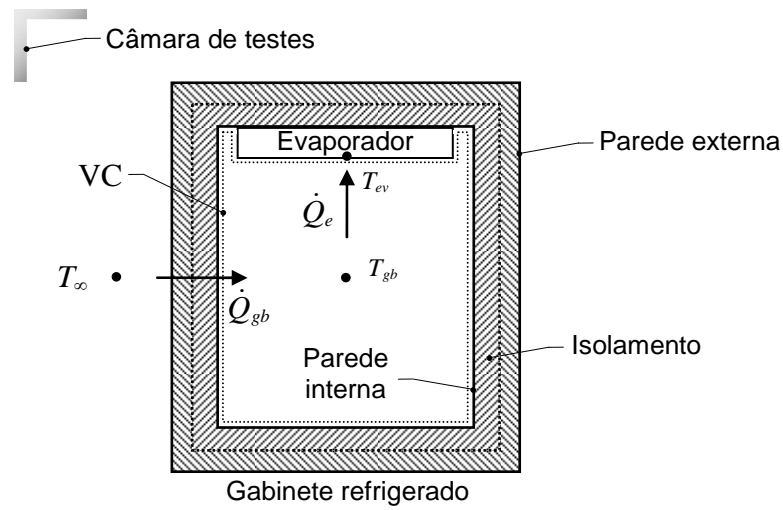


Figura 4.6. Volume de controle utilizado no balanço de energia no gabinete refrigerado.

4.4.1. Temperatura do Ar no Interior do Gabinete

No presente trabalho a taxa de transferência de calor entre o ambiente interno e o externo ao gabinete é definida como:

$$\dot{Q}_{gb} = UA_{gb} (T_\infty - T_{gb}) \quad (4.42)$$

onde UA_{gb} é a condutância do gabinete.

Sabe-se que a troca de calor por radiação é responsável por grande parcela da carga térmica a que o gabinete está submetido. Segundo Hermes *et al.* (2008b) a radiação corresponde por aproximadamente 50% desta carga térmica. Contudo, no presente trabalho, tanto o termo de troca de calor por radiação quanto o de troca de calor por convecção é representado pela condutância global do componente, UA_{gb} .

A taxa de transferência de calor entre o evaporador e o ar é definida por:

$$\dot{Q}_e = \dot{h}_o A_{ev} (T_{gb} - T_{ev}) \quad (4.43)$$

onde $\dot{h}_o A_{ev}$ é o coeficiente de transferência de calor externo vezes a área externa do evaporador.

Utilizando essas definições e aplicando a primeira lei da termodinâmica ao volume de controle da Figura 4.6, tem-se:

$$C_{gb} \frac{dT_{gb}}{dt} = UA_{gb} (T_\infty - T_{gb}) - \dot{h}_o A_{ev} (T_{gb} - T_{ev}) \quad (4.44)$$

onde C_{gb} é a capacitância do gabinete.

Para esse modelo C_{gb} e UA_{gb} são as constantes calibradas a partir dos resultados experimentais.

4.5. Síntese dos Modelos

Neste capítulo foram apresentados os desenvolvimentos dos modelos dos componentes do sistema de refrigeração. A Tabela 4.3 apresenta as equações finais para cálculo das variáveis de interesse. Em síntese o modelo geral é composto por nove equações, sendo quatro equações diferenciais ordinárias e cinco equações algébricas, e 15 constantes que são calibradas a partir de resultados experimentais.

Tabela 4.3. Equações finais e constantes empíricas para cálculo das variáveis de interesse do modelo.

Componente	Variável	Modelagem Proposta	Número	Constantes
Compressor	\dot{m}_{cp}	$\dot{m} = \left[a_1 + b_1 \left(\frac{P_c}{P_e} \right) \right] \frac{PD}{v_s}$	(4.14)	$a_1; b_1$
	\dot{W}	$\dot{W} = a_2 + b_2 \left(\dot{m} P_e v_s \frac{k_i}{k_i - 1} \left[\left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{k_i - 1}{k_i}} - 1 \right] \right)$	(4.17)	$a_2; b_2$
	T_{cp}	$C_{cp} \frac{dT_{cp}}{dt} = \dot{W} - UA_{cp} (T_{cp} - T_\infty) + \dot{m} (h_s - h_d)$	(4.20)	$C_{cp}; UA_{cp}$
Condensador	T_{cd}	$C_{cd} \frac{dT_{cd}}{dt} = \dot{m} (h_{cd,i} - h_{cd,o}) - \dot{h}_o A_{cd} (T_{cd} - T_\infty)$	(4.27)	$C_{cd}; \dot{h}_o A_{cd}$
	$T_{cd,r}(P_c)$	$0 = \dot{m} (h_{cd,i} - h_{cd,o}) - \dot{h}_i A_{cd} (T_{cd,r} - T_{cd})$	(4.28)	$\dot{h}_i A_{cd}$
Evaporador	T_{ev}	$C_{ev} \frac{dT_{ev}}{dt} = \dot{m} (h_{ev,i} - h_{ev,o}) + \dot{h}_o A_{ev} (T_{gb} - T_{ev})$	(4.29)	$C_{ev}; \dot{h}_o A_{ev}$
	$T_{ev,r}(P_e)$	$0 = \dot{m} (h_{ev,i} - h_{ev,o}) + \dot{h}_i A_{ev} (T_{ev} - T_{ev,r})$	(4.30)	$\dot{h}_i A_{ev}$
Dispositivo de expansão	$h_{ev,i}$	$h_{ev,i} = h_{cl,i} - \frac{\varepsilon C_{\min}}{\dot{m}} (T_{cl,i} - T_{ev,o})$	(4.39)	ε
Gabinete	T_{gb}	$C_{gb} \frac{dT_{gb}}{dt} = UA_{gb} (T_\infty - T_{gb}) - \dot{h}_o A_{ev} (T_{gb} - T_{ev})$	(4.44)	$C_{gb}; UA_{gb}$

5. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

O modelo computacional proposto no presente trabalho apresenta dois módulos principais: (i) calibração das constantes e (ii) simulação das variáveis de interesse.

5.1. Calibração das Constantes do Modelo

Como mencionado no capítulo anterior o modelo é composto por 15 constantes que devem ser calibradas a partir de resultados experimentais. Antes de iniciar o teste, as constantes a_1 e b_1 devem ser calibradas para o cálculo da vazão mássica do compressor. Essas constantes são ajustadas a partir de dados de catálogo, como explicado na seção 4.1.1 do presente trabalho. Concluída esta etapa, o teste pode ser iniciado.

As outras 13 constantes que devem ser calibradas são: a_2 , b_2 , C_{cp} , UA_{cp} , C_{cd} , $\dot{h}_o A_{cd}$, $\dot{h}_i A_{cd}$, C_{ev} , $\dot{h}_o A_{ev}$, $\dot{h}_i A_{ev}$, ε , C_{gb} e UA_{gb} , como apresentado na Tabela 4.3. No presente trabalho essas constantes são calibradas a partir do método dos mínimos quadrados. Após determinado período de tempo " t_{exp} " de teste, por exemplo, 30 minutos, as constantes do modelo matemático são determinadas a partir dos dados experimentais já medidos até aquele instante. É importante ressaltar que como são utilizadas informações experimentais para determinação desses parâmetros, durante o processo de calibração as equações são utilizadas de forma independente uma das outras.

Para um melhor entendimento desse processo, será apresentado o ajuste da capacitância, C_{cp} , e da condutância, UA_{cp} , do compressor; variáveis já apresentadas na modelagem matemática desse componente. A equação (4.20) é utilizada para cálculo da temperatura da carcaça do compressor e será aqui reescrita para demonstração da metodologia de calibração utilizada no projeto,

$$C_{cp} \frac{dT_{cp}}{dt} = \dot{W} - UA_{cp} (T_{cp} - T_{\infty}) + \dot{m}_{cp} (h_s - h_d) \quad (4.20)$$

Aproximando a derivada da temperatura em relação ao tempo, dT_{cp}/dt , por diferenças centrais, obtém-se:

$$\frac{T_{cp}^{k+1} - T_{cp}^{k-1}}{\Delta t} = \frac{1}{C_{cp}} \left(\dot{m}_{cp}^k (h_s^k - h_d^k) + \dot{W}^k \right) - \frac{UA_{cp}}{C_{cp}} (T_{cp}^k - T_\infty) \quad (5.1)$$

onde o índice k representa o instante de tempo que a variável está sendo analisada, $k+1$ o instante posterior, $k-1$ o anterior e Δt é o intervalo de tempo entre os intervalos $k-1$ e $k+1$. A equação (5.1) pode ser ainda reescrita como:

$$T_{cp}^{k+1} - T_{cp}^{k-1} - \alpha \left(\dot{m}_{cp}^k (h_s^k - h_d^k) + \dot{W}^k \right) \Delta t + \beta (T_{cp}^k - T_\infty) \Delta t = 0 \quad (5.2)$$

onde $\alpha = 1/C_{cp}$ e $\beta = UA_{cp}/C_{cp}$.

Utilizando os valores calculados da vazão mássica⁷ e os valores experimentais de temperatura da carcaça do compressor, das temperaturas de sucção e descarga do compressor, da potência elétrica consumida pelo componente, da temperatura ambiente e do passo de tempo medidos até o instante da simulação, obtêm-se os valores de α e β que melhor ajustam a curva calculada à experimental através da aplicação do método dos mínimos quadrados. Para aplicação deste método defini-se uma função $S(\alpha, \beta)$:

$$S(\alpha, \beta) = \sum_{i=1}^n \left[T_{cp}^{k+1} - T_{cp}^{k-1} - \alpha \left(\dot{m}_{cp}^k (h_s^k - h_d^k) + \dot{W}^k \right) \Delta t + \beta (T_{cp}^k - T_\infty) \Delta t \right]^2 \quad (5.3)$$

Com isso, determinam-se os valores de α e β que minimizam a função $S(\alpha, \beta)$ e a partir desses valores são obtidos os valores da condutância, UA_{cp} , e da capacitância, C_{cp} , do compressor.

Observa-se que como são utilizados valores experimentais de todas as variáveis necessárias no processo de calibração, com exceção da vazão mássica que é calculada a partir de informações experimentais das pressões de trabalho, a determinação dos dois parâmetros (UA_{cp} e C_{cp}) é independente da calibração das outras constantes do modelo. De forma análoga, cada equação utilizada para ajuste dos parâmetros empíricos não depende das calibrações realizadas a partir das outras equações do modelo matemático.

Na Tabela 4.3, além das constantes que são utilizadas no modelo, são apresentadas as equações que dependem dos parâmetros que serão calibrados. Como já apresentado nessa seção, durante a calibração das constantes são

⁷ Como informado no Capítulo 3, essa variável não é medida em testes de abaixamento de temperatura convencionais.

utilizados valores experimentais das variáveis da equação em análise. Avaliando as equações apresentadas na Tabela 4.3 nota-se que, na grande maioria dos casos, a partir dos valores medidos de pressões de trabalho do sistema, temperaturas em diversos pontos e potência elétrica consumida, pode-se facilmente obter as informações necessárias (e.g., entalpia do fluido em diversos pontos) para utilização do método dos mínimos quadrados.

Uma exceção, referente à equação (4.39), deve ser analisada. Observando o ciclo de refrigeração no diagrama pressão-entalpia, Figura 1.3, nota-se que a partir dos resultados medidos não há como obter diretamente a entalpia na entrada do evaporador, $h_{ev,i}$. Pois apenas com dados de temperatura e pressão não é possível determinar o título do fluido nesse ponto. Com isso, se faz necessária a obtenção de outra equação para que seja realizada a calibração de ε . Igualando-se a equação (4.35) à equação (4.38), tem-se uma formulação que apresenta apenas variáveis possíveis de serem obtidas através dos resultados experimentais:

$$\dot{m}(h_s - h_{ev,o}) - \varepsilon C_{\min}(T_{cl,i} - T_{ev,o}) = 0 \quad (5.4)$$

sendo essa a equação utilizada para calibração de ε .

A Tabela 5.1 lista as equações utilizadas para calibração a partir do método dos mínimos quadrados de todas as constantes do modelo, com exceção das constantes da equação para cálculo da vazão, a_1 e b_1 , por serem determinadas a partir de dados de catálogos. É importante ressaltar que, com exceção do modelo do trocador de calor TC-LS, que utiliza uma equação para o ajuste de ε (equação(5.4)) e outra para cálculo da entalpia na entrada do evaporador (equação (4.39)), para todos os outros componentes a mesma equação é utilizada tanto para calibração quanto, posteriormente, simulação das variáveis de interesse.

Tabela 5.1. Equações utilizadas para calibração das constantes do modelo matemático.

Constantes a serem calibradas	Equação utilizada na calibração	Número
$a_2; b_2$	$\dot{W} = a_2 + b_2 \left(\dot{m} P_e v_s \frac{k_i}{k_i - 1} \left[\left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{k_i - 1}{k_i}} - 1 \right] \right)$	(4.17)
$C_{cp}; UA_{cp}$	$C_{cp} \frac{dT_{cp}}{dt} = \dot{W} - UA_{cp} (T_{cp} - T_\infty) + \dot{m} (h_s - h_d)$	(4.20)
$C_{cd}; \dot{h}_o A_{cd}$	$C_{cd} \frac{dT_{cd}}{dt} = \dot{m} (h_{cd,i} - h_{cd,o}) - \dot{h}_o A_{cd} (T_{cd} - T_\infty)$	(4.27)
$\dot{h}_i A_{cd}$	$0 = \dot{m} (h_{cd,i} - h_{cd,o}) - \dot{h}_i A_{cd} (T_{cd,r} - T_{cd})$	(4.28)
$C_{ev}; \dot{h}_o A_{ev}$	$C_{ev} \frac{dT_{ev}}{dt} = \dot{m} (h_{ev,i} - h_{ev,o}) + \dot{h}_o A_{ev} (T_{gb} - T_{ev})$	(4.29)
$\dot{h}_i A_{ev}$	$0 = \dot{m} (h_{ev,i} - h_{ev,o}) + \dot{h}_i A_{ev} (T_{ev} - T_{ev,r})$	(4.30)
ε	$\dot{m} (h_s - h_{ev,o}) - \varepsilon C_{\min} (T_{cl,i} - T_{ev,o}) = 0$	(5.4)
$C_{gb}; UA_{gb}$	$C_{gb} \frac{dT_{gb}}{dt} = UA_{gb} (T_\infty - T_{gb}) - \dot{h}_o A_{ev} (T_{gb} - T_{ev})$	(4.44)

5.2. Algoritmo de Cálculo das Variáveis

Para solução do sistema de equações, os modelos desenvolvidos para os componentes individuais do sistema devem ser agrupados em um só programa computacional. Esses modelos, assim como na situação física real, são interdependentes. Com isso, as variáveis calculadas, através do equacionamento de um componente, são utilizadas como dados de entrada para os outros modelos do sistema. A Figura 5.1 apresenta a relação entre os dados de entrada e de saída dos modelos dos componentes do sistema de refrigeração.

Como forma de exemplificar a dependência entre os componentes, observe-se na Figura 5.1 que a vazão mássica, \dot{m} , calculada através do modelo do compressor é um dado de entrada para os modelos do condensador, do evaporador e do trocador de calor TC-LS. Por outro lado, a pressão de condensação, P_c , calculada através do modelo do condensador é um dado de entrada do próprio modelo do compressor. Fato que aumenta a complexidade do problema.

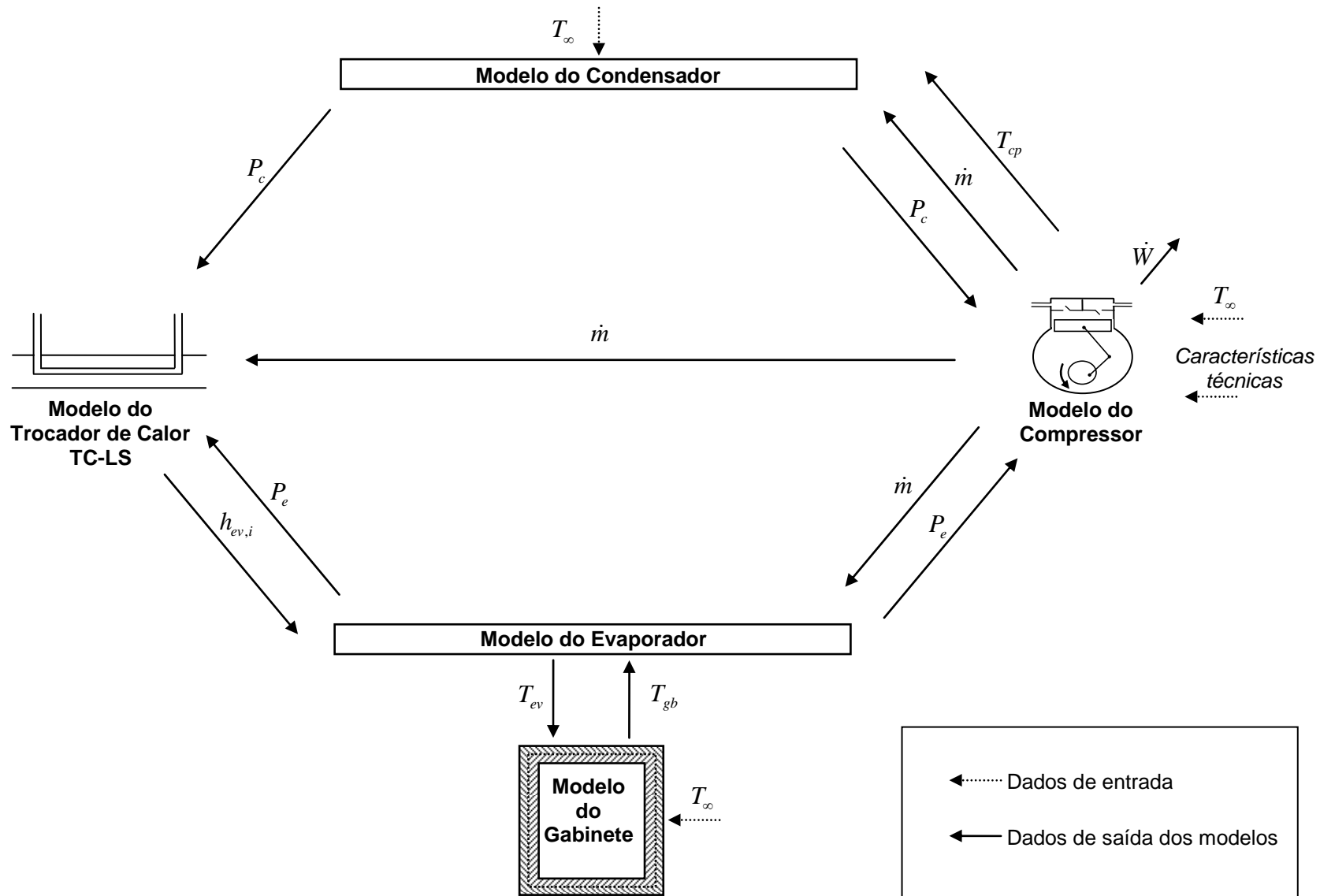


Figura 5.1. Esquema: relação entre os dados de entrada e de saída dos modelos dos componentes.

Como apresentado na modelagem matemática, as equações dos modelos são algébricas ou diferenciais ordinárias. Para resolução das equações diferenciais optou-se pelo método de Runge-Kutta de 4ª ordem, sendo esse um método explícito desenvolvido para problemas de valor inicial.

A condição inicial em questão se refere aos valores experimentais medidos em algum instante de tempo anterior ao da simulação, portanto, valores conhecidos. No presente trabalho, os resultados que serão apresentados foram obtidos utilizando-se como condição inicial os valores experimentais medidos após meia hora de teste, momento do pico da pressão de sucção, como apresentado na Figura 3.8. Com isso, os dados experimentais desse instante serão utilizados como valores iniciais na resolução das equações do modelo.

A partir dos valores iniciais, as variáveis relacionadas aos componentes são calculadas sequencialmente como mostrado no fluxograma da Figura 5.2. Neste esquema γ representa as variáveis envolvidas no cálculo. Após a determinação das constantes dos modelos, impõe-se que os valores iniciais das variáveis, γ_0 , sejam iguais aos valores medidos no instante de tempo do início da simulação, γ_{exp}^k . O valor de passo de tempo, Δt_{sim} , utilizado na simulação e o tempo final de teste, t_{max} (i.e., tempo de parada da simulação) são dados de entrada do programa computacional, sendo informados pelo usuário no início da simulação.

O programa então calcula, de forma sequencial, os valores das variáveis referentes: (i) ao compressor, (ii) ao condensador, (iii) ao trocador de calor TC-LS, (iv) ao evaporador e (v) ao gabinete. Como apresentado no fluxograma todas as variáveis são calculadas a partir de valores do instante anterior, ou seja, $\gamma^{k+1} = f(\gamma^k)$.

O procedimento apresentado na Figura 5.2 é repetido sequencialmente utilizando as últimas informações calculadas para determinar os valores das variáveis no próximo instante de tempo. Essa sequência de cálculos continua até o momento que o tempo de teste simulado, t_{sim} , atinja o valor do tempo máximo, t_{max} , indicado pelo usuário. Com isso, o programa imprime os valores das propriedades simuladas e o módulo é finalizado.

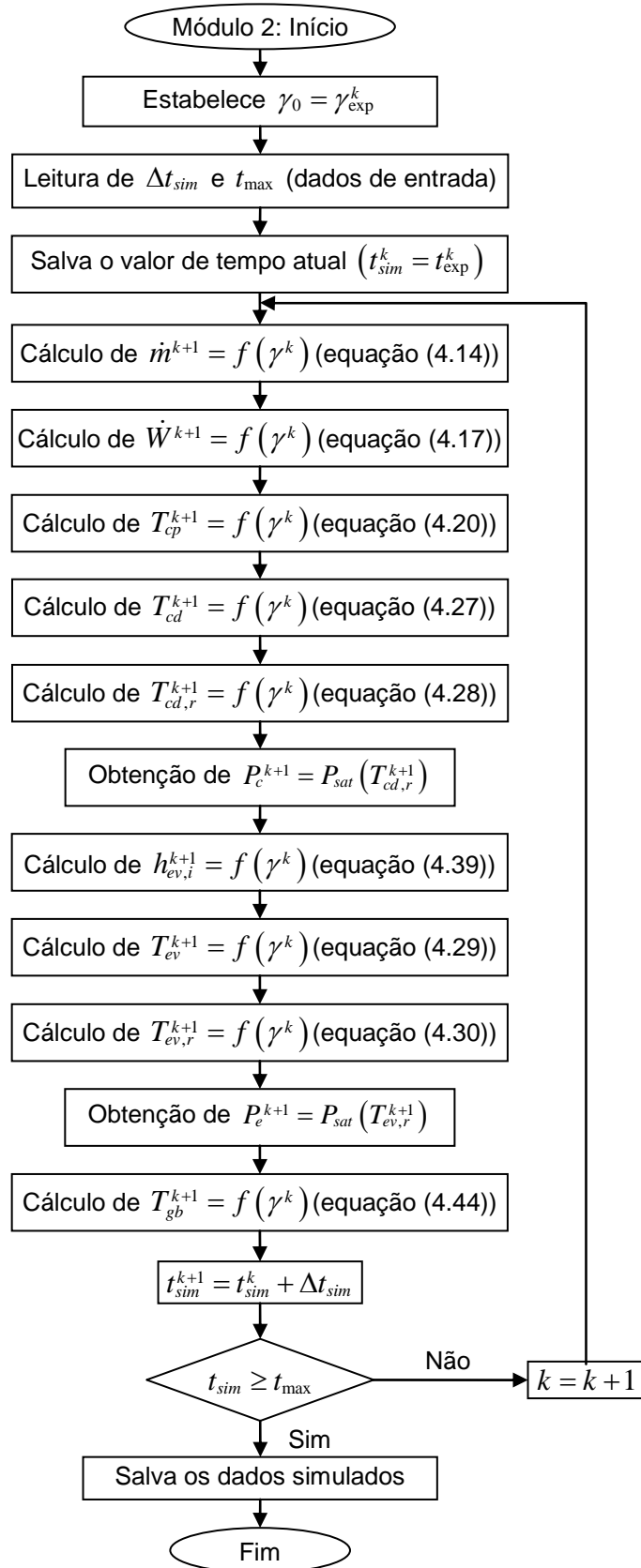


Figura 5.2. Fluxograma de cálculo da variação das propriedades do sistema com o tempo.

6. RESULTADOS

Este capítulo de resultados está dividido em duas partes principais. Inicialmente os modelos individuais dos componentes são calibrados e validados, e em seguida são realizadas comparações com os resultados do teste de abaixamento de temperatura do sistema completo.

Os resultados que são apresentados comparam os valores obtidos a partir do modelo matemático e os valores medidos no teste. São também analisadas as diferenças entre esses resultados experimentais e calculados. Dependendo da variável avaliada, utiliza-se uma diferença absoluta (ϕ) ou relativa (ϕ_{100}). Nas comparações entre temperaturas, como são utilizadas temperaturas em graus Celsius, será utilizada a diferença absoluta, definida por:

$$\phi = \gamma_{calc} - \gamma_{exp} \quad (6.1)$$

sendo γ_{exp} e γ_{calc} , respectivamente, a variável experimental e calculada que estão sendo comparadas.

Durante a comparação de grandezas como potência elétrica, vazão mássica e pressão absoluta, por nunca assumirem valores nulos quando o sistema está em funcionamento, será utilizada a diferença percentual, definida por:

$$\phi_{100} = \left(\frac{\gamma_{calc} - \gamma_{exp}}{\gamma_{exp}} \right) 100 \quad (6.2)$$

6.1. Verificação

Embora o objetivo final do presente trabalho seja prever, a partir de valores simulados, os resultados de testes de abaixamento de temperatura após pouco tempo do início do teste, os modelos matemáticos dos componentes foram desenvolvidos e serão verificados separadamente.

Conforme já mostrado na Figura 5.1, os componentes do sistema possuem forte dependência entre si. Porém, como exercício de verificação dos modelos individuais, nesta seção, valores medidos no teste são utilizados como dados de entrada dos modelos analisados. Vale ressaltar que a verificação dos modelos mostra a qualidade do ajuste individual de cada componente do sistema. Para a

verificação dos modelos desenvolvidos são utilizados resultados do mesmo teste descrito no Capítulo 3, ou seja, teste de abaixamento de temperatura de um congelador de uma porta a temperatura ambiente de 32°C.

Os resultados que serão discutidos neste capítulo foram calculados utilizando-se as constantes calibradas seguindo a metodologia apresentada no item 5.1. O teste de abaixamento de temperatura em questão já foi realizado, porém, para análise da metodologia os dados experimentais desse teste são utilizados na verificação e nas comparações do modelo desenvolvido.

As discussões que serão apresentadas terão como base três situações, ou seja, as constantes serão calibradas a partir dos resultados experimentais até uma hora de teste, Caso 1, até duas horas, Caso 2, e até três horas, Caso 3. Pretende-se assim reproduzir situações próximas as que os modelos seriam aplicados na prática, porém, como os resultados já foram medidos, nesta situação, é possível comparar os resultados simulados e os experimentais.

6.1.1. Modelo do Compressor

Considerando a hipótese de que a temperatura na descarga do compressor é aproximada pelo valor da temperatura na carcaça do componente, $T_d = T_{cp}$, tem-se que o modelo matemático em questão deve calcular três variáveis: a vazão mássica, a potência elétrica e a temperatura da carcaça do compressor.

Como apresentado no capítulo de metodologia de solução, inicialmente, antes do cálculo das variáveis, as constantes do modelo devem ser determinadas a partir dos dados experimentais do teste que está em andamento.

A Tabela 6.1 apresenta os valores ajustados das constantes a_2 , b_2 , C_{cp} e UA_{cp} para os três casos descritos no início deste capítulo. Vale ressaltar que, no processo de calibração dos parâmetros do modelo, são utilizados valores experimentais das temperaturas, pressões e potência elétrica. Por outro lado, como a vazão mássica não é medida em testes convencionais, nesse processo são utilizados valores calculados dessa variável.

Tabela 6.1. Parâmetros, do modelo do compressor, ajustados a partir de dados experimentais.

Caso	Período de análise dos dados	Ajuste (Mínimos Quadrados)			
		a_2 [W]	b_2	C_{cp} [JK ⁻¹]	UA_{cp} [WK ⁻¹]
1	1 hora	30,93	1,18	9930,49	1,41
2	2 horas	17,43	1,29	9398,50	1,77
3	3 horas	20,02	1,27	9372,07	1,78

Para o cálculo de \dot{m}_{cp} , \dot{W} e T_{cp} , suas respectivas equações são calculadas empregando os valores medidos de temperatura ambiente, pressão de evaporação e pressão de condensação.

É importante observar que os dados de saída do modelo são necessários para o cálculo das outras variáveis deste mesmo componente. Por exemplo, a temperatura calculada da carcaça do compressor é utilizada para obtenção do volume específico na sucção e da entalpia na descarga, respectivamente, $v_s = f(P_e, T_{cp})$ e $h_d = f(P_c, T_{cp})$; conforme aproximações apresentadas no Capítulo 4. O volume específico na sucção é utilizado para cálculo da vazão mássica e da potência do compressor, e a entalpia na descarga é necessária para o cálculo da própria temperatura da carcaça do componente.

Os resultados que serão apresentados nesta seção foram obtidos utilizando-se os valores das constantes determinadas a partir de testes de calorímetro para o cálculo da vazão mássica ($a_1=0,9924$ e $b_1=-0,0201$) e os parâmetros apresentados na Tabela 6.1 para o cálculo da potência e da temperatura da carcaça do compressor.

Como mencionado na seção 5.2, em todas as comparações que serão discutidas, as simulações são iniciadas a partir de 30 minutos de teste. Para se citar um exemplo, no Caso 3 os valores experimentais do início até três horas de teste já são todos conhecidos, porém, a simulação se inicia utilizando-se os dados de meia hora como condição inicial para o modelo. Essa condição inicial é imposta em todas as comparações, pois, através de análises de diversas condições iniciais, observou-se que, ao se iniciar a simulação após o pico de pressões, o comportamento da curva calculada, nos primeiros instantes da comparação, é discrepante em relação aos valores medidos.

Teste de Malha Temporal

Os modelos matemáticos desenvolvidos são compostos por equações algébricas e equações diferenciais ordinárias. Para resolução das equações diferenciais são utilizadas aproximações matemáticas. No presente trabalho, o método de Runge-Kutta de 4ª ordem foi utilizado na solução dessas equações.

Devido à aproximação do termo diferencial das equações, quanto maior o passo de tempo utilizado na simulação, maior é o erro decorrente dessa

aproximação. Por outro lado, se forem utilizadas passos de tempo muito reduzidos o esforço computacional necessário para solução das equações é elevado, aumentando o tempo de simulação.

Nesta seção é apresentado o teste de malha temporal realizado com o modelo matemático desenvolvido. O objetivo dessa análise é determinar a partir de que valor de passo de tempo não há mais interferência da malha temporal nos resultados obtidos.

Nesta abordagem o programa foi simulado para o Caso 3 e são comparadas as temperaturas calculadas da carcaça do compressor utilizando seis passos de tempo diferentes. A análise dos resultados é realizada através da comparação dos valores calculados no pico de temperatura. Para determinar a malha temporal que não interfira nos resultados obtidos, a diferença entre os valores calculados em duas simulações com passos de tempo distintos deve ser inferior a $0,2^{\circ}\text{C}$. Este critério foi adotado por ser da ordem de incerteza de medição dos termopares utilizados no teste de abaixamento de temperatura.

A Figura 6.1 apresenta a comparação entre os resultados simulados utilizando os seis passos de tempo distintos. Foi utilizado um passo de tempo máximo de dois minutos e um passo de tempo mínimo de quatro segundos. A ordenada da figura representa a escala de temperatura em graus Celsius e a abscissa o tempo em segundos. Note que é apresentado apenas o período do teste que engloba o pico de temperatura. Para melhor visualização, na região em destaque da figura as escalas são bastante reduzidas, sendo apresentado um período de apenas 200 segundos.

A Tabela 6.2 mostra as diferenças entre os valores calculados no pico de temperatura utilizando malhas temporais consecutivas. Cada valor da tabela é referente à diferença entre duas temperaturas calculadas. Como exemplo, o primeiro valor apresentado é a diferença das temperaturas calculadas ao utilizar um passo de tempo de 120 segundos e um passo de tempo de 60 segundos, respectivamente, malha temporal “a” e malha temporal “b”.

Note que para passos de tempo inferiores a 60 segundos as curvas de temperatura calculada já são bem próximas e a interferência da malha temporal já pode ser desprezada. A diferença entre os resultados obtidos com passos de tempo de 60 segundos e de 30 segundos é inferior a $0,2^{\circ}\text{C}$. Com isso, pode-se dizer ao

utilizar um passo de tempo inferior a 60 segundos que os resultados obtidos com o modelo são independentes da malha temporal utilizada.

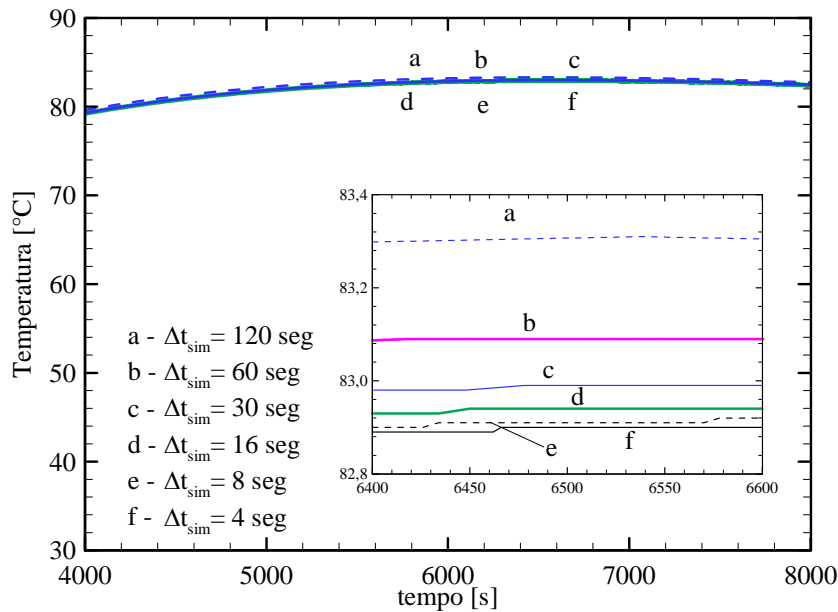


Figura 6.1. Comparação entre os resultados calculados de temperatura da carcaça do compressor utilizando seis passos de tempo distintos.

