



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO PEDRO OLIVEIRA FREITAS

**UM MODELO EM LINGUAGEM MODELICA PARA ANÁLISE  
TÉRMICA DE COMPRESSORES RECÍPROCOS**

FLORIANÓPOLIS

2023

JOÃO PEDRO OLIVEIRA FREITAS

**UM MODELO EM LINGUAGEM MODELICA PARA ANÁLISE  
TÉRMICA DE COMPRESSORES RECÍPROCOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador:

Prof. César José Deschamps, Ph.D.

Florianópolis

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

FREITAS, João Pedro Oliveira

Um Modelo Em Linguagem Modelica Para Análise Térmica De  
Compressores Recíprocos / João Pedro Oliveira FREITAS ;  
orientador, César José Deschamps, 2023.

79 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Compressores. 3. Modelica. 4.  
Gerenciamento térmico. 5. Modelagem numérica. I.  
Deschamps, César José. II. Universidade Federal de Santa  
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.  
III. Título.

João Pedro Oliveira Freitas

**UM MODELO EM LINGUAGEM MODELICA PARA ANÁLISE TÉRMICA DE  
COMPRESSORES RECÍPROCOS**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

**Prof. César José Deschamps, Ph.D. (Presidente/Orientador)**

Presidente - UFSC

**Prof. Saulo Güths, Dr.**

UFSC

**Prof. Thiago Dutra, Dr. Eng.**

UFSC – Campus Joinville

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

---

**Prof. Henrique Simas, Dr.**

Coordenador do Programa

---

**Prof. César José Deschamps, Ph.D.**

Presidente

Florianópolis, 30 de Outubro de 2023

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais Goreti e Antônio e a minha irmã Regina, pelo suporte e apoio;

À Larissa, pelo amor, companheirismo e apoio durante essa jornada;

Ao professor César J. Deschamps, pelos conhecimentos compartilhados, oportunidades e orientação;

À banca examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos docentes do Departamento de Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos;

Ao POLO e todos os seus colaboradores, essenciais para a realização deste trabalho;

Ao CNPq, à EMBRAPPII e ao CAPES, pelo suporte financeiro.

“The wonder is, not that the field of stars is  
so vast, but that man has measured it.”

(Anatole France)

## RESUMO

Compressores alternativos herméticos são amplamente utilizados em várias aplicações, especialmente em sistemas de refrigeração doméstica. O estudo das trocas térmicas entre os componentes desses compressores é fundamental para identificar possíveis causas de ineficiência e desenvolver novas tecnologias para o aumento de suas eficiências. Simulações numéricas são ferramentas frequentemente utilizadas para realizar esse tipo de análise de forma rápida e eficiente, reduzindo o tempo necessário para o projeto de compressores de alta eficiência. No entanto, o desenvolvimento desses modelos pode ser complexo, com a necessidade de implementar algoritmos de solução complicados. A presente dissertação descreve a implementação de uma biblioteca usando a linguagem Modelica com o objetivo de facilitar o desenvolvimento de modelos de simulação térmica de compressores. A biblioteca inclui os principais elementos necessários para construir modelos e simular as trocas de calor entre os componentes de compressores. No desenvolvimento da biblioteca térmica foram utilizadas a biblioteca padrão Modelica, a biblioteca ExternalMedia, responsável pelo cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes, e a biblioteca Design disponível no ambiente de simulações Dymola para a calibração dos modelos elaborados. A biblioteca foi adotada para o desenvolvimento de dois modelos de simulação térmica, um detalhado e um simplificado. O modelo detalhado é adequado para análise do desempenho termodinâmico de compressores e o modelo simplificado permite avaliar a temperatura do motor para fins de proteção térmica. Os modelos foram calibrados e validados com dados experimentais obtidos da literatura e de medições realizadas no presente estudo. Verificou-se que ambos os modelos permitem prever com acurácia satisfatória as temperaturas do compressor em diferentes condições de operação, tais como velocidade e temperaturas de evaporação e de condensação. A calibração do modelo detalhado, realizado com um conjunto de dados que inclui medições de temperatura em cada velocidade de operação, apresentou desvios máximos de 8,9 °C. Já o modelo simplificado, calibrado em duas condições de operação do compressor em velocidades diferentes, demonstrou resultados com um desvio máximo de 10,7 °C.

**Palavras-chave:** Compressor alternativo, Gerenciamento térmico, Modelica.

## ABSTRACT

Hermetic reciprocating compressors are widely used in various applications, especially in household refrigeration systems. The study of heat transfer between the components of these compressors is crucial to identify inefficiencies and develop new technologies aimed at increasing their efficiency. Numerical simulations are frequently used to carry out this type of analysis quickly and effectively, reducing the time required for the design of high-efficiency compressors. However, the development of these models can be complex, often requiring the implementation of cumbersome solution algorithms. This dissertation describes the implementation of a library using the Modelica language to simplify the development of thermal simulation models for compressors. The library includes the main elements necessary to build models and simulate heat transfer between compressor components. In the development of the thermal library, the Modelica standard library was used, as well as the ExternalMedia library, responsible for calculating the thermodynamic properties of refrigerant fluids, and the Design library available in the Dymola simulation environment for model calibration. The library was adopted to develop two thermal simulation models, a detailed one and a simplified one. The detailed model is suitable for analyzing the thermodynamic performance of compressors, while the simplified model predicts the motor temperature for thermal protection purposes. The results of the models were calibrated and validated through comparisons with experimental data from the literature and measurements made in the present study. It was found that both models accurately predict the compressor temperatures under different operating conditions, such as motor speed and evaporating and condensing temperatures. The calibration of the detailed model, carried out with a dataset that includes temperature measurements at each operating speed, showed maximum deviations of 8.9 °C. On the other hand, the simplified model, calibrated under two different compressor operating conditions at different speeds, exhibited results with a maximum deviation of 10.7 °C.

**Keywords:** Reciprocating compressor, Thermal management, Modelica.



## Lista de Figuras

Figura 1.1 - Representação esquemática da câmara de compressão de um compressor alternativo. Reproduzido de Dutra (2016).....	16
Figura 1.2 - Diagrama P-V de um compressor alternativo ideal. ....	16
Figura 3.1 - Exemplo de geometria de compressor. Adaptado de Diniz (2018). ....	31
Figura 3.2 - Volume de controle genérico para os sistemas de sucção e descarga. ....	31
Figura 3.3 - Volume de controle para a câmara de compressão.....	32
Figura 3.4 - Volume de controle para o motor elétrico. ....	33
Figura 3.5 - Compressor alternativo hermético com um corte na carcaça. ....	34
Figura 3.6 - Volumes de controle para avaliar o efeito da mistura com fluido do ambiente interno.....	35
Figura 3.7 - Interface gráfica da ferramenta de calibração.....	38
Figura 3.8 - Dados experimentais organizados na tabela. ....	39
Figura 3.9 - Gráfico gerado no final do processo de calibração.....	40
Figura 3.10- Fluxograma dos procedimentos de calibração e execução do modelo térmico...	41
Figura 4.1- Diagrama p-h do ciclo de refrigeração e de bancada quente. ....	43
Figura 4.2 - Compressor com carcaça flangeada.....	45
Figura 4.3 - Termopares instalados em componentes do compressor. ....	46
Figura 4.4 - Temperaturas da câmara de sucção ( $T_{sc}$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ). ....	48
Figura 4.5 - Temperaturas do ambiente interno ( $T_{ie}$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ). ....	49
Figura 4.6 - Temperaturas do motor ( $T_m$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ). ....	49
Figura 4.7 - Temperaturas do passador de descarga ( $T_{pd}$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ). ....	49
Figura 4.8 - Temperaturas do óleo ( $T_{oil}$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ). ....	50
Figura 4.9 - Potência elétrica consumida pelo motor ( $W$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ). ....	50
Figura 4.10 - Vazão mássica ( $m$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ) .....	50
Figura 5.1 - Esquema do modelo de compressor adotado no Dymola para calibração com dados de Dutra (2008). Adaptado de Dutra (2016) .....	52

Figura 5.2 - Diagrama do modelo de compressor desenvolvido para calibração com o emprego dos dados de Dutra (2008).....	52
Figura 5.3 - Diagrama do modelo de compressor desenvolvido para calibração com dados próprios.....	56
Figura 5.4 - Faixas de erro para a calibração P1. ....	60
Figura 5.5 - Condutâncias resultantes (UA) da calibração P2 em função da vazão mássica (m). .....	61
Figura 5.6 - Faixas de erro para a calibração P2. ....	61
Figura 5.7 - Condutâncias resultantes (UA) da calibração P3 em função da vazão mássica (m). .....	62
Figura 5.8 - Faixas de erro para a calibração P3. ....	62
Figura 5.9 - Condutâncias resultantes (UA) da calibração P4 em função da vazão mássica (m). .....	63
Figura 5.10 - Faixas de erro para a calibração P4. ....	63
Figura 5.11 - Faixas de erro para a calibração S1. ....	65
Figura 5.12 - Faixa de erros para calibração S2. ....	67
Figura 5.13 - Faixa de erros para calibração S3. ....	68

## Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Portas da biblioteca padrão Modelica utilizadas nesse trabalho .....	37
Tabela 4.1 - Condições experimentais.....	47
Tabela 5.1 - Condições experimentais utilizadas em Dutra (2008).....	53
Tabela 5.2 - Medições de temperaturas de Dutra (2008). .....	53
Tabela 5.3 - Condutâncias térmicas obtidas para a calibração D1. ....	54
Tabela 5.4 - Resultados obtidos para calibração D1. ....	54
Tabela 5.5 - Condutâncias resultantes da calibração D2. ....	55
Tabela 5.6 - Resultados obtidos para calibração D2. ....	55
Tabela 5.7 - Condutâncias resultantes da calibração D3. ....	55
Tabela 5.8 - Resultados obtidos para calibração D3. ....	56
Tabela 5.9 - Condutâncias resultantes da calibração C1. ....	57
Tabela 5.10 - Parâmetros $k_1$ e $k_2$ calibrados na calibração P2. ....	59
Tabela 5.11 - Parâmetros $k_1$ e $k_2$ calibrados na calibração P3. ....	60
Tabela 5.12 - Parâmetros $k_1$ e $k_2$ calibrados na calibração P4. ....	60
Tabela 5.13 - Erros ( $\epsilon$ ) obtidos na calibração S1.....	65
Tabela 5.14 - Condutâncias térmicas resultantes da calibração S2. ....	66
Tabela 5.15 - Erros ( $\epsilon$ ) obtidos na calibração S2.....	66
Tabela 5.16 - Condutâncias térmicas resultantes da calibração S3. ....	67
Tabela 5.17 - Erros ( $\epsilon$ ) obtidos na calibração S3.....	68
Tabela 5.18 - Parâmetros $k_1$ e $k_2$ calibrados em S1, S2 e S3.....	68
Tabela A.1 - Erros obtidos na calibração P1. ....	76
Tabela A.2 - Erros obtidos na calibração P2. ....	77
Tabela A.3 - Erros obtidos na calibração P3. ....	78
Tabela A.4 - Erros obtidos na calibração P4. ....	79

## Lista de símbolos e abreviaturas

### Alfabeto latino

f	Frequência	[Hz]
D	Calibrações do modelo com dados de Dutra (2008)	
h	entalpia específica ou coeficiente de troca térmica	[kJ/kg] ou [W/m <sup>2</sup> ·K]
k	Condutividade térmica	[W/m·K]
k <sub>1</sub> , k <sub>2</sub>	Parâmetros da condutância térmica	[-]
L	Comprimento característico	[m]
$\dot{m}$	vazão mássica	[kg/s]
Nu	Número de Nusselt	[-]
p	Pressão	[Pa]
P	Calibrações do modelo com dados próprios	[-]
q	Fração de potência rejeitada como calor na câmara de compressão	[W]
$\dot{Q}$	Fluxo de calor	[W]
Re	Número de Reynolds	[-]
S	Calibrações do modelo simplificado	[-]
T <sub>amb</sub>	Temperatura ambiente	[°C]
T <sub>cond</sub>	Temperatura de condensação	[°C]
T <sub>dc</sub>	Temperatura da câmara de descarga	[°C]
T <sub>dm</sub>	Temperatura do filtro de descarga	[°C]
T <sub>evap</sub>	Temperatura de evaporação	[°C]
T <sub>m</sub>	Temperatura do motor	[°C]
T <sub>oil</sub>	Temperatura do óleo	[°C]
T <sub>pd</sub>	Temperatura do passador de descarga	[°C]
T <sub>sc</sub>	Temperatura da câmara de sucção	[°C]
T <sub>shell</sub>	Temperatura da carcaça	[°C]
T <sub>sm</sub>	Temperatura do filtro de sucção	[°C]
T <sub>w</sub>	Temperatura da parede do cilindro de compressão	[°C]
UA	Condutância térmica	[W/K]

$UA_{dc,w}$	Condutância entre a câmara de descarga e a parede do cilindro	[W/K]
$UA_{dm,ie}$	Condutância entre o filtro de descarga e o ambiente interno	[W/K]
$UA_{dt,ie}$	Condutância entre o tubo de descarga e o ambiente interno	[W/K]
$UA_{ie,shell}$	Condutância entre o ambiente interno e a carcaça	[W/K]
$UA_{ie,sm}$	Condutância entre o filtro de sucção e o ambiente interno	[W/K]
$UA_{m,ie}$	Condutância entre o motor e o ambiente interno	[W/K]
$UA_{shell,amb}$	Condutância entre a carcaça e o ambiente externo	[W/K]
$UA_{w,ie}$	Condutância entre o cilindro de compressão e o ambiente interno	[W/K]
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]
$W$	Trabalho	[J]
$\dot{W}$	Potência	[W]