Tabela 6.2. Diferenças obtidas entre os resultados calculados utilizando os seis passos de tempo da análise.

Malhas comparadas	Diferença no instante de tempo $t = 6500$ segundos
a-b	0,22°C
b-c	0,10°C
c-d	0,05°C
d-e	0,03°C
e-f	0,01°C

Com o intuito de facilitar a comparação entre as informações numéricas e experimentais, o programa foi simulado com o mesmo intervalo de tempo utilizado na obtenção dos valores medidos. O sistema de aquisição de dados do teste de abaixamento de temperatura registrou as informações experimentais a cada quatro segundos de teste. Portanto, para o presente trabalho, os resultados apresentados foram obtidos com passo de tempo de quatro segundos.

Verificação do Modelo do Compressor

A Figura 6.2 apresenta a comparação entre a variação com o tempo da temperatura da carcaça experimental e a calculada. A ordenada representa a escala

das temperaturas em °C, a abscissa o tempo em horas e a escala secundária à direita, a diferença entre os valores calculados e experimentais. Na região em destaque da figura é apresentada uma indicação de meia hora do início do teste. Referente ao instante utilizado como condição inicial para a simulação.

É importante ressaltar que nesta simulação foram utilizadas as constantes obtidas no Caso 1 da Tabela 6.1 e que as três variáveis, T_{cp} , \dot{W} e \dot{m}_{cp} , foram calculadas simultaneamente para cada instante de tempo.

Nota-se na comparação da Figura 6.2 que ao se utilizar apenas informações de uma hora de teste, o modelo do compressor não é capaz de prever com boa precisão a variação da temperatura da carcaça do componente. Observe na região destacada que a variável calculada representa muito bem a variação experimental apenas durante o período que foi utilizado para calibrar as constantes, até uma hora após o compressor ser acionado. Quando o modelo é extrapolado, para prever a variação da temperatura até o final do teste, os resultados obtidos não são satisfatórios. Nota-se que a diferença em regime permanente é da ordem de oito graus Celsius.

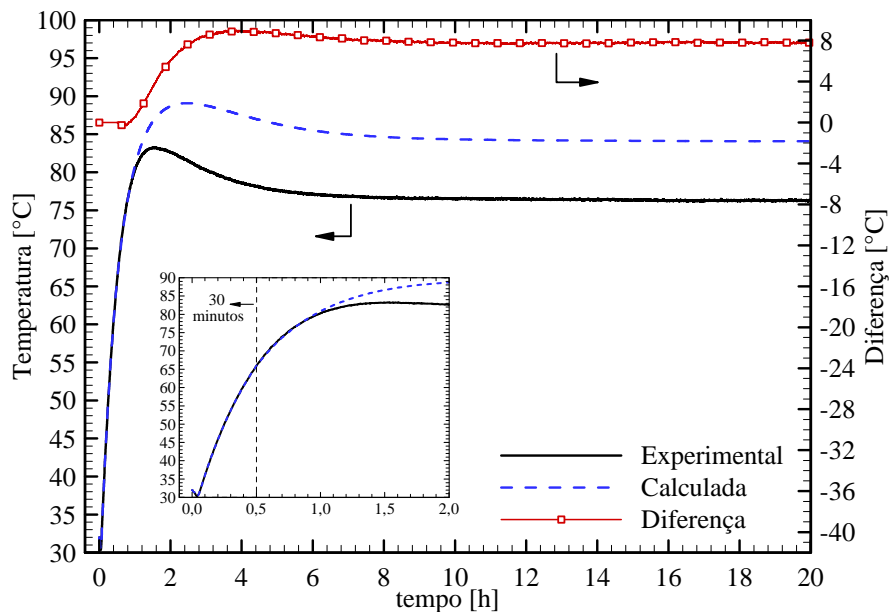


Figura 6.2. Variação da temperatura da carcaça experimental e calculada com o tempo. Constantes calibradas com uma hora de teste para verificação do modelo do compressor.

A Figura 6.3 apresenta a comparação da temperatura da carcaça experimental e calculada utilizando as constantes calibradas para o Caso 2. Note que neste caso, utilizando-se duas horas de dados medidos para calibração dos

parâmetros empíricos, o modelo é capaz de representa o comportamento transitório da variável experimental. Porém, ele ainda apresenta uma diferença considerável em regime permanente, $\phi^{RP} \approx -4^\circ\text{C}$.

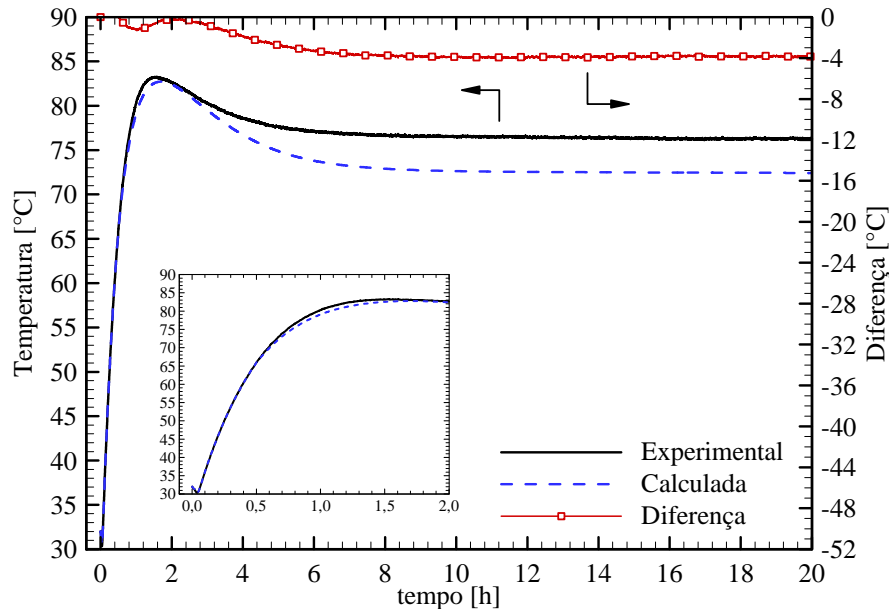


Figura 6.3. Variação da temperatura da carcaça experimental e calculada com o tempo. Constantes calibradas com duas horas de teste para verificação do modelo do compressor.

Após nova simulação, agora com as constantes obtidas com até três horas de teste experimental (Caso 3), obtém-se os resultados apresentados na Figura 6.4. Como esperado, pois as constantes calibradas para os dois casos são muito próximas, a temperatura calculada mantém o mesmo comportamento do Caso 2 e alcança uma diferença da ordem de quatro graus Celsius em regime permanente. Nota-se assim, que apesar de conseguir prever relativamente bem o comportamento transitório da variável, de forma quantitativa o modelo não é capaz de prever com precisão o valor da temperatura carcaça do compressor em regime permanente.

Como forma de reduzir a discrepância observada em regime permanente, foram feitas várias propostas para calcular a condutância da carcaça. Algumas são aqui apresentadas:

- (a) Aproximando a geometria do compressor a de uma esfera, avaliou-se a correlação empírica proposta por Churchill (1983) *apud* Incropera e Dewitt (2003) para convecção natural em esferas. Nesse caso, a condutância é dependente da diferença de temperatura, entre a carcaça e o ambiente, elevada a um quarto, i.e., $UA_{cp} = \sigma_1 + \sigma_2(T_{cp} - T_\infty)^{1/4}$. σ_1 e σ_2

são as constantes empíricas do modelo que são calibradas a partir dos dados experimentais;

- (b) Uma correlação similar à de Churchill foi proposta acrescentando uma constante à correlação, $UA_{cp} = \sigma_1 + \sigma_2(T_{cp} - T_{\infty})^{\sigma_3}$. σ_1 , σ_2 e σ_3 são calibradas a partir dos dados experimentais;
- (c) A aproximação proposta por Hermes (2006), onde UA_{cp} varia com a pressão de evaporação do sistema, $UA_{cp} = \sigma_1 + \sigma_2 P_e$, foi também utilizada;
- (d) Uma nova relação entre UA_{cp} e $(T_{cp} - T_{\infty})$, a partir do ajuste da curva calculada pelo modelo à da temperatura da carcaça experimental, foi também utilizada, $UA_{cp} = \sigma_1 + \sigma_2(T_{cp} - T_{\infty}) + \sigma_3(T_{cp} - T_{\infty})^{-1}$.

Porém, o valor constante de UA_{cp} foi o que apresentou melhores resultados. Como a temperatura da carcaça do compressor não tem grande influência nos resultados obtidos com os outros modelos, optou-se por manter a correlação proposta de UA_{cp} constante.

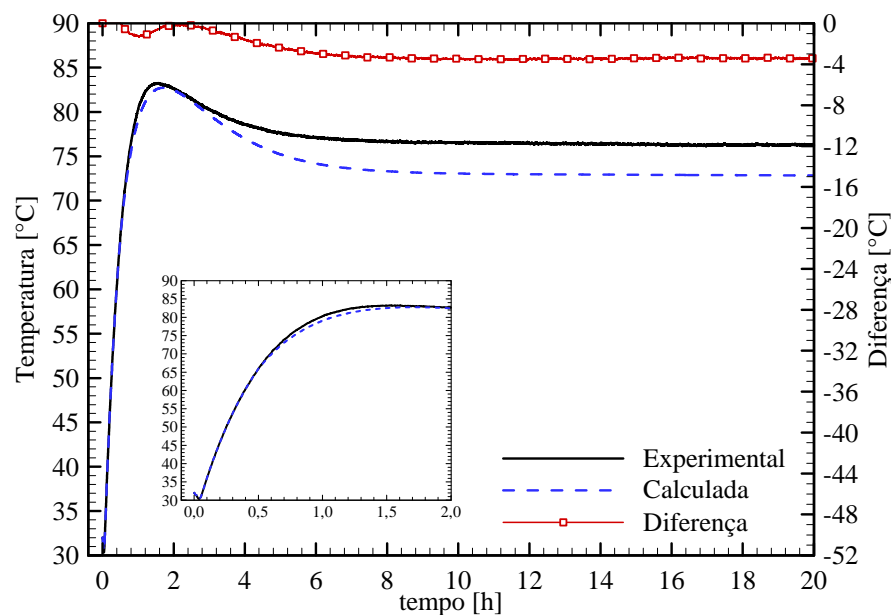


Figura 6.4. Variação da temperatura da carcaça experimental e calculada com o tempo. Constantes calibradas com três horas de teste para verificação do modelo do compressor.

Como já mencionado, a vazão mássica na descarga do compressor foi medida no teste de abaixamento de temperatura em análise. Essa informação não é utilizada na calibração e na alimentação dos modelos durante o processo de verificação. No presente trabalho, a vazão mássica experimental é utilizada apenas para comparar os valores calculados dessa variável pelo modelo proposto.

A Figura 6.5 apresenta a comparação entre a variação com o tempo da vazão mássica experimental e a calculada para os três casos apresentados na Tabela 6.1. Na Figura 6.5.(a) os resultados foram simulados a partir das constantes obtidas até uma hora de teste, Caso 1, na Figura 6.5.(b) com dados de até duas horas, Caso 2, e na Figura 6.5.(c) com até três horas de ensaio, Caso 3. Seguindo o mesmo procedimento, a Figura 6.6 apresenta, para os três casos, as comparações das variações da potência elétrica experimental e calculada durante o teste de abaixamento de temperatura.

Note que, apesar dos valores da temperatura calculada não serem muito próximos aos valores experimentais, a vazão mássica e a potência calculada, variáveis dependentes da temperatura da carcaça, não são demasiadamente influenciadas por possíveis erros embutidos no cálculo daquela variável.

Observa-se que as diferenças percentuais entre variável calculada e experimental estão abaixo de 10% para o cálculo da vazão mássica e são da ordem de 5% para o cálculo da potência elétrica. Havendo apenas uma pequena divergência entre o comportamento da vazão mássica calculada quando comparada à curva experimental no início da simulação, em aproximadamente meia hora de teste, como pode ser observado nas regiões em destaque. Porém, em poucos minutos, o modelo matemático é capaz de prever com boa precisão a variação da vazão mássica experimental.

Com isso, conclui-se que o modelo do compressor, apesar das diferenças apresentadas para temperatura da carcaça, é adequado. Através da metodologia proposta, quando o modelo é alimentado com valores coerentes, pode-se prever com boa precisão a vazão mássica e a potência elétrica do compressor.

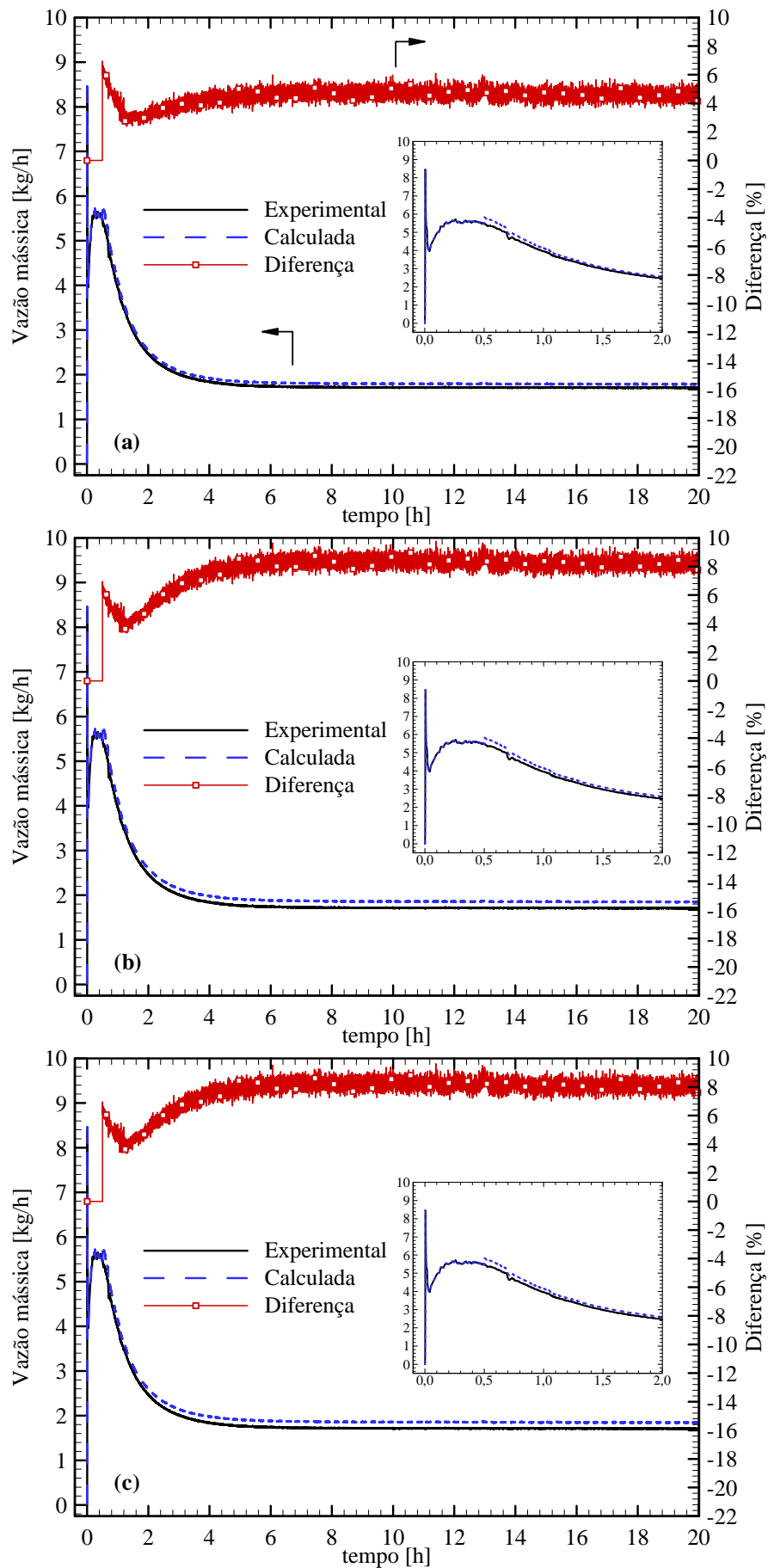


Figura 6.5. Variação da vazão mássica calculada e experimental com o tempo. Constantes calibradas utilizando (a) uma hora, (b) duas horas e (c) três horas de teste, para verificação do modelo do compressor.

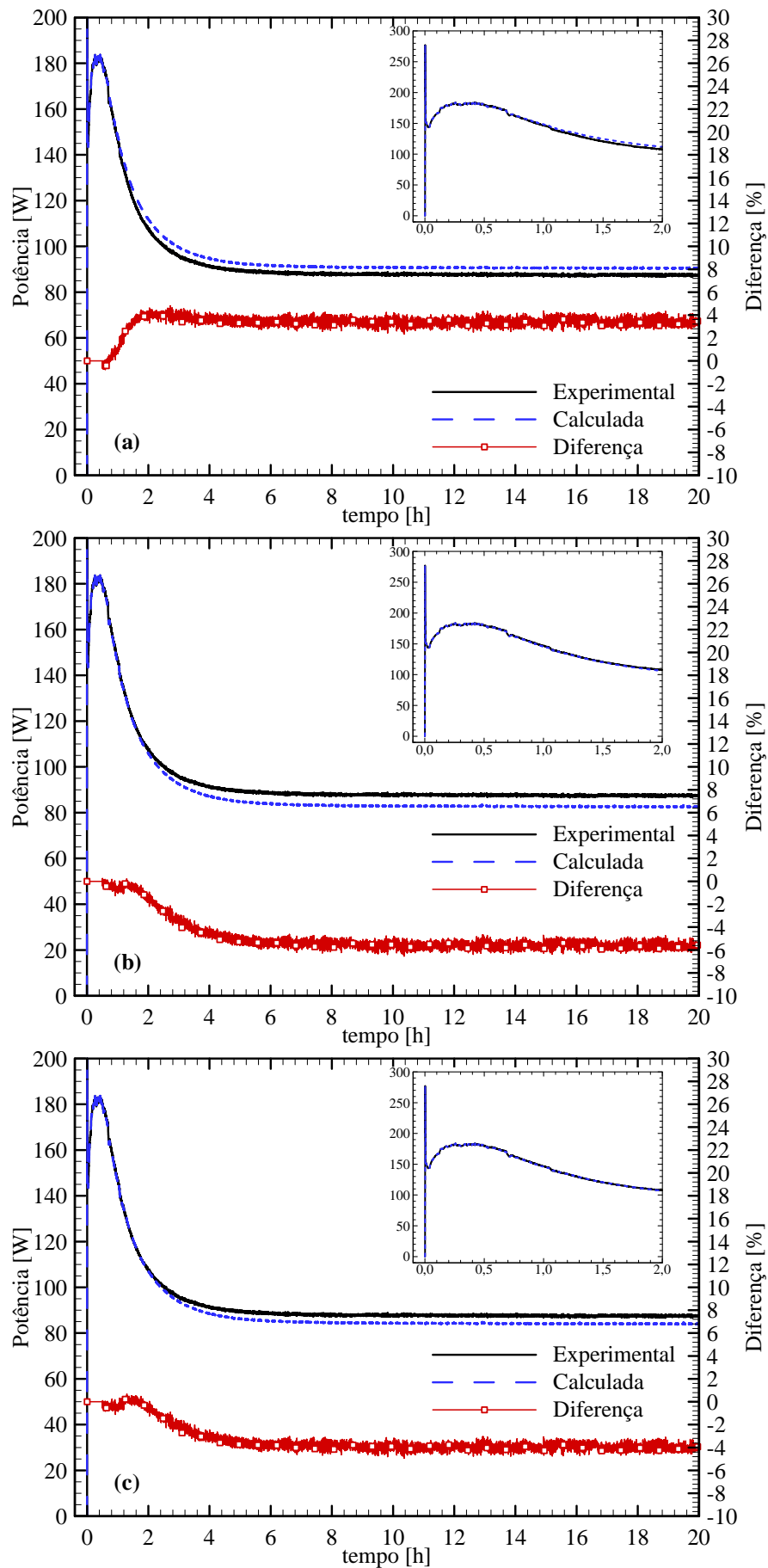


Figura 6.6. Variação da potência elétrica calculada e experimental com o tempo. Constantes calibradas utilizando (a) uma hora, (b) duas horas e (c) três horas de teste, para verificação do modelo do compressor.

6.1.2. Modelo do Condensador

Utilizando-se a mesma abordagem adotada para verificação do modelo do compressor, nesta seção é apresentada a avaliação do modelo do condensador. Como apresentado no capítulo de modelagem matemática, as principais variáveis que são calculadas a partir do modelo são temperatura da parede do componente e pressão de condensação.

A Tabela 6.3 apresenta os parâmetros empíricos do modelo do condensador obtidos para os três casos já analisados anteriormente. Note que as constantes ajustadas não variam muito de um caso para outro, aumentando a credibilidade da metodologia.

Tabela 6.3. Parâmetros, do modelo do condensador, ajustados a partir de dados experimentais.

Caso	Período de análise dos dados	Ajuste (Mínimos Quadrados)		
		C_{cd} [JK ⁻¹]	$\dot{h}_o A_{cd}$ [WK ⁻¹]	$\dot{h}_i A_{cd}$ [WK ⁻¹]
1	1 hora	2892,68	10,38	78,45
2	2 horas	3183,70	10,24	79,97
3	3 horas	3279,76	10,19	80,69

Nesta seção, para a determinação da temperatura da parede e da pressão de condensação, as equações do modelo são calculadas empregando os valores experimentais de temperatura ambiente, pressão de evaporação e temperatura da carcaça do compressor. Vale ressaltar que além das informações medidas, o modelo utiliza a própria pressão de condensação calculada na solução das equações matemáticas. A partir dessa pressão determina-se a entalpia na entrada do condensador, a entalpia na saída do componente e a vazão mássica do compressor, respectivamente, $h_{cd,i} = h_d = f(P_c, T_{cp})$, $h_{cd,o} = h_l(P_c)$ e \dot{m}_{cp} calculada pela equação (4.14).

A Figura 6.7 apresenta a comparação entre os resultados calculados e os experimentais da temperatura da superfície externa no meio do condensador. Para obtenção desses resultados foram utilizados os parâmetros empíricos do Caso 1, e as equações para cálculo da temperatura da parede e do fluido refrigerante foram resolvidas simultaneamente. Um passo de tempo igual a quatro segundos foi utilizado na resolução dessas equações.

A comparação entre a pressão de condensação calculada e a pressão experimental é apresentada na Figura 6.8. Nota-se que, assim como para a

temperatura da parede, a diferença entre as variáveis experimental e calculada são praticamente inexistentes.

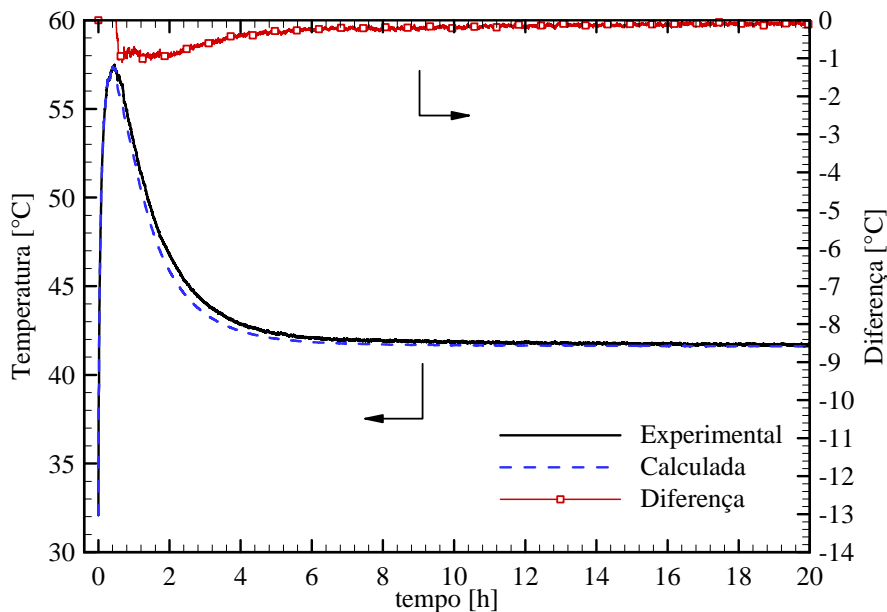


Figura 6.7. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, da superfície externa no meio do condensador. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo deste componente.

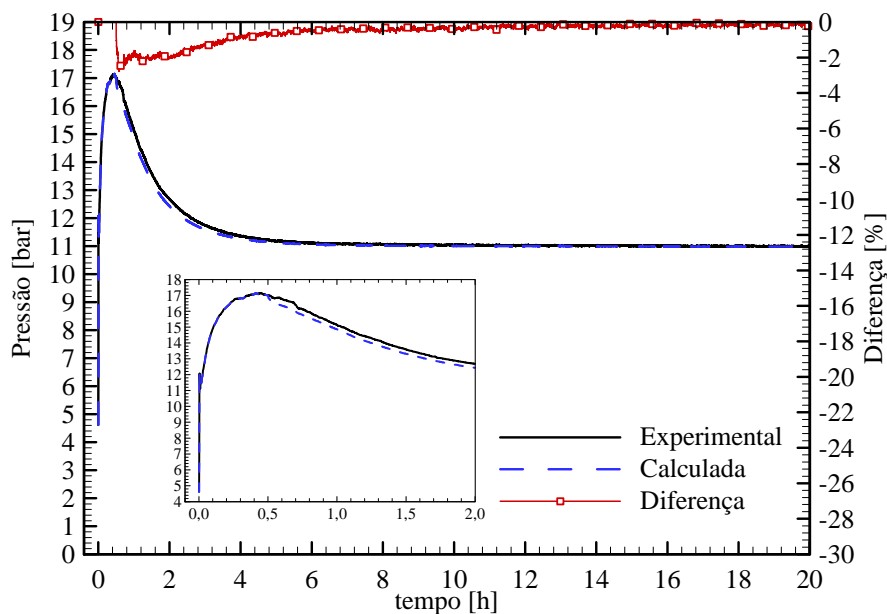


Figura 6.8. Variação com o tempo da pressão de condensação experimental e calculada durante o teste de abaixamento de temperatura. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo deste componente.

Os resultados obtidos para os casos 2 e 3 são muito similares aos apresentados anteriormente, fato que garante que com dados de apenas uma hora

de ensaio já é possível a previsão com boa precisão dos resultados referentes ao modelo do condensador. O que valida o modelo desenvolvido.

6.1.3. Modelo do Evaporador e do Trocador de Calor TC-LS

O modelo matemático do dispositivo de expansão tem como objetivo a determinação da condição do fluido na entrada do evaporador, $h_{ev,i}$. O método da efetividade de trocadores de calor é utilizado no equacionamento desse componente. Porém, como não há possibilidade de se determinar o valor experimental dessa variável, nesta seção são validados, na mesma análise, os modelos do dispositivo de expansão e do evaporador.

Para verificação dos modelos do trocador de calor TC-LS e do evaporador as equações dos dois modelos são calculadas empregando os valores experimentais de temperatura ambiente, pressão de condensação e temperatura da carcaça do compressor.

A Tabela 6.7 apresenta os parâmetros empíricos ajustados para cada um dos três casos já relatados. Para esses dois modelos são calibradas quatro constantes: ε , C_{ev} , $\dot{h}_o A_{ev}$ e $\dot{h}_i A_{ev}$.

Tabela 6.4. Parâmetros, do modelo do trocador de calor TC-LS e do evaporador, ajustados a partir de dados experimentais

Caso	Período de análise dos dados	Ajuste (Mínimos Quadrados)			
		C_{ev} [JK ⁻¹]	$\dot{h}_o A_{ev}$ [WK ⁻¹]	$\dot{h}_i A_{ev}$ [WK ⁻¹]	ε
1	1 hora	9082,65	7,94	37,19	0,66
2	2 horas	10477,79	8,11	36,62	0,66
3	3 horas	12916,56	8,29	35,79	0,67

Ao se utilizar os resultados calibrados das constantes para o Caso 1, e iniciando-se a simulação a partir de 30 minutos de teste, obtém-se os resultados calculados de temperatura da parede do evaporador e da temperatura de evaporação. A partir dessa temperatura obtém-se a pressão de evaporação do sistema.

Vale ressaltar que a pressão de evaporação calculada é utilizada para o cálculo: da vazão mássica do compressor e das entalpias na entrada e na saída do evaporador.

A Figura 6.9 apresenta a comparação entre a variação com o tempo da temperatura da parede do evaporador calculada e experimental. Utiliza-se nesta

análise a temperatura no meio do evaporador como sendo representativa de todo o componente, pois, como já apresentado na Figura 3.16, a partir de 30 minutos de teste a temperatura no meio tem a mesma ordem de grandeza da temperatura medida na entrada do evaporador. Nota-se que o comportamento da variável calculada é bem próximo ao da temperatura medida durante o teste. Por outro lado, a diferença entre os valores experimentais e calculados, levando-se em consideração que estão sendo calculadas apenas as variáveis desse modelo, é elevada. Em regime estacionário a diferença entre essas variáveis é da ordem de 3°C.

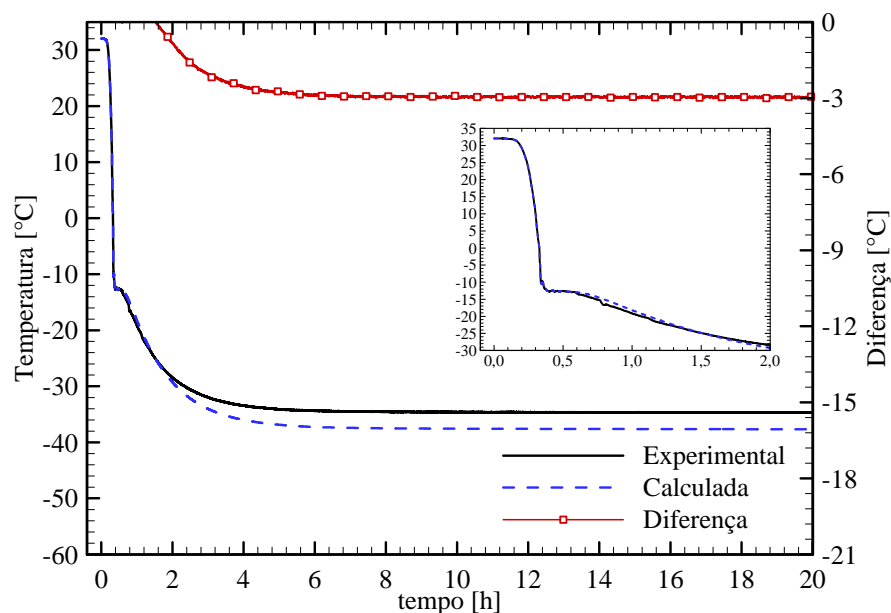


Figura 6.9. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície externa no meio do evaporador. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo deste componente.

A Figura 6.10 apresenta a comparação entre a pressão de evaporação experimental e a calculada. Para esse caso, obtém-se diferença da ordem de 10% entre a variável experimental e a calculada. Nesta figuras para melhor disposição visual das curvas, a escala das diferenças é apresentada com limites de -18% à 8%. A partir do início da comparação até meia hora de teste, a diferença entre a variável calculada e a experimental é pequena e não está dentro da faixa apresentada. Por outro lado, a diferença em regime permanente é relativamente alta considerando que valores medidos estão sendo utilizados como dados de entrada do modelo.

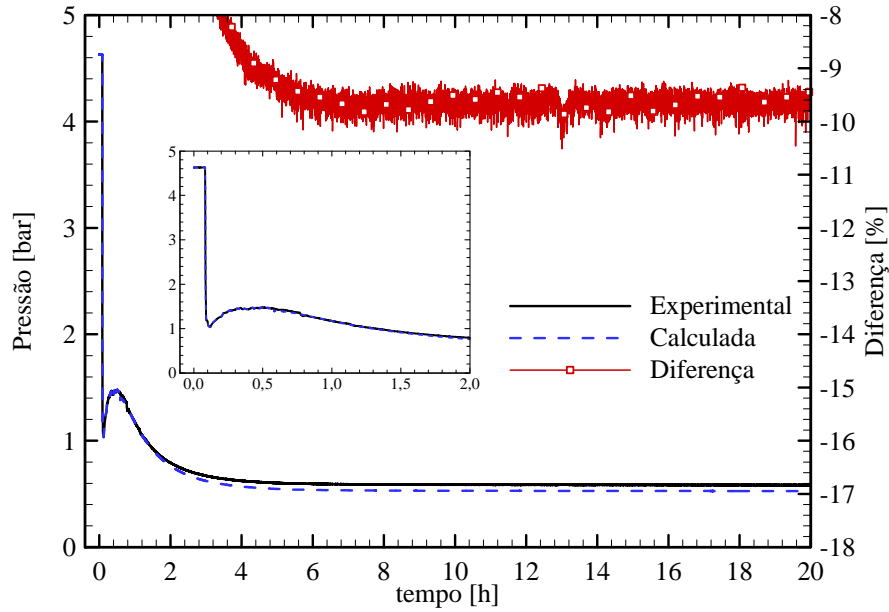


Figura 6.10. Variação com o tempo pressão de evaporação experimental e calculada. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo deste componente.