### Alfabeto grego

$\varepsilon$	Erro	[°C]
$\eta_m$	Eficiência do motor elétrico	[-]
$\eta_t$	Eficiência termodinâmica	[-]
$\varphi$	Fator de mistura	[-]

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>14</b>
1.1	Compressor	14
1.2	Confiabilidade de compressores alternativos herméticos	18
1.3	Análise térmica de compressores	19
1.4	Objetivo geral	19
1.5	Objetivos específicos	19
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA</b>	<b>20</b>
2.1	Modelagem térmica de compressores	20
2.2	Aplicações da linguagem Modelica	24
2.3	Síntese da revisão e contribuições deste trabalho	27
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>29</b>
3.1	Modelagem térmica	29
3.1.1	Sistema de sucção e descarga	31
3.1.2	Câmara de compressão	32
3.1.3	Motor elétrico	33
3.1.4	Ambiente interno da carcaça	34
3.1.5	Condições de contorno	36
3.2	Implementação numérica	36
3.3	Procedimento de solução	37
3.3.1	Calibração do modelo	38
3.3.2	Simulação térmica	40
<b>4</b>	<b>BANCADA EXPERIMENTAL</b>	<b>42</b>
4.1	Calorímetro de ciclo quente	42
4.2	Medições e controle dos experimentos	43
4.3	Procedimento experimental	44
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>51</b>
5.1	Modelo térmico detalhado	51
5.1.1	Medições de Dutra (2008)	51
5.1.2	Medições realizadas neste trabalho	56
5.2	Modelo térmico simplificado	64
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>69</b>
6.1	Sugestões para trabalhos futuros	70
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>72</b>
	<b>APÊNDICE A – CÓDIGO-FONTE DO MODELO DE SISTEMA DE SUÇÃO E DESCARGA</b>	<b>74</b>
	<b>APÊNDICE B - ERROS OBTIDOS NAS CALIBRAÇÕES</b>	<b>76</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Refrigeradores são amplamente utilizados em aplicações domésticas, comerciais e industriais. De fato, estima-se que existem cerca de cinco bilhões de sistemas de refrigeração e condicionadores de ar em operação no mundo, sendo o setor de refrigeração responsável por cerca de 20% do consumo de energia elétrica em nível global, podendo dobrar esse consumo até 2050 (IRR, 2019). Em função disso, sistemas de refrigeração são amplamente estudados com o objetivo de aumentar as suas eficiências e, conseqüentemente, reduzir o consumo de energia.

Sistemas de refrigeração comumente empregam o ciclo de compressão de vapor, composto por quatro componentes básicos: compressor, condensador, evaporador e válvula de expansão. O compressor é um componente essencial desse ciclo, sendo responsável por estabelecer, em conjunto com o dispositivo de expansão, a diferença entre as pressões do fluido refrigerante no evaporador e condensador e a vazão mássica requerida pelo sistema. Devido ao processo de compressão, a temperatura do fluido refrigerante aumenta e possibilita a rejeição de calor do condensador para o ambiente externo. Após passar pelo condensador, o fluido refrigerante escoar através do dispositivo de expansão, reduzindo sua pressão e, conseqüentemente, sua temperatura, o que permite a remoção de calor do ambiente a ser refrigerado ao passar pelo evaporador. Após receber calor do ambiente frio, o fluido refrigerante segue para o compressor, reiniciando o ciclo.

### 1.1 Compressor

Os compressores podem ser classificados em dois grandes grupos: (i) compressores de deslocamento positivo e (ii) compressores dinâmicos. Os compressores de deslocamento positivo realizam a compressão por meio da redução do volume do fluido confinado em uma câmara de compressão. Exemplos comuns de compressores de deslocamento positivo incluem os compressores alternativos, de parafuso e de pistão rolante. Já os compressores dinâmicos operam com o aumento da pressão e da velocidade do fluido por meio da ação de um rotor e, em seguida, empregando um difusor para desacelerar ainda mais o escoamento e, assim, obtendo um aumento adicional de pressão. Os compressores dinâmicos podem ser classificados como radiais ou axiais.

Os compressores também podem ser classificados em três tipos: abertos, semi-herméticos e herméticos. Compressores abertos são caracterizados pelo fato de o motor e o compressor

estarem em invólucros separados, conectados por meio de um eixo. Em contraste, os compressores semi-herméticos possuem o motor e o compressor na mesma carcaça, mas a carcaça pode ser aberta para acessar os componentes internos. Já os compressores herméticos têm o motor e o compressor dentro de uma carcaça soldada, não sendo projetados para acesso direto aos componentes internos.

Os compressores alternativos herméticos são compostos por diversos componentes, incluindo passadores de sucção e descarga, filtros de sucção e descarga, câmaras de sucção e descarga, motor elétrico, sistema de bombeamento de óleo, carcaça e câmara de compressão. Os passadores de sucção e descarga têm as funções de admitir o fluido em baixa pressão para o interior do compressor e descarregá-lo em alta pressão na linha de descarga, respectivamente. Os filtros de sucção e descarga ajudam a reduzir as pulsações de pressão no escoamento do fluido geradas por aberturas e fechamentos das válvulas de sucção e descarga, contribuindo assim para a redução do ruído do compressor. As câmaras de sucção e descarga são responsáveis por direcionar o fluido para entrada e saída, respectivamente, do fluido na câmara de compressão. O motor elétrico tem a função de converter energia elétrica em energia mecânica, fornecendo a potência necessária para comprimir o fluido refrigerante. Finalmente, a carcaça atua como invólucro que isola os componentes do ambiente externo.

A câmara de compressão é formada por um cilindro, um pistão e uma placa de válvulas. O movimento do pistão é geralmente fornecido por um mecanismo biela-manivela, que varia o volume no interior do cilindro, como ilustrado na Figura 1.1. Uma válvula separa a câmara de sucção da câmara de compressão, regulando a entrada de fluido na câmara de compressão com base na diferença de pressão entre esses dois volumes. Quando a pressão na câmara de sucção é maior do que na câmara de compressão, a válvula abre devido à força resultante, permitindo que o fluido seja admitido para o interior da câmara de compressão. De maneira similar, entre a câmara de compressão e a câmara de descarga há outra válvula, que permite o escoamento do fluido quando a pressão na câmara de compressão é maior do que a pressão na câmara de descarga. Em resumo, o movimento do pistão e a atuação das válvulas são os responsáveis pela compressão do fluido refrigerante nesse tipo de compressor.

O diagrama pressão-volume ( $p - V$ ) fornece uma representação do ciclo de compressão. A Figura 1.2 ilustra o diagrama  $p - V$  para um compressor ideal. A compressão do fluido é iniciada no ponto morto inferior (PMI), onde o pistão é acionado, reduzindo o volume da câmara e aumentando a pressão do fluido (1-2). Quando a pressão atinge o valor da pressão de condensação, a válvula de descarga se abre, permitindo a passagem do fluido em alta pressão para o sistema de descarga (2-3). Ao alcançar o ponto morto superior (PMS), o sentido do



deslocamento do pistão é invertido, resultando no aumento do volume da câmara e na redução da pressão do fluido (3-4). Quando a pressão alcança a pressão de evaporação, a válvula de sucção se abre, permitindo que o fluido à baixa pressão entre no cilindro (4-1). O ciclo é reiniciado quando o pistão retorna ao PMI, onde a válvula de sucção se fecha. A área delimitada pelas curvas 1-2-3-4-1 representa o trabalho consumido pelo ciclo de compressão ( $W_{ind}$ ). Ao multiplicar essa área pela frequência de operação do compressor, obtêm-se a potência indicada ( $\dot{W}_{ind}$ ).

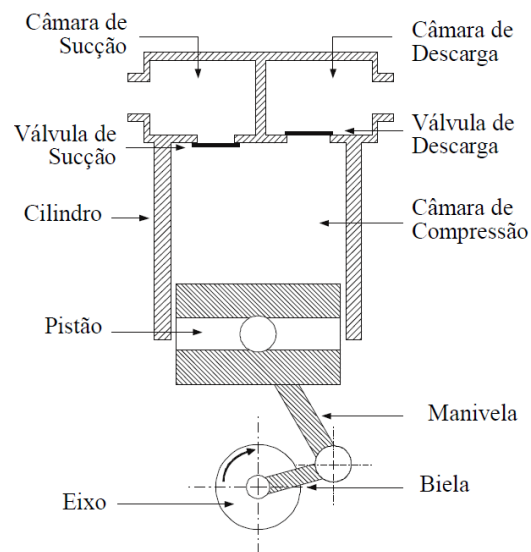


Figura 1.1 - Representação esquemática da câmara de compressão de um compressor alternativo. Reproduzido de Dutra (2016).

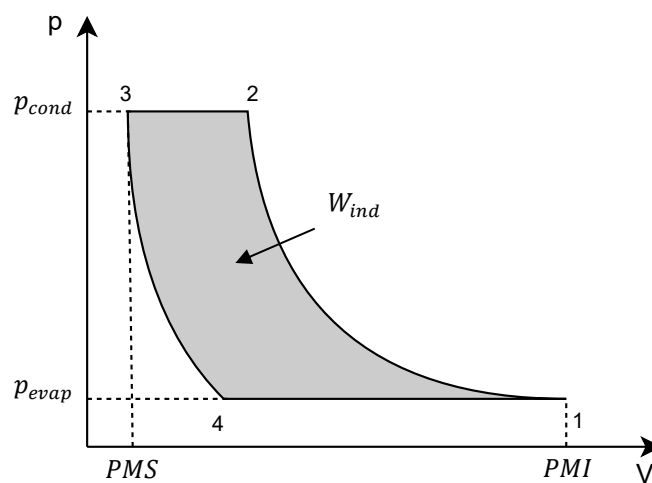


Figura 1.2 - Diagrama P-V de um compressor alternativo ideal.

Na prática, o ciclo de compressão não é ideal devido a várias ineficiências, originadas na conversão de energia elétrica em mecânica, no atrito entre os componentes, por transferência de calor, refluxos em válvulas, vazamentos, entre outras. A determinação dessas ineficiências permite uma análise quantitativa do desempenho do compressor.

As perdas elétricas estão associadas ao motor elétrico e ao sistema de acionamento do compressor. No motor elétrico, essas perdas são causadas principalmente pela resistência elétrica dos fios das bobinas, conhecidas como perdas resistivas, e pelas correntes induzidas no rotor e estator, chamadas de perdas por histerese e perdas por correntes parasitas, as quais são denominadas perdas no ferro. A eficiência elétrica é definida como a relação entre a potência mecânica fornecida pelo motor ( $\dot{W}_{mec}$ ) e a potência elétrica consumida pelo motor ( $\dot{W}_{ele}$ ), conforme mostra a equação (1.1).

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{mec}}{\dot{W}_{ele}} \quad (1.1)$$

A eficiência do ciclo de compressão, também referenciada como eficiência termodinâmica, é afetada por diversas irreversibilidades no ciclo de compressão, tais como vazamentos na folga cilindro-pistão, refluxo nas válvulas, perdas de carga nos sistemas de sucção e descarga e superaquecimento do fluido no sistema de sucção. A eficiência termodinâmica ( $\eta_t$ ) é dada pela razão entre a variação de entalpia no processo ideal ( $\Delta h_s$ ) pela variação no processo real ( $\Delta h_r$ ):

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_r} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{des}^s - h_{suc})}{\dot{m} \cdot (h_{des}^r - h_{suc}) + \dot{Q}_{shell}} \quad (1.2)$$

onde  $\dot{W}_s$  é o trabalho de compressão isentrópico,  $\dot{W}_r$  o trabalho de compressão real,  $\dot{m}$  a vazão mássica,  $h_{des}^s$  é a entalpia do fluido refrigerante na descarga em um processo de compressão isentrópico,  $h_{des}^r$  a entalpia na descarga no processo de compressão real,  $h_{suc}$  a entalpia no início de ambos os processos e  $\dot{Q}_{shell}$  o calor perdido pelo compressor. A eficiência termodinâmica é fortemente afetada pelo superaquecimento do fluido refrigerante no sistema de sucção do compressor. Isso acontece porque, à medida que a temperatura aumenta, o volume específico do fluido também aumenta, resultando em um aumento no trabalho específico de compressão.

A eficiência mecânica, definida pela equação (1.3), corresponde à relação entre a potência transferida ao fluido e a potência mecânica fornecida pelo motor elétrico, sendo afetada por ineficiência originadas pelo atrito em mancais.

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{ind}}{\dot{W}_{mec}} \quad (1.3)$$

De acordo com Ribas et al. (2008), os compressores recíprocos domésticos apresentam uma eficiência elétrica de aproximadamente 87%. Além disso, esses compressores podem atingir uma eficiência mecânica de até 92%. Por outro lado, a eficiência termodinâmica geralmente é menor, variando entre 80 e 83%.

## 1.2 Confiabilidade de compressores alternativos herméticos

Compressores alternativos herméticos são equipamentos que contam com uma variedade de componentes móveis e possuem temperaturas elevadas em seu interior. Além de reduzir a eficiência termodinâmica e aumentar o ruído, essas características podem resultar em uma vida útil reduzida do compressor. No entanto, com a escolha de materiais apropriados, pode-se mitigar alguns desses fatores e reduzir a probabilidade de falhas prematuras.