A pressão de evaporação é uma variável que tem grande influência nos outros valores calculados pelo modelo do sistema completo. Um pequeno erro, no cálculo dessa variável, ocasiona diferenças elevadas nos outros valores calculados. Com isso, foram necessárias novas análises no modelo do evaporador para que resultados mais confiáveis fossem obtidos a partir desse modelo.

Para que os valores simulados em regime permanente fossem mais próximos aos medidos, foi necessário que os parâmetros relativos à troca de calor por convecção do modelo, $\dot{h}_o A_{ev}$ e $\dot{h}_i A_{ev}$, fossem melhor avaliados. Pois, como se observa nas equações utilizadas para cálculo das temperaturas da parede e do fluido no evaporador, respectivamente, equações (4.29) e (4.30), em regime permanente apenas esses dois parâmetros influenciam nos valores calculados, ou seja, $\lim_{t \rightarrow \infty} dT/dt = 0$.

Para uma melhor análise de magnitude desses dois parâmetros e da influência nos resultados simulados, calculou-se o valor dessas constantes em regime permanente a partir de dados experimentais do próprio teste de abaixamento de temperatura, ou seja:

$$\dot{h}_o A_{ev}^{RP} = \frac{\dot{m}(h_{ev,i} - h_{ev,o})}{(T_{gb} - T_{ev})} \quad (6.3)$$

e para cálculo de $\dot{h}_i A_{ev}$:

$$\dot{h}_i A_{ev}^{RP} = \frac{\dot{m}(h_{ev,i} - h_{ev,o})}{(T_{ev} - T_{ev,r})} \quad (6.4)$$

Utilizando os dados medidos no final do teste de abaixamento de temperatura, quando as variáveis já não apresentam mais variação com o tempo, obtêm-se a partir das equações (6.3) e (6.4) os valores apresentados na Tabela 6.5. Comparando estes valores com os da Tabela 6.4, nota-se que $\dot{h}_o A_{ev}$ deveria ter o dobro da magnitude enquanto $\dot{h}_i A_{ev}$ deveria ter sua magnitude reduzida.

Tabela 6.5. Parâmetros do modelo do evaporador obtidos a partir de dados experimentais em regime permanente.

Dados Experimentais	$\dot{h}_o A_{evap}$ [WK ⁻¹]	$\dot{h}_i A_{ev}$ [WK ⁻¹]
Valores do Regime Permanente	16,13	26,20

Com as constantes apresentadas na Tabela 6.5, e mantendo o mesmo valor de C_{ev} calibrado para o Caso 1, obteve-se novos valores calculados para temperatura da superfície do evaporador e para a pressão de evaporação. As comparações entre os resultados simulados e experimentais para as duas variáveis estão apresentadas, respectivamente, na Figura 6.11 e na Figura 6.12.

Note que praticamente não há diferença entre as variáveis experimentais e simuladas em regime permanente. Por outro lado, nas três comparações, as variáveis calculadas apresentam resultados discrepantes em regime transitório quando comparadas com os valores medidos. Para a temperatura da parede, por exemplo, no início da simulação a variável experimental apresenta uma tendência de queda enquanto a calculada tem comportamento inverso, como observado com mais detalhe na região em destaque da Figura 6.11.

Com isso, conclui-se que não é suficiente apenas desenvolver uma metodologia para obter valores de $\dot{h}_o A_{ev}$ e $\dot{h}_i A_{ev}$ que fariam com que os resultados simulados fossem da mesma ordem dos experimentais em regime permanente. Ao comparar as duas situações apresentadas, principalmente as comparações da temperatura da parede; Figura 6.9 e Figura 6.11, nota-se que a hipótese de que $\dot{h}_o A_{ev}$ é constante não pode ser utilizada. Sabe-se que fisicamente esse valor é dependente da própria diferença de temperatura entre o trocador de calor e o ar externo, porém, como primeira análise estava sendo considerada que essa

dependência poderia ser desprezada; para o modelo do condensador essa hipótese se mostrou válida.

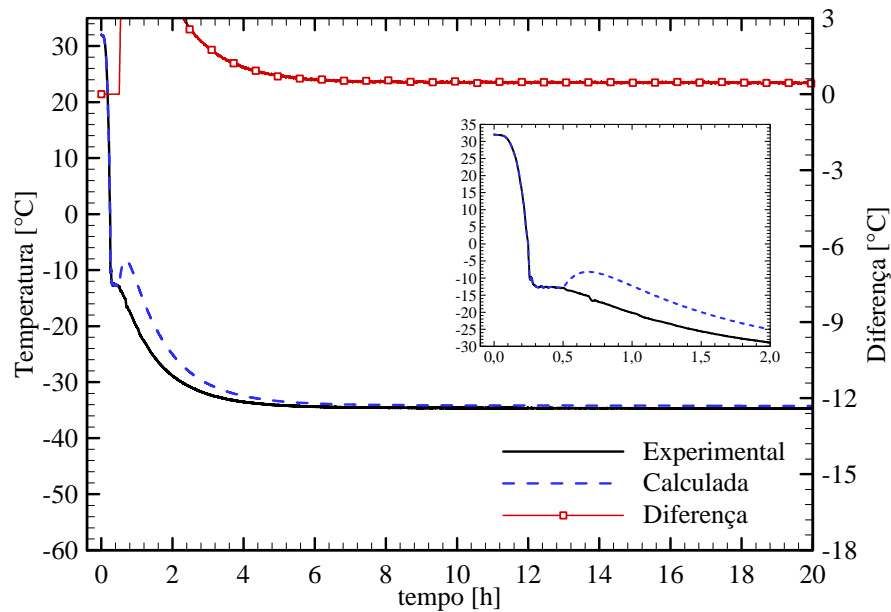


Figura 6.11. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície externa no meio do evaporador. Constantes calibradas em regime permanente para verificação do modelo deste componente.

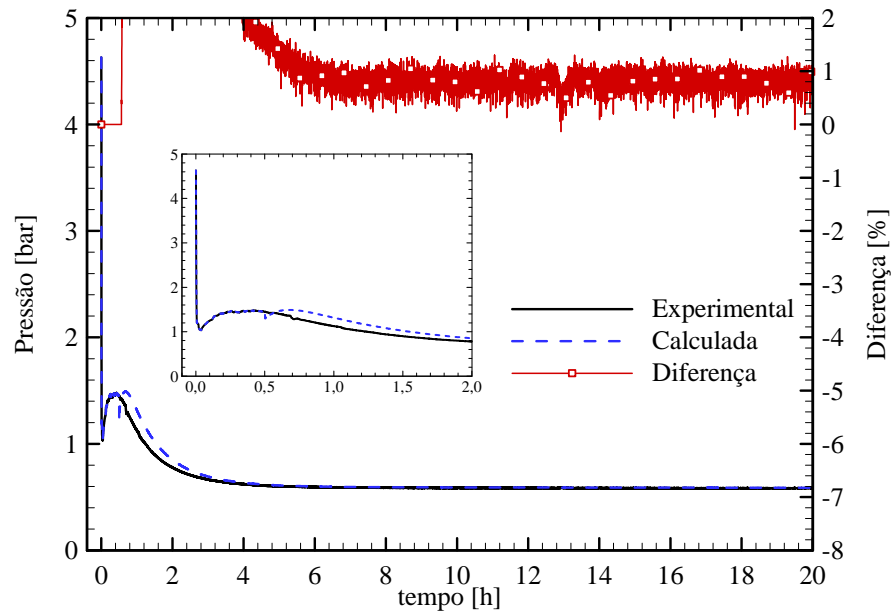


Figura 6.12. Variação com o tempo pressão de evaporação experimental e calculada. Constantes calibradas em regime permanente para verificação do modelo deste componente.

Propõe-se então uma equação para cálculo de $\dot{h}_o A_{ev}$ que depende da diferença de temperatura do ar no gabinete e da parede do evaporador:

$$\dot{h}_o A_{ev} = K_1 + K_2 (T_{gb} - T_{ev})^n \quad (6.5)$$

sendo que as constantes K_1 , K_2 e n são obtidas a partir dos resultados experimentais.

A Tabela 6.6 apresenta os resultados obtidos ao calibrar as constantes para os três casos em análise.

Tabela 6.6. Constantes C_{ev} , K_1 , K_2 e n obtidas a partir dos dados experimentais.

Caso	Período de análise dos dados	Ajuste (Mínimos Quadrados)			
		C_{ev} [JK ⁻¹]	K_1 [WK ⁻¹]	K_2 [WK ⁻⁽¹⁺ⁿ⁾]	n
1	1 hora	4670,71	19,10	-4,71	0,25
2	2 horas	5010,02	18,06	-4,28	0,25
3	3 horas	4943,15	147,70	-130,75	0,02

Notou-se que ao calibrar as constantes em diversos intervalos de tempo, para maioria dos casos a constante n é da ordem de 0,25. Como forma de simplificar o modelo e diminuir o tempo computacional, propõe-se uma equação dependente apenas de duas constantes para cálculo da condutância do evaporador, ou seja, impondo $n=1/4$:

$$\dot{h}_o A_{ev} = K_1 + K_2 (T_{gb} - T_{ev})^{1/4} \quad (6.6)$$

Calibrando as constantes para os três casos anteriores, agora impondo $n=1/4$ para cálculo de $\dot{h}_o A_{ev}$, têm-se os parâmetros apresentadas na Tabela 6.7.

Tabela 6.7. Parâmetros do modelo do evaporador ajustados a partir de dados experimentais.

Caso	Período de análise dos dados	Ajuste (Mínimos Quadrados)			
		C_{ev} [JK ⁻¹]	K_1 [WK ⁻¹]	K_2 [WK ^{-5/4}]	$\dot{h}_i A_{ev}$ [WK ⁻¹]
1	1 hora	4672,90	19,10	-4,71	37,18
2	2 horas	5010,02	18,06	-4,28	36,62
3	3 horas	4784,69	19,65	-4,94	35,78

Ao se utilizar os dados calibrados com uma hora de teste obtêm-se os resultados apresentados na Figura 6.13 e na Figura 6.14. Note que tanto o comportamento em regime transitório quanto os valores em regime permanente das variáveis simuladas são bem próximos aos experimentais. Para a comparação da temperatura da superfície externa do evaporador observa-se que a diferença entre as curvas é da ordem de apenas um grau Celsius durante todo o teste e na

comparação das pressões nota-se diferença da ordem de 2% em regime permanente.

Analisando ainda a Figura 6.14, a partir de alguns instantes após o início da comparação até três horas de teste, a pressão calculada é maior que a pressão experimental, dessa forma, nos primeiros momentos a diferença percentual é positiva e, portanto, não apresentada no gráfico. Por outro lado, nota-se que mesmo nesses primeiros momentos, os comportamentos das curvas são muito próximos. A diferença máxima entre a pressão calculada e a experimental é de 3,5%. Será observado, na sequência do trabalho, que uma pequena diferença na pressão de sucção é responsável por grande interferência nos resultados obtidos a partir dos outros modelos.

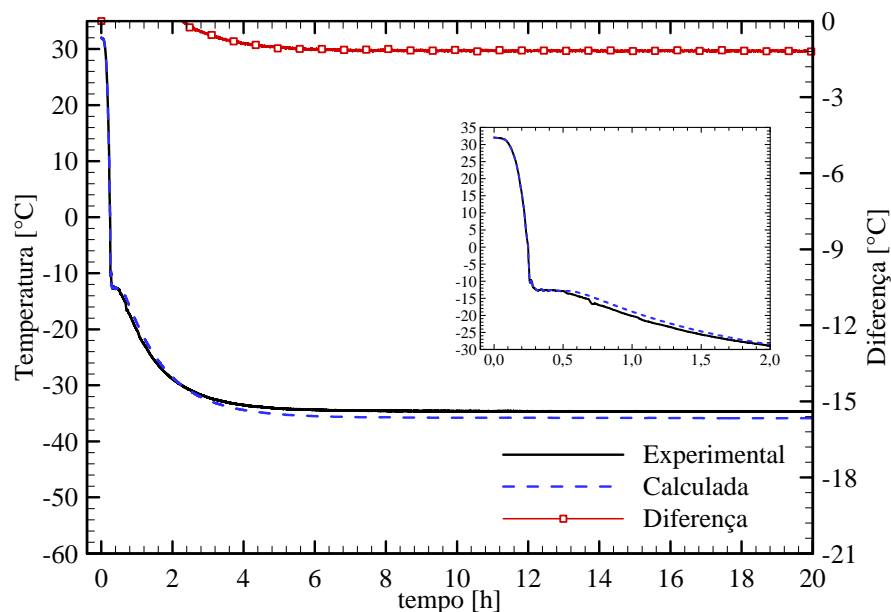


Figura 6.13. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, da superfície externa no meio do evaporador. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo deste componente.

A Tabela 6.8 apresenta os valores calculados de $\dot{h}_o A_{ev}$ em dois instantes do teste: no instante do pico de pressões e em regime permanente. Esses valores são calculados a partir da equação (6.6) com os valores medidos da temperatura da parede do evaporador e do ar no gabinete. Essa tabela é apresentada para melhor análise das constantes calibradas no modelo, uma vez que, apenas a partir de K_1 e K_2 , não é possível avaliar facilmente os valores calibrados.

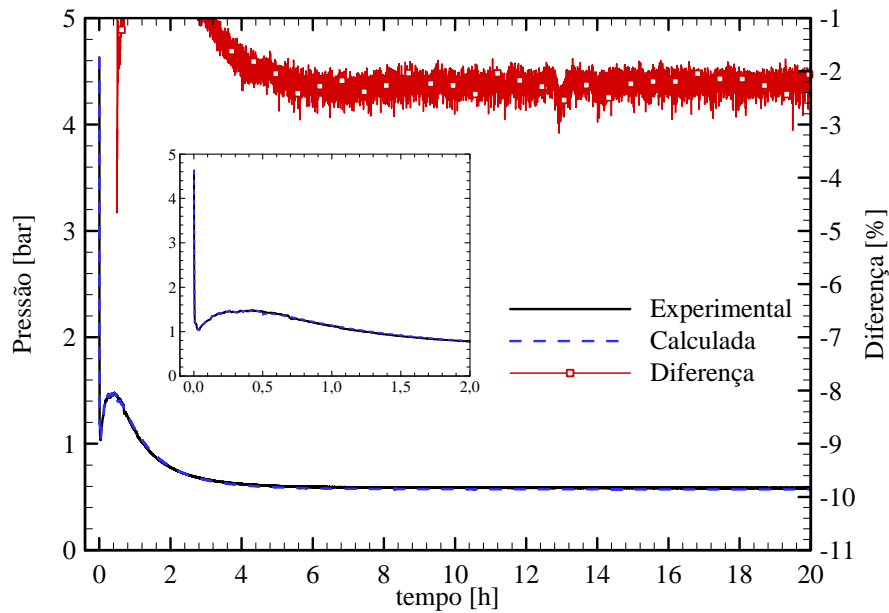


Figura 6.14. Variação com o tempo da pressão de evaporação experimental e calculada durante o teste de abaixamento de temperatura. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste (verificação).

Tabela 6.8. Valores calculados de $\dot{h}_o A_{ev}$ no pico de pressões e em regime permanente.

Caso	Período de análise dos dados	Calculado	
		$\dot{h}_o A_{ev}$ [WK ⁻¹] (pico)	$\dot{h}_o A_{ev}$ [WK ⁻¹] (R.P.)
1	1 hora	7,63	12,02
2	2 horas	7,64	11,63
3	3 horas	7,64	12,23

A Figura 3.18 apresenta a comparação entre as temperaturas utilizadas para o cálculo de $\dot{h}_o A_{ev}$, temperatura da superfície externa do evaporador e temperatura do ar no gabinete. No instante do pico de pressões, após trinta minutos de teste, a diferença entre essas temperaturas é de 35°C. Em regime permanente essa diferença é de 5°C.

Note que ao combinar a equação proposta para cálculo de $\dot{h}_o A_{ev}$, equação (6.6), com os valores das constantes obtidas na calibração, esse parâmetro é menor no início da simulação do que o seu valor em regime permanente, conforme Tabela 6.7. Em convecção natural quanto maior o ΔT maior é a movimentação imposta ao ar da superfície externa do trocador e, conseqüentemente, maior deve ser o valor de \dot{h}_o . O que se observa na Tabela 6.7 é que quanto maior o valor de ΔT menor é o produto do coeficiente de convecção pela área do evaporador. Isto acontece, pois

como já apresentado na Figura 3.16, o evaporador ainda não está completamente preenchido com refrigerante bifásico no início do teste. A frente de líquido demora um tempo para avançar ao longo do evaporador, o que faz com que a área, A_{ev} , que realmente está trocando calor seja pequena. Dessa forma, mesmo com valores elevados de \dot{h}_o , o produto $\dot{h}_o A_{ev}$ é menor no começo do teste, pois neste momento a área de troca de calor é menor, do que no final do teste, quando praticamente toda a extensão do evaporador é responsável por tirar calor do ar do gabinete.

Dessa forma, no presente trabalho a equação para cálculo da temperatura do evaporador é definida por:

$$C_{ev} \frac{dT_{ev}}{dt} = \dot{m}(h_{ev,i} - h_{ev,o}) + \left(K_1 + K_2 (T_{gb} - T_{ev})^{1/4} \right) (T_{gb} - T_{ev}) \quad (6.7)$$

Síntese da Verificação dos Modelos do Evaporador e do Trocador de Calor TC-LS

Através das comparações apresentadas, nota-se que os modelos do trocador de calor TC-LS e do evaporador, utilizando $\dot{h}_o A_{ev}$ variável, são capazes de representar com boa precisão o comportamento das variáveis relacionadas aos componentes durante o teste de abaixamento de temperatura. Como observado na modelagem matemática, o modelo do trocador de calor TC-LS influencia diretamente no cálculo da temperatura da superfície externa do evaporador e da pressão de evaporação. Com diferenças da ordem de 1°C para temperatura e de 2% para a pressão, conclui-se que o modelo do trocador de calor TC-LS, responsável por calcular a entalpia na entrada do evaporador, é satisfatório.

Para os outros dois casos analisados, com dados de duas e três horas de teste para calibrar as constantes, obtêm-se diferenças entre resultados simulados e experimentais bem próximas às obtidas para o caso analisado. Com isso, nota-se que com apenas uma hora é possível calibrar as constantes desses modelos.

6.1.4. Modelo do Gabinete

O objetivo deste modelo é calcular a temperatura média do ar no interior do gabinete. As constantes que devem ser determinadas através dos dados experimentais são capacitância e condutância do componente.

Nota-se que para o desenvolvimento do modelo do gabinete, a taxa de calor trocado entre o ar no interior deste componente e o evaporador foi representada através do parâmetro $\dot{h}_o A_{ev}$ constante (equação (4.43)). Na seção anterior, foi proposta uma nova correlação para cálculo de $\dot{h}_o A_{ev}$, sendo que nessa nova equação esse parâmetro é variável e dependente da diferença de temperatura entre a superfície externa do evaporador e o ar no gabinete. Apesar de \dot{Q}_e ser a mesma taxa de transferência de calor presente no modelo do evaporador, será admitido que $\dot{h}_o A_{ev}$ é uma constante na solução da equação (4.44). Este comportamento foi observado através de diversas simulações que visavam diminuir as discrepâncias entre os valores calculados e medidos de temperatura do gabinete. De certa forma, ao se utilizar aproximações diferentes para cálculo de \dot{Q}_e (a primeira considerando $\dot{h}_o A_{ev}$ variável para o cálculo das variáveis do evaporador e a segunda considerando $\dot{h}_o A_{ev}$ constante para cálculo da temperatura do ar no gabinete) tem-se como objetivo desacoplar os dois modelos que, quando simulados ao mesmo tempo, são os maiores responsáveis pelas divergências dos resultados calculados.

Para a calibração e para o cálculo da temperatura do ar no gabinete utiliza-se o valor fixo de $\dot{h}_o A_{evap}$ referente ao calculado no instante do pico de pressões. A Tabela 6.9 apresenta os parâmetros empíricos calibrados para os três casos analisados durante a verificação dos modelos. A coluna destacada é referente ao valor fixo de $\dot{h}_o A_{ev}$ já apresentado na Tabela 6.8.

Tabela 6.9. Parâmetros, do modelo do gabinete, ajustados a partir de dados experimentais.

Caso	Período de análise dos dados	Ajuste (Mínimos Quadrados)		Valor Fixo
		C_g [JK ⁻¹]	UA_g [WK ⁻¹]	$\dot{h}_o A_{ev}$ [WK ⁻¹] (pico)
1	1 hora	14342,71	0,51	7,63
2	2 horas	13858,79	0,71	7,64
3	3 horas	13934,91	0,69	7,64

Para o cálculo da temperatura do ar no interior do gabinete, o modelo matemático é utilizado empregando os parâmetros calibrados e os valores experimentais de temperatura ambiente e temperatura da superfície externa do evaporador.

A Figura 6.15 apresenta a comparação entre a temperatura medida e a calculada do ar no interior do gabinete. Nota-se na comparação que o comportamento da variável calculada é muito próximo ao da temperatura

experimental. Inclusive na região em destaque as curvas são praticamente coincidentes. A diferença entre as variáveis é da ordem de um grau Celsius ao longo de todo o teste.

Tendo em vista que há uma variação do valor calibrado de UA_g para os três casos da Tabela 6.9, as comparações entre as temperaturas calculadas e experimentais para os outros dois casos serão apresentadas. A Figura 6.16 e a Figura 6.17 mostram, respectivamente, os resultados para os casos 2 e 3. Note, comparando os resultados obtidos com os três casos, que quanto maior o tempo de teste, melhores resultados simulados são obtidos. Por outro lado, decorrida apenas uma hora de experimento, já é possível a predição do comportamento da temperatura do ar no gabinete com boa precisão.

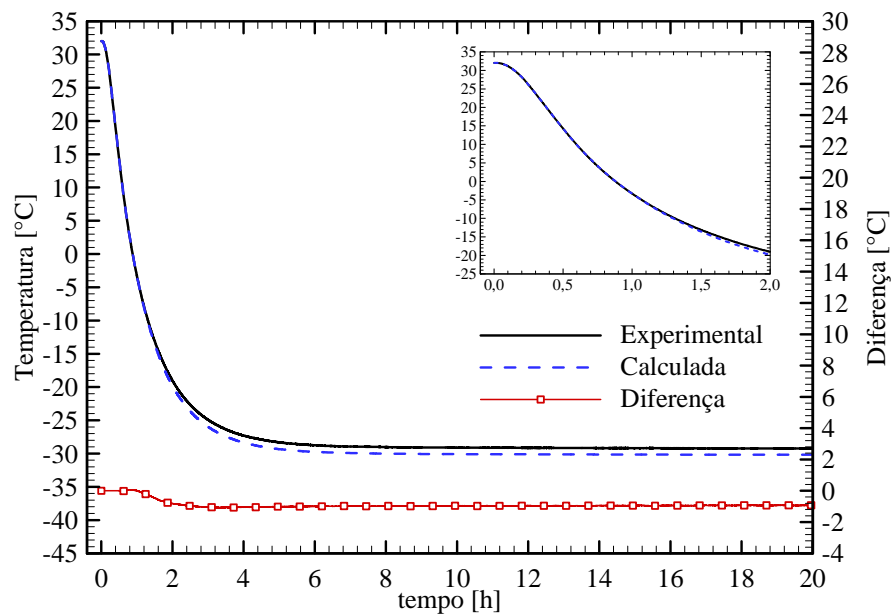


Figura 6.15. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, do ar no interior do gabinete. Constantes calibradas com dados de uma hora de teste para verificação do modelo do componente.

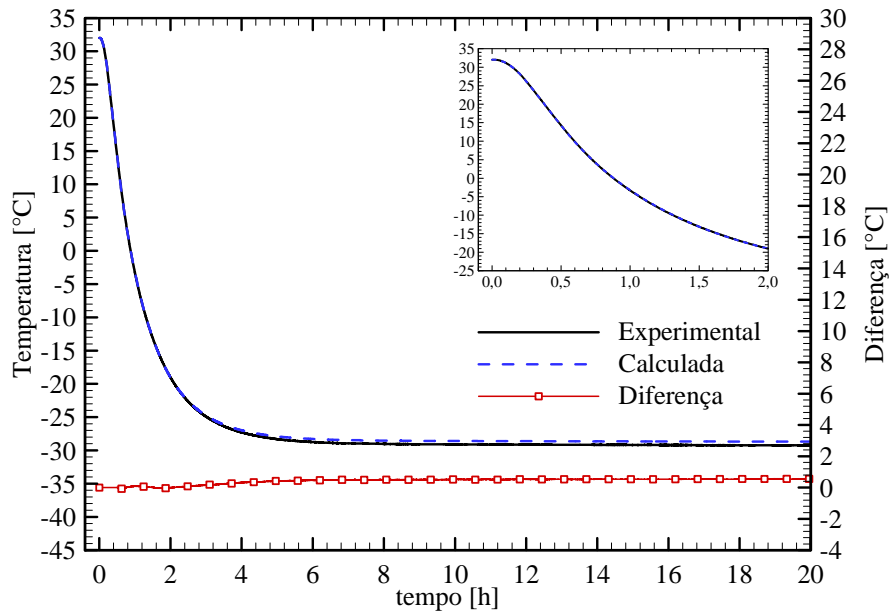


Figura 6.16. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, do ar no interior do gabinete. Constantes calibradas com dados de duas horas de teste (verificação).

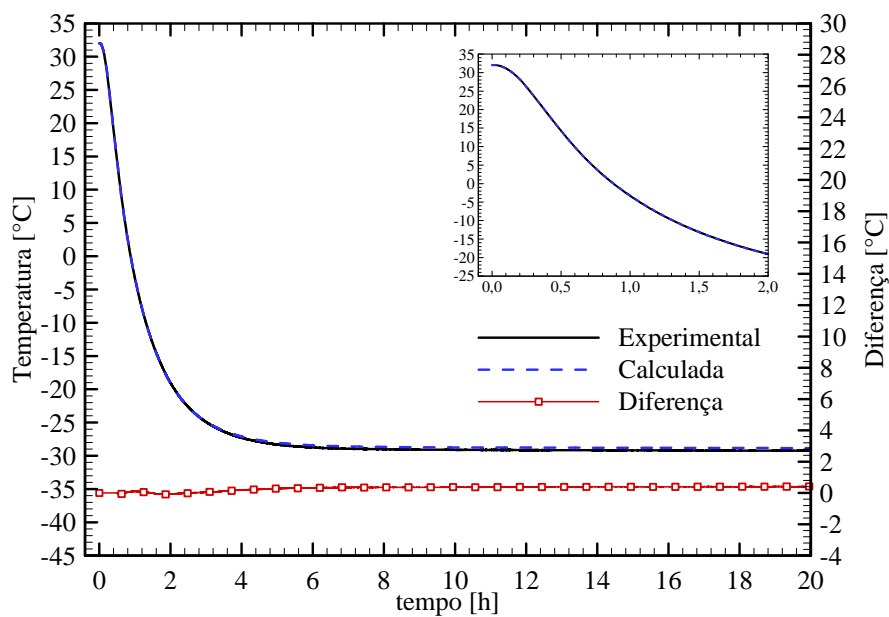


Figura 6.17. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, do ar no interior do gabinete. Constantes calibradas com dados de três horas de teste (verificação).

6.2. Predição do Teste de Abaixamento de Temperatura

Na seção anterior, as formulações individuais dos componentes foram calibradas e validadas utilizando informações experimentais como dados de entrada de cada um dos modelos. Nesta seção, são apresentados os resultados obtidos com

a simulação do sistema de refrigeração completo. Nesta simulação, os comportamentos dos componentes são interdependentes, onde somente a temperatura ambiente e características do compressor são dados de entrada do modelo, conforme apresentado na Figura 5.1.

Como explicado no Capítulo 5, em primeiro lugar deve-se determinar os parâmetros empíricos do modelo. Essa calibração já foi realizada na seção anterior, e a Tabela 6.10 apresenta os mesmos resultados resumidos para o Caso 3.

Tabela 6.10. Parâmetros empíricos, de todos os componentes, calibrados a partir dos resultados experimentais do teste de abaixamento de temperatura.

Caso 3: Três horas de Teste para Calibração							
	Constante	Valor Calibrado	Unidade		Constante	Valor Calibrado	Unidade
Compressor	$a_1 =$	0,9924*	[-]	Evaporador	$C_{ev} =$	4784,69	[JK ⁻¹]
	$b_1 =$	-0,0201*	[-]		$K_1 =$	19,65	[WK ⁻¹]
	$a_2 =$	20,02	[W]		$K_2 =$	-4,94	[WK ^{-5/4}]
	$b_2 =$	1,27	[-]		$\dot{h}_i A_{ev} =$	35,78	[WK ⁻¹]
	$C_{cp} =$	9372,07	[JK ⁻¹]		$\dot{h}_o A_{ev} \text{ (pico)} =$	7,64**	[WK ⁻¹]
	$UA_{cp} =$	1,78	[WK ⁻¹]		$\dot{h}_o A_{ev} \text{ (R.P.)} =$	12,23**	[WK ⁻¹]
Condensador	$C_{cd} =$	3279,76	[JK ⁻¹]	TC-LS	$\varepsilon =$	0,67	[-]
	$\dot{h}_o A_{cd} =$	10,19	[WK ⁻¹]	Gabinete	$C_g =$	13934,91	[JK ⁻¹]
	$\dot{h}_i A_{cd} =$	80,69	[WK ⁻¹]		$UA_g =$	0,69	[WK ⁻¹]

* Constante calibrada a partir de testes de Calorímetro (detalhes: seção 4.1.1).

** Constante calculada (equação (6.6)) a partir dos parâmetros calibrados.

No Caso 3 as variáveis são medidas durante três horas e, a partir deste momento, a simulação é executada para prever o comportamento do sistema até o final do teste.

6.2.1. Resultados do Modelo completo

Utilizando os valores medidos após 30 minutos de teste como dados iniciais do problema e as constantes empíricas calibradas, apresentadas na Tabela 6.10, foram previstos os comportamentos das principais propriedades do sistema de refrigeração.

A Figura 6.18 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e calculados da vazão mássica na descarga do compressor. Nota-se uma boa concordância entre o comportamento transitório da vazão calculada e medida no teste. O modelo é capaz de prever com boa precisão tanto as variações com o tempo quanto o valor dessa variável no final do teste, apresentando uma diferença da ordem de 7% em regime estacionário.

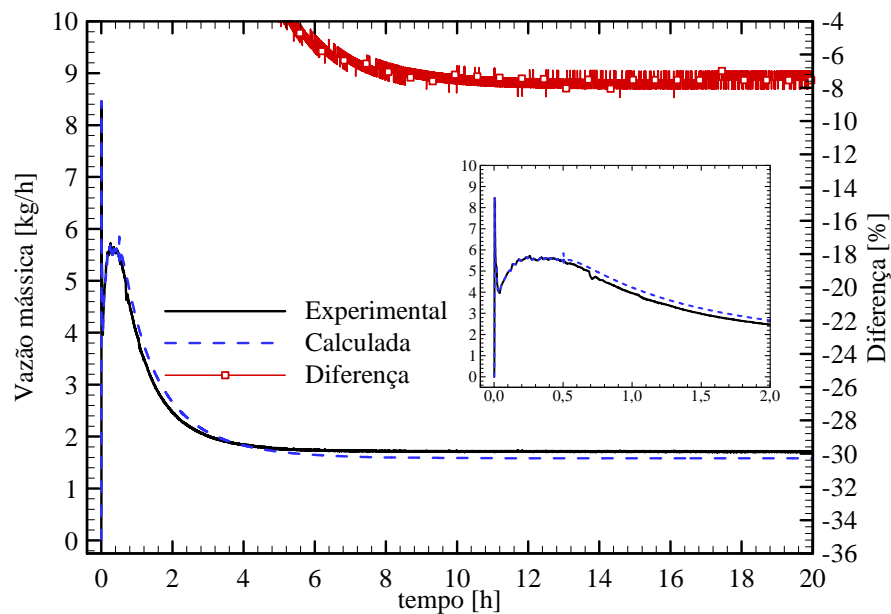


Figura 6.18. Variação da vazão mássica calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

A comparação entre a potência elétrica experimental e a calculada é apresentada na Figura 6.19. Note que o modelo é capaz de prever com boa concordância o comportamento transitório da potência consumida pelo compressor, e que, por outro lado, em regime permanente a diferença entre as variáveis está em

torno de 13%. Essa diferença relativamente alta pode ser atribuída ao valor calculado da pressão de evaporação, como será avaliado na sequência do trabalho.

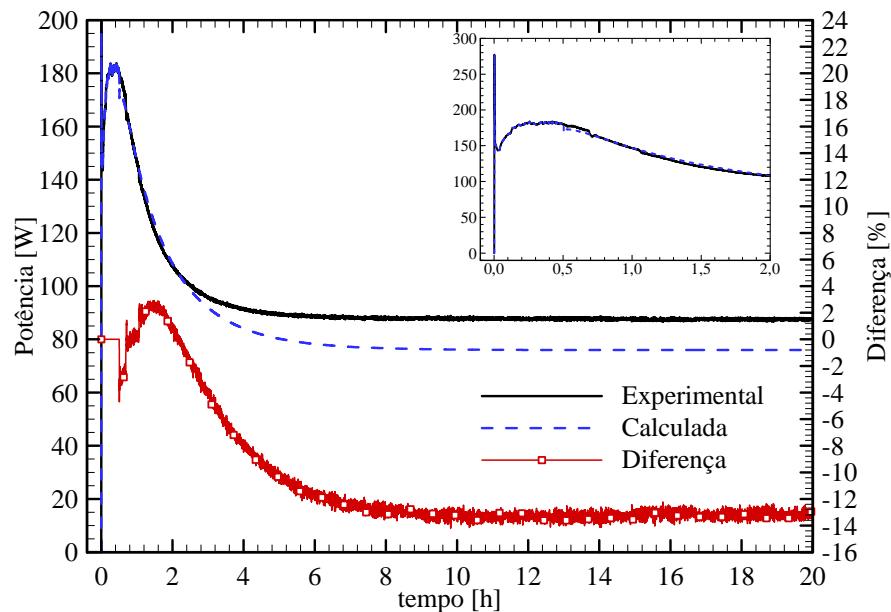


Figura 6.19. Variação da potência calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

A variação da temperatura experimental e calculada da carcaça do compressor é apresentada na Figura 6.20. Como já observado durante a verificação dos modelos, essa é a variável que apresenta maiores discrepâncias entre todas as variáveis calculadas. Nota-se que em regime permanente a diferença entre a temperatura simulada e a experimental é da ordem de 6°C.