As válvulas de palheta são os tipos mais comuns de válvulas utilizadas em compressores alternativos. Essas válvulas são formadas por uma fina chapa de metal que fecha os orifícios da câmara de compressão, sendo acionadas apenas pela diferença de pressão entre suas faces. Devido à simplicidade construtiva e ao baixo custo, essas válvulas são a única escolha economicamente viável para compressores alternativos usados em sistemas de refrigeração doméstica. No entanto, esse tipo de válvula é particularmente propenso a falhas devido a vários fatores, destacando-se tensões de impacto contra seu assento e fadiga ocasionada pelo movimento repetitivo de abertura e fechamento. De fato, válvulas palheta são os componentes mais suscetíveis a falhas nesse tipo de compressor.

O motor elétrico também está sujeito a falhas, sendo importante a temperatura que é alcançada em seu interior devido a ineficiências elétricas. Temperaturas elevadas podem resultar na destruição do verniz de isolamento das bobinas, originando curtos-circuitos. Além disso, o aumento da temperatura pode levar a uma redução na eficiência elétrica devido ao aumento da resistência elétrica dos materiais das bobinas, geralmente cobre ou alumínio. Outro

aspecto relevante é a compatibilidade do verniz com o óleo lubrificante e o fluido refrigerante, a fim de evitar danos ao verniz e, conseqüentemente, causando também curtos-circuitos.

### **1.3 Análise térmica de compressores**

Considerando o exposto na seção anterior sobre a confiabilidade de motores, a análise térmica dos componentes internos do compressor é fundamental a fim de identificar ineficiências e possíveis falhas. Essas informações podem ser obtidas através de medições em bancada experimentais ou de simulações com o emprego de modelos numéricos.

O custo de simulações numéricas varia de acordo com o nível de detalhamento e acurácias. Por exemplo, alguns modelos adotam a abordagem de parâmetros concentrados para cada componente do compressor. Esses modelos possuem baixo custo computacional e são relativamente fáceis de implementar. No entanto, a acurácia dos resultados é inferior àquela associada a modelos mais detalhados, além de ser necessário suas calibrações com o auxílio de dados experimentais. Por outro lado, modelos de parâmetros distribuídos discretizam o domínio físico de transferência de calor no sólido e no fluido, possibilitando resultados de maior acurácia. No entanto, esses modelos possuem um custo computacional significativamente maior do que aquele de modelos de parâmetros concentrados.

### **1.4 Objetivo geral**

O objetivo deste trabalho consiste no desenvolvimento de um modelo de parâmetros concentrados para prever a distribuição de temperatura em diferentes componentes de compressores, mas com ênfase no motor.

### **1.5 Objetivos específicos**

A fim de alcançar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos foram definidos:

- Criação de uma biblioteca na linguagem Modelica para a análise térmica de compressores alternativos herméticos, contendo modelos para seus componentes internos.
- Desenvolvimento de um procedimento para calibração de parâmetros do modelo de simulação térmica com base em dados experimentais.
- Validação do modelo de análise térmica para diferentes condições de operação.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

A revisão da literatura concentrou-se em modelos térmicos desenvolvidos para prever as temperaturas dos componentes de compressores recíprocos e em modelos de simulação de compressores que empregam a linguagem Modelica.

### 2.1 Modelagem térmica de compressores

Existem várias abordagens para o desenvolvimento de modelos para prever as temperaturas dos componentes de compressores recíprocos. Modelos de parâmetros concentrados assumem que as propriedades nos volumes de controle são uniformes em cada instante de tempo. Esses modelos são de baixo custo computacional, mas têm limitações no desenvolvimento de novas tecnologias, já que alguns parâmetros da simulação devem ser obtidos experimentalmente ou por calibração. Por outro lado, modelos de parâmetros distribuídos resolvem as equações governantes em uma malha que discretizam a região de interesse, fornecendo maior acurácia nos resultados tanto para a condução de calor no domínio sólido, como por trocas de calor por convecção no domínio fluido, no entanto esses modelos têm um custo computacional bastante elevado.

Todescat et al. (1992) conduziram uma análise térmica de um compressor recíproco, utilizando modelos para o ciclo de compressão e a troca de calor entre os componentes. O modelo do ciclo de compressão baseia-se na primeira lei da termodinâmica, levando em consideração a variação de volume na câmara de compressão, fluxos de massa e energia através da superfície desse volume, dinâmica das válvulas e relações empíricas para determinar o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede da câmara de compressão. Esse modelo permite obter as propriedades termodinâmicas do fluido após a compressão, o fluxo de calor entre o fluido e a parede do volume e a vazão mássica do fluido. O modelo térmico utiliza balanços de energia em regime permanente para diferentes volumes de controle que representam os componentes internos do compressor, tendo como objetivo estimar as temperaturas do fluido refrigerante em diferentes componentes, como a câmara de sucção, a câmara de descarga, o filtro de descarga e o ambiente interno, além das temperaturas das paredes do cilindro e da carcaça. O modelo foi empregado para simular um compressor de pequeno porte, de aproximadamente 1/4 hp, utilizando três correlações empíricas para o cálculo do coeficiente de transferência calor. Os resultados das simulações apresentaram concordância razoável com dados experimentais, com máximas diferenças de temperatura de 15,5 °C, 7,7 °C e 6,9 °C para as três correlações.

Cavallini et al. (1996) desenvolveram um modelo numérico para a análise térmica em regime permanente de um compressor recíproco hermético. O modelo foi dividido em seis componentes principais: a carcaça, o corpo do compressor (que inclui o cilindro, o cabeçote do cilindro e o motor elétrico), o filtro de sucção, a câmara de sucção, o filtro de descarga e a linha de descarga. A primeira lei da termodinâmica é aplicada em volumes de controle que representam cada componente individual do compressor, bem como o sistema global. Isso permite obter a distribuição de temperatura no compressor, assim como as taxas de troca de calor em cada componente. Os autores assumiram processos politrópicos para os cálculos do estado do fluido na saída da câmara de compressão, do trabalho consumido pelo compressor e o calor trocado pela parede do cilindro. Os coeficientes de transferência de calor foram calculados utilizando as correlações de Dittus-Boelter, de Petukhov e de Zukauskas. A vazão mássica do compressor foi calculada com base na sua eficiência volumétrica, o volume deslocado, o volume específico do fluido na entrada do cilindro e a velocidade de rotação do compressor. O modelo foi aplicado na simulação de dois compressores, um operando com R134a e o outro com R600a. Simulações foram realizadas em três temperaturas de evaporação de (-35°C, -23,3°C e -10°C) e temperatura de condensação de 55°C. Os resultados apresentaram boa concordância com os dados experimentais, com erros máximos de 10,4°C e 7,3°C para os compressores operando com R134a e R600a, respectivamente. O maior erro observado no compressor operando com R134a foi atribuído à alta razão de pressão na condição de temperatura de evaporação de -35°C, o que torna efeitos não considerados na simulação, como o vazamento do fluido refrigerante, mais significativos.

Porkhial et al. (2002) realizaram um estudo sobre a operação de um compressor recíproco em regime transiente. Por meio de medições experimentais de temperatura e pressão na entrada e saída do compressor, temperatura da carcaça e consumo de energia, os autores desenvolveram um modelo numérico baseado em balanços de massa e energia em volumes de controle interligados por resistências térmicas. Além disso, o modelo considerou uma compressão isentrópica do gás na câmara de compressão. Após ajustar o modelo com os dados experimentais, os autores verificaram uma boa concordância entre os resultados numéricos e as medições. Com base nas simulações, concluíram que ocorre um aquecimento significativo do fluido refrigerante entre a entrada do compressor e a válvula de sucção, reduzindo a eficiência do compressor.

Kremer (2006) conduziu um estudo sobre o uso da atomização de óleo na câmara de compressão de um compressor recíproco, com o objetivo de reduzir as temperaturas dos componentes e aumentar a eficiência do ciclo de compressão. O modelo numérico desenvolvido

consiste na simulação do ciclo de compressão do gás na câmara de compressão e das trocas de calor entre os componentes internos do compressor. Essas trocas de calor foram calculadas com base em condutâncias térmicas calibradas, as quais foram determinadas a partir de dados experimentais. O autor observou uma diminuição nas temperaturas dos componentes do compressor quando a atomização de óleo foi empregada. A solubilidade do óleo no fluido refrigerante se mostrou um fator importante nesse fenômeno, pois afetou a eficiência do processo de compressão e a capacidade de refrigeração. Por exemplo, ao empregar o óleo RL10H em conjunto com o fluido refrigerante R134a, foi observada uma queda de 5,7% no coeficiente de desempenho (COP) do sistema de refrigeração. Por outro lado, o uso do óleo Suniso 1GS resultou em um aumento de 0,8% no COP.

Almbauer et al. (2010) adotaram a fluidodinâmica computacional (CFD) para analisar e desenvolver projetos de compressores e seus componentes. Considerando a complexidade e o tempo necessários para o desenvolvimento de novos compressores, a análise via CFD permite obter resultados de forma mais rápida em comparação a testes em bancada experimental, considerando os requisitos atuais de compressores, tais como eficiência, confiabilidade, baixo custo e baixo ruído. Os autores apresentaram três situações em que simulações CFD podem ser utilizadas: (i) estudo do superaquecimento do fluido refrigerante na sucção; (ii) análise do escoamento na entrada e na saída da câmara de compressão e (iii) investigação do amortecimento das pulsações de pressão na linha de descarga. As simulações demonstram ser úteis no desenvolvimento de compressores, principalmente com o aumento contínuo da capacidade de processamento computacional com custo cada vez menor.

Negrão et al. (2010) propuseram um modelo semiempírico para prever a performance de compressores recíprocos em regime transiente. O modelo utiliza equações que foram ajustadas com base em treze medições experimentais de dois compressores diferentes, operando com o fluido refrigerante R134a. A vazão mássica é calculada considerando a eficiência volumétrica, que é função da fração de volume morto e da razão de compressão. O trabalho de compressão é avaliado com referência a um processo isentrópico. O autor observou uma relação linear entre a razão das eficiências volumétricas real e ideal em função da razão entre as pressões de descarga e sucção. Com base nessas informações, os autores propuseram correlações ajustadas a partir de dados experimentais. Os resultados numéricos do modelo foram comparados com dados experimentais, mostrando uma diferença máxima de 5%. O modelo foi ainda ajustado para 21 outros compressores de dois fabricantes diferentes. Os resultados para essas aplicações adicionais mostraram que 77% das diferenças entre os dados

experimentais e os resultados do modelo para a vazão mássica e de 83% para a potência consumida ficaram dentro de faixas de  $\pm 5\%$ .

Li (2012) apresentou uma análise detalhada de métodos semiempíricos para prever a vazão mássica, a potência de eixo e a temperatura de descarga de compressores de velocidades variáveis, incluindo compressores recíprocos, espirais e de pistão rotativo. O método proposto emprega modelos físicos de compressores de velocidade constante e relações para eficiências volumétricas e isentrópicas em diferentes velocidades de operação. Após a validação desse método com dados experimentais, as eficiências volumétrica e isentrópica foram previstas para diferentes velocidades do compressor. Verificou-se que essas eficiências, quando normalizadas por eficiências de referência, podem ser representadas por polinômios de segundo grau em relação à velocidade normalizada por uma velocidade de referência. O método proposto foi ajustado utilizando dados disponíveis na literatura, e os resultados mostraram um erro médio quadrático menor que 3% para a vazão mássica e a potência de eixo, e menor que 3°C para a temperatura de descarga.

Diniz (2018) desenvolveu um modelo para prever o desempenho termodinâmico de um compressor recíproco operando em um refrigerador doméstico em condições de funcionamento on-off. O modelo utiliza balanços de massa e energia em vários volumes de controle que representam os componentes internos do compressor. O ciclo de compressão é simulado de acordo com o modelo proposto por Todescat et al. (1992). Além disso, modelos simplificados são adotados para os demais componentes do sistema de refrigeração, permitindo a simulação acoplada do compressor com o refrigerador. Durante o período de funcionamento "on" do sistema de refrigeração, em que a temperatura ambiente é de 32°C, o modelo apresentou erros inferiores a 2°C para as temperaturas da câmara de sucção e da parede do cilindro, e erros menores que 2% para a vazão mássica e a potência elétrica. Para uma temperatura ambiente de 16°C, os erros obtidos foram de até 5°C para as temperaturas e de até 5% para a vazão mássica e a potência. Quanto às temperaturas médias dos componentes do compressor durante o período de funcionamento "on", os erros absolutos foram inferiores a 3°C para todas as condições analisadas, e o erro para a previsão do consumo de energia do refrigerador ficou abaixo de 4%.