A Figura 6.21 mostra a comparação entre as curvas experimental e calculada da temperatura na superfície externa do condensador. O modelo desse componente é capaz de prever muito bem a temperatura calculada, sendo que durante toda a comparação a diferença entre as curvas é da ordem de 1°C. A Figura 6.22 apresenta a mesma comparação para a temperatura de condensação. Vale ressaltar que o valor experimental não é medido diretamente no teste e sim calculado a partir da pressão de descarga medida. Para essa variável observa-se que a diferença entre valores calculados e experimentais é inferior a 2°C ao longo de todo o teste.

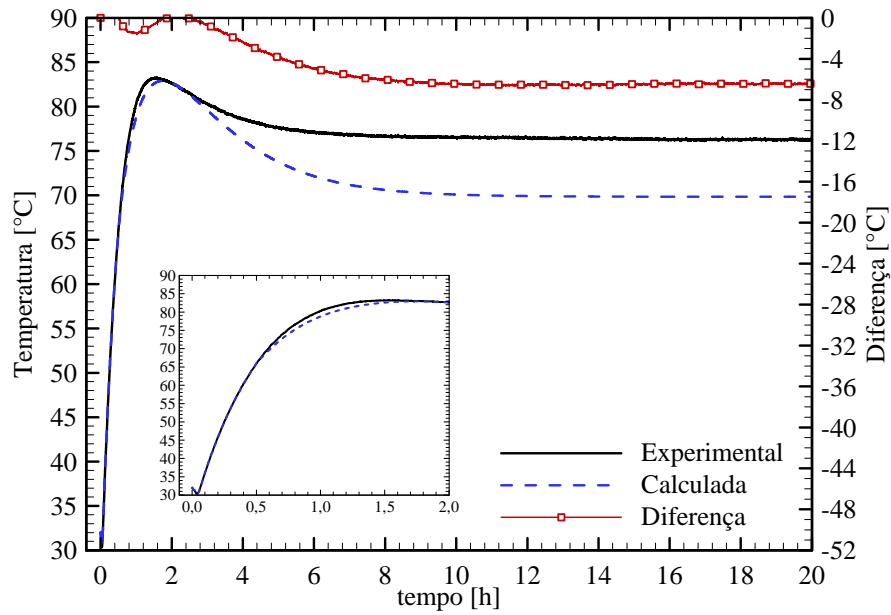


Figura 6.20. Variação da temperatura da carcaça calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

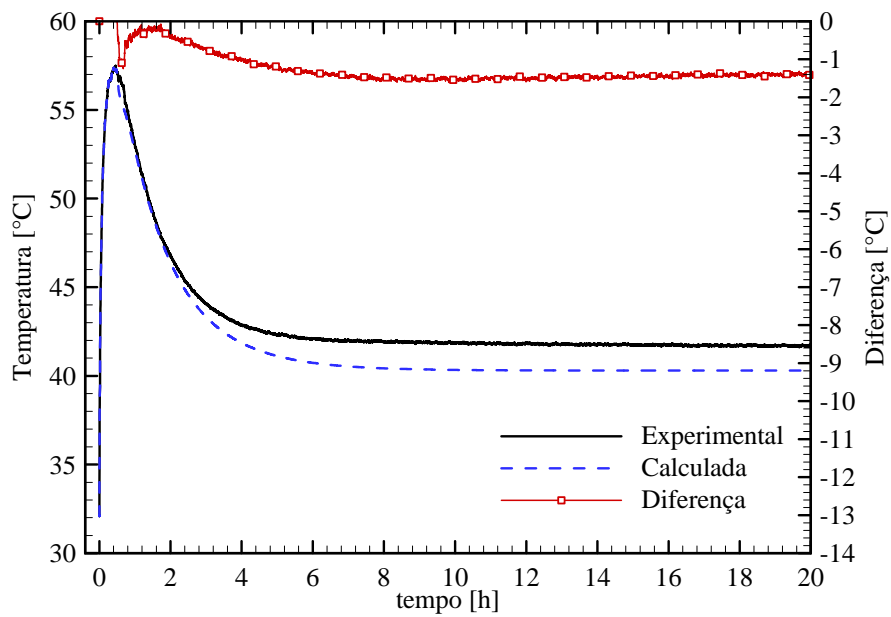


Figura 6.21. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície externa do condensador. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

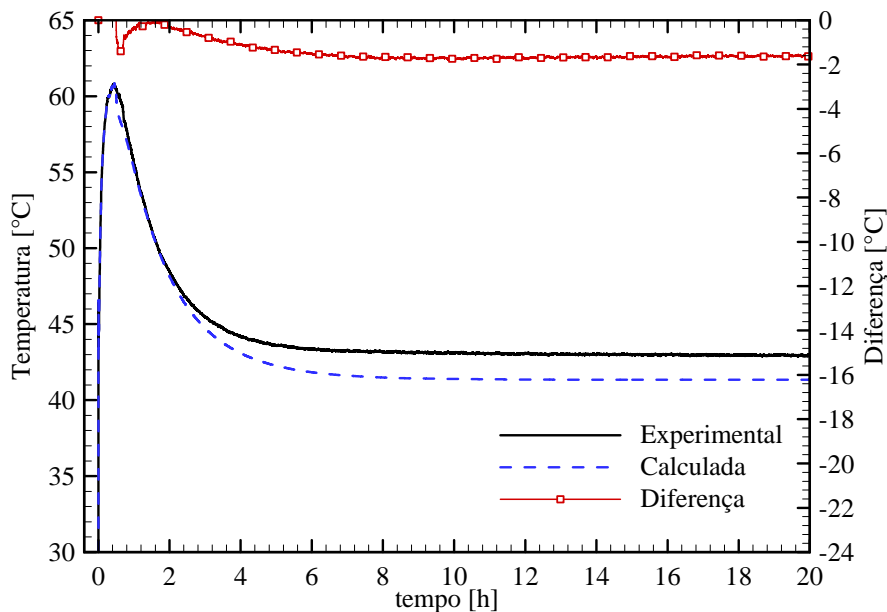


Figura 6.22. Variação com o tempo da temperatura de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

A mesma comparação realizada para temperatura de condensação é apresentada na Figura 6.23 em forma de pressão de condensação. Note que o modelo é capaz de prever o comportamento transitório da pressão com boa precisão, atingindo diferença de apenas 4% em regime permanente.

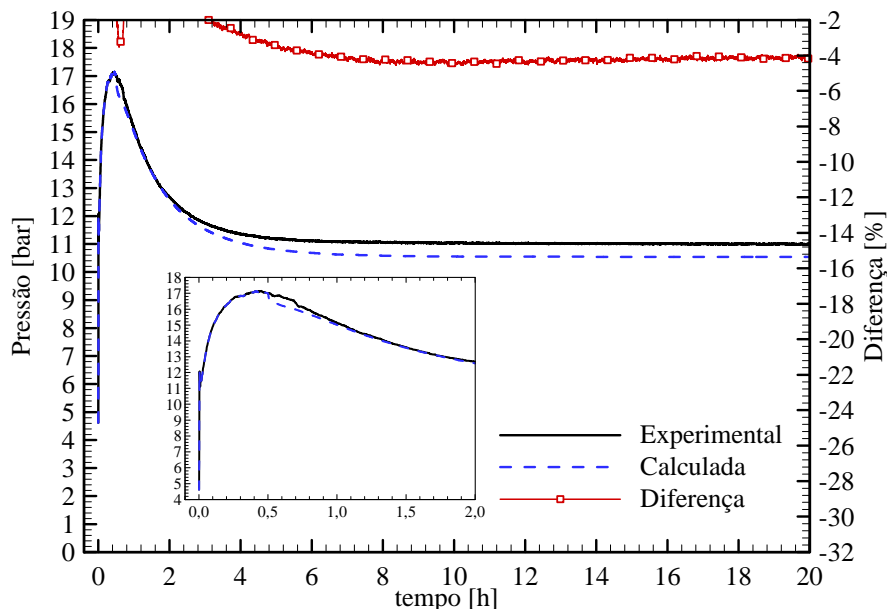


Figura 6.23. Variação com o tempo da pressão de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

A comparação entre a temperatura da superfície do evaporador calculada pelo modelo e a temperatura experimental é apresentada na Figura 6.24. As diferenças entre os valores calculados e experimentais são relativamente elevadas, da ordem de 3°C durante todo o teste, principalmente se for levado em consideração que o valor calculado dessa variável irá interferir diretamente no cálculo da pressão de evaporação.

A Figura 6.25 apresenta a comparação entre a temperatura calculada do fluido no interior do evaporador e a temperatura de saturação correspondente à pressão de sucção. Note que a curva calculada representa com boa concordância o comportamento da variável experimental durante o teste. A diferença entre as curvas é da ordem de 2°C ao longo da comparação. Porém, quando convertida para pressão (Figura 6.26) essa diferença é da ordem de 11% em regime permanente, apesar das curvas estarem bem próximas.

Por fim a Figura 6.27 apresenta a comparação entre a temperatura, calculada e experimental do ar no interior do gabinete. Essa variável está diretamente relacionada à temperatura da superfície do evaporador. Nota-se que a diferença entre os valores calculados e os medidos estão na ordem de 3°C ao longo do teste.

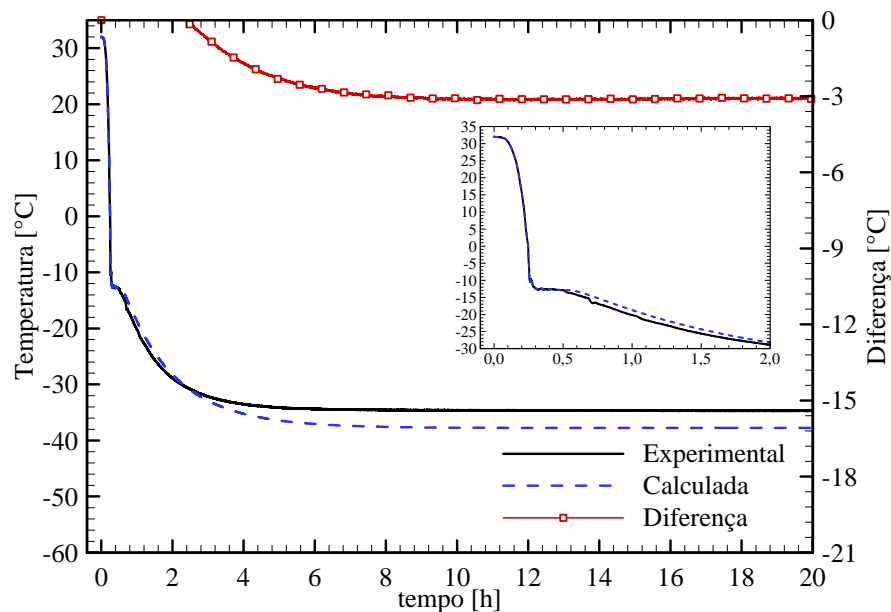


Figura 6.24. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície do evaporador. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

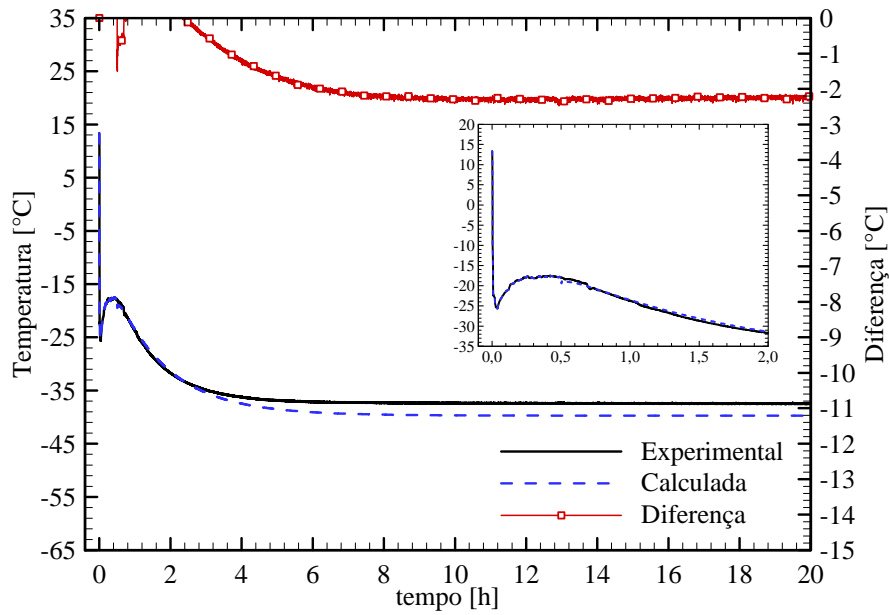


Figura 6.25. Variação com o tempo da temperatura de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

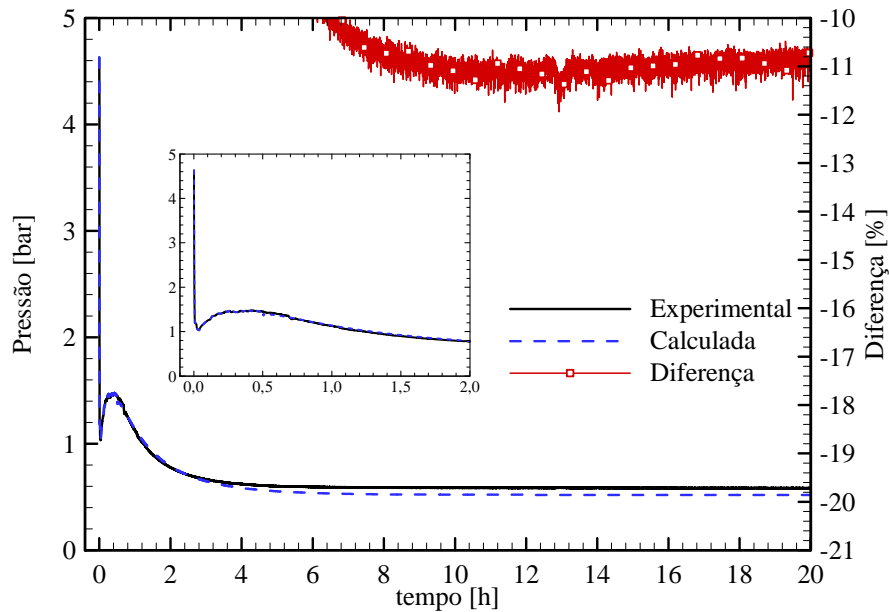


Figura 6.26. Variação com o tempo da pressão de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

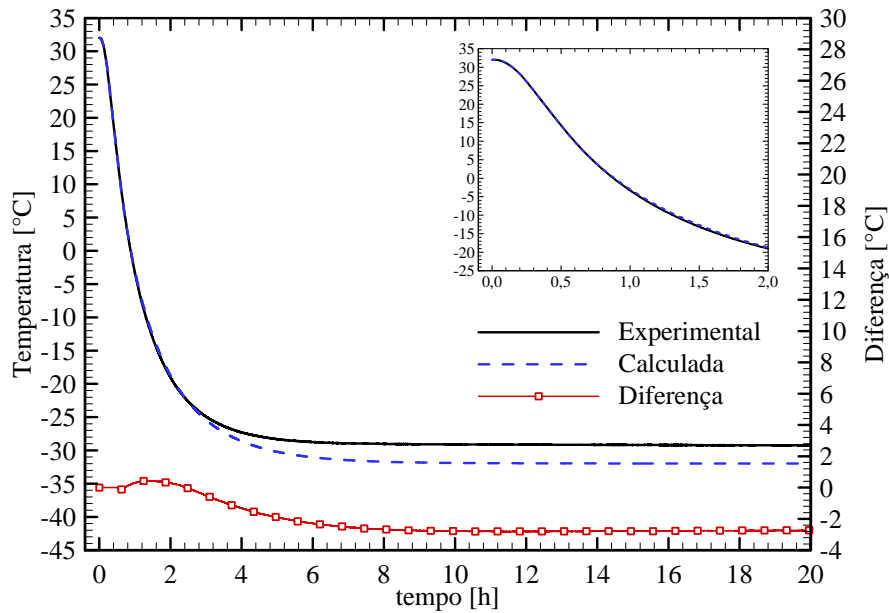


Figura 6.27. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada do ar no interior do gabinete. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

Nesta seção foram apresentados os resultados simulados a partir do modelo computacional do sistema completo com as constantes calibradas com três horas de teste. No Apêndice E são apresentadas as comparações realizadas com os resultados obtidos utilizando as constantes calibradas a partir de uma hora, Caso 1, e duas horas de teste, Caso 2. A Tabela 6.11 mostra as diferenças em regime permanente, entre as variáveis calculadas e medidas, para os três casos analisados.

Tabela 6.11. Diferenças em regime permanente, entre valores calculados e medidos, obtidas com a simulação do sistema completo para os três casos analisados.

Variável Analisada	Diferença em regime permanente entre valores calculados e experimentais		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Vazão mássica	-26,0%	-9,4%	-7,5%
Potência elétrica	-14,0%	-16,1%	-13,0%
Temperatura da carcaça do compressor	2,0°C	-7,2°C	-6,2°C
Temperatura da superfície externa do condensador	-2,8°C	-1,6°C	-1,4°C
Temperatura de condensação	-3,1°C	-1,9°C	-1,6°C
Pressão de condensação	-7,9%	-4,7%	-4,1%
Temperatura da superfície externa do evaporador	-5,9°C	-3,4°C	-3,0°C
Temperatura de evaporação	-4,7°C	-2,6°C	-2,3°C
Pressão de evaporação	-21,8%	-12,4%	-10,9%
Temperatura do ar no gabinete	-6,8°C	-2,9°C	-2,7°C

Note que, no estágio atual do modelo, com apenas uma hora de teste não há como prever a variação das propriedades do sistema com boa precisão. Para

esse caso são observadas diferenças elevadas entre resultados calculados e medidos. Essas discrepâncias são notadas principalmente nos valores obtidos para vazão mássica, com diferença em regime permanente de -26,0%, para pressão de evaporação, $\phi_{100}^{RP} = -21,8\%$, e para temperatura do ar no gabinete, $\phi^{RP} = -6,8^\circ\text{C}$.

Observa-se que por outro lado a temperatura calculada da carcaça do compressor é mais próxima à temperatura medida para o Caso 1 do que para os outros dois casos analisados. No Caso 1 o valor calibrado de UA_{cp} é de 1,41 W/K, enquanto nos casos 2 e 3 essa constante é igual, respectivamente, a 1,77 W/K e a 1,78 W/K. Essa diferença entre os valores ajustados da condutância do compressor faz com que para o Caso 1 a temperatura calculada seja maior do que a temperatura medida durante todo o teste. Com isso, para esse caso, a diferença entre a temperatura calculada e a medida no pico é da ordem de 8°C . Para os casos 2 e 3, os valores calculados de temperatura são sempre inferiores aos valores medidos, e as diferenças no pico de temperatura são praticamente nulas.

Nota-se maior coerência entre os resultados obtidos para o Caso 2 do que os resultados do Caso 1. Os resultados simulados para o Caso 2 são similares aos resultados apresentados neste capítulo para o Caso 3. Observe também que há uma tendência dos resultados calculados serem mais próximos aos resultados experimentais quando os parâmetros do modelo são calibrados com mais tempo de teste.

Nesta seção foram apresentados os resultados obtidos com o modelo computacional do sistema completo. Notou-se que, utilizando-se três horas de teste para calibrar os parâmetros empíricos, o modelo é capaz de prever com precisão o comportamento de algumas variáveis principais do sistema. Resultados aceitáveis foram obtidos para vazão mássica do compressor, potência elétrica consumida, temperatura da superfície do condensador, temperatura de condensação e pressão de condensação. Para as outras variáveis há uma maior discrepância entre os resultados calculados e os experimentais.

Após diversas análises, notou-se que o modelo computacional é muito dependente do valor calculado da pressão de sucção. Dessa forma, mesmo uma diferença pequena interfere nos resultados obtidos com os outros modelos. Para corroborar essa afirmação, a próxima seção apresenta os valores simulados ao se

utilizar a pressão de sucção experimental para o cálculo de todas as outras variáveis do sistema.

6.2.2. Resultados do Modelo completo utilizando a pressão de sucção medida

Nesta seção serão discutidos os resultados obtidos a partir do modelo do sistema completo, excluindo do cálculo a pressão de sucção. O objetivo é mostrar o efeito da pressão de sucção nos cálculos e assim sugerir possíveis melhorias no modelo.

Com exceção da equação (4.29) todas as outras equações resumidas na Tabela 4.3, inclusive a equação (4.30), são utilizadas nesta análise. A equação anteriormente utilizada para cálculo da temperatura de evaporação, equação (4.30), é rearranjada para determinação da temperatura da parede do componente, uma vez que, neste caso, a pressão de sucção e, conseqüentemente, a temperatura de evaporação já são conhecidas.

O procedimento inicial de calibração dos parâmetros empíricos foi mantido inalterado e os valores utilizados para as constantes dos modelos são os mesmos apresentados na Tabela 6.10, ou seja, os resultados que apresentados são referentes ao Caso 3. Novamente, os valores medidos no instante 30 minutos foram utilizados como condição inicial do modelo.

A Figura 6.28 apresenta a comparação entre a vazão mássica experimental e a calculada ao longo do teste de abaixamento de temperatura. Note que os comportamentos das curvas são bem próximos, havendo uma pequena divergência entre as curvas no instante em que é iniciada a simulação, conforme região em destaque da figura. Ao se utilizar a pressão de sucção experimental, o valor calculado de vazão mássica passou ser maior do que o valor medido, quando comparado ao caso anterior, mas as diferenças continuaram na mesma ordem de grandeza. Em regime permanente esta diferença passou de -8% para 8%, como apresentado respectivamente na Figura 6.18 e na Figura 6.28.

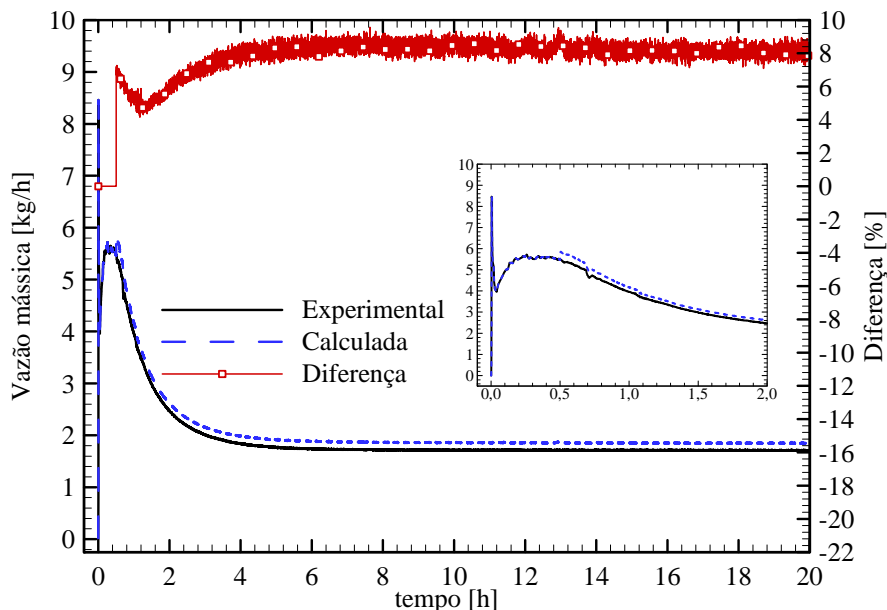


Figura 6.28. Variação da vazão mássica calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida.

A Figura 6.29 apresenta a comparação entre a potência elétrica experimental e a calculada pelo modelo proposto. Ao se utilizar a pressão de sucção medida, os resultados simulados são muito próximos aos experimentais. A diferença percentual entre os valores calculados e simulados é inferior a 4% durante toda a comparação.

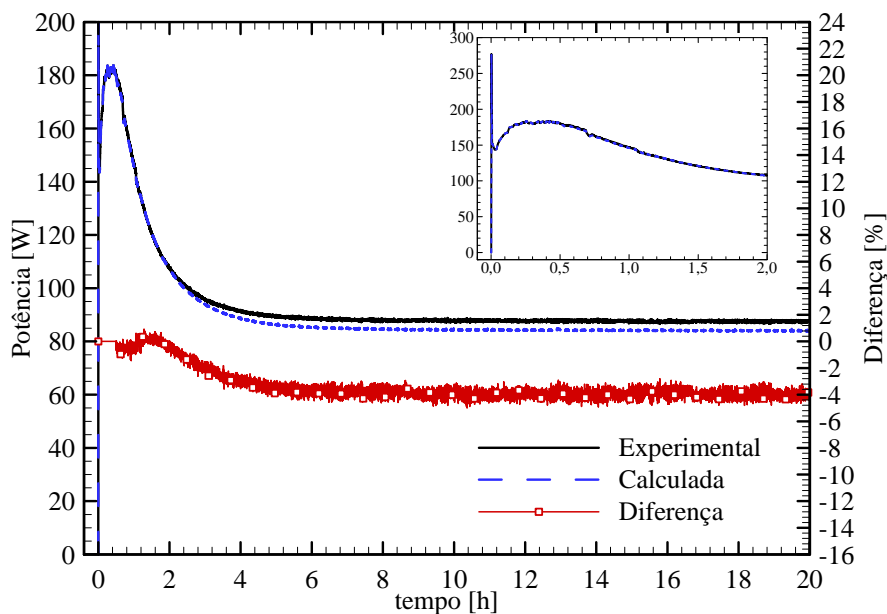


Figura 6.29. Variação da potência calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida.

Como já discutido na seção de verificação de resultados e posteriormente na análise dos resultados obtidos a partir do modelo completo, a temperatura da carcaça do compressor é a variável calculada que apresenta maiores divergências quando comparada aos valores experimentais. A Figura 6.30 apresenta a comparação da temperatura experimental e calculada da superfície externa do compressor. Note que os resultados simulados nesta análise, em comparação com o caso anterior, são bem mais próximos aos medidos. Em regime permanente, a diferença entre o valor calculado e o medido no teste é da ordem de 4°C.

O modelo desenvolvido para o cálculo da temperatura da carcaça do compressor deve ser aprimorado, porém, como essa variável não apresenta interferência considerável nos resultados dos outros modelos a melhoria na determinação dessa variável influenciará apenas no cálculo da própria temperatura. No presente trabalho, como apresentado na seção 6.1.1, foram realizadas diversas análises para o aprimoramento do cálculo da temperatura da carcaça do compressor. O modelo proposto, apesar de não representar com boa precisão o comportamento térmico do componente, foi o que apresentou melhores resultados.

Uma possível causa das divergências existentes entre essa variável calculada e a experimental é a utilização da hipótese de que a temperatura no meio do compressor é representativa de todo o componente e que a temperatura da descarga é igual a da descarga. Conforme apresentado na Figura 3.12, a diferença entre a temperatura do fundo e do topo do compressor é da ordem de 3°C em regime permanente. Apesar de ser uma diferença relativamente pequena, quando comparada ao valor absoluto da temperatura do componente, em torno de 80°C em regime estacionário, pode ser que ao desconsiderá-la são embutidos erros no modelo.

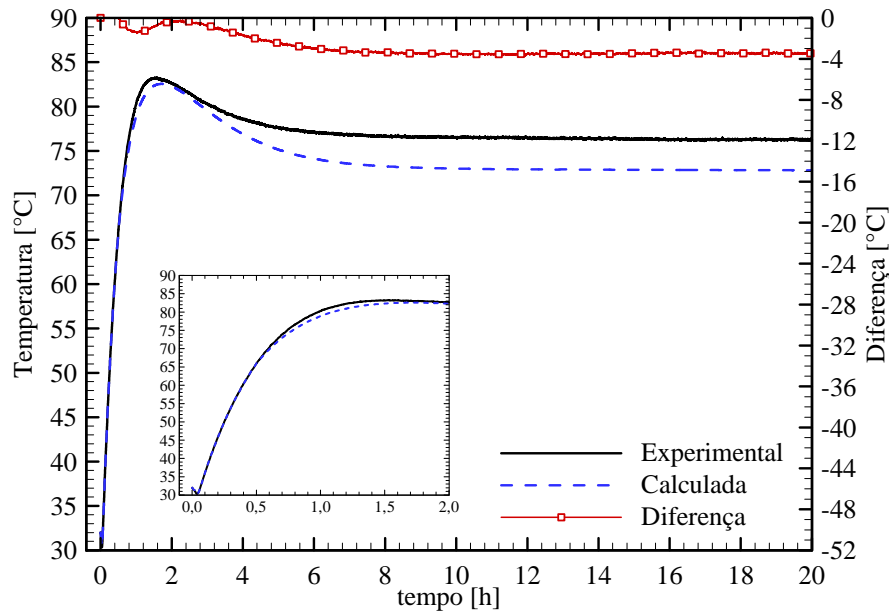


Figura 6.30. Variação da temperatura da carcaça calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida.

A Figura 6.31 apresenta a comparação entre a temperatura experimental e calculada da superfície no meio do condensador. Note que a diferença entre as curvas é praticamente inexistente ao longo de todo o teste. Essa mesma concordância pode ser observada na comparação das temperaturas de condensação e das pressões de condensação, respectivamente, na Figura 6.32 e na Figura 6.33. Com isso, nota-se que ao se utilizar valores precisos da pressão de sucção, o modelo do condensador apresenta resultados bastante satisfatórios.

A Figura 6.34 apresenta a comparação entre a temperatura experimental e calculada da superfície externa no meio do evaporador. Nota-se uma boa concordância entre as curvas, com apenas uma pequena divergência no início da simulação, como observado na região em destaque da figura. A diferença entre os valores calculados e os experimentais é inferior a 1°C durante todo o período comparado.

Por fim, a Figura 6.35 apresenta a comparação entre a temperatura experimental e calculada do ar no interior do gabinete. Para esse componente a variável calculada representa com boa precisão os valores medidos durante o teste.

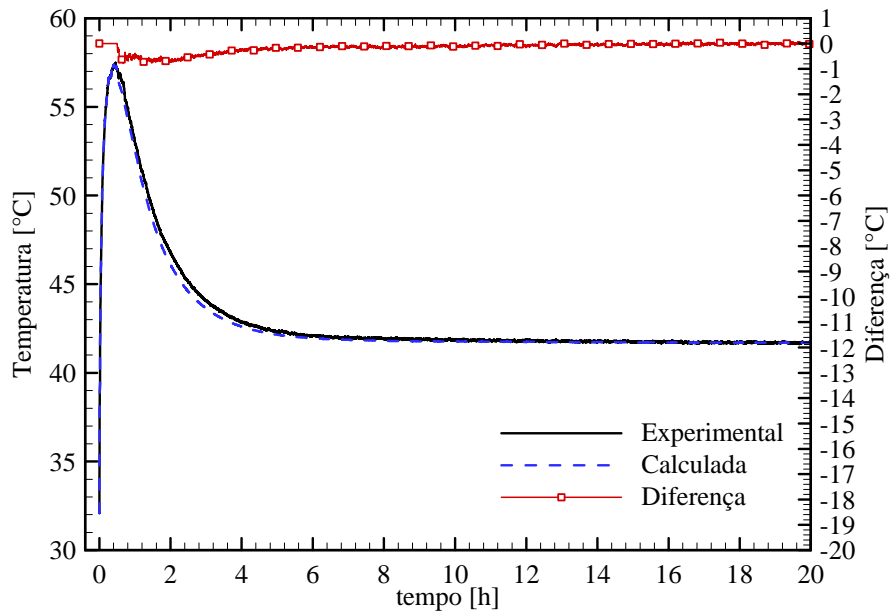


Figura 6.31. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície no meio do condensador. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida.

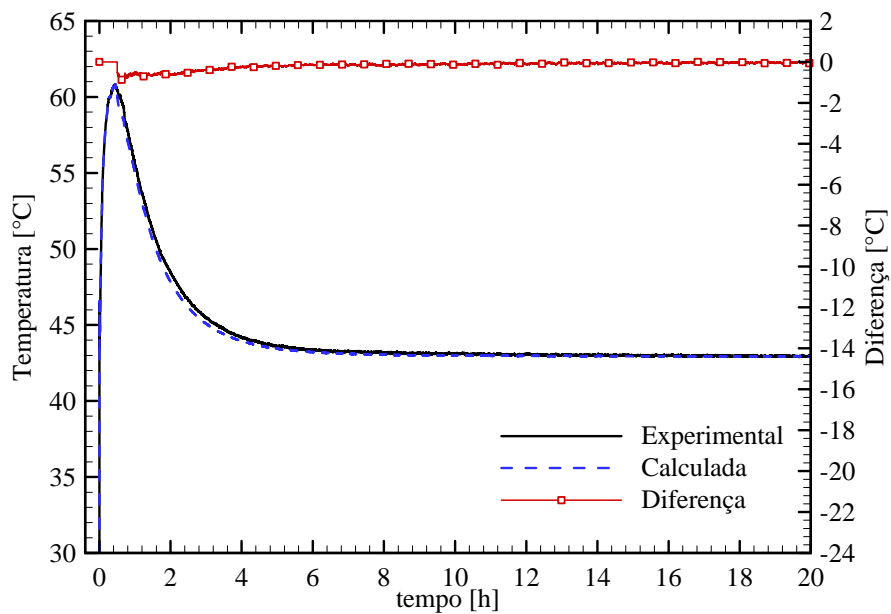


Figura 6.32. Variação com o tempo da temperatura de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida.