Araújo et al. (2022) utilizaram a plataforma multifísica GT-Suite para desenvolver um modelo de parâmetros concentrados de um compressor hermético. O modelo é composto por quatro módulos principais: modelo da câmara de compressão, modelo de escoamento, modelo térmico e modelo mecânico. O modelo da câmara de compressão é similar ao apresentado por Todescat et al. (1992) e aplica as equações de balanço de massa e energia em um volume que varia ao longo do tempo, e um sistema massa-mola-amortecido com um grau de liberdade para



resolver a dinâmica das válvulas. O modelo de escoamento realiza os cálculos do escoamento do fluido refrigerante através das válvulas, filtros de sucção e descarga, bem como na forma de vazamento na folga entre o pistão e o cilindro. O modelo térmico calcula as trocas de calor entre os componentes do compressor por meio de condutâncias térmicas globais, as quais são calibradas a partir de dados experimentais. Por fim, o modelo mecânico determina as perdas mecânicas e a potência consumida pelo compressor. O modelo desenvolvido foi validado através da comparação dos seus resultados com dados experimentais obtidos em 16 condições de operação para os fluidos refrigerantes R404a e R290. Para a vazão mássica, 80% dos resultados obtidos apresentaram desvio menor que 15% em relação às medições. No caso da potência consumida, todos os resultados ficaram abaixo de 10% de desvio em relação aos dados experimentais. Quanto às temperaturas, a maioria dos resultados apresentou diferença inferior a 5°C em relação às medições. Uma análise paramétrica do modelo mostrou que a variação da tensão de entrada do compressor em condições de baixo torque pode causar problemas de confiabilidade. Por exemplo, o aumento da tensão de entrada de 220V para 254V resulta em um aumento de 24°C na temperatura do motor.

Silva (2022) desenvolveu um modelo de compressor hermético alternativo de velocidade variável utilizando a ferramenta GT-Suite, com o objetivo de investigar o seu desempenho em diferentes velocidades de operação. Os resultados do modelo foram comparados com dados experimentais obtidos para um compressor operando com o fluido R600a, e mostraram boa concordância. O estudo também incluiu uma análise detalhada das ineficiências volumétricas e das irreversibilidades presentes no compressor. Por fim, um estudo paramétrico foi conduzido para identificar quais parâmetros de projeto do compressor têm maior influência sobre as principais fontes de ineficiências.

## **2.2 Aplicações da linguagem Modelica**

A linguagem Modelica permite a modelagem declarativa e orientada a objetos, sendo amplamente utilizada para simular sistemas dinâmicos. Ao contrário de linguagens imperativas como C++ e Python, Modelica permite a modelagem de sistemas utilizando equações algébrico-diferenciais (DAEs). Essa abordagem elimina a necessidade de reorganizar as equações para isolar a variável a ser calculada e discretizar as equações diferenciais que governam o problema. Essas etapas são realizadas automaticamente por algoritmos internos do compilador, permitindo que o desenvolvedor se concentre na modelagem matemática do problema, sem a preocupação de implementar métodos numéricos para resolver sistemas de equações (Tiller, 2001). A linguagem Modelica também adota representações gráficas para os modelos desenvolvidos na

forma de blocos, os quais podem ser conectados para trocar informações entre si. Devido a essas características, a linguagem Modelica facilita a simulação de sistemas complexos, incluindo fenômenos com transferência de calor.

Pfafferott et al. (2000) desenvolveram um modelo de ciclo de refrigeração na linguagem Modelica, utilizando o ambiente de trabalho Dymola, com o objetivo de avaliar a viabilidade de um sistema integrado de refrigeração para aeronaves. O modelo adotou o fluido refrigerante CO<sub>2</sub> (R744) e as suas propriedades termodinâmicas foram calculadas por meio de um programa FORTRAN para suas equações de estado. O modelo considera as relações de troca de calor e perda de carga para os estados monofásicos, bifásicos e supercríticos do CO<sub>2</sub>. O ciclo de refrigeração implementado consiste em um evaporador, um compressor, uma válvula de expansão, um regenerador e um refrigerador de gás que substitui o condensador, uma vez que nessa região o CO<sub>2</sub> se encontra no estado supercrítico. No entanto, a validação do modelo não pôde ser realizada de dados experimentais.

Pfafferott et al. (2003) desenvolveram uma biblioteca na linguagem Modelica para simulação de sistemas de refrigeração, considerando os fluidos refrigerantes R134a e CO<sub>2</sub>, bem como modelos de transferência de calor e perda de carga para qualquer um de seus estados termodinâmicos. Além disso, a biblioteca conta com modelos de tubos, trocadores de calor, compressores, válvulas de expansão, pulmões de sistemas de refrigeração e simulação de junções. A validação da biblioteca foi realizada através de um experimento com um trocador de calor CO<sub>2</sub>-ar, composto por três trocadores em paralelo, no qual o CO<sub>2</sub> opera em condições transcíticas. Os resultados da simulação transiente do sistema mostraram boa concordância com os dados experimentais.

Chamoun et al. (2013) apresentaram um modelo matemático na linguagem Modelica para um compressor tipo parafuso utilizado em bombas de calor de alta temperatura usando vapor de água como fluido refrigerante, objetivando estudar o ciclo de compressão em altas temperaturas. As equações de conservação de massa e energia foram utilizadas para calcular a pressão e entalpia do fluido em função do ângulo de rotação do rotor. O modelo também considerou processos como vazamentos, injeção de água líquida para resfriamento do compressor e perdas de calor. O rotor foi discretizado em volumes de controle conectados em série onde ocorrem ciclos de compressão. Cada ciclo foi dividido em três processos (sucção, compressão e descarga) que ocorrem simultaneamente, sendo simulados ao longo de uma rotação completa do rotor. O desempenho do compressor foi avaliado variando a razão de pressão, a velocidade de operação e as taxas de injeção de água de resfriamento. Os resultados mostraram que o aumento da razão de pressão reduziu a eficiência isentrópica e a vazão mássica

devido ao aumento dos vazamentos internos do compressor. Por outro lado, o aumento da velocidade do compressor aumentou a eficiência isentrópica devido à redução dos vazamentos ao longo do rotor. A injeção de água reduziu o superaquecimento na sucção do compressor, resultando em vapor saturado na saída do compressor, além de aumentar a vazão mássica devido ao aumento da densidade do fluido nos processos de sucção e compressão. Além disso, um modelo de bomba de calor foi desenvolvido considerando esse compressor, obtendo-se bom desempenho, com um coeficiente de performance (COP) de 5.9.

Quoilin et al. (2014) desenvolveram uma biblioteca na linguagem Modelica com o objetivo de facilitar o estudo de ciclos termodinâmicos, incluindo bombas de calor e sistemas de refrigeração. A biblioteca inclui modelos para os diferentes componentes dos ciclos, como compressores, evaporadores, condensadores e válvulas de expansão. As propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes foram calculadas de forma fácil e precisa com a CoolProp2Modelica que serve como interface para a biblioteca CoolProp. Além disso, a biblioteca também oferece ferramentas para análise dos resultados das simulações, possibilitando a visualização dos ciclos por meio de diagramas termodinâmicos, como os diagramas T-s (temperatura-entropia) e p-h (pressão-entalpia).

Custódio (2019) desenvolveu um modelo na linguagem Modelica a fim de prever a eficiência volumétrica a partir de resultados de testes de elevação de pressão em compressores. O modelo combinou um modelo semiempírico para prever a eficiência volumétrica do compressor e um modelo para simular a elevação de pressão em um vaso de pressão. Os coeficientes do modelo semiempírico foram ajustados utilizando o software EES, resultando em desvios máximos de 11,1% entre os valores de vazão mássica calculados e medidos. Para 60% dos pontos ajustados, o desvio ficou dentro de uma faixa de  $\pm 5\%$ . Observou-se que o modelo semiempírico da eficiência volumétrica requer uma correção para prever corretamente os resultados do teste de elevação de pressão na bancada.

Lopes (2019) desenvolveu um modelo na linguagem Modelica para determinar o torque resistivo de um compressor recíproco, abrangendo o ciclo de compressão e a dinâmica do mecanismo biela-manivela. O modelo utiliza parâmetros disponíveis em catálogos de compressores e/ou medições como dados de entrada por conveniência. Ao comparar os resultados com os dados de temperatura fornecidos por Diniz (2018), o autor observou desvios de até 10% para vazão mássica, 11% para pressão máxima e 11% para a potência indicada. Utilizando os dados fornecidos por Silva (2018), foram encontrados desvios máximos de 15%, 5,9% e 5,7% para as mesmas grandezas. Esses desvios foram atribuídos à utilização de um modelo simplificado de válvula ideal. O autor ressalta que a utilização da linguagem Modelica

para implementar o modelo permite uma solução computacional de baixo custo, com uma interface de fácil utilização.

Tanveer e Bradshaw (2021) conduziram uma análise comparativa de simulações realizadas nas plataformas MATLAB, Modelica, PDSim e GT-Suite. Em cada linguagem, foi desenvolvido um modelo de compressor, onde a dinâmica da câmara de compressão foi simulada aplicando-se as equações de massa e energia em um volume de controle, calculando o estado termodinâmico do fluido refrigerante em cada etapa da simulação, de forma similar ao trabalho de Todescat et al. (1992). Além disso, a simulação das válvulas foi realizada nas linguagens MATLAB, PDSim e GT-Suite, considerando o escoamento como isentrópico e compressível. Os autores optaram por não simular as válvulas devido a dificuldades numéricas associadas ao modelo desenvolvido na linguagem Modelica. Os resultados mostraram que a linguagem Modelica apresenta um tempo de simulação consideravelmente menor em comparação com as outras plataformas, seguida por PDSim, MATLAB e GT-Suite. Essa melhora de desempenho na linguagem Modelica é atribuída às diversas otimizações do solucionador para modelagens dinâmicas.

### **2.3 Síntese da revisão e contribuições deste trabalho**

A partir da revisão da literatura, observa-se que existem diversos trabalhos dedicados à simulação de compressores. Em geral, modelos de parâmetros concentrados, como os desenvolvidos por Kremer (2008) e Diniz (2018), requerem dados experimentais de temperatura em diferentes regiões internas do compressor para estimar as condutâncias térmicas necessárias para prever as trocas de calor entre os componentes do compressor. Esses modelos permitem uma análise limitada das interações térmicas entre os componentes internos do compressor, mas possuem um baixo custo computacional. Por outro lado, os modelos de parâmetros distribuídos, como o apresentado por Almbauer et al. (2010), são mais precisos e exigem menos parâmetros de entrada para realizar as simulações, mas têm um custo computacional muito mais elevado.

Existem diferentes abordagens para modelar o ciclo de compressão. Todescat et al. (1992), Kremer (2006), Diniz (2018), Araújo et al. (2022) e Silva (2022) utilizam as equações de conservação da massa e da energia em um volume que varia com o tempo. Essa abordagem requer o conhecimento de parâmetros construtivos dos componentes do compressor, como dimensões dos eixos, diâmetros do pistão e do cilindro, características das válvulas, entre outros. Por outro lado, há trabalhos que adotam uma abordagem simplificada, em que a compressão do gás é modelada seguindo um processo isentrópico, como mostrado por Porkhial

et al. (2002) e Negrão et al. (2010), ou de forma politrópica, como realizado por Cavallini et al. (1996). Embora esses modelos sejam menos precisos em comparação aos modelos que empregam equações de conservação, o custo computacional é bem menor e não exigem o conhecimento dos parâmetros construtivos.

O desenvolvimento de modelos em linguagens de programação imperativas pode ser complexo e demorado devido à necessidade de discretizar o problema físico e implementar métodos numéricos para resolver as equações resultantes. Por outro lado, a linguagem Modelica facilita o desenvolvimento de modelos para sistemas complexos. Além disso, os interpretadores Modelica são equipados com algoritmos eficientes para a solução de sistemas de equações, como evidenciado por Tanveer e Bradshaw (2021). Os estudos realizados por Custódio (2019) e Lopes (2019) demonstraram que a linguagem Modelica é capaz de simular compressores com alta precisão.

Com base na revisão da literatura realizada, as principais contribuições deste trabalho consistem no desenvolvimento de dois modelos para a simulação térmica de compressores alternativos herméticos com o emprego da linguagem Modelica. Um desses modelos objetiva a previsão das temperaturas de vários componentes do compressor e se destina a aplicações em que o interesse é a análise do seu desempenho termodinâmico. O outro modelo é focado na previsão da temperatura do motor que é necessária para sua proteção térmica. Ambos os modelos são de fácil desenvolvimento e de baixo custo computacional, mas de boa acurácia para permitir análises térmicas do compressor.

### 3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta os detalhes referentes ao desenvolvimento dos dois modelos de simulação térmica indicados nos objetivos específicos e às suas implementações. Embora os objetivos desses modelos sejam diferentes, a descrição a seguir contempla o modelo para previsão das temperaturas dos diversos componentes do compressor, uma vez que o modelo simplificado para o cálculo da temperatura somente do motor pode ser facilmente obtido a partir do modelo detalhado neste capítulo.

#### 3.1 Modelagem térmica

Conforme mencionado anteriormente, a linguagem Modelica oferece a capacidade de programação baseada em componentes. Portanto, foi escolhido modelar os componentes do compressor individualmente, permitindo ao usuário desenvolver a geometria que melhor representa o compressor a ser estudado. Isso proporciona flexibilidade na modelagem e permite que o modelo seja adaptado para diferentes configurações de compressores, atendendo às necessidades específicas de cada caso.

A biblioteca padrão Modelica (MODELICA STANDARD LIBRARY, 2020) é disponibilizada gratuitamente com aproximadamente 1400 componentes e 1200 funções. Essa biblioteca abrange uma ampla gama de áreas, permitindo a modelagem de sistemas mecânicos, elétricos, magnéticos, térmicos, fluidos, sistemas de controle e máquinas de estado hierárquico. Apesar dessa abrangência, os componentes incluídos na biblioteca são bastante complexos e suas descrições está fora do escopo deste trabalho. Dessa forma, e a fim de desenvolver modelos de simulação térmica que atendam os objetivos específicos deste trabalho, optou-se por programar os componentes do compressor, os quais serão detalhados.

Nesse sentido, oito componentes principais foram incluídos no desenvolvimento do modelo de simulação do compressor com o objetivo de caracterizar: os sistemas de sucção e descarga, a câmara de compressão, o ambiente interno, o motor, a carcaça, a sucção e a descarga. Esses componentes foram modelados seguindo uma formulação integral, buscando criar um modelo simples e de baixo custo computacional.

Os componentes são modelados através da aplicação de balanços de energia nos volumes de controle que representam cada componente. Desprezando os termos de energia cinética e potencial, o balanço de energia em um volume de controle genérico é representado por

$$\frac{d}{dt}(mu) = \sum \dot{m}h_{in} - \sum \dot{m}h_{out} + \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.1)$$

onde  $d/dt(mu)$  representa a taxa de variação da energia interna no volume de controle,  $\sum \dot{m}h_{in}$  e  $\sum \dot{m}h_{out}$  representam as parcelas advectivas de energia que entram e que saem do volume de controle,  $\dot{Q}$  a taxa de calor trocado entre o volume e o meio externo e  $\dot{W}$  a potência mecânica. Em regime permanente, a variação de energia interna ao longo do tempo no volume é nula e, portanto, a equação (3.1) pode ser simplificada para a seguinte forma:

$$\sum \dot{m}h_{out} - \sum \dot{m}h_{in} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.2)$$

As trocas de calor entre os componentes do compressor são indicadas pelas condutâncias térmicas globais  $UA$  na Figura 3.1, sendo avaliadas de

$$\dot{Q} = UA \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.3)$$

em que  $T_1$  e  $T_2$  são as temperaturas de dois componentes genéricos 1 e 2.

A vazão mássica de fluido refrigerante afeta a taxa de transferência de calor entre o fluido e os componentes do compressor, desempenhando um papel crucial na taxa de transferência de calor entre o fluido e os componentes do compressor. O número de Nusselt ( $Nu$ ), que relaciona a transferência de calor convectiva com a transferência de calor por condução no fluido, comumente expresso na forma apresentada na equação (3.4), fornece uma maneira de estimar o coeficiente de transferência de calor ( $h$ ). Considerando que o número de Reynolds ( $Re$ ) é uma função da vazão mássica, a equação (3.5) é utilizada para representar o fenômeno físico de transferência de calor.

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \quad (3.4)$$

$$UA = k_1 \cdot \dot{m}^{k_2} \quad (3.5)$$

onde  $k_1$  e  $k_2$  são parâmetros que devem ser calibrados. A fim de calibrar esses parâmetros, são necessárias pelo menos duas condições experimentais. No entanto, se apenas uma condição experimental estiver disponível, é possível utilizar  $k_2 = 0$  e calibrar apenas o parâmetro  $k_1$ . Neste caso, a condutância será constante.

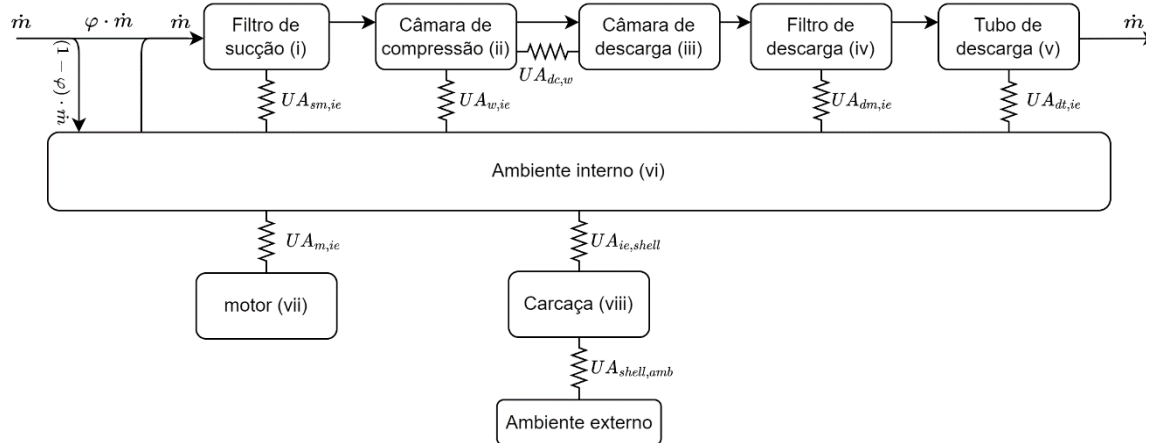


Figura 3.1 - Exemplo de geometria de compressor. Adaptado de Diniz (2018).

### 3.1.1 Sistema de sucção e descarga

O sistema de sucção e descarga é um componente que representa um volume em que há troca de calor entre o fluido refrigerante e outro componente do compressor. Esse modelo é empregado para simular a troca de calor na câmara de sucção, no filtro de sucção, na câmara de descarga e no filtro de descarga. O balanço de energia para o volume deste tipo de componente é ilustrado na Figura 3.2.

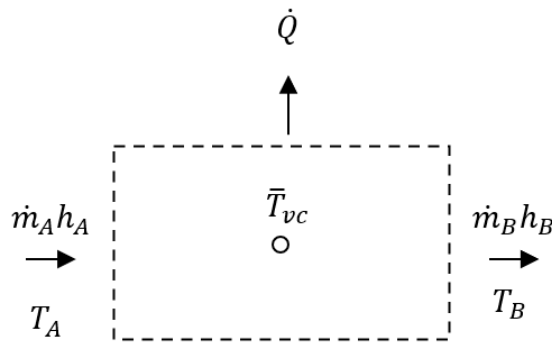


Figura 3.2 - Volume de controle genérico para os sistemas de sucção e descarga.

A temperatura do fluido no interior do volume,  $\bar{T}_{vc}$ , é assumida ser a média das temperaturas de entrada e saída,  $T_A$  e  $T_B$ , ou seja:

$$\bar{T}_{vc} = \frac{T_A + T_B}{2} \quad (3.6)$$



Observa-se que não há entrada ou saída de potência mecânica nesse volume e, portanto, a Equação (3.2) se reduz a

$$\dot{m}_B h_B - \dot{m}_A h_A = \dot{Q} \quad (3.7)$$

em que  $\dot{Q}$  é a taxa de calor trocado entre o fluido no volume de controle e o fluido no interior da carcaça do compressor, conforme ilustra a Figura 3.1. Por sua vez,  $h_A$  e  $h_B$  correspondem às entalpias específicas nas seções de entrada (A) e de saída (B) de fluido do volume de controle, respectivamente.

### 3.1.2 Câmara de compressão

Como indicado anteriormente, o compressor e a válvula de expansão são responsáveis por estabelecer a diferença de pressão do fluido refrigerante entre as linhas do condensador e do evaporador em sistemas de refrigeração. O ciclo de compressão do gás na câmara de compressão não é ideal devido a transferência de calor e outras irreversibilidades, tais como vazamentos e atrito viscos no escoamento.

A transferência de calor entre a câmara de compressão e o ambiente interno do compressor,  $\dot{Q}_w$ , é assumida ser uma fração da potência mecânica fornecido à câmara de compressão,  $\dot{W}_c$ . Assim pode-se escrever:

$$\dot{Q}_w = q \cdot \dot{W}_c \quad (3.8)$$

sendo  $q$  a fração de potência mecânica que é rejeitada como calor.

O volume de controle representado na Figura 3.3 é adotado para determinar o estado termodinâmico do fluido refrigerante na saída da câmara de compressão.

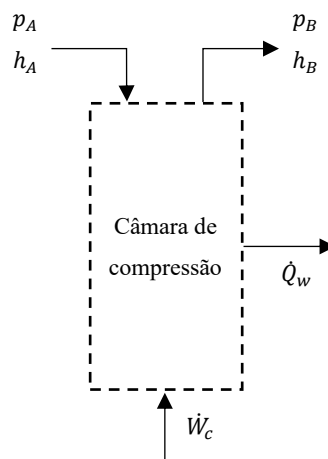


Figura 3.3 - Volume de controle para a câmara de compressão.

em que  $p$  e  $h$  representam, respectivamente, pressão e entalpia, e os subíndices A e B denotam as propriedades na entrada e na saída.

Substituindo a equação (3.8) na equação (3.2), obtém-se a expressão para a entalpia do fluido refrigerante na saída da câmara de compressão:

$$h_b = \frac{(q - 1) \cdot \dot{W}_c}{\dot{m}} + h_A \quad (3.9)$$

### 3.1.3 Motor elétrico

O motor elétrico converte potência elétrica em potência mecânica. O volume de controle que representa o motor no modelo de simulação térmica é ilustrado na Figura 3.4. Nesse volume de controle,  $\dot{W}_{ele}$  representa a potência elétrica,  $\dot{W}_{mec}$  a potência mecânica e  $\dot{Q}_m$  o calor dissipado pelo motor.

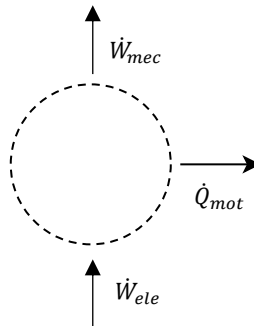


Figura 3.4 - Volume de controle para o motor elétrico.

A eficiência elétrica do motor elétrico  $\eta_{ele}$  é definida como:

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{mec}}{\dot{W}_{ele}} \quad (3.10)$$

O torque desenvolvido pelo motor e a eficiência elétrica são estimados a partir da corrente elétrica e da velocidade de operação do compressor, por meio da interpolação de dados experimentais obtidos em testes de dinamômetro. Com base no torque estimado, calcula-se a potência mecânica como mostrado na equação (3.11).

$$\dot{W}_{mec} = T \cdot \left( \frac{2\pi w}{60} \right) \quad (3.11)$$

onde  $T$  é o torque e  $w$  a velocidade de operação do compressor, em rpm. A partir da eficiência elétrica e da potência mecânica, determina-se o calor gerado por perdas no motor:

$$\dot{Q}_M = (1 - \eta_e) \cdot W_{ele} \quad (3.12)$$

### 3.1.4 Ambiente interno da carcaça

O ambiente interno da carcaça representa o espaço entre a carcaça e os componentes internos do compressor, que é preenchido com o fluido refrigerante admitido no passador de sucção. Na Figura 3.5 é exibido um compressor alternativo hermético com a carcaça recortada para permitir a visualização dos componentes internos.

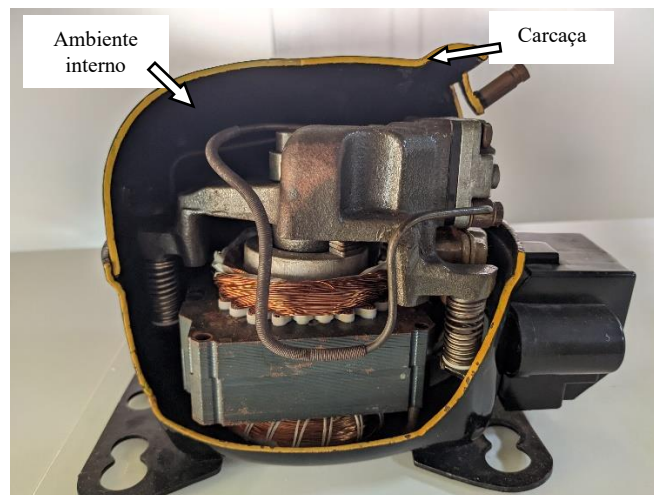


Figura 3.5 - Compressor alternativo hermético com um corte na carcaça.

Após entrar no compressor, parte do fluido refrigerante pode se misturar com o fluido presente no ambiente interno da carcaça antes de entrar no filtro de sucção. Essa fração é representada pelo fator de mistura  $\varphi$  (MEYER e THOMPSON, 1988). Em compressores de sucção direta ( $\varphi = 1$ ), todo o fluido admitido no passador de sucção entra no filtro de sucção, sem se misturar com o fluido no interior da carcaça. Por outro lado, em compressores com sucção indireta ( $\varphi = 0$ ) o fluido refrigerante admitido é completamente descarregado e misturado no ambiente interno do compressor antes de entrar no filtro de sucção. Já em compressores de sucção semidireta ( $0 < \varphi < 1$ ), o passador de sucção é alinhado com a entrada do filtro de sucção, mas há um espaçamento entre esses dois componentes, permitindo a mistura parcial do fluido admitido com o fluido presente no ambiente interno.

Para facilitar a modelagem, o ambiente interno do compressor é dividido em dois volumes de controle, conforme mostrado na Figura 3.6. O primeiro volume,  $V_1$ , representa o espaço entre o passador de sucção e a entrada do filtro de sucção. Sua função é desviar uma fração da vazão mássica admitida no passador de sucção para o ambiente interno e receber uma vazão de fluido refrigerante do ambiente interno. A fração de vazão de fluido direcionado ao ambiente interno, e representada pelo volume de controle  $V_2$ , é obtida de:

$$\dot{m}_a = (1 - \varphi) \cdot \dot{m}_A \quad (3.13)$$

onde  $\varphi$  é o fator de mistura.