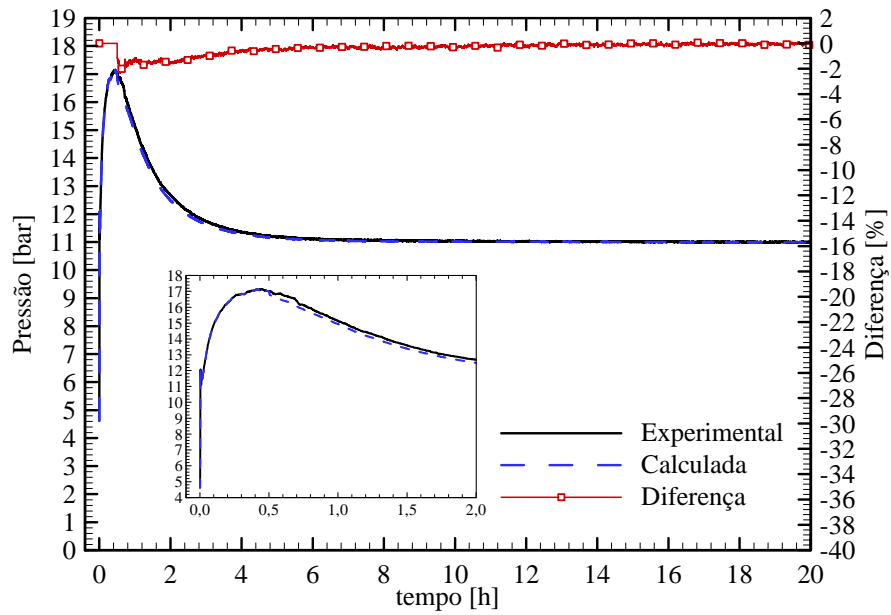


Figura 6.33. Variação com o tempo da pressão de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida.

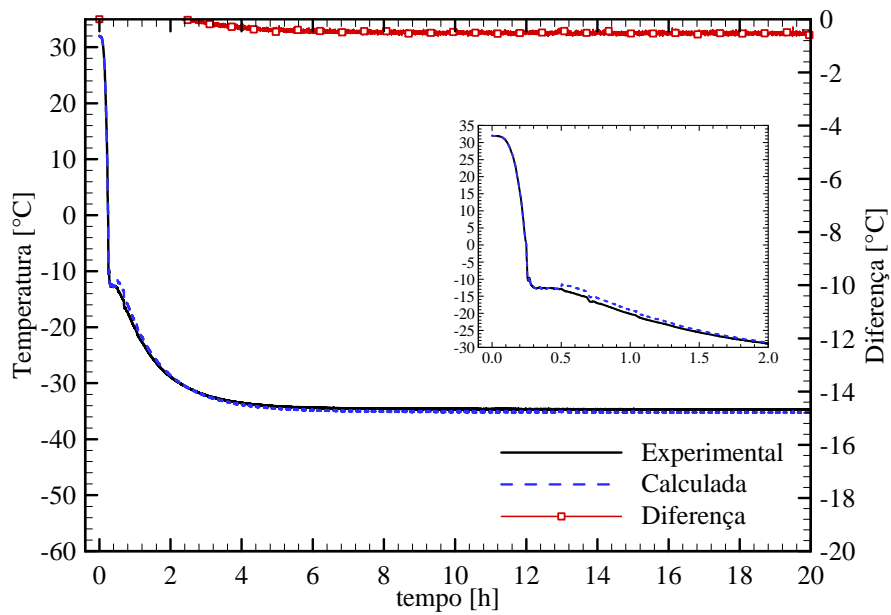


Figura 6.34. Variação com o tempo da temperatura, experimental e calculada, da superfície no meio do evaporador. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida.

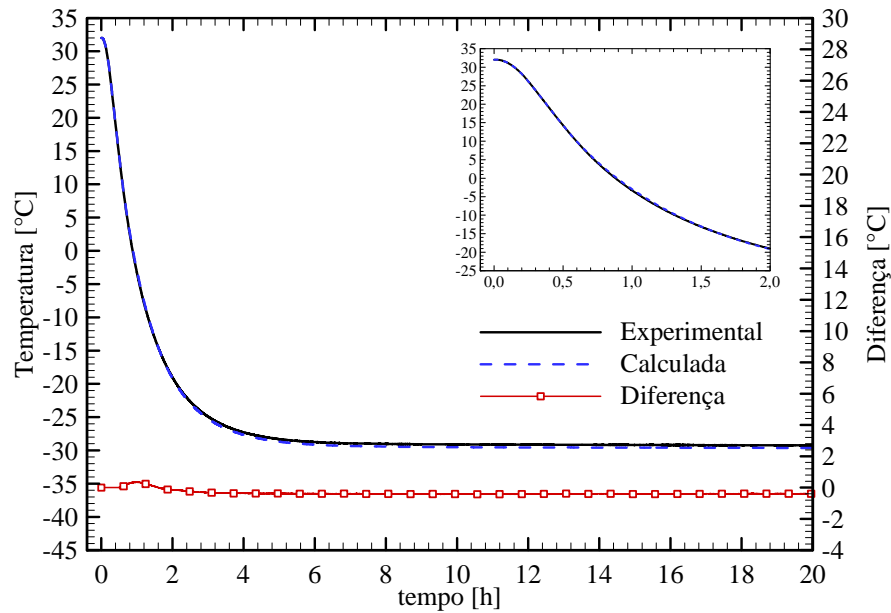


Figura 6.35. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada do ar no interior do gabinete. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada para o sistema completo com a pressão de sucção medida.

6.3. Síntese do Capítulo

Através dos resultados apresentados conclui-se que a pressão de sucção calculada é a principal fonte de erros do modelo proposto. Nota-se que ao se utilizar valores experimentais para essa variável, todos os outros modelos, com exceção do equacionamento proposto para o cálculo da temperatura da carcaça do compressor, apresentam comportamentos bastante coerentes com os observados na prática. Com isso, com o intuito do modelo prever com melhor precisão a variação das propriedades do sistema durante o teste de abaixamento de temperatura, novos modelos para o cálculo da pressão de sucção devem ser desenvolvidos.

7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1. Conclusões

No presente trabalho foi desenvolvido um modelo semi-empírico para predição dos resultados de testes de abaixamento de temperatura realizados com sistemas de refrigeração. A metodologia proposta tem como base parâmetros empíricos que são calibrados a partir dos resultados iniciais do próprio teste. O objetivo do modelo apresentado é poder finalizar o teste com pouco tempo após este ter sido iniciado, com isso, os gastos envolvidos nos ensaios experimentais são reduzidos.

Foram apresentados os modelos desenvolvidos para cada um dos cinco componentes principais do sistema: compressor, condensador, evaporador, dispositivo de expansão e gabinete. Os resultados obtidos foram comparados com valores experimentais de um teste de abaixamento de temperatura realizado em um congelador de uma porta.

Inicialmente os modelos foram validados individualmente. Notou-se que a metodologia proposta é capaz de prever com boa precisão o comportamento transitório dos componentes quando esses são alimentados com valores medidos. Nestas comparações, as curvas de temperaturas calculadas dos trocadores de calor e do gabinete, bem como das pressões de sucção e de descarga são muito próximas às variáveis experimentais. Resultados satisfatórios também foram obtidos nas comparações de vazão mássica e de potência consumida pelo compressor.

Ao simular o sistema completo, notou-se que a partir de três horas o modelo proposto é capaz de prever com boa precisão o comportamento de algumas variáveis durante todo o teste de abaixamento de temperatura. Nesta situação, as diferenças para a vazão mássica do compressor, pressão de sucção e de descarga, e temperatura da superfície externa do condensador foram, respectivamente, 10%, 10%, 5% e 2°C ao longo de todo o teste.

As outras variáveis de interesse apresentam comportamentos não muito próximos aos experimentais: a diferença entre a potência elétrica calculada e a experimental é da ordem de 15% em regime permanente, enquanto que para as temperaturas da superfície externa do evaporador, da carcaça do compressor e do

gabinete, estas diferenças são, respectivamente, de 3°C, 7°C e 3°C em regime permanente.

No formato atual, o modelo desenvolvido pode ser utilizado em casos específicos de desenvolvimento de novos sistemas, em que a precisão dos resultados não é exigida.

Notou-se que apesar de apresentar resultados relativamente precisos, o cálculo da pressão de sucção é responsável por grande parte das diferenças obtidas nos demais componentes do sistema. Através de análise dos resultados simulados, conclui-se que se a pressão de sucção for prevista com maior precisão, os resultados melhoram significativamente.

7.2. Sugestões para Trabalhos Futuros

Considerando os resultados obtidos a partir do modelo desenvolvido no presente trabalho, recomenda-se para trabalhos futuros:

- Aprimorar o modelo para cálculo da pressão de sucção do sistema. Sugere-se que seja utilizado um modelo do tipo caixa preta para ajuste desta variável;
- Estudar o comportamento do modelo para predição dos resultados do teste de consumo de energia. Sugere-se que os parâmetros empíricos sejam calibrados a partir dos resultados do teste completo de abaixamento de temperatura e sejam utilizados para simulação do teste de consumo de energia.
- Implementar computacionalmente o modelo matemático do gabinete para simulação de sistemas com mais de uma porta.

REFERÊNCIAS

ANDRADE, D.E.V. **Modelagem semi-empírica em regime transitório de componentes de sistemas de refrigeração doméstica.** Trabalho de Conclusão de Curso. Departamento Acadêmico de Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, PR, Brasil, 2009.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **Methods of testing rating positive displacement refrigerant compressor and condensing units: ASHRAE S23,** Atlanta GA, United States, 1993.

BORGES, B.N., HERMES, C.J.L., GONÇALVES, J.M., MELO, C. **Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach.** Applied Energy, Vol. 88, pp. 748-754, 2011.

CAVALLINI, A., DORETTI, L., LONGO, G.A., ROSSETTO, L., BELLA, B., ZANNERIO, A. **Thermal analysis of a hermetic reciprocating compressor.** Proc. International Compressor Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 535-540, 1996.

CASTAING-LASVIGNOTTES, J., GIBOUT, S. **Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation.** International Journal of Refrigeration, Vol. 33, pp. 381-389, 2010.

CHEN, Z.-J., LIN, W.-H. **Dynamic simulation and optimal matching of a small refrigeration system.** International Journal of Refrigeration, Vol. 14, pp. 329-335, 1991.

CHOI, J., KIM, Y., KIM, H.Y. **A generalized correlation for refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes.** International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 881-888, 2003.

CHURCHILL, S.W. **Heat Exchange Design Handbook - Free convection around immersed bodies.** Hemisphere Publishing, 1983.

COPEL. **Uso eficiente de energia na sua casa.** Disponível em: <<http://copel.com>> Publicado em: 11 de agosto de 2008.

EPE. **Nota Técnica DEA 10/11. Boletim de Conjuntura Energética – 4º trimestre 2010.** Disponível em: <<http://epe.gov.br/mercado>> Publicado em: junho de 2011.

ESCANES F., PÉRES-SEGARRA, C.D., OLIVA, A. **Numerical simulation of capillary tube expansion devices.** International Journal of Refrigeration, Vol. 18, pp. 113-122, 1995.

FAGOTTI, F., PRATA A.T. **A new correlation for instantaneous heat transfer between gas and cylinder in reciprocating compressors.** Proc. International Compressor Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 871-876, 1998.

FAGOTTI, F., TODESCAT, M.L., FERREIRA, R.T.S., PRATA, A.T. **Heat transfer modeling in a reciprocating compressor.** Proc. International Compressor Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1994.

GONÇALVES, J.M, MELO, C., HERMES, C.J.L. **A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators.** Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 1622-1630, 2009.

GONÇALVES, J.M. **Desenvolvimento e Aplicação de uma metodologia de análise térmica de refrigeradores.** Tese de doutorado. Programa de pós-graduação em engenharia mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 2004.

HERMES, C.J.L. **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos.** Tese de doutorado. Programa de pós-graduação em engenharia mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 2006.

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

HERMES, C.J.L., MELO, C., GONÇALVES, J. **Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: A simplified approach and comprehensive experimental validation.** International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 1358-1367, 2008a.

HERMES, C.J.L., MELO, C., NEGRÃO, C.O.R. **A numeric simulation model for plate-type, roll-bond evaporators.** International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 335-347, 2008b

HERMES, C.J.L., MELO, C., NEGRÃO, C.O.R. **Desenvolvimento de um modelo semi-empírico para simular um compressor hermético alternativo em regime transiente.** V Congresso Iberoamericano de Ar Condicionado e Refrigeração - CIAR, Lisboa, Portugal, 1999a.

HERMES, C.J.L., MELO, C., NEGRÃO, C.O.R. **Modelação em regime transiente de um condensador do tipo arame sobre tubo com movimentação natural de ar.** XV Brazilian Congress of Mechanical Engineering - COBEM, Águas de Lindóia, SP, Brasil, 1999b.

HERMES, C.J.L., MELO, C., NEGRÃO, C.O.R. **Simulação transiente de um evaporador roll-bond acoplado a um gabinete all-refrigerator.** VI Congresso Iberoamericano de Aire Acondicionado y Refrigeracion, pp. 232-241, 2001.

HERMES, C.J.L., MELO, C., KNABBEN, F.T. **Algebraic solution of capillary tube flows. Part I: Adiabatic capillary tubes.** Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 449-457, 2010a.

HERMES, C.J.L., MELO, C., KNABBEN, F.T. **Algebraic solution of capillary tube flows. Part II: Capillary tube suction line heat exchangers.** Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 770-775, 2010b.

HERMES, C.J.L., MELO, C., KNABBEN, F.T., GONÇALVES, J.M. **Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation.** Applied Energy, Vol. 86, pp. 1311-1319, 2009.

INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** Quinta edição, LTC, 2003.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **Household refrigerating appliances – Characteristics and test methods: IEC 62552,** Geneva, Switzerland, 2007.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Household refrigerating appliances – Frozen food storage cabinets and food freezers - Characteristics and test methods: ISO 5155,** Geneva, Switzerland, 1995.

JAKOBSEN, A. **Energy optimisation of refrigeration systems: the domestic refrigerator- a case study.** Ph.D Thesis. Technical University of Denmark. Lyngby, Denmark, 1995.

JANSEN, M.J.P., DE WIT, J.A., KUIJERPS, L.J.M. **Cycling losses in domestic appliances: an experimental and theoretical analysis.** International Journal of Refrigeration, Vol. 15, pp. 152-158, 1992.

JANSEN, M.J.P., KUIJERPS, L.J.M., DE WIT, J.A. **Theoretical and experimental investigation of a dynamic model for small refrigerating systems.** IIR Meeting at Purdue, West Lafayette, IN, USA, pp. 245-255, 1988.

JIA, X., TSO, C.P., CHIA, P.K. **A distributed model for prediction of transient response of an evaporator.** International Journal of Refrigeration, Vol. 18, pp. 336-342, 1995.

JUDGE, J., RADERMACHER, R. **A heat exchanger model for mixture and pure refrigerant cycle simulations.** International Journal of Refrigeration, Vol. 20, pp. 224-255, 1997.

KIM, S., MIN, T. **Computer simulation for a small hermetic compressor.** Proc. International Compressor Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1984.

LEE, S., SINGH, R., MORAN, M.J. **First law analysis of a compressor using a computer simulation model.** Proc. International Compressor Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 577-586, 1984.

LINK, R., DESCHAMPS, C.J. **Numerical modeling of startup and shutdown transients in reciprocating compressor.** International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 1398-1414, 2011.

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

MELO, C., FERREIRA, R.T.S., NEGRÃO, C.O.R., PEREIRA, R.H. **Dynamic behaviour of a vapour compression refrigerator: a theoretical and experimental analysis.** IIR Meeting at Purdue, West Lafayette, IN, USA, pp. 98-106, 1988.

NAVAS, R.A., SEIXLACK, A.L. **Numerical simulation of the refrigerant transient flow in non-adiabatic capillary tubes.** XI Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT, Curitiba, PR, Brazil, paper CIT06-0899, 2006.

NEGRÃO, C.O.R., ERTHAL, R.H., ANDRADE, D.E.V., da SILVA, L.W. **A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications.** Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 1114-1124, 2011.

NEGRÃO, C.O.R., MELO, C. **Modelo simplificado para trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.** XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM, Águas de Lindóia, SP, Brazil, Anais, 1999.

NORMA BRASILEIRA. **Refrigeradores, congeladores, combinados, e aparelhos similares de uso doméstico – Determinação do abaixamento de temperatura:** NBR 12868. ABNT, Rio de Janeiro, Brasil, 1993.

PEIXOTO, R.A., BULLARD, C.W. **A design model for capillary tube-suction line heat exchanger.** ACRC Transactions 53, 1994.

PETTIT, N.B.O.L., WILLATZEN, M., PLOUG-SØRENSEN, L. **A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator.** International Journal of Refrigeration, Vol. 21, pp. 404-414, 1998.

PEREIRA, L.G. **Simulação semi-empírica de refrigeradores domésticos.** Dissertação de Mestrado. Programa de pós-graduação em engenharia mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 2009.

POGTPP 00103. **Teste de Abaixamento de Temperatura – Pull down.** Padrão Operacional EMBRACO, Joinville, Brasil, 2006.

POGTPP 00113. **Condições gerais para preparação/instrumentação de sistemas de refrigeração doméstica e características de câmaras de teste.** Padrão Operacional EMBRACO, Joinville, Brasil, 2006.

POGTTP 00417. **Ensaio de calorímetro para compressores herméticos.** Padrão Operacional EMBRACO, Joinville, Brasil, 2003.

PORKHIAL, S., KHASTOO, B., RAZAVI, M.R.M. **Transient characteristic of reciprocating compressors in household refrigerators.** Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 1391-1402, 2002

PORKHIAL, S., KHASTOO, B., SAFFAR-AVVAL, M. **Transient response of dry expansion evaporator in household refrigerators.** Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1465-1480, 2004.

PÖTTKER, G., MELO, C. **Experimental study of the combined effect of the refrigerant charge, compressor speed and expansion valve opening in refrigeration systems.** XI Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT, Curitiba, PR, Brazil, paper CIT06-0448, 2006.

PREMOLI, A., DI FRANCESCO, D., PRINA, A. **Una correlazione adimensionale per la determinazione della densità di miscele bifasiche.** La Termotecnica, Vol. 25 (1), pp. 17-26, 1971.

SRINIVAS, M.N., PADMANABHAN, C. **Computationally efficient model for refrigeration compressor gas dynamics.** International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 1083-1092, 2002.

STOECKER, W.F., JONES, J.W. **Refrigeração e ar condicionado.** McGraw-Hill do Brasil, 1985.

TODESCAT, M.L., FAGOTTI, F., FERREIRA, R.T.S., PRATA, A.T. **Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors.** Proc. International Compressor Conference at Purdue University, West Lafayette, USA, pp. 1419-1428, 1992.

VALLADARES, O.G. **Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: Mathematical formulation and numerical model.** International Journal of Refrigeration, Vol. 30, pp. 642-653, 2007.

YANG, L., WANG, W. **A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes.** International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 197-203, 2008.

WILLATZEN, M., PETTIT, N.B.O.L., PLOUG-SØRENSEN, L. **A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange.** International Journal of Refrigeration, Vol. 21, pp. 398-403, 1998.

APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA TESTADO

Durante o desenvolvimento do trabalho foram utilizados resultados de testes experimentais realizados com um congelador de uma porta vertical. Neste apêndice estão apresentadas as características geométricas dos componentes do sistema testado.

Características do Sistema

Modelo: Consul CVU30CBBNA (Série JJ6001885)

Volume interno (nominal): 300 litros

Dimensões externas: 1699 mm x 616 mm x 691 mm (AxLxP)

Carga nominal de refrigerante: 140 g de HFC – 134a (1,1,1,2 Tetrafluoretano)

Tensão e frequência (nominais): 220-240V / 50-60Hz

Compressor

Modelo: Embraco EG75HLR

Tipo: hermético alternativo

Rotação: 60 Hz

Volume livre da carcaça: 2720 ml

Tipo de Óleo: EMKARATE RL 10H

Carga de Óleo: 350 ml

Massa específica do óleo (20°C): 0,948 gcm⁻³

Condensador

Tipo: Arame sobre tubo (sujeito à convecção natural)

Material: aço

Comprimento da serpentina: 10,635 m

Comprimento do TAF⁹: 6,012 m

Altura do condensador / comprimento das aletas: 965,0 mm

Largura do condensador: 545,0 mm

Diâmetro externo dos tubos: 4,9 mm

⁹ TAF: Tubo de Aquecimento do Flange. É uma continuação do condensador que está inserida entre o isolamento e a parede externa do freezer. A função desse componente é evitar a condensação de umidade na superfície externa do equipamento, o que aconteceria em lugares cuja umidade do ar é elevada.

Espessura dos tubos: 0,7 mm

Diâmetro das aletas: 1,45 mm

Número de passes da serpentina: 17

Número de aletas: 90

Trocador de Calor Tubo Capilar - Linha de Sucção

Tipo: Contra-Corrente Concêntrico

Material: Cobre

Diâmetro externo do tubo capilar: 1,9 mm

Diâmetro interno do tubo capilar: 0,63 mm

Comprimento total do tubo capilar: 2,7 m

Evaporador

Tipo: *Roll bond* (sujeito à convecção natural)

Material: Alumínio

Área total de uma das faces: 7950 cm²

Área de uma das fases do acumulador de líquido¹⁰: 250 cm²

¹⁰ O acumulador de líquido é uma extensão do evaporador. Sua função é reter algum resquício de refrigerante líquido nesse ponto, permitindo que apenas vapor chegue ao compressor.

APÊNDICE B – APARATO EXPERIMENTAL

Neste apêndice é descrita a câmara de ensaios utilizada para realização dos testes de abaixamento de temperatura.

Câmara de Ensaio

A câmara de ensaio utilizada na realização dos experimentos é equipada com parede, forro e piso falsos por onde deve ocorrer a circulação uniforme e homogênea do ar, conforme apresentado na Figura B.1. A câmara deve ser capaz de manter a temperatura e a umidade do ambiente constantes (i.e., variando em uma faixa de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ e $\pm 5\%$), com velocidades do ar não nulas, porém inferiores a $0,25\text{ ms}^{-1}$ durante todo o teste, conforme indicações da norma IEC 62552 (2007).

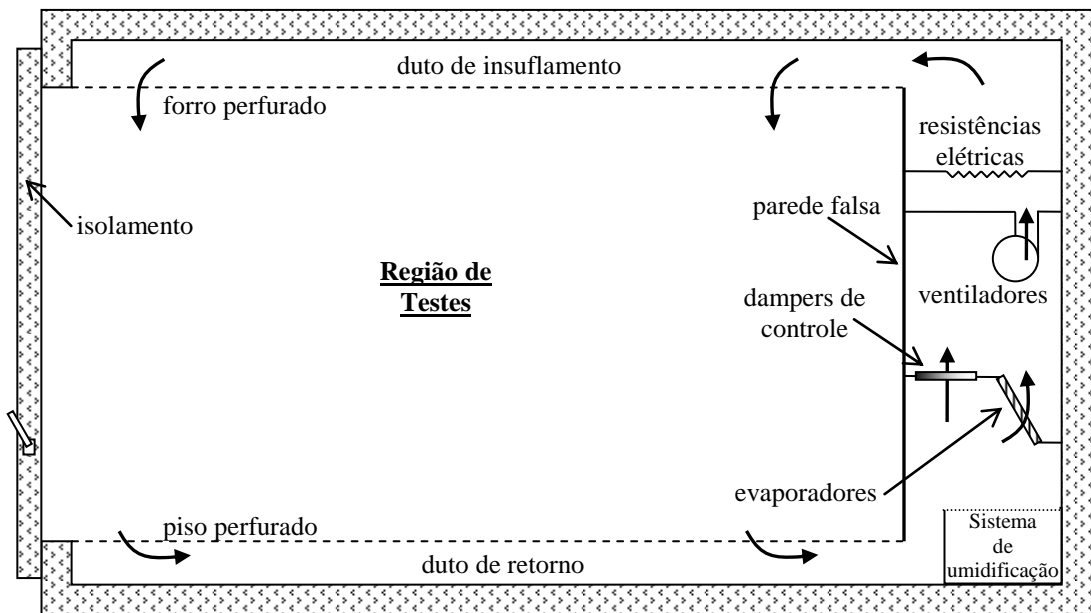


Figura B.1. Esquema da câmara de ensaios (Adaptado de: Hermes, 2006 e Pereira, 2009).

A câmara opera entre -10°C e 60°C e entre 30% e 60% de umidade relativa do ar. A temperatura do ar é alterada através da atuação de resistências elétricas e evaporadores, enquanto um conjunto de resistências elétricas submerso em água é utilizado para controle da umidade do ar. As condições do ambiente de teste são controladas através de um controlador PID (Proporcional-Integral-Derivado) capaz de variar continuamente a corrente fornecida às resistências elétricas do sistema.

APÊNDICE C – TESTES EXPERIMENTAIS

A norma ISO 5155 (1995) divide os sistemas de refrigeração em quatro classes, de acordo com a região que esse aparelho será utilizado (ver Tabela C.1). Dessa forma, a temperatura da câmara de ensaios é determinada pela combinação do tipo de teste que será realizado e da classe do sistema testado.

Tabela C.1. Classificação dos sistemas de refrigeração segundo a região em que são utilizados.

Classe	Região/Clima	Média de temperatura durante o ano
SN	Região temperada subártica	10°C a 32°C
N	Região temperada	16°C a 32°C
ST	Região subtropical	18°C a 38°C
T	Região tropical	18°C a 43°C

Abaixamento de temperatura

O teste de abaixamento de temperatura, segundo a norma NBR 12868 (1993), é um experimento utilizado para determinar corrente e potência elétrica absorvidas, o desempenho e as condições de funcionamento de um sistema de refrigeração; ao abaixar a temperatura interna do gabinete, quando o sistema está submetido a condições específicas de temperatura ambiente.

Esse teste é realizado com o termostato do refrigerador desativado, ou seja, depois de ligado, o refrigerador funciona continuamente até a estabilização. O sistema é inserido em uma câmara de ensaios (como a apresentada no Apêndice B) e mantido desligado com todas as portas abertas durante um período de tempo não inferior a 16 horas, para que todos os componentes entrem em equilíbrio térmico com o ambiente da câmara de testes (NBR 12868, 1993). As portas do sistema são fechadas e o compressor acionado. O aparelho deve continuar operando continuamente até que as condições de regime estacionário sejam atingidas. Ainda segundo a mesma norma, este período é alcançado com 8 horas de funcionamento, podendo se estender até 24 horas. Segundo o POGTPP 00103 (2006) o regime permanente é caracterizado quando as variações de temperatura não excedam 0,5°C durante um período de 2 horas.

Nos países que apresentam clima temperado, regiões tipicamente mais frias durante a maior parte do ano, esses testes são realizados com temperaturas de câmara de 32°C. Nos países de clima tropical a temperatura utilizada é de 43°C.

As principais informações obtidas com o teste são (POGTPP 00103, 2006):

1. O tempo de abaixamento de temperatura: período compreendido entre o início do ensaio até a obtenção de uma temperatura do gabinete específica para cada tipo de sistema. No caso do sistema apresentado do Apêndice A (congelador vertical), essa temperatura é de -18°C .
2. Consumo de corrente: Máxima; após quatro horas de funcionamento e em regime estacionário.
3. Consumo de potência: Máxima; após quatro horas de funcionamento e em regime estacionário.
4. Temperatura de evaporação e condensação: picos, após quatro horas de funcionamento e estabilizadas.
5. Temperatura da carcaça do compressor: pico, após quatro horas e estabilizada.
6. Temperatura média do gabinete: após quatro horas e estabilizada.

Calorímetro

O teste de calorímetro, segundo a norma ASHRAE S23 (1993) e o procedimento POGTTP 00417 (2003), é realizado com o objetivo de determinar a capacidade de refrigeração, o consumo e a eficiência de compressores para diversas condições de operação do componente. Durante o teste são controladas a temperatura ambiente, a temperatura e a pressão do fluido refrigerante na sucção e a pressão de descarga do componente.

As variáveis medidas durante um teste de calorímetro são vazão mássica de fluido refrigerante, pressões de sucção e descarga, além das grandezas elétricas, como, potência e corrente elétrica consumidas pelo componente.

O calorímetro é projetado para que, quando o compressor está sendo testado, o fluido refrigerante seja submetido a um ciclo que opere apenas na região de vapor superaquecido mostrado esquematicamente no diagrama pressão-entalpia da Figura C.1. Como apresentado no ciclo termodinâmico, ao sair do compressor, o fluido refrigerante atravessa um trocador de calor que apenas reduz sua entalpia do ponto B ao ponto C (permanecendo ainda na condição de vapor superaquecido) e uma válvula de expansão é responsável por diminuir a pressão, de forma isentálpica, do ponto C ao ponto A, retornando ao início do ciclo.

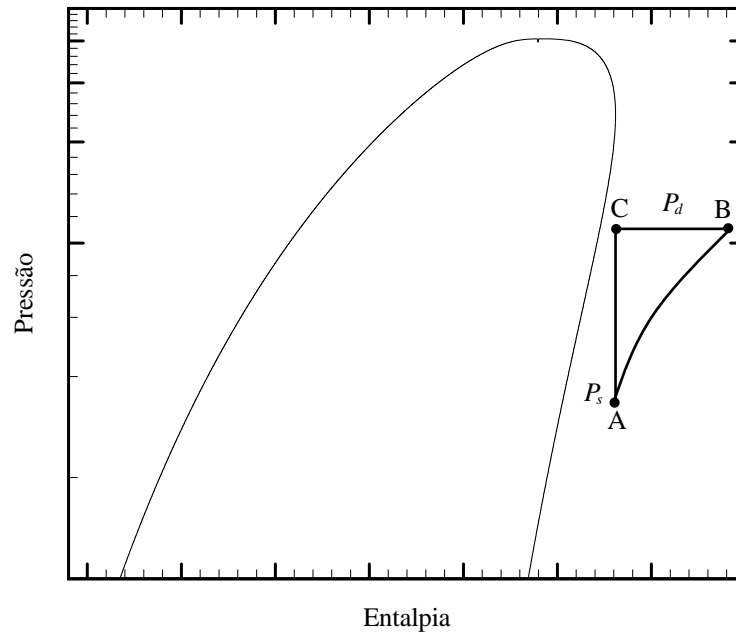


Figura C.1. Representação do ciclo termodinâmico do fluido refrigerante durante um teste de calorímetro. Diagrama pressão-entalpia.

Dessa forma, através dos valores medidos de pressão de sucção e descarga, é possível a suposição de um ciclo de refrigeração simples, i.e., considerando que o fluido refrigerante está saturado na saída do condensador (ponto 3, da Figura C.2) e uma expansão isentálpica do ponto de alta para o de baixa pressão do ciclo (do ponto 3 ao ponto 4).

Com isso, para cálculo da capacidade de refrigeração do compressor, quando submetido às condições testadas, é utilizado o produto da vazão mássica (variável medida no teste) e da diferença de entalpia do evaporador:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{cp} (h_4 - h_1) \quad (\text{C.1})$$

sendo que a entalpia no ponto 4 é igual à entalpia do líquido saturado à pressão de condensação, i.e.,

$$h_4 = h_3 = h_l(P_d) \quad (\text{C.2})$$

e a entalpia do ponto 1 é obtida através da pressão de sucção e da temperatura ambiente do teste:

$$h_1 = f(P_s, T_\infty) \quad (\text{C.3})$$

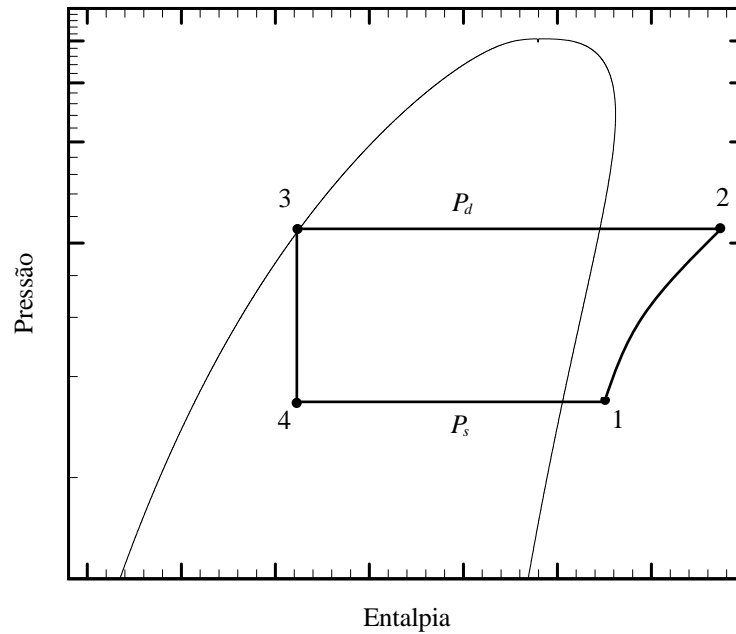


Figura C.2. Diagrama pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração utilizado para cálculo da capacidade de refrigeração no teste de calorímetro.

Note, que como descrito no início dessa seção, apenas com os valores de pressão de trabalho e vazão mássica se faz possível o cálculo da capacidade de refrigeração do compressor. Isso justifica a não utilização de um evaporador no teste de calorímetro e a possibilidade de operar o teste apenas na região de vapor superaquecido.

APÊNDICE D – RESULTADOS CALORÍMETRO: EG75HLR

Para o desenvolvimento do projeto foram realizados testes de calorímetro com o compressor EG75HLR no Laboratório de Avaliação da Embraco. A Tabela D.1 apresenta os resultados obtidos para três temperaturas de evaporação (-35°C; -25°C e -15°C) e três temperaturas de condensação diferentes (45°C; 55°C e 60°C). Os testes foram realizados com temperatura ambiente de 32°C, com o fluido refrigerante HFC-134a, com tensão de 220 V e frequência de 60 Hz.

Tabela D.1. Resultados dos testes de calorímetro realizados com o compressor EG75HLR.