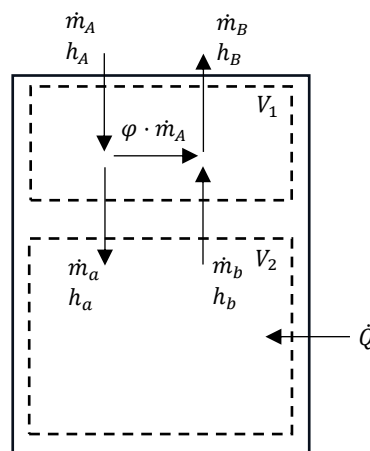


Figura 3.6 - Volumes de controle para avaliar o efeito da mistura com fluido do ambiente interno

Da conservação da massa para o volume de controle total ( $V_1 + V_2$ ),

$$\dot{m}_A + \dot{m}_B = 0 \quad (3.14)$$

No volume 1 não ocorrem trocas de calor ou trabalho, apenas a mistura do fluido que entra no passador de sucção com o fluido do ambiente interno. Portanto, o balanço de energia, mostrado na equação (3.2), pode ser reescrito na forma da equação (3.15). Além disso, o balanço de massa para esse volume é expresso pela equação (3.16).

$$\dot{m}_A h_A + \dot{m}_B h_B + \dot{m}_a h_a + \dot{m}_b h_b = 0 \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_A + \dot{m}_B + \dot{m}_a + \dot{m}_b = 0 \quad (3.16)$$

Nessas equações,  $\dot{m}_a$  e  $\dot{m}_b$  são as vazões mássicas do volume  $V_1$  para o volume  $V_2$  e do volume  $V_2$  para o volume  $V_1$ , respectivamente.

O segundo volume de controle,  $V_2$ , leva em consideração a troca de calor entre o ambiente interno e os componentes do compressor e a parede da carcaça, representada por  $\dot{Q}$ .

A partir da equação de conservação de energia em regime permanente, considerando a troca de calor entre o volume  $V_2$  e os demais componentes do compressor, obtém-se:

$$\dot{m}_a h_a + \dot{m}_b h_b + \dot{Q} = 0 \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_a + \dot{m}_b = 0 \quad (3.18)$$

A temperatura do ambiente interno é determinada a partir da pressão do ambiente interno, que é igual à pressão no passador de sucção, e da entalpia do fluido que deixa o volume  $V_2$ , representada por  $h_b$ , determinada com o emprego da Equação (3.17).

### 3.1.5 Condições de contorno

As condições de contorno do modelo correspondem aos estados termodinâmicos do fluido refrigerante na entrada e na saída do compressor, bem como a vazão mássica do fluido. O estado termodinâmico na entrada do compressor é definido pela pressão de evaporação do sistema de refrigeração, que é calculada com base na temperatura de evaporação, e a temperatura de sucção do compressor. De maneira semelhante, a pressão do fluido na saída do compressor é calculada com base na temperatura de condensação do sistema de refrigeração, enquanto a temperatura de descarga do compressor é resultante do modelo.

## 3.2 Implementação numérica

Conforme mencionado, os componentes do compressor foram equacionados visando a eficiência do modelo de simulação térmica.

Na linguagem Modelica existem dois tipos de variáveis: (i) potenciais e (ii) de fluxo. As variáveis potenciais são aquelas cujas diferenças de potencial através de um componente causa um efeito. O potencial elétrico é um exemplo desse tipo de variável, uma vez que sua variação através de um resistor resulta em uma corrente elétrica. Por outro lado, as variáveis de fluxo representam o fluxo de alguma propriedade que é conservada, como a corrente elétrica que indica o fluxo de carga ao longo do tempo.







Os componentes de um modelo na linguagem Modelica trocam informações por meio de diferentes portas, indicadas na Tabela 3.1, que conectam os componentes. Para que dois componentes possam ser conectados, suas portas devem ser do mesmo tipo a fim de garantir compatibilidade. Ao realizar uma conexão entre dois componentes, o interpretador de Modelica cria um conjunto de equações de balanço. Essas equações garantem que as variáveis de tipo

potencial sejam iguais entre as portas conectadas e que a soma das variáveis de fluxo seja igual a zero. Por exemplo, ao conectar o polo positivo de uma bateria a dois resistores em paralelo, os potenciais elétricos nos pontos de conexão são iguais, enquanto a soma das correntes que entram ou saem dos resistores deve ser zero, de acordo com a lei de conservação de carga. Além disso, deve-se observar o sentido dos fluxos. Na linguagem Modelica, adota-se a convenção de considerar fluxos que entram em um componente como positivos, enquanto os fluxos que saem são negativos.

No Apêndice A é incluído o código-fonte do modelo do sistema de sucção e descarga, a fim de exemplificar um código escrito na linguagem Modelica. Neste código, podemos ver a declaração das variáveis  $e$ , em seguida, a seção “Equation”, que inclui as equações que regem o comportamento do modelo. Podemos notar também que as equações são escritas sem a necessidade de reescrevê-las para isolar as variáveis a serem calculadas.

Com cada componente do compressor devidamente modelado, conforme descrito na seção 3.1, o modelo do compressor pode ser desenvolvido de maneira simples, conectando os componentes individuais na configuração desejada.

Tabela 3.1 - Portas da biblioteca padrão Modelica utilizadas nesse trabalho

Conector	Entrada	Saída	Propriedades
Fluido			Vazão e fração mássicas, pressão e entalpia específica.
Calor			Temperatura e Fluxo de calor
Real			Número real

### 3.3 Procedimento de solução

O objetivo deste trabalho é criar uma biblioteca que facilite o desenvolvimento de modelos de compressores. Nesse sentido, um único modelo é utilizado tanto para fins de calibração quanto para simulações térmicas.

### 3.3.1 Calibração do modelo

A calibração das condutâncias térmicas é realizada utilizando a biblioteca Design, disponível no ambiente Dymola. Além de calibrações, essa biblioteca é composta por pacotes também desenvolvidos para testes de sensibilidade de variáveis e otimização. Cada pacote oferece ferramentas específicas para diferentes tipos de análises, todas com interfaces gráficas intuitivas para facilitar o seu uso. Dentro do pacote de calibração há três ferramentas disponíveis, duas otimizadas para simulações de regime transiente e uma para regime permanente. No presente trabalho, utilizou-se a ferramenta de regime permanente para calibrar o modelo térmico. Essa ferramenta utiliza o método dos mínimos quadrados com regularização, mas detalhes sobre a sua implementação não estão disponíveis pelo fato do seu código-fonte não ser aberto.

A Figura 3.7 exibe a interface gráfica da ferramenta de calibração. A calibração do modelo ocorre por meio de uma série de etapas, conforme detalhado na lista:

1. Escolha do modelo que será submetido à calibração.
2. Seleção dos parâmetros que serão ajustados na calibração.
3. Escolha do arquivo contendo os dados experimentais.
4. Associação dos dados de entrada do modelo com as condições experimentais correspondentes.
5. Associação das temperaturas experimentais medidas com as temperaturas previstas pelo modelo.

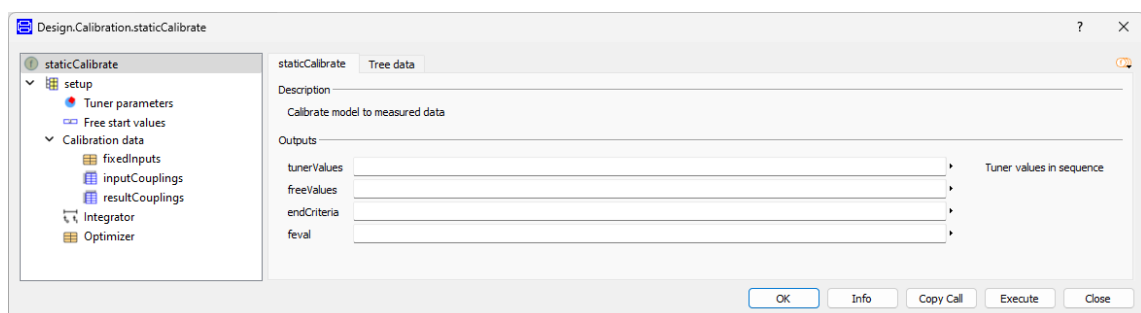


Figura 3.7 - Interface gráfica da ferramenta de calibração.

De forma geral, o método dos mínimos quadrados é utilizado para encontrar os coeficientes que minimizam a soma dos quadrados dos resíduos entre as medições experimentais e os valores estimados (STRUTZ, 2011). As medições experimentais podem ser expressas como uma função da forma

$$y_i = f(x_i|a) + \epsilon_i \quad (3.19)$$

onde  $y_i$  é o vetor das medições,  $x_i$  são as condições do experimento,  $a$  são os parâmetros do experimento e  $\epsilon_i$  correspondem a variações aleatórias nas medições. O resíduo quadrático do problema pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$\chi^2 = \sum_i [f(x_i|a) - y_i]^2 \rightarrow Min \quad (3.20)$$

onde  $\chi$  são os resíduos. Deve-se aplicar um método numérico para determinar os valores de  $a$  que minimizem o resíduo da Equação (3.20), usando, por exemplo, o método de Newton-Gauss ou o método do gradiente descendente.

Para utilizar a ferramenta de calibração, os dados experimentais devem ser organizados em uma tabela. Nessa tabela, cada coluna representa uma variável do experimento, como as temperaturas medidas, a vazão mássica, a corrente elétrica e a potência consumida, enquanto cada linha contém os valores correspondentes dos dados experimentais para cada condição de operação, conforme mostrado na Figura 3.8.

f	Tcond	Tevap	Tsuc	pdes	psuc	potTotal	Corrente	Tensão	fluxo	TambD	Tbobl	MBEsc
2000	35	-10	32	4.65	1.08	64.83	0.45	218.07	2.29	49.00	57.01	49.4
2000	35	-15	32	4.65	0.89	60.98	0.42	215.54	1.90	50.65	58.83	51.1
2000	45	-15	32	6.04	0.89	71.66	0.49	217.95	1.87	55.92	66.09	56.1
2000	45	-25	32	6.04	0.58	53.88	0.38	218.09	1.10	56.59	66.45	55.4
2000	45	-35	32	6.05	0.36	40.19	0.29	218.19	0.57	53.90	63.49	52.1
2000	55	-10	32	7.73	1.08	84.72	0.58	217.95	2.19	57.26	68.95	58.1
2000	55	-15	32	7.73	0.89	83.28	0.58	218.32	1.70	59.19	71.15	59.1
3000	35	-10	32	4.65	1.08	105.02	0.70	217.78	3.64	52.23	61.16	54.4
3000	35	-15	32	4.65	0.89	94.92	0.64	216.33	2.91	53.51	62.56	55.1
3000	45	-15	32	6.04	0.89	104.11	0.70	216.98	2.79	56.65	67.03	58.4
3000	45	-25	32	6.04	0.58	79.76	0.54	216.43	1.74	59.49	69.51	60.1
3000	45	-35	32	6.05	0.37	58.88	0.41	218.06	0.91	59.26	69.04	58.1
3000	55	-10	32	7.73	1.08	124.82	0.83	217.63	3.31	59.27	70.93	61.1

Figura 3.8 - Dados experimentais organizados na tabela.

Ao executar a calibração, o algoritmo calcula os valores dos parâmetros que minimizam o erro entre os dados experimentais e as previsões do modelo térmico. Após a conclusão da calibração, as temperaturas obtidas com os parâmetros calibrados são comparadas com os dados experimentais na forma de um gráfico, conforme mostra a Figura 3.9. Nesse gráfico, os dados experimentais são representados em azul e os resultados obtidos da calibração são indicados em vermelho para diferentes condições de operação.



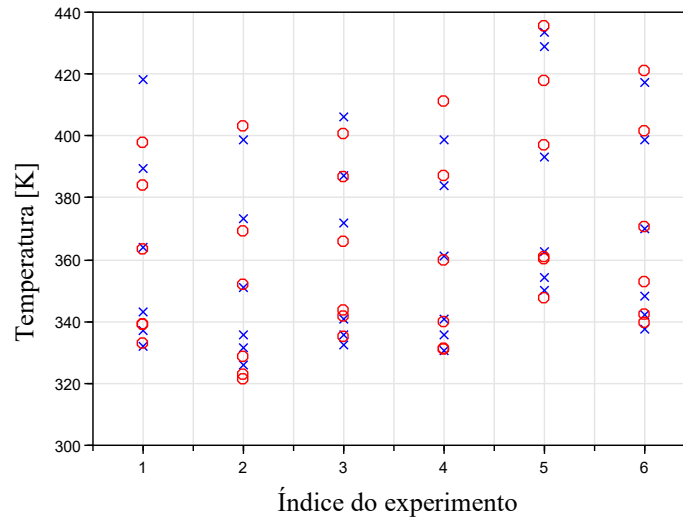


Figura 3.9 - Gráfico gerado no final do processo de calibração.

### 3.3.2 Simulação térmica

Após serem obtidas por meio de calibração, as condutâncias térmicas são inseridas no modelo de simulação térmica do compressor a fim de prever a distribuição de temperatura no compressor em diferentes condições de operação. O fluxograma dos procedimentos de calibração e de execução do modelo é apresentado na Figura 3.1.