Compressor EG75HLR / Calorímetro				
Temperatura de Evaporação [°C]	Variável Experimental	Temperatura de Condensação [°C]		
		45	55	60
-35	\dot{m}_{comp} - Vazão Mássica [kg/h]	2,21	1,92	1,75
	\dot{W}_{el} - Potência elétrica [W]	102,68	102,53	100,65
	T_{cc} - Temperatura Carcaça [°C]	64,4	65,9	66,8
	T_d - Temperatura Descarga [°C]	66,2	67,3	67,1
	T_s - Temperatura Sucção [°C]	39,4	40,6	39,3
-25	\dot{m}_{comp} - Vazão Mássica [kg/h]	4,41	3,90	3,95
	\dot{W}_{el} - Potência elétrica [W]	145,95	148,94	149,99
	T_{cc} - Temperatura Carcaça [°C]	67,4	70,1	72,3
	T_d - Temperatura Descarga [°C]	75,1	81,4	82,5
	T_s - Temperatura Sucção [°C]	35,6	39,8	40,5
-15	\dot{m}_{comp} - Vazão Mássica [kg/h]	7,69	7,04	6,74
	\dot{W}_{el} - Potência elétrica [W]	192,50	202,50	210,06
	T_{cc} - Temperatura Carcaça [°C]	68,1	71,9	74,1
	T_d - Temperatura Descarga [°C]	80,9	87,0	91,6
	T_s - Temperatura Sucção [°C]	30,9	32,5	34,8

APÊNDICE E – RESULTADOS DO MODELO COMPUTACIONAL

Neste apêndice serão apresentados os resultados obtidos a partir do modelo do sistema completo para o Caso 1, em que são utilizados os valores experimentais medidos até uma hora de teste de abaixamento de temperatura, e para o Caso 2, calibração realizada com até duas horas de teste. Os resultados experimentais utilizado na comparação foram obtidos a partir do teste de abaixamento de temperatura realizado a 32°C.

Caso 1:

Como explicado no capítulo de metodologia de solução (Capítulo 5), em primeiro lugar deve-se determinar os parâmetros empíricos do modelo. Essa calibração já foi realizada na seção 6.1 do presente trabalho, e a Tabela E.1 apresenta os mesmos resultados resumidos para o Caso 1.

Conforme apresentado no item 6.2.1 o modelo computacional prevê o comportamento de dez variáveis de interesse do sistema. Neste apêndice são apresentadas as comparações entre as variáveis calculadas e as experimentais da:

- Vazão mássica do compressor (Figura E.1);
- Potência elétrica consumida pelo componente (Figura E.2);
- Temperatura da carcaça do compressor (Figura E.3);
- Temperatura da superfície externa do condensador (Figura E.4);
- Temperatura de condensação (Figura E.5);
- Pressão de condensação (Figura E.6);
- Temperatura da superfície externa do evaporador (Figura E.7);
- Temperatura de evaporação (Figura E.8);
- Pressão de evaporação (Figura E.9);
- Temperatura do ar no interior do gabinete (Figura E.10).

Tabela E.1. Parâmetros empíricos, de todos os componentes, calibrados a partir dos resultados experimentais de uma hora do teste de abaixamento de temperatura.

Caso 1: Uma hora de Teste para Calibração							
	Constante	Valor Calibrado	Unidade		Constante	Valor Calibrado	Unidade
Compressor	$a_1 =$	0,9924 [*]	[-]	Evaporador	$C_{ev} =$	4672,90	[JK ⁻¹]
	$b_1 =$	-0,0201 [*]	[-]		$K_1 =$	19,10	[WK ⁻¹]
	$a_2 =$	30,93	[W]		$K_2 =$	-4,71	[WK ^{-5/4}]
	$b_2 =$	1,18	[-]		$\dot{h}_i A_{ev} =$	37,18	[WK ⁻¹]
	$C_{cp} =$	9930,49	[JK ⁻¹]		$\dot{h}_o A_{ev} \text{ (pico)} =$	7,63 ^{**}	[WK ⁻¹]
	$UA_{cp} =$	1,41	[WK ⁻¹]		$\dot{h}_o A_{ev} \text{ (R.P.)} =$	12,02 ^{**}	[WK ⁻¹]
Condensador	$C_{cd} =$	2892,68	[JK ⁻¹]	TC-LS	$\varepsilon =$	0,66	[-]
	$\dot{h}_o A_{cd} =$	10,38	[WK ⁻¹]	Gabinete	$C_g =$	14342,71	[JK ⁻¹]
	$\dot{h}_i A_{cd} =$	78,45	[WK ⁻¹]		$UA_g =$	0,51	[WK ⁻¹]

* Constante calibrada a partir de testes de Calorímetro (detalhes: seção 4.1.1).

** Constante calculada (equação (6.6)) a partir dos parâmetros calibrados.

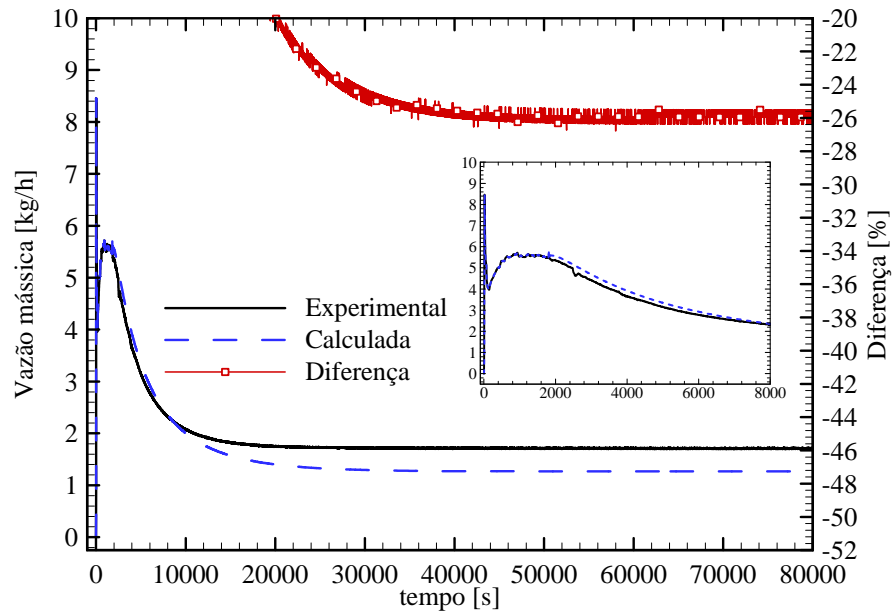


Figura E.1. Variação da vazão mássica calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

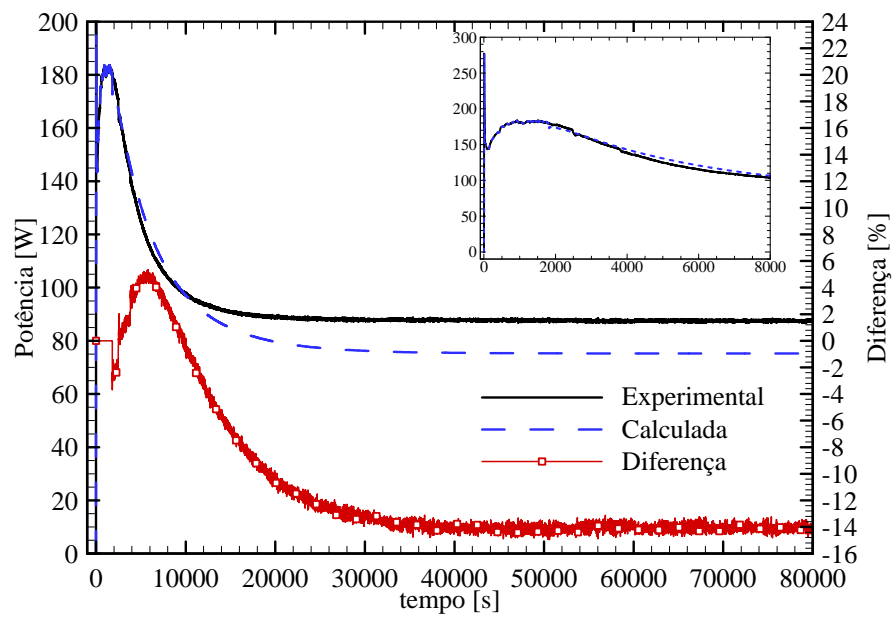


Figura E.2. Variação da potência calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

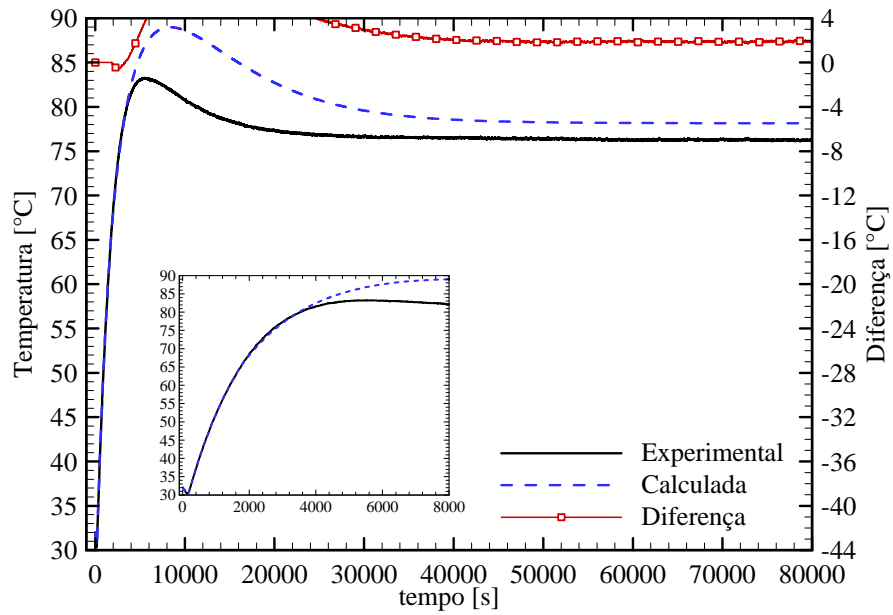


Figura E.3. Variação da temperatura da carcaça calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

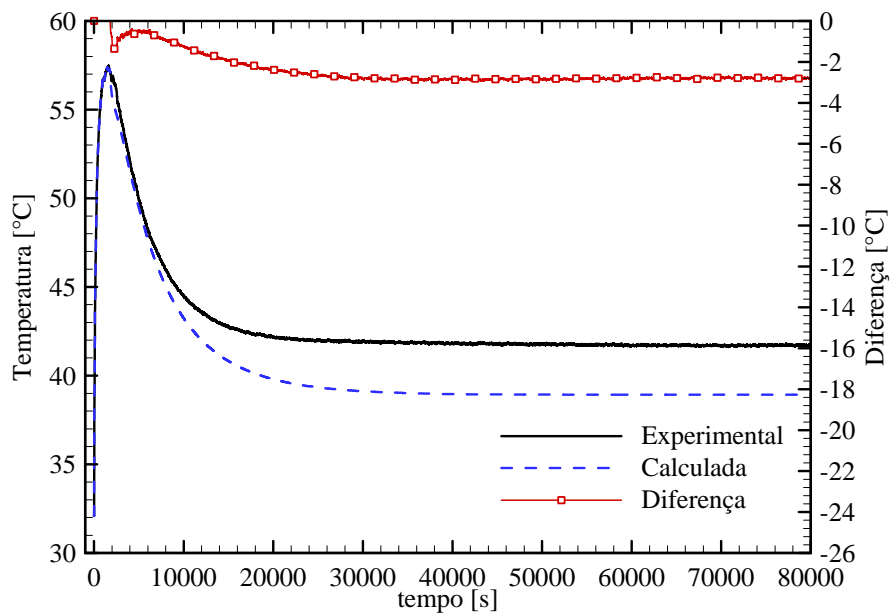


Figura E.4. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície externa do condensador. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

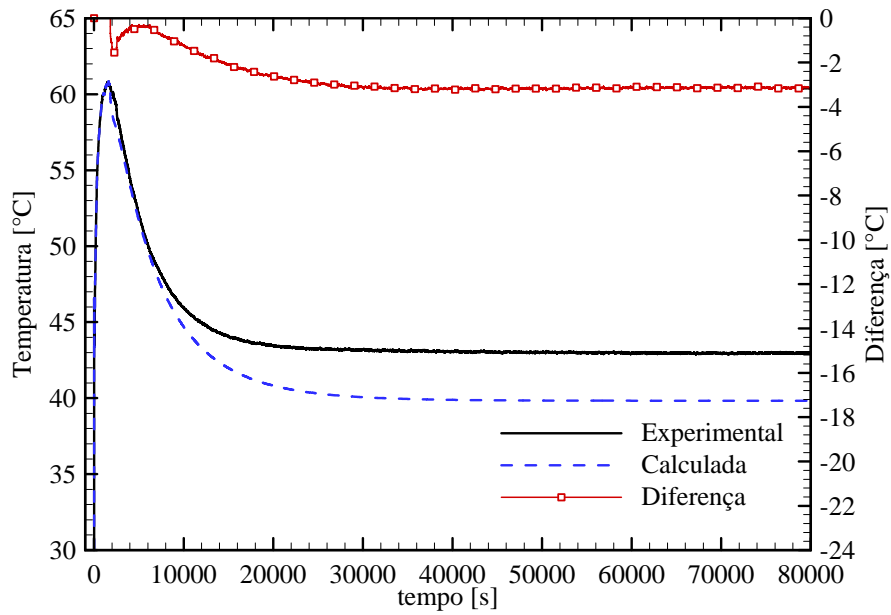


Figura E.5. Variação com o tempo da temperatura de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

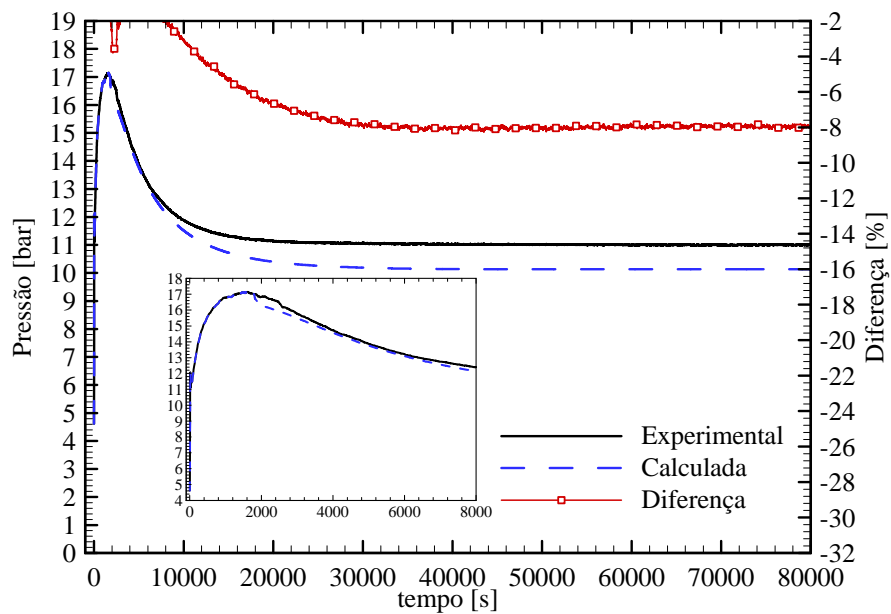


Figura E.6. Variação com o tempo da pressão de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

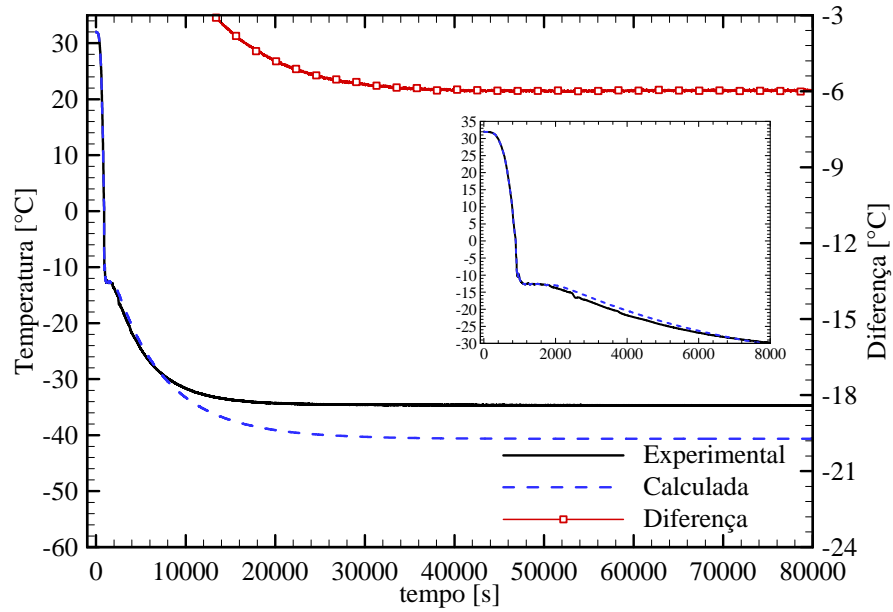


Figura E.7. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície do evaporador. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

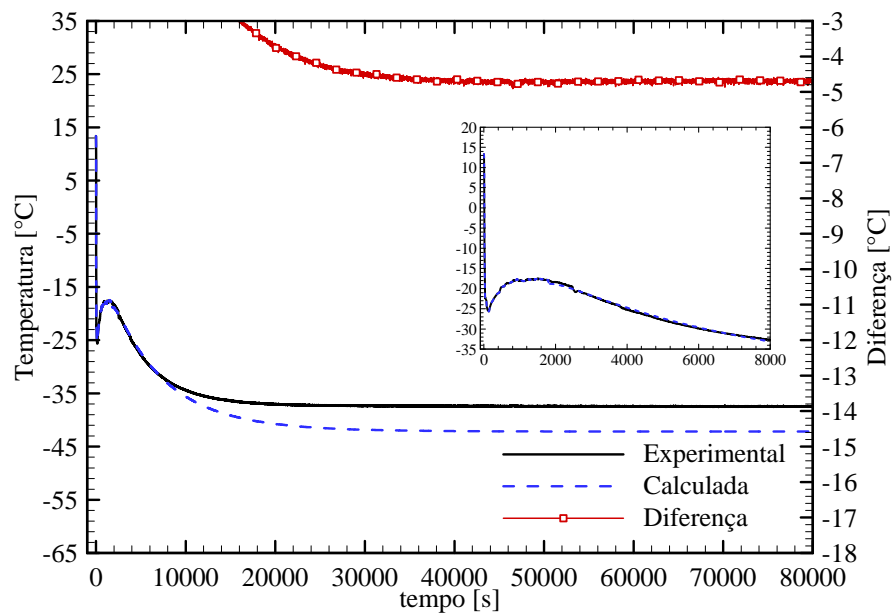


Figura E.8. Variação com o tempo da temperatura de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

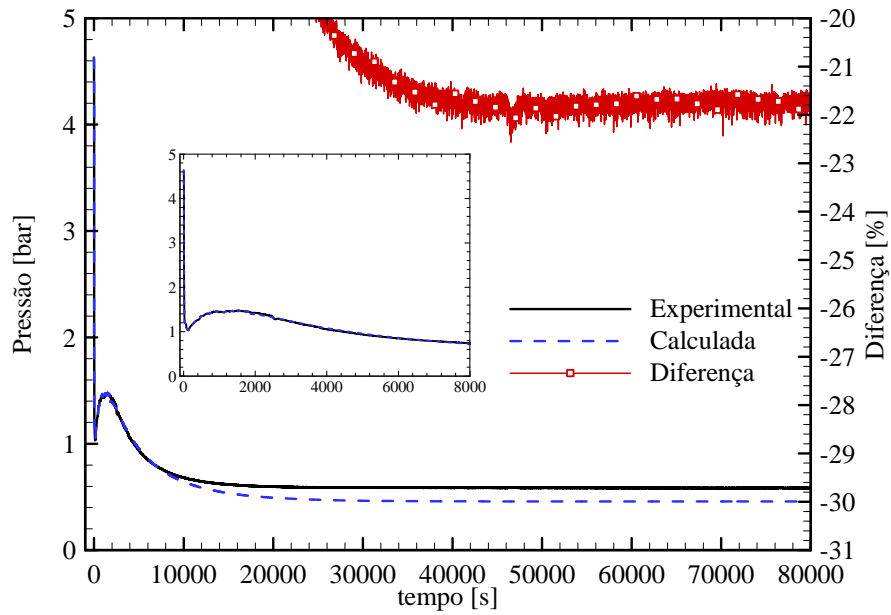


Figura E.9. Variação com o tempo da pressão de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

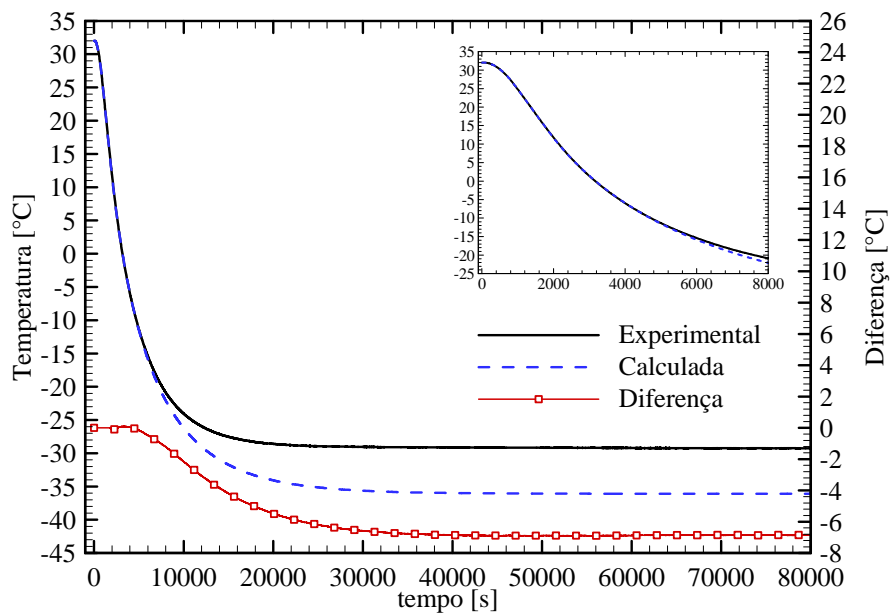


Figura E.10. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada do ar no interior do gabinete. As constantes foram calibradas utilizando dados de uma hora de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

Caso 2:

No Caso 2 a calibração dos parâmetros empíricos é realizada com duas horas de teste de abaixamento de temperatura. A Tabela E.2 apresenta resumidamente as constantes calibradas para esse caso.

Conforme apresentado no item 6.2.1 o modelo computacional prevê o comportamento de dez variáveis de interesse do sistema. Para este caso são apresentadas as comparações entre as variáveis calculadas, utilizando as constantes do Caso 2 e as experimentais da:

- Vazão mássica do compressor (Figura E.11);
- Potência elétrica consumida pelo componente (Figura E.12);
- Temperatura da carcaça do compressor (Figura E.13);
- Temperatura da superfície externa do condensador (Figura E.14);
- Temperatura de condensação (Figura E.15);
- Pressão de condensação (Figura E.16);
- Temperatura da superfície externa do evaporador (Figura E.17);
- Temperatura de evaporação (Figura E.18);
- Pressão de evaporação (Figura E.19);
- Temperatura do ar no interior do gabinete (Figura E.20).

Tabela E.2. Parâmetros empíricos, de todos os componentes, calibrados a partir dos resultados experimentais de duas horas do teste de abaixamento de temperatura.

Caso 2: Duas horas de Teste para Calibração							
	Constante	Valor Calibrado	Unidade		Constante	Valor Calibrado	Unidade
Compressor	$a_1 =$	0,9924*	[-]	Evaporador	$C_{ev} =$	5010,02	[JK ⁻¹]
	$b_1 =$	-0,0201*	[-]		$K_1 =$	18,06	[WK ⁻¹]
	$a_2 =$	17,43	[W]		$K_2 =$	-4,28	[WK ^{-5/4}]
	$b_2 =$	1,29	[-]		$\dot{h}_i A_{ev} =$	36,62	[WK ⁻¹]
	$C_{cp} =$	9398,50	[JK ⁻¹]		$\dot{h}_o A_{ev} \text{ (pico)} =$	7,64**	[WK ⁻¹]
	$UA_{cp} =$	1,77	[WK ⁻¹]		$\dot{h}_o A_{ev} \text{ (R.P.)} =$	11,63**	[WK ⁻¹]
Condensador	$C_{cd} =$	3183,70	[JK ⁻¹]	TC-LS	$\varepsilon =$	0,66	[-]
	$\dot{h}_o A_{cd} =$	10,24	[WK ⁻¹]	Gabinete	$C_g =$	13858,79	[JK ⁻¹]
	$\dot{h}_i A_{cd} =$	79,97	[WK ⁻¹]		$UA_g =$	0,71	[WK ⁻¹]

* Constante calibrada a partir de testes de Calorímetro (detalhes: seção 4.1.1).

** Constante calculada com a equação (6.6) a partir dos parâmetros calibrados.

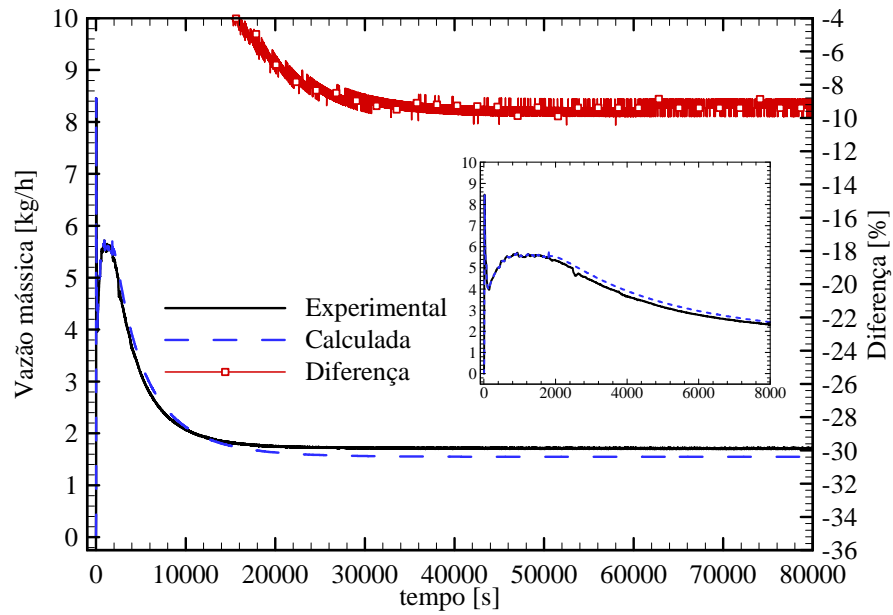


Figura E.11. Variação da vazão mássica calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

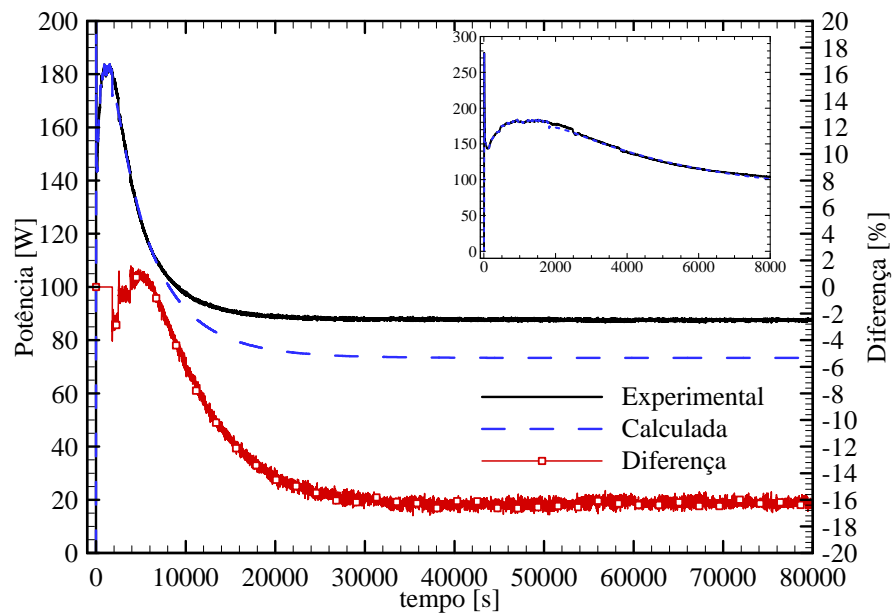


Figura E.12. Variação da potência calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

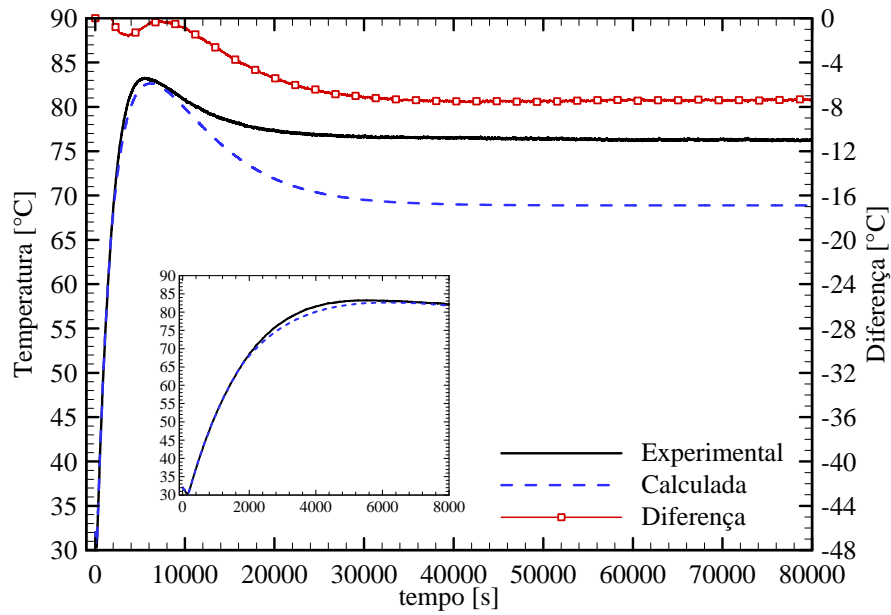


Figura E.13. Variação da temperatura da carcaça calculada e experimental com o tempo. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

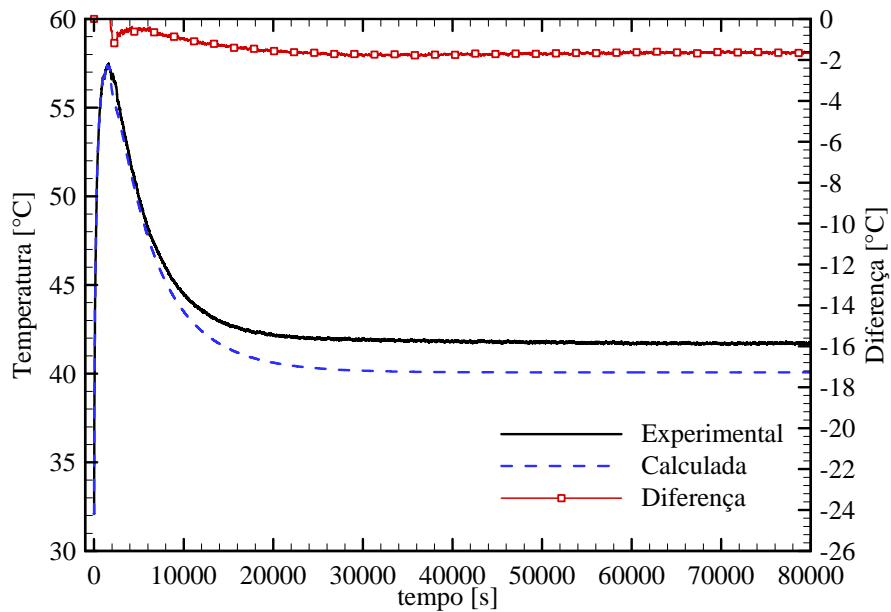


Figura E.14. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície externa do condensador. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

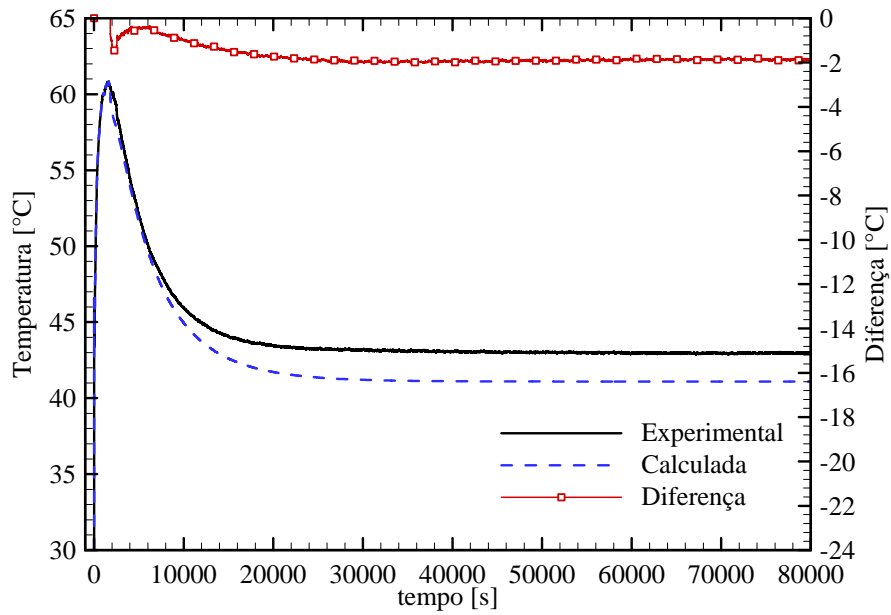


Figura E.15. Variação com o tempo da temperatura de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de três horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

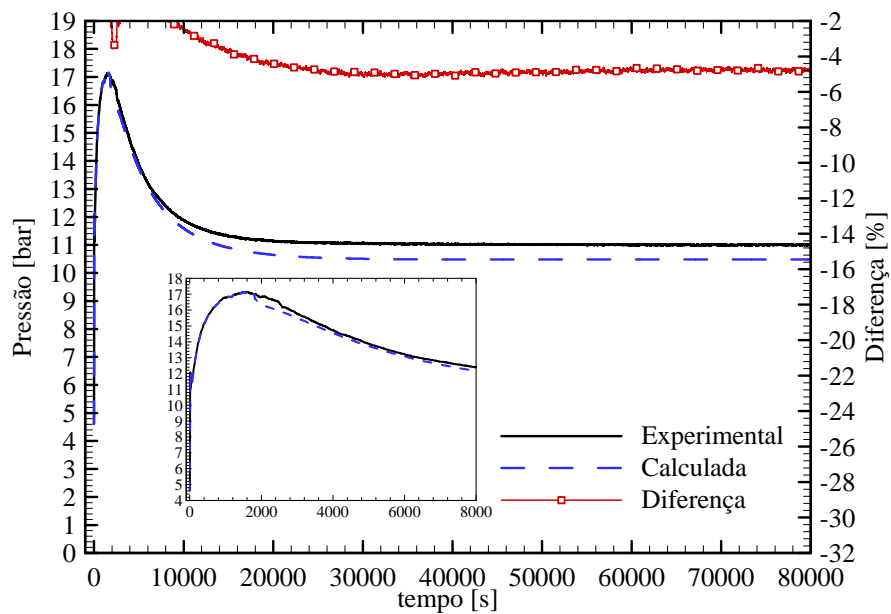


Figura E.16. Variação com o tempo da pressão de condensação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

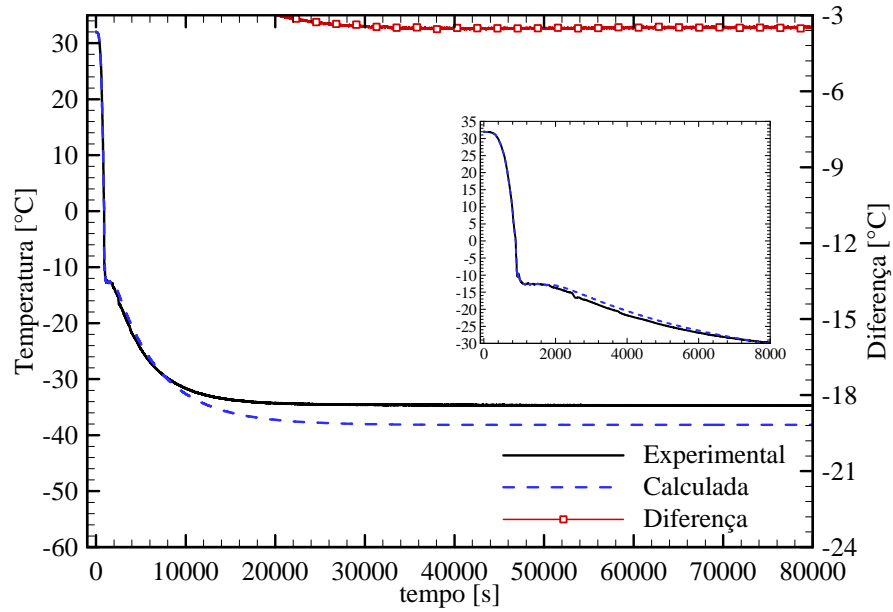


Figura E.17. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada da superfície do evaporador. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

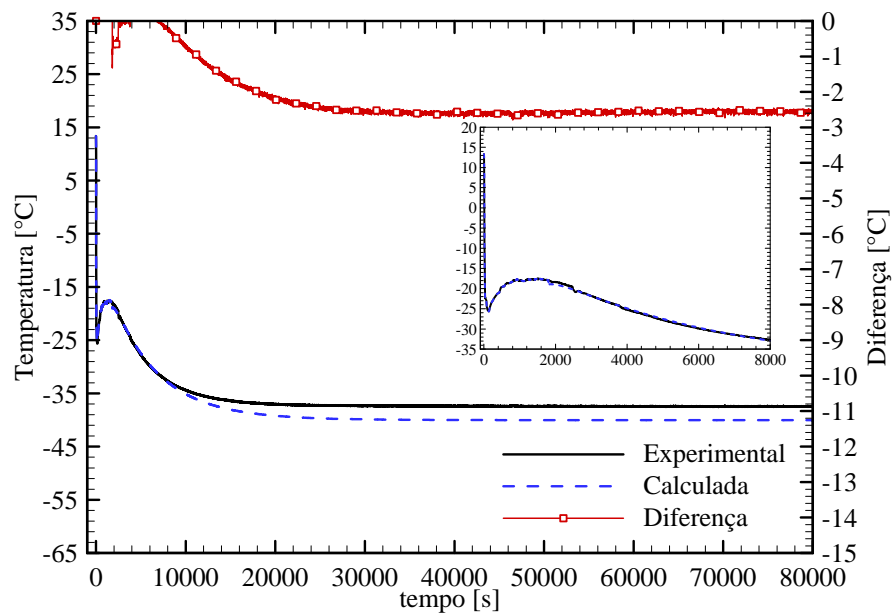


Figura E.18. Variação com o tempo da temperatura de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

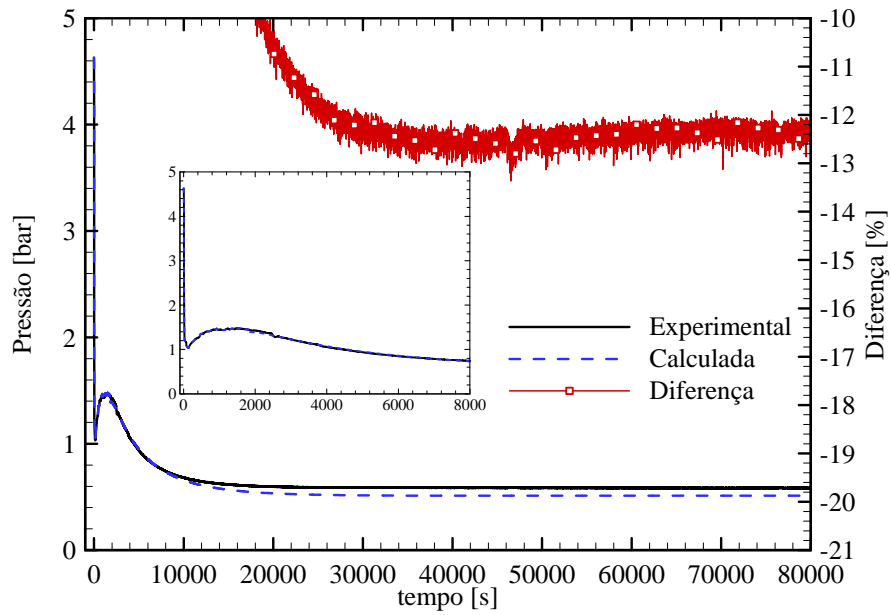


Figura E.19. Variação com o tempo da pressão de evaporação experimental e calculada. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

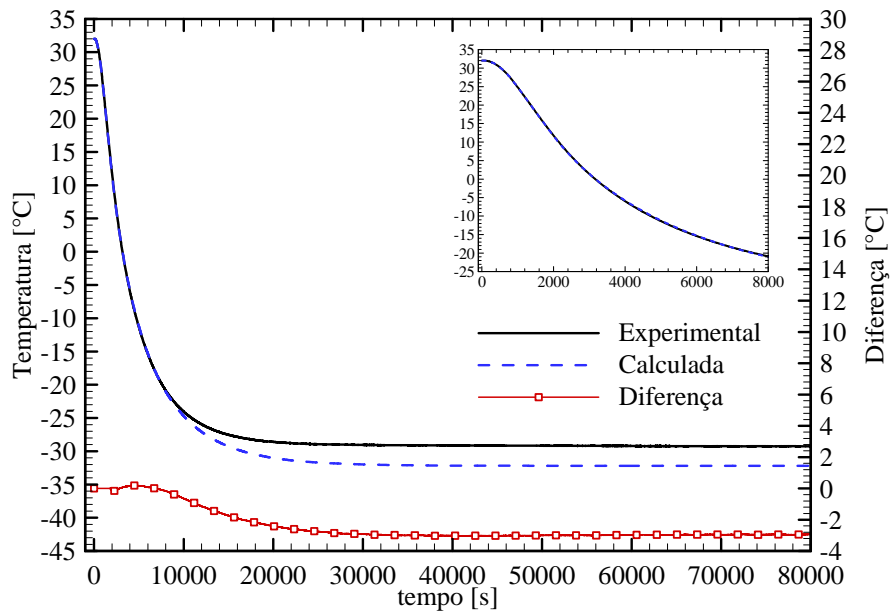


Figura E.20. Variação com o tempo da temperatura experimental e calculada do ar no interior do gabinete. As constantes foram calibradas utilizando dados de duas horas de teste e a simulação foi realizada com o sistema completo.

APÊNDICE F – ARTIGO CIENTÍFICO PUBLICADO

Neste apêndice é apresentado o artigo científico publicado em 2011 no *Applied Thermal Engineering* pelos autores: Cezar O.R. Negrão, Raul H. Erthal, Diogo E.V. Andrade e Luciana Wasnievski da Silva.



Contents lists available at ScienceDirect

Applied Thermal Engineering

journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications

Cezar O.R. Negrão^{a,*}, Raul H. Erthal^a, Diogo E.V. Andrade^a, Luciana Wasnievski da Silva^b

^aThermal Science Laboratory – LACT, Federal University of Technology-Paraná – UTFPR, Av. Sete de Setembro, 3165 Curitiba, PR, Brazil

^bWhirlpool S/A – Unidade EMBRACO Rua Rui Barbosa, 1020 Caixa Postal 91, Joinville, SC, Brazil

ARTICLE INFO

Article history:

Received 5 August 2010

Accepted 1 December 2010

Available online 8 December 2010

Keywords:

Reciprocating compressor

Modeling

Household application

Transient state

ABSTRACT

The current work presents a semi-empirical mathematical model to simulate the unsteady behavior of mass flow rate and power of reciprocating compressors. The model is based on thermodynamic equations fitted to thirteen calorimeter data sets of two compressors with different capacities. The curve fitting suggests linear correlations between the measured values and the thermodynamic equations, indicating that only two calorimeter data sets are necessary for curve fitting. Additionally, the proposed model was also fitted to data sets of 21 other compressors obtained directly from the catalog of two different manufactures. Besides, comparisons of computed and measured values of mass flow rate and power, in transient regime, were conducted for the two fitted compressor curves. A good agreement of results was found for both compressors in either cycling or start-up tests. It was found that the proposed semi-empirical model can be satisfactorily applied to dynamic simulations of the whole refrigeration system.

© 2010 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

According to Eletrobrás [1], the household appliances are responsible for 33% of the whole energy consumed in Brazil and domestic refrigerators have a great importance on it. Although the unitary consumption is low (for example, a typical refrigerator expends about 30 kWh per month) 11% of all produced electricity is employed in domestic refrigeration. Despite the considerable improvement the performance of refrigeration systems has achieved in the last few years, there is still a great potential for energy consumption reduction as the system efficiency is smaller than 20%.

The compressor most widely used in domestic refrigeration is the reciprocating one. This component expends most of the system-required energy, if not all, and therefore, its performance enhancement is one of the main issues of system designers. Prediction of the compressor behavior can help designers to find out alternative solutions to reduce the refrigerator energy consumption [5,6,16].

Several works have addressed the modeling of reciprocating compressors for refrigeration appliances. Such mathematical models can be divided into three categories: polynomial fits, semi-empirical and detailed models. In the first case, the correlations are fitted to calorimeter data, but they do not have any physical meaning and cannot be applied out of the test range [2,3]. The

second approach, on the other hand, is based on simple thermodynamic correlations fitted to experimental data [4–11]. The third class is used to study details of the compressor design such as valve flows, cylinder heat transfer, cylinder-piston leakage, bearing losses, among many others, but requires large amount of data, e.g., valve geometry and stiffness, bearing clearances, which are only available to manufacturers [12–15]. Computational Fluid Dynamics (CFD) models are included in the last class, in which fluid and heat flows within the cylinder and through the valves are considered three dimensional and turbulent [16,17].

Although the household refrigeration compressors work most of the time in unsteady-state mode, e.g., system start-up and cycling transients, the above-mentioned models were developed for steady-state situations as compressor design is based in a single condition. The compressor transient modeling is usually useful when the concern is the performance of the whole refrigeration system. The complexity of transient process models, such as condensation, evaporation and compressible fluid expansion, entails time-extensive system simulations. As detailed compressor models also demand high computing times they are generally avoided in transient system simulations. The polynomial fits, on the other hand, should not be used as they do not have any physical meaning. Some authors [18–22] applied semi-empirical models to transient simulations of the whole refrigeration system, as the computing time is quite adequate for this kind of simulation. Nevertheless, validation is still a matter of concern.

* Corresponding author. Tel.: +55 41 3310 4658; fax: +55 41 3310 4852.
E-mail address: negrao@utfpr.edu.br (C.O.R. Negrão).

Nomenclature	
a	linear coefficient of Eq. (6)
b	angular coefficient of Eq. (6)
c	clearance fraction
k	refrigerant isentropic coefficient
\dot{m}_a	actual mass flow rate, kg s^{-1}
\dot{m}_i	ideal mass flow rate, kg s^{-1}
p_d	discharge pressure, Pa
p_s	suction pressure, Pa
\dot{V}_{sw}	compressor swept volume rate, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
v_s	specific volume at the suction port, $\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$
w_a	actual compressor work, J kg^{-1}
w_i	isentropic compressor work, J kg^{-1}
\dot{W}_l	compressor losses, W
W_a	actual compressor power, W
Greek symbols	
η_g	compressor overall efficiency
η_{va}	actual volumetric efficiency
η_{vi}	ideal volumetric efficiency
$\bar{\eta}_v$	volumetric efficiency ratio

Some comparisons of model predictions with experimental data have been found in the literature [20,21], but they are usually conducted at the system level. Validation at the component level is also important because two poor component models may provide reasonable global results, as their discrepancies can be counter-balanced by one another. This is particularly true for the semi-empirical compressor models which are quite popular in transient system simulation but have not yet been completely validated [23].

Considering this lack in the literature, the current work proposes a semi-empirical model to predict the performance of reciprocating compressor in transient regime. The model is based on thermodynamic equations fitted to manufacturer data by using linear correlations. Comparisons with experimental data show that these simple fitted correlations are quite accurate on the prediction of compressor mass flow rate and power.

2. Mathematical model

Because of the compressor high rotational speed, the refrigerant compression is quite instantaneous in comparison to the response

time of the whole refrigeration system. Therefore, the current model considers the compression process as a quasi-steady one [20,21].

2.1. Mass flow rate

At the top dead position of a compressor piston, there always remains a small volume of vapor to accommodate valve ports and production tolerances. This clearance volume reduces the amount of vapor that enters the cylinder. In order to account for the effect of the clearance volume, the ideal mass flow rate (\dot{V}_{sw}/v_s) is multiplied by a volumetric efficiency [24]:

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{V}_{sw}}{v_s} \eta_{vi} \tag{1}$$

where \dot{m}_i is the mass flow rate of an ideal compressor with clearance, \dot{V}_{sw} is the compressor swept volume rate, v_s is the specific volume at the suction port, computed as a function of pressure and temperature by employing the refrigerant superheating properties. η_{vi} is the volumetric efficiency of the ideal compressor with clearance, given by:

$$\eta_{vi} = 1 - c \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{1/k} - 1 \right] \tag{2}$$

c is the clearance fraction, p_d and p_s are, respectively, the discharge and suction pressures and k is the refrigerant isentropic coefficient.

Similarly to the ideal compression, the actual mass flow rate can be defined as

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_{sw}}{v_s} \eta_{va} \tag{3}$$

where η_{va} is the volumetric efficiency of the real compressor. However, due to compression irreversibility, piston-cylinder leakages, suction and discharge valve throttling, suction gas heating and gas-to-cylinder wall heat transfer, η_{va} will be smaller than the ideal counterpart and consequently, the actual mass flow rate, \dot{m}_a .

2.2. Compressor work

The specific compression work can be computed by the integration $\int (v dp)$ over an indicator (p-V) diagram of an ideal reciprocating compressor with clearance. By considering the compression as an isentropic process ($p v^k = \text{const}$), one can find [24]:

Table 1
Calorimeter test results for compressors X and Y. Ambient temperature = 32 °C. Refrigerant R134a.

Evaporating temperature (°C)	Measured variable	Compressor X			Compressor Y		
		Condensing temperature (°C)			Condensing temperature (°C)		
		45	55	60	45	55	60
-35	Mass flow rate (kg h^{-1})	2.21	1.92	1.75	2.48	2.01	1.79
	Compressor power (W)	102.68	102.53	100.65	92.0	87.0	83.5
	Compressor shell temperature (°C)	64.4	65.9	66.8	63.9	64.5	60.0
	Discharge line temperature (°C)	66.2	67.3	67.1	63.6	64.2	60.3
-25	Suction line temperature (°C)	39.4	40.6	39.3	40.5	44.5	41.2
	Mass flow rate (kg h^{-1})	4.41	3.90	3.95	4.64	4.28	4.03
	Compressor power (W)	145.9	148.9	150.0	126.4	130.8	130.7
	Compressor shell temperature (°C)	67.4	70.1	72.3	63.5	65.1	66.0
-15	Discharge line temperature (°C)	75.1	81.4	82.5	72.9	74.8	76.6
	Suction line temperature (°C)	35.6	39.8	40.5	38.8	40.0	41.0
	Mass flow rate (kg h^{-1})	7.69	7.04	6.74	7.77	7.38	7.16
	Compressor power (W)	192.5	202.5	210.1	162.4	175.0	179.8
	Compressor shell temperature (°C)	68.1	71.9	74.1	62.3	65.9	66.5
	Discharge line temperature (°C)	80.9	87.0	91.6	71.2	78.9	80.6
	Suction line temperature (°C)	30.9	32.5	34.8	29.9	34.6	34.0

1116

C.O.R. Negrão et al. / Applied Thermal Engineering 31 (2011) 1114–1124

Table 2
Calorimeter tests for three shell temperatures. Ambient temperature = 32.0 °C, condensing temperature = 55 °C, evaporating temperature = -35 °C.

Measured variable	Compressor X			Compressor Y		
	Compressor shell temperature (°C)			Compressor shell temperature (°C)		
	60	75	90	60	75	90
Mass flow rate(kg h ⁻¹)	1.96	1.91	1.87	2.01	2.01	1.98
Compressor power (W)	101.8	101.2	101.45	87.17	86.35	86.72
Discharge line temperature (°C)	63.8	76.3	84.0	58.5	68.7	83.2
Suction line temperature (°C)	39.1	41.0	43.1	40.2	43.4	44.6

$$w_i = p_s v_s \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4)$$

The actual compressor work, which is always larger than its isentropic counterpart due to the thermodynamic and mechanical losses, can be simply calculated from

$$w_a = \frac{\dot{W}_a}{\dot{m}_a} \quad (5)$$

where \dot{W}_a is the actual compressor power (measured).

3. Experimental work

By analyzing the isentropic model presented above, it can be seen that the variables affecting the compressor performance are: evaporating and condensing pressures (or temperatures), and gas specific volume at the suction port (indirectly, the suction pressure and temperature). Additionally, ambient conditions (air speed and temperature) also affect the performance of the real compressor because of heat losses.

In order to evaluate the performance of the two compressors manufactured by EMBRACO (nominated here X and Y), thirteen calorimeter tests were conducted by controlling condensing, evaporating, suction line, ambient and compressor shell temperatures, as well as the air speed. The tests were performed according to [3]. Nine tests were performed at the ambient temperature of 32 °C, combining three evaporating temperatures (-35, -25, -15 °C) and three condensing temperatures (45, 55 and 65 °C). Table 1 shows the measured values of mass flow rate, compressor power, shell, discharge line and suction line temperatures for those nine tests. The uncertainties of the measured powers and mass flow rates are +/-5%. The refrigerant employed was the R134a. The compressor shell temperature was measured at the shell middle height. The suction and discharge line temperatures were measured 100 mm away from the compressor shell.

Assuming that the shell temperature depends directly on the ambient condition (air temperature and convection coefficient), which is quite different from that observed when the whole refrigeration system is tested, it was then considered to be an independent variable. To verify the effect of the ambient condition

Table 3
Calorimeter tests for ambient temperature = 43 °C. Condensing temperature = 55 °C, evaporating temperature = -35 °C.

Measured variable	Compressor X	Compressor Y
Mass flow rate (kg h ⁻¹)	1.91	2.02
Compressor power (W)	102.1	87.0
Compressor shell temperature (°C)	74.8	68.6
Discharge line temperature (°C)	77.1	68.6
Suction line temperature (°C)	49.0	47.5

on the compressor performance, three other tests were performed by varying the compressor shell temperature and the results are presented in Table 2. An additional test with a 43 °C ambient temperature was conducted to check if the shell temperature could be really used as an independent variable. Those results are shown in Table 3.

As expected and shown in Table 1, both mass flow rate and compressor power are more sensitive to the evaporating than to the condensing temperature, because low pressures affects more significantly the pressure ratio. On the other hand, the mass flow rate varies slightly and the compressor power does not alter with the shell temperature, as shown in Table 2.

Besides, the comparison of Tables 2 and 3 shows that the mass flow rate is as much insensitive to the ambient temperature as to the shell temperature. Note that the shell temperature of compressor X in Table 3 is approximately 75 °C and that the mass flow rate in such condition is identical to mass flow rate for the shell temperature of 75 °C in Table 2. The insensitivity of the mass flow rate must be related to the type of gas suction; semi-direct for compressor X and direct for compressor Y. Additionally, both compressor powers do not change with either ambient or shell temperatures. As the product of Eqs. (1) and (4) shows that the compressor power is independent of the specific volume, the compressor shell temperature should not affect it.

4. Model calibration

The difference between Eqs. (1) and (3) is the volumetric efficiency. As already mentioned, the value of the actual volumetric efficiency is lower than its ideal counterpart because of thermodynamic losses and gas leakages that depend on operating conditions.

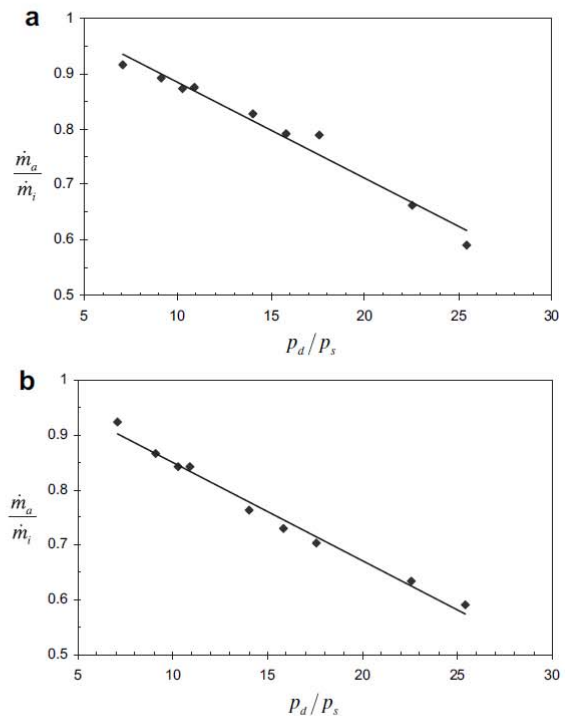


Fig. 1. Actual-to-ideal mass flow rate ratio as a function of the pressure ratio. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

Table 4
Fitted constants of Eqs. (6) and (7) for compressor X and Y.

Compressor	Mass flow rate				Compressor power			
	a (–)	b (–)	R ²	Largest Difference [%]	\dot{W}_l (W)	η_g (–)	R ²	Largest Difference [%]
X	1.0282	–0.01781	0.985	–2.5	31.59	0.7860	0.997	2.8
Y	1.0579	–0.01733	0.971	4.6	25.09	0.9398	0.999	1.5

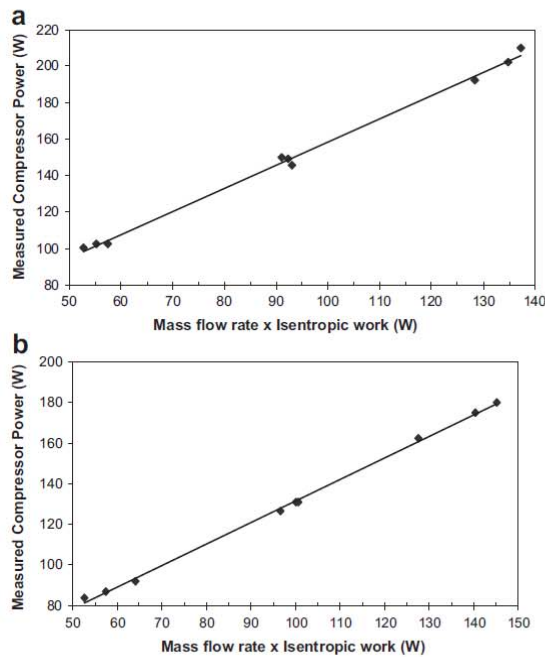


Fig. 2. Compressor power as a function of the product of the mass flow rate and the isentropic compressor work. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

As heat transfer and leakages are intensified with the increase of the discharge-to-suction pressure ratio, one may suggest that the actual-to-ideal volumetric efficiency ratio is also pressure ratio dependent. Fig. 1, for example, shows the actual-to-ideal mass flow rate ratio as a function of the discharge-to-suction pressure ratio, for compressors X and Y. The clearance fractions of compressor X and Y needed for the calculation of the ideal volumetric efficiency were provided by the manufacturer. As can be seen, the higher the pressure ratio the lower the mass flow rate ratio and its value is always less than one. The coefficients of determination (R^2) of the straight lines of Fig. 1a and b are, respectively, 0.985 and 0.971. As the suction port temperature is not usually measured in calorimeter tests, the compressor shell temperature was used to evaluate the gas specific volume in Eq. (1). This implies the mass flow rate ratio is a linear function of the pressure ratio.

Thus, from Fig. 1, a straight line can be proposed as a correlation between the mass flow rate ratio and the pressure ratio:

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_i} = \bar{\eta}_v = a + b \left(\frac{p_d}{p_s} \right) \quad (6)$$

where $\bar{\eta}_v$ is the volumetric efficiency ratio ($=\eta_{val}/\eta_{vi}$), a and b are the linear and the angular coefficient of the straight line which are fitted to calorimeter data. The a and b coefficients for compressors X and Y are shown in Table 4. According to equation (6), $\bar{\eta}_v$ gets close to the unity as the discharge pressure approaches the suction pressure. This would be expected as the losses and leakages decrease with the drop in the pressure ratio. Table 4 also shows the coefficient of determination and the largest difference between the measured and calculated mass flow rates. Note that the largest difference lies within the 5% uncertainty estimated for the calorimeter tests.

Table 5
Calibration data for EMBRACO and TECUMSH catalog compressors.

Model	Manufacturer	Mass flow rate (kg/s)			Power (W)			
		a	b	R ²	\dot{W}_l	η_g	R ²	
1	AE1390YS-AE390KS	TECUMSEH	0.7639	–0.01623	0.974	85.17	0.6863	0.983
2	AEA2410YXA-AE600AR	TECUMSEH	0.5683	–0.01205	0.974	61.07	0.4344	0.988
3	AZ1320DS-AZ224TS	TECUMSEH	0.7284	–0.02426	0.991	8.46	0.3896	0.975
4	AZ1320YS-AZ410NS	TECUMSEH	0.7434	–0.01630	0.951	24.36	0.3871	0.982
5	AZ1345YS-AZ440NS	TECUMSEH	0.7199	–0.01579	0.950	36.23	0.4757	0.983
6	AZ1355YS-AZ445RS	TECUMSEH	0.7834	–0.01718	0.952	45.47	0.5170	0.983
7	EG75HLR	EMBRACO	0.8788	–0.01354	0.963	16.62	0.6053	0.991
8	EGX70HLC	EMBRACO	1.0132	–0.01594	0.958	12.89	0.7716	0.997
9	EGZS80HLC	EMBRACO	1.0100	–0.01854	0.980	19.39	0.7880	0.998
10	EMU26CLC	EMBRACO	0.9363	–0.01449	0.944	23.05	0.7369	0.975
11	EMY26CLC	EMBRACO	0.9112	–0.01172	0.934	12.95	0.6988	0.996
12	FFH85HAK	EMBRACO	0.8813	–0.01072	0.927	47.11	0.7189	0.995
13	FFL10HAK	EMBRACO	0.8907	–0.01609	0.972	60.56	0.7231	0.995
14	THG1330MDS-TH611DS	TECUMSEH	0.8289	–0.01720	0.963	24.79	0.6566	0.990
15	THG1340MGS-TH631GS	TECUMSEH	1.0079	–0.02114	0.961	31.16	0.6959	0.986
16	THG1345MDS-TH671DS	TECUMSEH	0.8055	–0.01702	0.959	37.25	0.7067	0.985
17	TP1360MS-TP302DS	TECUMSEH	0.9600	–0.01815	0.921	47.19	0.7536	0.999
18	TP1370MS-TP303DS	TECUMSEH	1.1263	–0.02133	0.922	54.53	0.8264	0.999
19	TP1380MS-TP305RS	TECUMSEH	0.8886	–0.01682	0.926	61.99	0.7918	0.998
20	TPH1415YGS-TP156GS	TECUMSEH	0.7409	–0.00727	0.869	66.80	0.6911	0.995
21	NB2121GK	EMBRACO	0.7741	–0.02328	0.985	51.41	0.5211	0.966

1118

C.O.R. Negrão et al. / Applied Thermal Engineering 31 (2011) 1114–1124

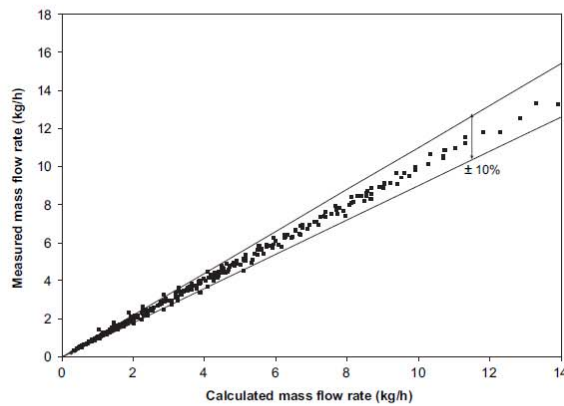


Fig. 3. Comparison of measured and computed mass flow rates for different compressor models.

Despite losses and thermodynamic irreversibility, the compressor power must be related to the thermodynamic compressor work. In order to check the correlation, the measured compressor power was plotted against the product of mass flow rate and isentropic compression work for both compressors X and Y, as presented in Fig. 2. Straight lines are fitted to the points of Fig. 2a and b and the coefficients of determination are, respectively, 0.997 and 0.999. The following correlation was thus proposed for the calculation of compressor power:

$$\dot{W}_a = \dot{m}_a w_a = \dot{W}_l + \frac{\dot{m}_a w_i}{\eta_g} \quad (7)$$

where \dot{W}_l and $1/\eta_g$ are, respectively, the linear and angular coefficients of the straight line. \dot{W}_l is suggested to be the power consumption for the unloaded compressor. The unloaded compressor still consumes energy to overcome the losses even if the refrigerant is not been compressed. On the other hand, η_g is a thermodynamic efficiency of the compression process. The values of \dot{W}_l and $1/\eta_g$ are also shown in Table 4, together with the coefficient of determination and the largest difference between the measured and calculated power for compressors X and Y.

The linear functions (6) and (7) suggest that only two conditions would be necessary to calibrate either the mass flow rate or the power model. To avoid extrapolations, the maximum and the

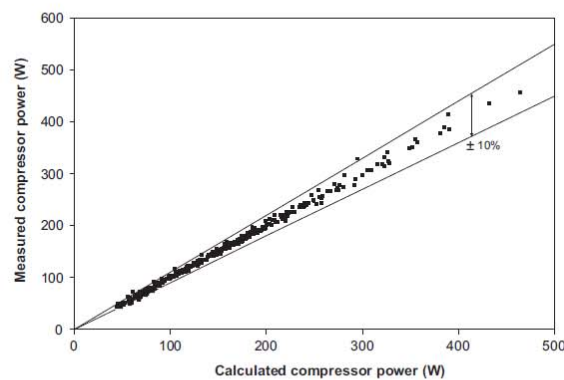


Fig. 4. Comparison of measured and computed compressor powers for different compressor models.

Table 6
Characteristics of the refrigeration system.

Refrigeration system	Vertical freezer
Capacity	300 L
Evaporator type	Roll-bond (free convection)
Condenser type	Wire-and-tube (free convection)
Capillary tube-suction line heat exchanger	Concentric counter-flow
Fluid refrigerant	R134a

Table 7
Measuring instruments and their uncertainties.