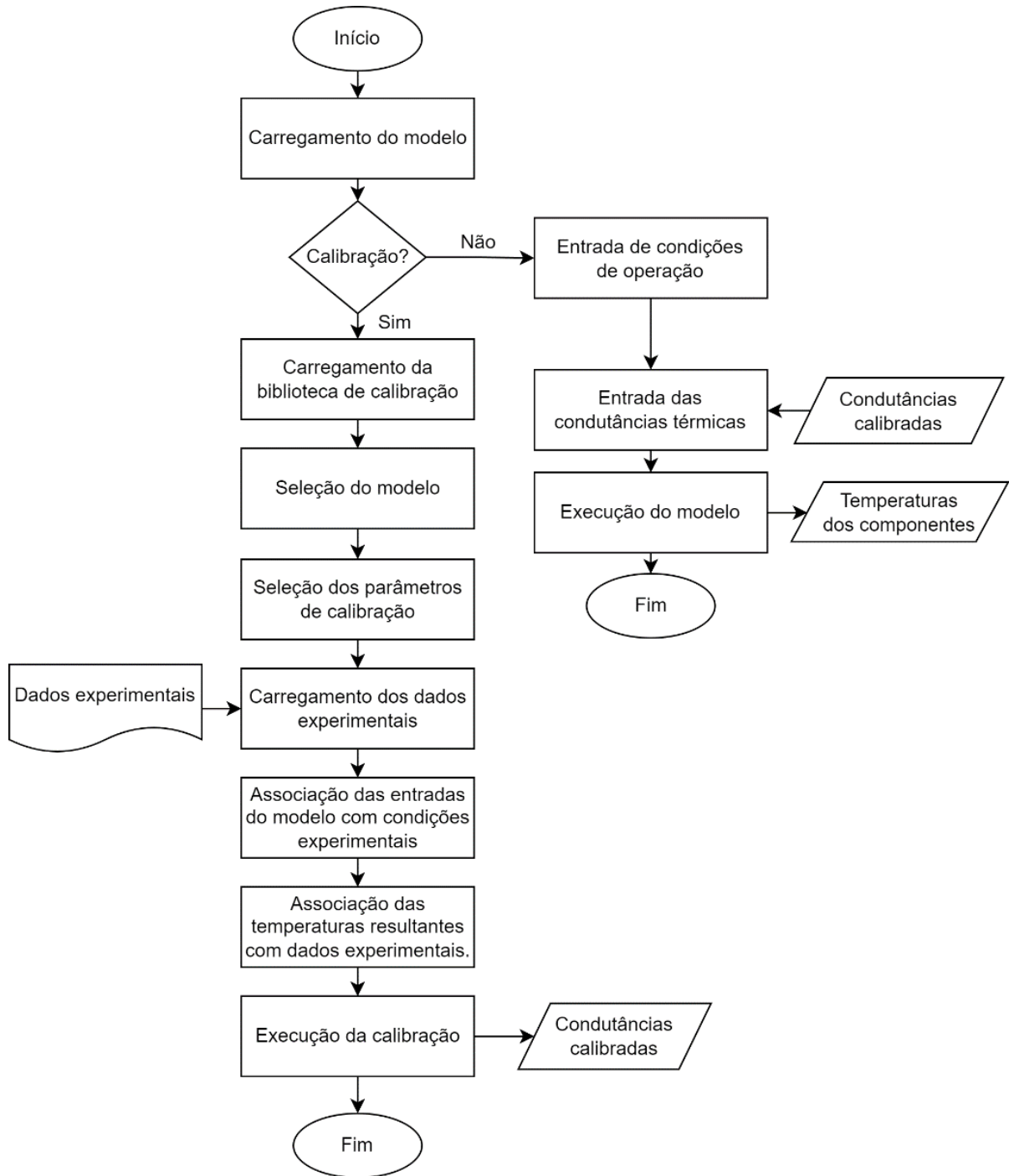


Figura 3.10- Fluxograma dos procedimentos de calibração e execução do modelo térmico.

## 4 BANCADA EXPERIMENTAL

As medições de temperatura adotadas neste trabalho para a validação do modelo de simulação térmica foram realizadas em com auxílio de um calorímetro de ciclo quente. Esses dados experimentais foram obtidos com o emprego de um compressor alternativo hermético com volume deslocado de  $8.9\text{cm}^3$ , projetado para operar com o fluido refrigerante R600a, e cuja velocidade pode ser variada entre 1200 e 4500 rpm.

### 4.1 Calorímetro de ciclo quente

O calorímetro de ciclo quente é muito usado para avaliar o desempenho de compressores de refrigeração, permitindo medir vazão mássica, potência consumida e temperatura em condições controladas de operação.

A principal característica desse tipo de calorímetro reside no fato que o fluido refrigerante permanece como vapor superaquecido ao longo de todo o ciclo termodinâmico, em contraste com o ciclo de refrigeração convencional. No entanto, os estados termodinâmicos do fluido na entrada e na saída do compressor são ajustados de forma a serem equivalentes aos estados aos quais o compressor é submetido no ciclo de refrigeração real. O diagrama p-h ilustrado na Figura 4.1 mostra o ciclo de refrigeração representado pelos estados termodinâmicos 1-2-A-B-6-1, enquanto os estados 1-2-3-4-5-6-1, todos na região de vapor superaquecido, representam o ciclo quente do calorímetro.

No ciclo quente, o fluido refrigerante é admitido pelo compressor na pressão de evaporação ( $p_{evap}$ ) e é comprimido até a pressão de condensação ( $p_{cond}$ ) (1 – 2). Em seguida, o fluido passa por um medidor de vazão (2 – 3) e em seguida pelo primeiro dispositivo de expansão (3 – 4), alcançando a pressão intermediária ( $p_{inter}$ ) com o propósito de facilitar ajustes das pressões de sucção e descarga do compressor. Em seguida, o fluido passa pela segunda válvula de expansão, retornando à pressão de evaporação (4 – 5). Além do ajuste das pressões de sucção e descarga, a temperatura do fluido refrigerante é também ajustada por meio de uma resistência elétrica (6 – 1), reiniciando assim o ciclo de compressão sempre nas mesmas condições.

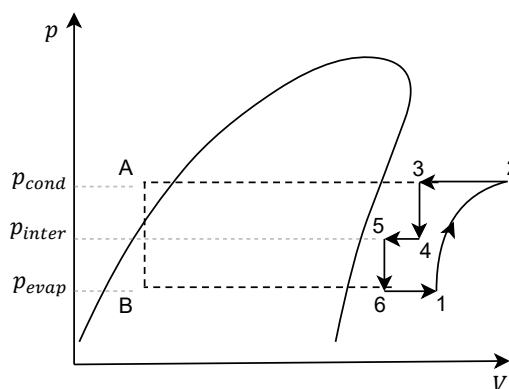


Figura 4.1- Diagrama p-h do ciclo de refrigeração e de bancada quente.

## 4.2 Medições e controle dos experimentos

Para garantir a consistência entre os experimentos, o ambiente no interior da bancada de ciclo quente, chamado de BOX, e as condições de operação do compressor são controlados. Isso é feito para minimizar a influência de variáveis externas, garantindo assim repetibilidade. A seguir, apresenta-se um detalhamento das medições e do controle das variáveis nos experimentos.

Na bancada de ciclo quente, três temperaturas são controladas: a temperatura do BOX, a temperatura de sucção do compressor e a temperatura na entrada do medidor de vazão mássica. As temperaturas nas entradas do compressor e do medidor de vazão são ajustadas com o emprego de resistências elétricas que são reguladas por controladores do tipo PID (proporcional-integral-derivativo). Por sua vez, a temperatura do BOX é controlada através da ação combinada de resistência e ventilador. O controle preciso dessas temperaturas é fundamental para assegurar que o compressor esteja operando nas condições experimentais desejadas e, assim, que as medições sejam consistentes. A temperatura na entrada do compressor, por exemplo, afeta de forma significativa as eficiências volumétrica e termodinâmica do compressor. Já a temperatura na entrada do medidor de vazão é importante para evitar o fluxo de fluido bifásico através do medidor. Finalmente, a temperatura do BOX afeta diretamente as trocas térmicas entre o compressor e o ambiente e deve, portanto, ser controlada.

As pressões de sucção e descarga são também ajustadas e monitoradas com o auxílio de transdutores de pressão, de forma a representarem as pressões de evaporação e de condensação

do ciclo de refrigeração. Esses ajustes são realizados através de válvulas em série que são acionadas por servomotores regulados por controladores PID.

A vazão mássica do escoamento de fluido refrigerante no calorímetro é determinada com um medidor de vazão do tipo Coriolis. A fim de garantir o correto funcionamento desse medidor, deve-se assegurar que o escoamento em seu interior seja monofásico. Para isso, o fluido na entrada do medidor é aquecido em 10°C acima da temperatura de condensação do sistema.

O compressor é acionado por uma fonte de alimentação dedicada, sendo que a corrente elétrica e a potência consumida são medidas com dois wattímetros. Um desses wattímetros é usado para medir a potência consumida e a corrente total do compressor e do inversor, enquanto o outro é utilizado para medir a corrente e a potência exclusivamente do compressor. As medições específicas do motor do compressor em conjunto com medições em testes de dinamômetro permitem estimar a eficiência elétrica do motor.

Todos os equipamentos específicos do calorímetro, como resistências elétricas, ventilador do BOX, medidor de vazão, transdutores e servomotores, são alimentados com uma fonte de alimentação da própria bancada de ciclo quente.

### 4.3 Procedimento experimental

Com o objetivo de facilitar a instrumentação do compressor e o procedimento experimental, os seus componentes internos foram realocados em uma carcaça bipartida e fechada com o emprego de dois flanges unidos por parafusos, proporcionando acesso mais conveniente aos componentes internos. Em cada um dos flanges são coladas duas juntas de borracha nitrílica que possibilitam a passagem dos fios dos termopares, como mostrado na Figura 4.2. Ao fechar a carcaça com parafusos, a borracha garante uma boa vedação do compressor.

O compressor foi instrumentado com 11 termopares tipo T (cobre-constantan, incerteza de  $\pm 0,4$  °C) para medir as temperaturas de seus componentes internos, conforme ilustrado na Figura 4.3, onde os termopares são numerados para identificação. Esses termopares foram fixados usando cola tipo epóxi, que foi curada em um forno. O processo de cura foi realizado em uma temperatura relativamente baixa e com uma duração prolongada, visando evitar a desmagnetização dos ímãs permanentes do motor. A instrumentação abrange a parede do cilindro (1), o ambiente interno (3, 4, 5), as câmaras de sucção e descarga (10, 2), o filtro de descarga (11), o óleo (6) e o motor elétrico (7, 8, 9). Além desses termopares, foram instalados

um termopar no passador de sucção e outro no passador de descarga, que não são mostrados na Figura 4.3.

Após a instrumentação, o compressor foi colocado no BOX da bancada de ciclo quente, sendo então realizado vácuo do sistema e, em seguida, adicionada a carga desejada de fluido refrigerante R600a. Um computador é empregado para a aquisição dos dados experimentais de temperatura, pressão, tensão, corrente e potência consumida pelo compressor. Além disso, o computador controla as válvulas que regulam as pressões de sucção e descarga do sistema, bem como as resistências responsáveis por aquecer o fluido refrigerante até a temperatura de sucção do compressor e manter a temperatura do BOX constante. Todas essas operações são realizadas por meio de algoritmos desenvolvidos com o software Labview 2018.

Os testes experimentais foram conduzidos em quatro velocidades de operação (2000, 3000, 4000 e 4400 rpm), quatro temperaturas de evaporação ( $-35^{\circ}\text{C}$ ,  $-25^{\circ}\text{C}$ ,  $-15^{\circ}\text{C}$  e  $-10^{\circ}\text{C}$ ), e três temperaturas de condensação ( $35^{\circ}\text{C}$ ,  $45^{\circ}\text{C}$  e  $55^{\circ}\text{C}$ ), para um total de 24 condições de operação. As condições nas quais as medições foram realizadas são apresentadas na Tabela 4.1.

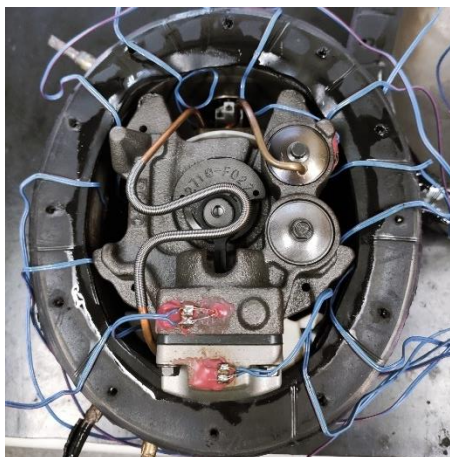


Figura 4.2 - Compressor com carcaça flangeada.