Variable	Instrument	Uncertainty
Temperature	T type thermocouple	0.2 °C
Discharge pressure	Absolute pressure transducer	0.03 bar
Suction pressure	Absolute pressure transducer	0.03 bar
Mass flow rate	Coriolis	0.012 kg h ⁻¹
Compressor power	Wattmeter	0.2% of the measuring value

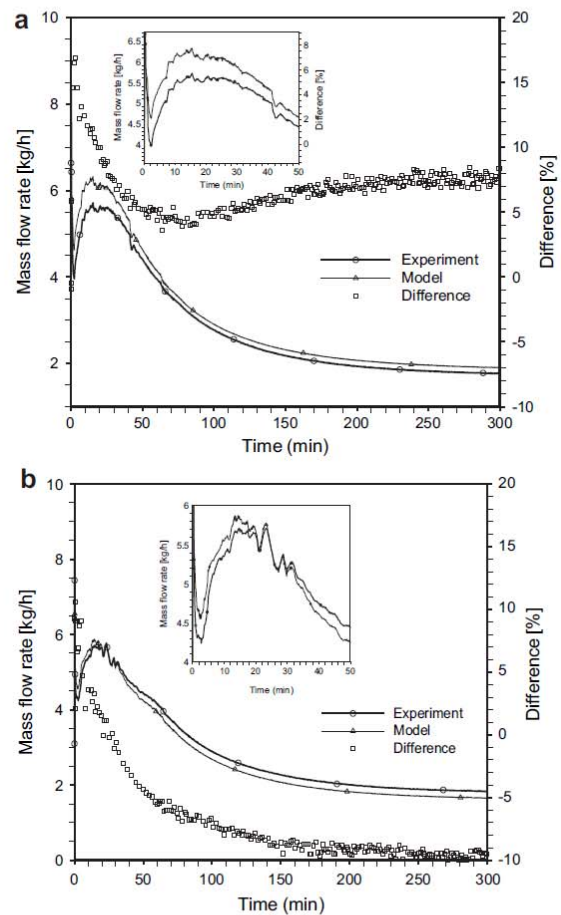


Fig. 5. Comparison of the measured and computed mass flow rate for the start-up test. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

minimum values of mass flow and power found within an established range of evaporating and condensing temperatures should be used in the calibration. Note that the maximum and the minimum mass flow rate take place at the lowest and the highest pressure ratio, respectively.

According to Eq. (7), the highest and the lowest measured compressor powers occur at the maximum and minimum isentropic powers, respectively. The product of Eqs. (1) and (4) can be used to identify the maximum and minimum values of isentropic power within an established range of evaporating and condensing temperatures. The analysis of Eqs. (1) and (4) shows the isentropic power is either zero at zero mass flow rate (the highest pressure ratio) or zero compressor work (pressure ratio equal to zero). Therefore, the minimum power can either take place at the lowest or at the highest pressure ratio within the established range of evaporating and condensing temperatures. On the other hand, the maximum isentropic power usually occurs at the highest evaporating pressure combined to the highest condensing pressures. In order to assure a good fit for both mass flow and power, four conditions are suggested for the calibration: the four combinations of minimum and maximum evaporating and condensing temperatures of the established range.

Other compressors

As the required data for the curve fitting are those available in manufacturer catalogs, the current model can be easily applied to other compressors. Curve fitting was conducted for nine EMBRACO [25] and twelve TECUMSEH [26] compressors. Their capacities range from 70 to 400 W and they employ three types of refrigerants: eleven use R134a, eight R600a and the other two R404a. Those tests were performed in different conditions, depending on the compressor type. In general, the evaporating temperatures range from -40 to -10 °C and the condensing temperatures, from 35 to 65 °C. The shell temperatures are not available at the catalog in order to evaluate the gas specific volume. As discussed in Section 4.1, the temperature chosen for the evaluation of the specific volume does not affect significantly the curve fitting and therefore, the ambient temperature is used instead. Besides, the compressor clearance fractions were also not available and consequently, they were estimated. A sensitivity analysis conducted for all compressors showed that the lower the clearance fraction the higher the coefficient of determination of the fitted curves. Thus, the largest coefficients of determination were obtained for the clearance fractions equal to zero. That means the ideal volumetric efficiency is

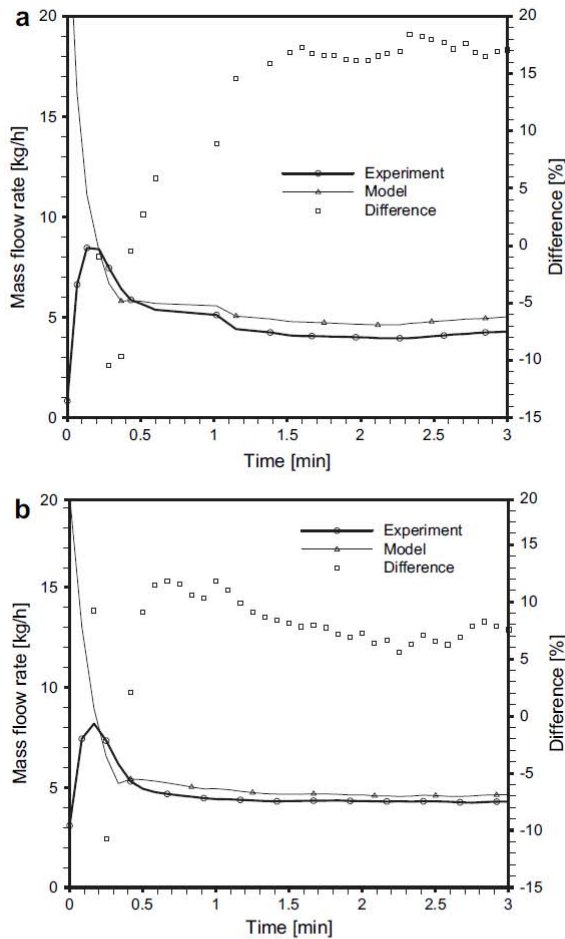


Fig. 6. Comparison of the measured and computed mass flow rate during the first 3 min of test of Fig. 5. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

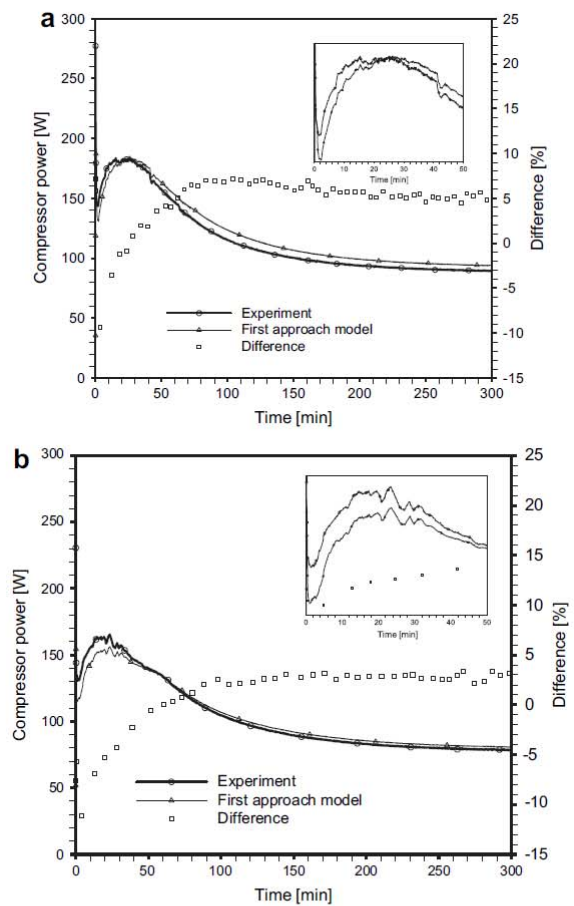


Fig. 7. Comparison of the measured with the calculated compressor power by employing the measured mass flow rate. The start-up test. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

1120

C.O.R. Negrão et al. / Applied Thermal Engineering 31 (2011) 1114–1124

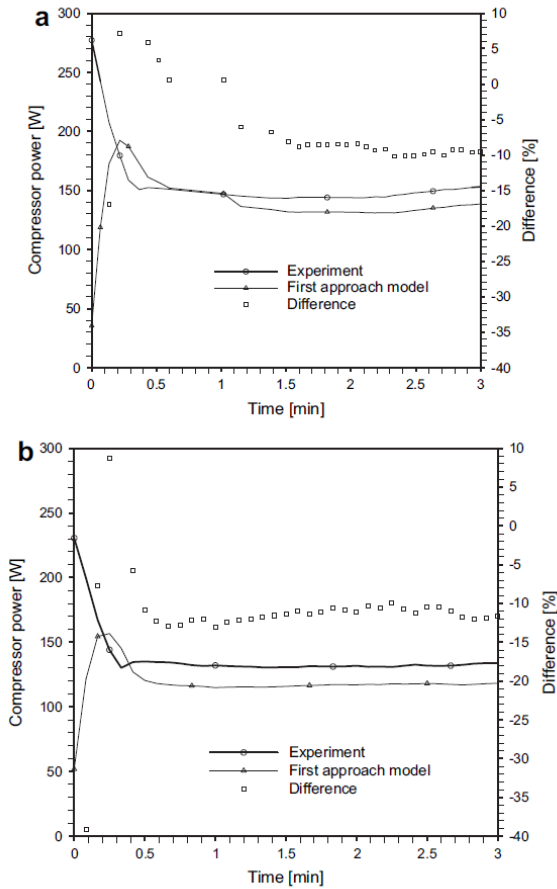


Fig. 8. Comparison of the measured with the calculated compressor power by employing the measured mass flow rate. The first 3 min of Fig. 7.

equal to one and that Eq. (6) is a correlation for the actual volumetric efficiency. Table 5 shows the calibration data for all 21 compressors.

Figs. 3 and 4 compare, respectively, the measured mass flow rate and compressor power to their computed counterpart for such compressors. 363 points were used in the comparisons of Figs. 3 and 4. 91% of the points of Fig. 3 lie under the $\pm 10\%$ error bars in which 77% are under $\pm 5\%$ differences. In Fig. 4, on the other hand, 83% of the points are under $\pm 5\%$ error bars and only 14% are above the $\pm 10\%$ differences.

5. Model validation

In order to validate the model, two types of transient experimental tests were carried out in a 300 L vertical freezer: thermal cycling and start-up tests¹. The freezer was tested with both compressors X and Y at ambient temperature of 32 °C. The characteristics of the refrigeration system are described in Table 6. Two pressure transducers were installed at the compressor suction and

discharge lines. In order to measure temperatures, T type thermocouples were placed at the compressor shell and at the suction and discharge lines. The suction line thermocouple was located 100 mm away from the compressor shell and the discharge line one, 150 mm away. A Coriolis flowmeter was installed at the compressor discharge line and was thermally isolated from the ambient. To check the influence of the flowmeter on the system performance, the freezer was tested without and with it. A reduction on the condenser-superheating region was observed, which did not affect significantly the system performance as a whole.

The compressor electric power was measured by a wattmeter. A data acquisition system was used and all variables were recorded every 4 s. The instruments uncertainties are shown in Table 7.

Comparisons of measured and computed values of mass flow rate and compressor power were conducted for both compressors X and Y. The computed variables were based on measured boundary conditions such as, suction and discharge pressures and compressor shell temperature. Because these boundary conditions present measuring uncertainties, the computed values are not exact. Therefore, the uncertainties of the calculated mass flow rate and compressor power can be evaluated according to [27]:

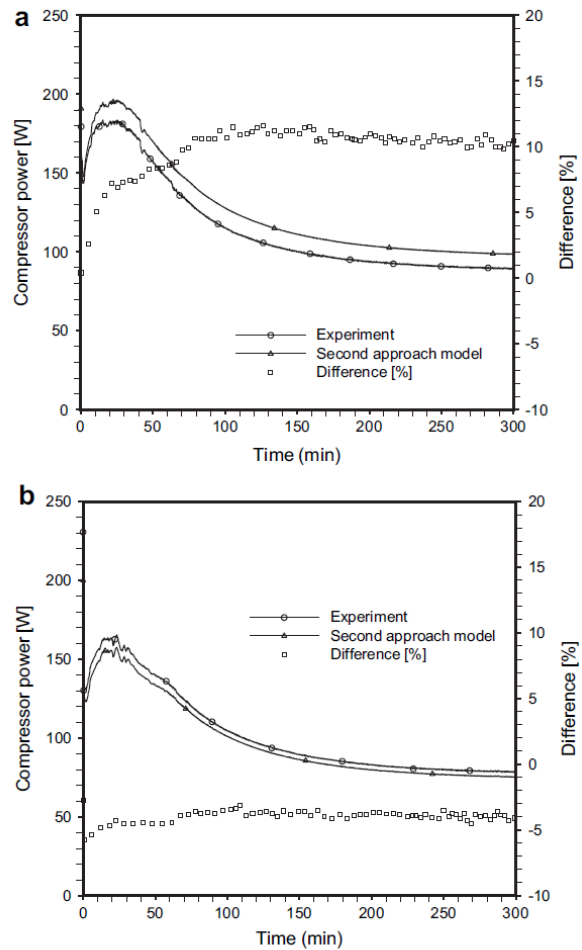


Fig. 9. Comparison of the measured with the calculated compressor power by employing the computed mass flow rate. The start-up test. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

¹ The tests were carried out at the facilities of the POLO Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics at the Federal University of Santa Catarina, Brazil.

$$\Delta Z = \pm \sqrt{(\Delta Z|_{T_{sh}})^2 + (\Delta Z|_{p_c})^2 + (\Delta Z|_{p_e})^2} \quad (8)$$

where ΔZ is the uncertainty of mass flow rate (Eq. (6)) or compressor power (Eq. (7)). $\Delta Z|_{T_{sh}}$, $\Delta Z|_{p_c}$ and $\Delta Z|_{p_e}$ are changes on mass flow rate or power, caused, respectively, by the uncertainties of shell temperature ΔT_{sh} , suction Δp_c and discharge pressures Δp_e given in Table 7. $\Delta Z|_{T_{sh}}$, $\Delta Z|_{p_c}$ and $\Delta Z|_{p_e}$ are calculated according to:

$$\Delta Z|_{T_{sh}} = Z(T_{sh} + \Delta T_{sh}, p_c, p_e) - Z(T_{sh}, p_c, p_e) \quad (9)$$

$$\Delta Z|_{p_c} = Z(T_{sh}, p_c + \Delta p_c, p_e) - Z(T_{sh}, p_c, p_e) \quad (10)$$

$$\Delta Z|_{p_e} = Z(T_{sh}, p_c, p_e + \Delta p_e) - Z(T_{sh}, p_c, p_e) \quad (12)$$

The maximum deviation of mass flow rate, as calculated by Eq. (8), is 0.07 kg h^{-1} (4.7% of 1.5 kg h^{-1} – the lower measured value of mass flow in the transient tests), which is mainly caused by the suction pressure uncertainty. The deviations produced by the uncertainties of discharge pressure and shell temperature are smaller than one tenth of the ones induced by the suction pressure variations. On the other hand, the maximum deviation of

the compressor power is 3 W (about 3% of lowest measured value). In this case, the uncertainties of suction and discharge pressures have the same importance on the compressor power deviation. The shell temperature (or suction temperature) does not affect the compressor power. Note that the uncertainties of the computed values are much larger than the measured ones (Table 7). Therefore, to decrease the uncertainty of the correlations, the uncertainty of the pressure measurements must be reduced.

Fig. 5 shows comparisons of the measured and computed mass flow rates of both compressors for the start-up test. Not only the results are quite close – most differences lie within 15% error bands – but also the curve shapes are very similar (see the zoom at the upper part of the figure), meaning the quasi-steady state hypothesis is adequate. Fig. 6 shows the first 3 min of the results of Fig. 5. Although measured and computed values show different trends in the first 3 points, the model represents quite well the mass flow rate. However, one would expect the model behavior to be closer to the physics as the mass flow rate should reach its maximum value at the compressor start-up, as a consequence of the highest volumetric efficiency (equal to one) and the low specific volume at the suction port. As the pressure ratio grows, the specific volume increases and the volumetric efficiency decreases, causing a monotonic reduction of the mass flow rate, as predicted

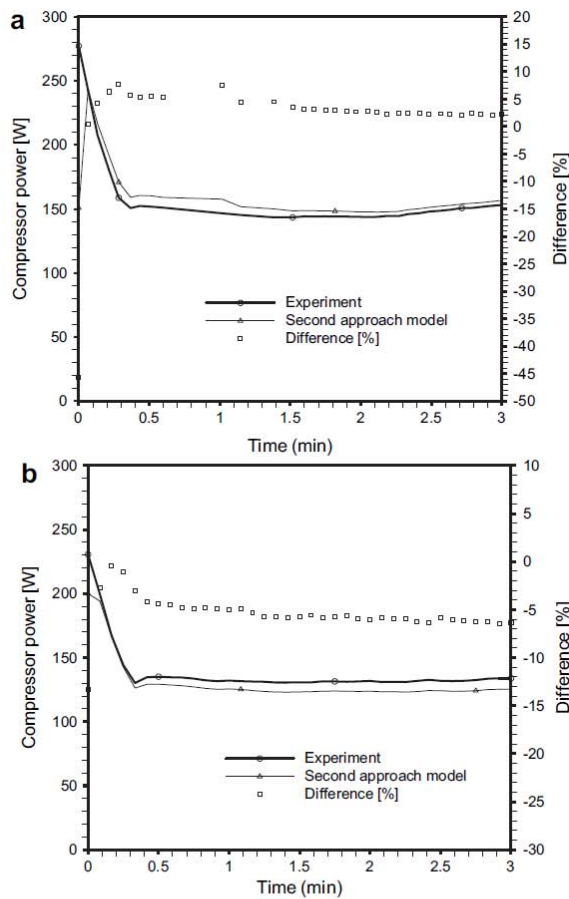


Fig. 10. Comparison of the measured with the calculated compressor power by employing the computed mass flow rate. The first 3 min of Fig. 9. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

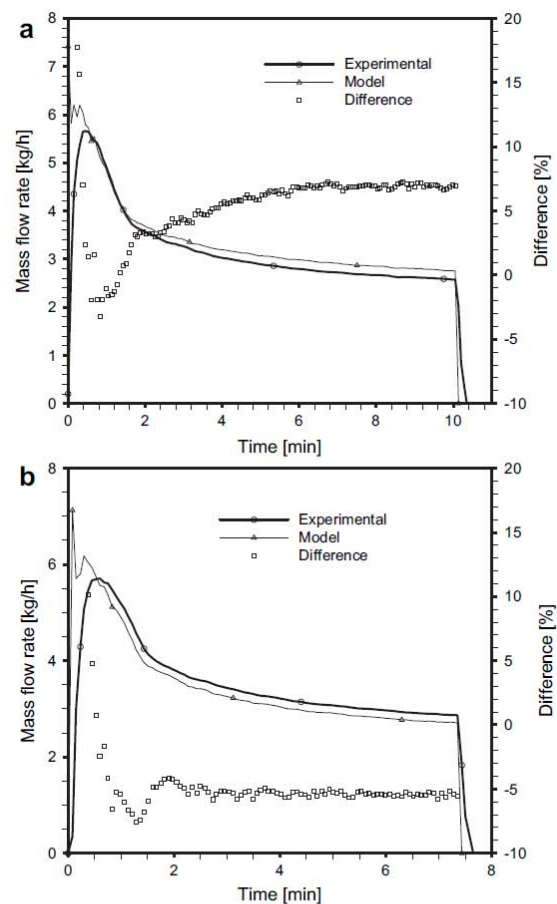


Fig. 11. Comparison of the measured with the calculated mass flow rate for the cycling test. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

by Eq. (6). One could argue that the measured mass flow rate peak is due to the compressor rotor inertia. Nevertheless, the necessary time to reach the steady-state rotation is only a fraction of a second and consequently, the 4 s data acquisition period is not fast enough to pick up such start-up peak. Therefore, the initial behavior of the measured mass flow rate seems incorrect. This must be caused by the low response time of the Coriolis flowmeter.

Two approaches were adopted to verify the compressor power model (Eq. (7)). Firstly, the compressor power is evaluated by employing the measured mass flow rate and secondly, by using the computed mass flow rate. A comparison of the measured with the first approach computed power is presented in Fig. 7. The curves are very similar to each other with the discrepancies within $\pm 15\%$ for both compressors.

The first 3 min of the results of Fig. 7 are shown in Fig. 8. The largest value of the compressor power must take place at the start-up in order to overcome the rotor inertia. Besides, due to the reduction of the mass flow rate, despite the slight increase of the compressor work, the power should decrease after the start-up, as observed in the measured curves of Fig. 8. As the calculated power is based on the measured values of the mass flow rate, its peak is a result of the curve shape shown in Fig. 6. Note that the measured

curves of compressor power and mass flow rate are not exactly in phase because the power depends not only on the mass flow rate but also on the compressor work.

The second approach, which employs the computed mass flow rate on the calculation of the compressor power, is now used to compare the measured and the computed power values (see Fig. 9). In comparison to Fig. 7, the curves are again very similar though the computed values have different magnitudes: the steady-state differences have changed from 5% to $+10\%$ for compressor X and from 3% to -5% for compressor Y. Fig. 10 shows the first 3 min of the results of Fig. 9. One can see the measured and computed curves are in better agreement than they were in Fig. 8, indicating once more the transient measurement of the mass flow is not accurate.

The same comparison was also performed for the cycling experiments. The on-off cycles take place approximately every 21.5 min for compressor X (10.1 min running) and every 16.4 min (7.5 min running) for compressor Y. As the cycles are approximately of the same duration, only one of them was chosen for the analysis. Fig. 11 compares the measured and computed mass flow rates, during the “on” period. Note that the compressors are switched on at time zero and off after 10.1 and 7.5 min, respectively. Although the differences are quite high soon after the compressor start-up, these

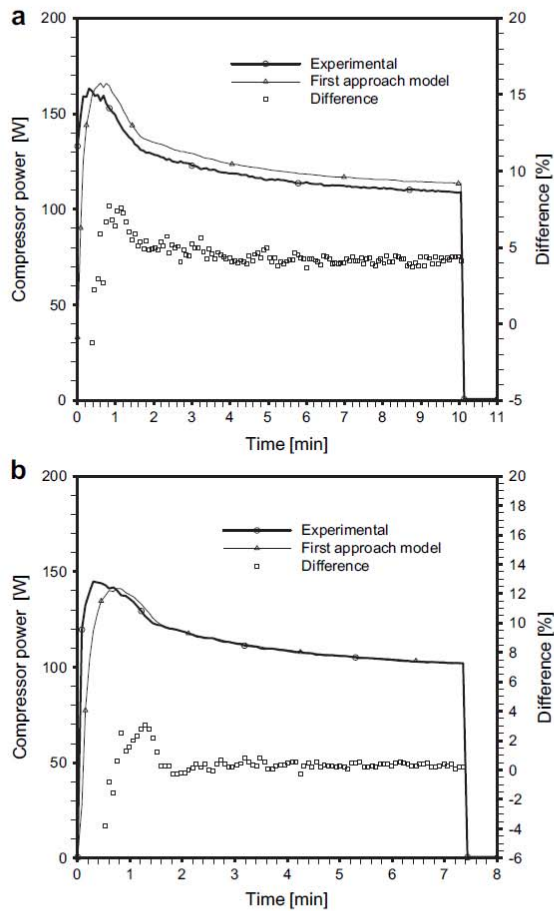


Fig. 12. Comparison of the measured with the calculated power based on the measured values of mass flow rate for the cycling test. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

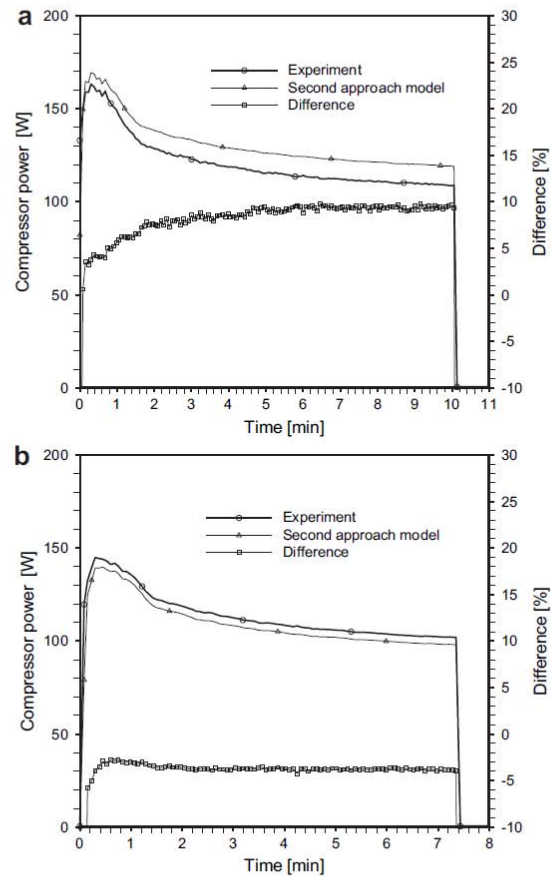


Fig. 13. Comparison of the measured with the calculated power based on the computed values of mass flow rate for the cycling test. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

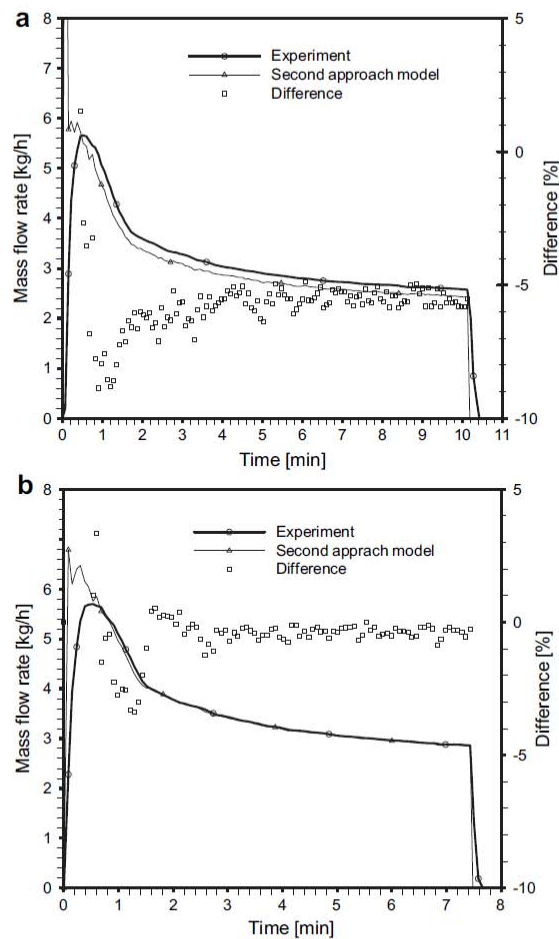


Fig. 14. Comparison of the measured and the calculated mass flow rate based on the measured compressor power for the start-up test. (a) Compressor X and (b) compressor Y.

differences reduce considerably and stabilize at approximately 7% for compressor X and -5% for compressor Y. After the peak observed in the measured values, the curves agree quite well and the differences are even smaller than those observed in the start-up test. Note that the slope change at about 1.5 min is observed in both measured and calculated curves, for both compressors.

As before, the power is either based on the measured or computed values of mass flow rate. Fig. 12 presents the measured power and its computed counterpart based on the measured mass flow rate. Despite the time shift, the measured and calculated curves are very similar to each other. The calculated curves are delayed in comparison to the measured ones; the maximum calculated powers take place a few seconds after the measured values. The time shift makes the differences of measured and computed curves quite high at the start-up. As soon as the curves get in phase, the differences reduce significantly, reaching 4% for compressor X and becoming almost unnoticeable for compressor Y.

The power was again computed by employing the calculated mass flow rate and compared to the measured figures (see Fig. 13). Regarding their shapes, the measured and computed curves are very similar to each other, as the time shift has completely

disappeared. Although the differences dropped soon after the start-up they increased after the power peak in comparison to those in Fig. 12.

Usually the mass flow rate is not measured during the tests of domestic refrigeration systems. As the compressor power is always measured, the mass flow rate can be alternatively computed by employing Eq. (7). Besides, Eq. (7) has shown a better curve fitting than Eq. (6) for almost all cases; the coefficients of determination for Eq. (6) were smaller than they were for Eq. (7). Fig. 14 compares the measured mass flow rate to the one computed by Eq. (7). Note that the isentropic compressor work was based on the measured values of suction and discharge pressures and also on the shell temperature. Not only the curve shapes of Figs. 11 and 14 are quite similar but also the differences on Fig. 14 are smaller than those found in Fig. 11.

Concluding remarks

In the current work, a semi-empirical model to predict the transient mass flow rate and the power of domestic refrigeration compressors was presented. The model was based on thermodynamic equations and they were fitted to thirteen calorimeter test data sets of two compressors. The analysis showed that the actual-to-ideal volumetric efficiency ratio is linearly dependent on the discharge-to-suction pressure ratio and that the compressor power is a linear function of the product of mass flow rate and compressor isentropic work. These linear correlations require only two calorimeter data sets to be fitted.

Data fitting was also conducted for other 21 compressors whose data were obtained directly from the catalog of two manufacturers. 363 data sets were employed on the fitting. The comparison of the catalog values to the model results showed that 77% and 83% of the mass flow rate and compressor power differences were within the error bands of $\pm 5\%$, respectively.

Two types of transient experiments were used to validate the current model: the start-up and the cycling tests. Despite a delay between the measured and computed mass flow rates, at the beginning of the tests, the results agreed quite well. Excluding the first five measuring points, the differences were within -4% to $+18\%$ for the compressor X and -10% to $+12\%$ for compressor Y in the transient period. In steady-state, the observed differences for compressors X and Y were 8% and -10% , respectively. The delay, however, might be related to the Coriolis flowmeter response time.

In order to compare the computed and measured compressor powers, two different approaches were employed to calculate the power: the first based on the measured and the second, on the computed mass flow rate. In the first approach, the measured and computed curves are quite similar but there is a time shift between them, probably related to the measurement of the mass flow rate. With exception to the first 3 measuring points, all differences are within -9% to 12% and -13% to 12% for compressors X and Y, respectively.

Not only the measured values of mass flow rate and compressor power were liable to uncertainties but also their computed counterparts, as they were based on measured values of pressure and temperature. The uncertainties of the computed values were estimated to be much larger than the measured ones. Therefore, most of the differences found in the comparisons can be attributed to the computed value uncertainties, which can only be decreased if the pressure transducers uncertainties (mainly the suction pressure) are reduced.

Considering the good agreement with experimental values, one concludes that the proposed semi-empirical model can be applied to dynamic simulations of reciprocating compressors. Therefore, the process can be considered quasi-steady because the pressure

changes affect quite instantly the mass flow and the compressor power. The model can be used to dynamic evaluations of the whole refrigeration system performance.

In refrigeration systems' tests, the compressor electric power is usually measured but not the mass flow rate. Therefore, the mass flow rate can be obtained from the power correlation. This estimation can be quite accurate, as it is better fitted to calorimeter tests than the mass flow correlation. Consequently, the dynamic system capacity can be continuously computed based on the compressor measured electric power.

Acknowledgements

The authors acknowledge the financial support of EMBRACO and CNPq (PIBIC – Program) and also thank POLO Laboratories that carried out the experimental tests with the refrigerator.

References

- [1] Eletrobras Annual Report (2008). www.eletronbras.com.br in portuguese.
- [2] A.R.I. Standard 540-99, Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1999.
- [3] ASHRAE/ANSI Standard 23-1993, Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors and Condensing Units. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, 1993.
- [4] P. Popovic, H.N. Shapiro, A semi-empirical method for modelling a reciprocating compressor in refrigeration systems, *ASHRAE Transactions* 101 (2) (1995) 367–382.
- [5] D.I. Jähnig, D.T. Reindl, S.A. Klein, A semi-empirical method for representing domestic refrigerator/freezer compressor calorimeter test data, *ASHRAE Transactions* 106 (2000) 122–130.
- [6] M.H. Kim, C.W. Bullard, Thermal performance analysis of small hermetic refrigeration and air-conditioning compressors, *JSME International Journal, Series B* 45 (4) (2002) 857–864.
- [7] E. Winandy, C.O. Saavedra, J. Lebrun, Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor, *International Journal of Thermal Sciences* 41 (2002) 183–192.
- [8] C.J.L. Hermes, C. Melo, How to get the most out from a reciprocating compressor semi-empirical model using a minimum data set, in: Proceedings of the International Conference on Compressors and Coolants, Papiernicka, Slovak Republic (2006).
- [9] E. Navarro, E. Granryd, J.F. Urchueguía, J.M. Corberán, A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1254–1265.
- [10] E. Navarro, J.F. Urchueguía, J.M. Corberán, E. Granryd, Performance analysis of a series of hermetic reciprocating compressors working with R290 (propane) and R407C, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1244–1253.
- [11] M.E. Duprez, E. Dumont, M. Frère, Modelling of reciprocating and scroll compressors, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 873–886.
- [12] R. Dufour, J. Der Hagopian, J. Lalanne, Transient and steady state dynamic behaviour of single cylinder compressors: prediction and experiments, *Journal of Sound and Vibration* 181 (1) (1995) 23–41.
- [13] M.N. Srinivas, C. Padmanabhan, Computationally efficient model for refrigeration compressor gas dynamics, *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 1083–1092.
- [14] G.A. Longo, A. Gasparella, Unsteady state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 681–689.
- [15] M. Elhaj, F. Gu, A.D. Ball, A. Albarbar, M. Al-Qattan, A. Naid, Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring, *Mechanical Systems and Signal Processing* 22 (2008) 374–389.
- [16] O. Yaşar, M. Koçuş, Computational modeling of hermetic reciprocating compressors, *International Journal of High Performance Computing Applications* 21 (1) (2007) 30–41.
- [17] E.L.L. Pereira, C.J. Deschamps, F.A. Ribas Jr., Performance analysis of reciprocating compressors through computational fluid dynamics, *Journal of Process Mechanical Engineering* 222 (4) (2008) 183–192.
- [18] R.N.N. Koury, M. Machado, K.A.R. Ismail, Numerical simulation of a variable speed refrigeration system, *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 192–200.
- [19] G. Ding, C. Zhang, Z. Lu, Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator–freezer and its application Part I: component models, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 1513–1524.
- [20] Z. Lu, G. Ding, C. Zhang, Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator–freezer and its application Part II: system simulation and application, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 1525–1533.
- [21] C.J.L. Hermes, C. Melo, A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators, *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 1341–1357.
- [22] Z. Lei, M. Zaheeruddin, Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 2258–2271.
- [23] S. Porkhial, B. Khastoo, M.R. Modarres Razavi, Transient characteristic of reciprocating compressors in household refrigerators, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1391–1402.
- [24] W.B. Gosney, *Principles of Refrigeration*. Cambridge University Press, 2002.
- [25] Embraco, *Embraco Catalog* (2009). www.embraco.com.br.
- [26] TECUMSEH, *Tecumseh Catalog* (2009). www.tecumseh.com.br.
- [27] R.J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental results, *Experimental Thermal and Fluid Science* 1 (1) (1988) 3–17.