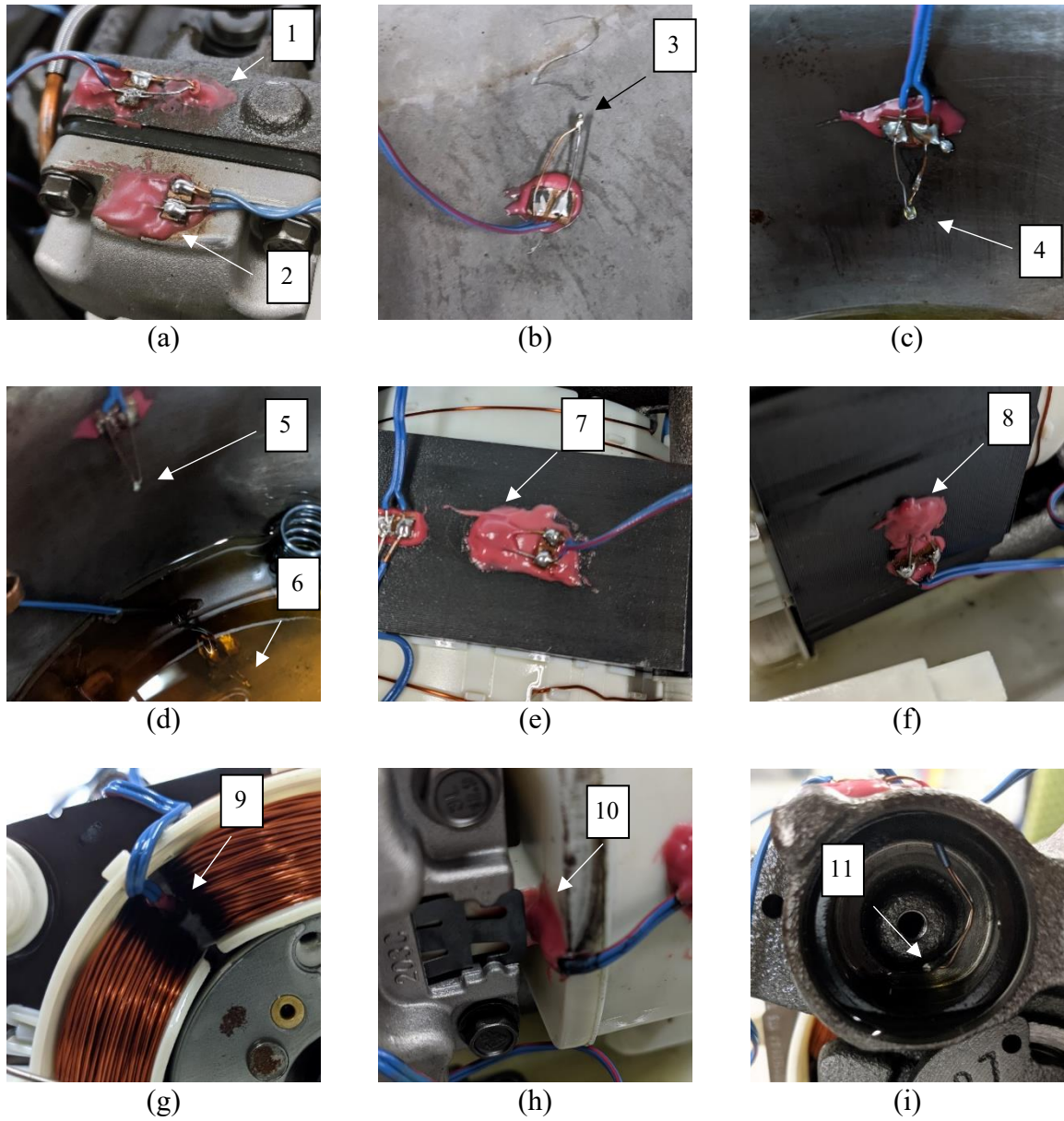


Figura 4.3 - Termopares instalados em componentes do compressor.

Tabela 4.1 - Condições experimentais.

Índice	f [rpm]	$T_{cond}$ [°C]	$T_{evap}$ [°C]
1	2000	35	-10
2	2000	35	-15
3	2000	45	-15
4	2000	45	-25
5	2000	45	-35
6	2000	55	-10
7	2000	55	-15
8	3000	35	-10
9	3000	35	-15
10	3000	45	-15
11	3000	45	-25
12	3000	45	-35
13	3000	55	-10
14	3000	55	-15
15	4000	35	-10
16	4000	35	-15
17	4000	45	-15
18	4000	45	-25
19	4000	45	-35
20	4000	55	-10
21	4000	55	-15
22	4400	35	-15
23	4400	45	-15
24	4400	55	-15

Os testes experimentais foram conduzidos ao longo de um período de duas semanas. No início de cada nova série de testes, o compressor foi mantido desligado e em equilíbrio térmico com a temperatura do BOX, ajustada para 32°C. Após a partida do compressor, as temperaturas dos seus componentes gradualmente começaram a aumentar. A coleta de dados teve início quando as temperaturas do compressor e as pressões de saturação atingiram o regime permanente, o que ocorreu aproximadamente uma hora e meia após o compressor ser ligado. O regime permanente foi definido como o período em que as variações de temperatura são inferiores a  $\pm 1^\circ\text{C}$  e as variações de pressão são inferiores a 1% durante o período de uma hora. A coleta de dados foi realizada durante um período de uma hora. Para os testes subsequentes, foram selecionadas condições de operação que causariam o aumento das temperaturas do compressor como, por exemplo, aumentando a condição de temperatura de evaporação. Isso reduziu o tempo para atingir o regime permanente das temperaturas do compressor,



possibilitando a realização de um maior número de experimentos em um período de tempo mais curto. As temperaturas dos componentes em regime permanente foram estimadas como a média das temperaturas registradas durante o período de coleta de dados.

Durante a execução dos experimentos, os termopares da parede do cilindro, da câmara de descarga e do filtro de descarga falharam. Para evitar atrasos, foi decidido continuar os experimentos e adaptar o modelo para não utilizar essas temperaturas, removendo os modelos da câmara de descarga, do filtro de descarga e a condutância térmica entre a parede do cilindro e o ambiente interno. As Figuras 4.4 a 4.10 apresentam as temperaturas medidas para diferentes componentes do compressor em diferentes velocidades e temperatura de evaporação. Como será mostrado no próximo capítulo, essas medições foram usadas para a calibração e validação dos modelos de simulação térmica desenvolvidos no presente trabalho.

As medições realizadas revelam que as temperaturas dos componentes, a vazão mássica e a potência consumida aumentam conforme a velocidade de operação do compressor é incrementada.

Os dados experimentais indicam que a vazão mássica é mais sensível a variações na temperatura de evaporação do que na temperatura de condensação. Por exemplo, a uma velocidade de 2000 rpm, com uma temperatura de condensação de 45°C e uma temperatura de evaporação variando de -15°C a -35°C, a vazão varia de 1,87 kg/h a 0,57 kg/h, resultando em uma redução de 69,5%. Na mesma velocidade, com uma temperatura de evaporação de -15°C e uma temperatura de condensação aumentando de 35°C a 55°C, a vazão varia de 1,90 kg/h a 1,70 kg/h, apresentando uma queda de 10,5%.

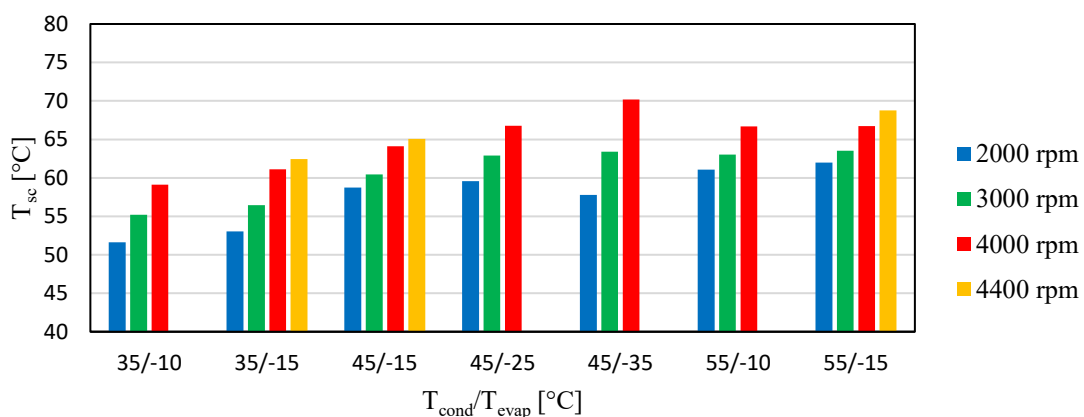


Figura 4.4 - Temperaturas da câmara de sucção ( $T_{sc}$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ).

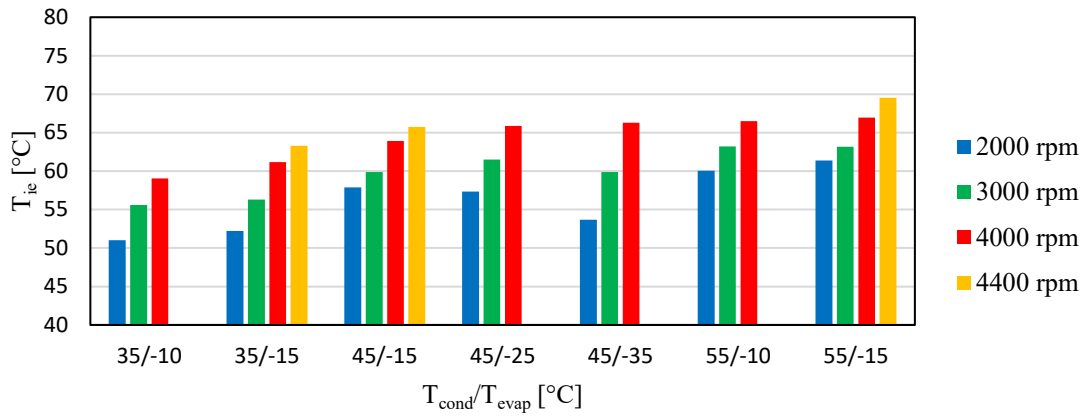


Figura 4.5 - Temperaturas do ambiente interno ( $T_{ic}$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ).

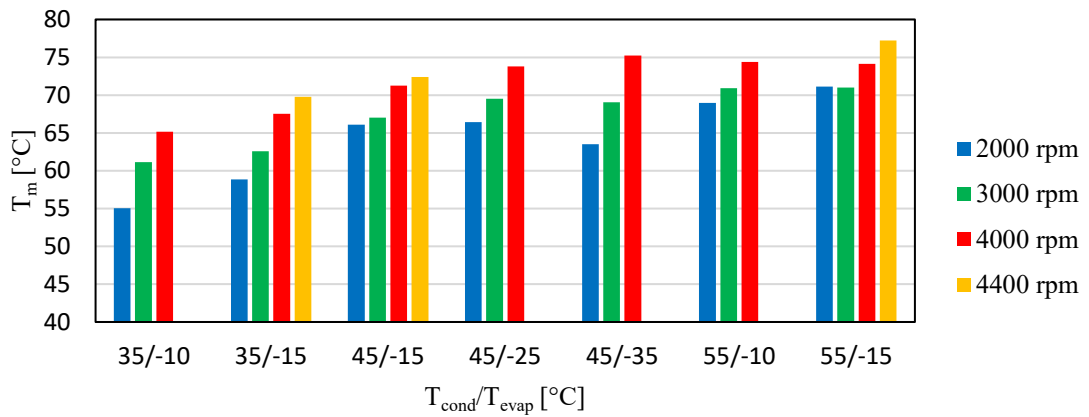


Figura 4.6 - Temperaturas do motor ( $T_m$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ).

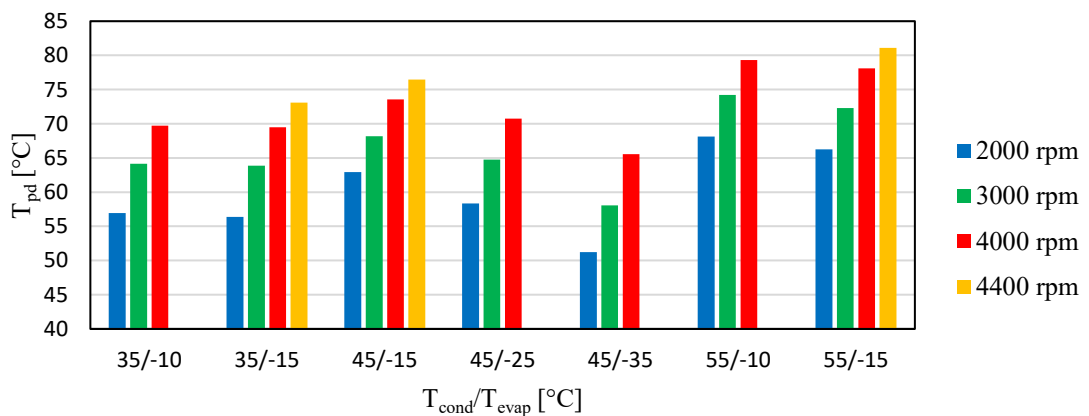


Figura 4.7 - Temperaturas do passador de descarga ( $T_{pd}$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ).

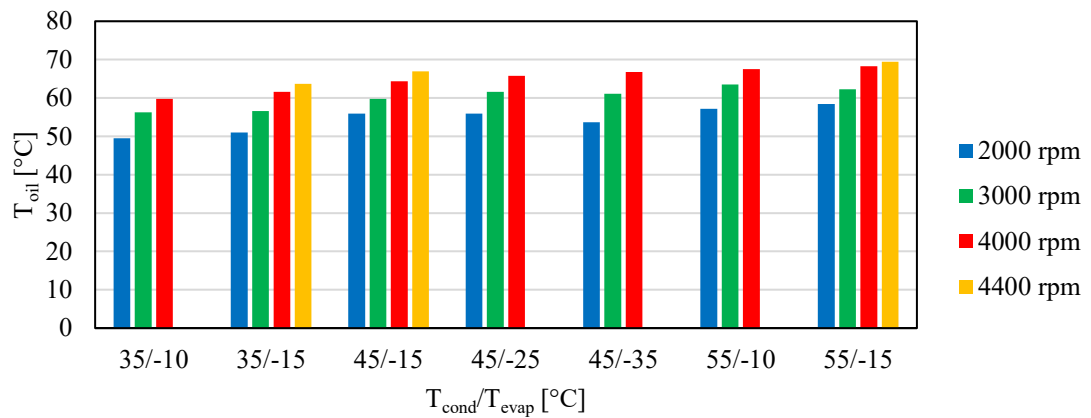


Figura 4.8 - Temperaturas do óleo ( $T_{oil}$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ).

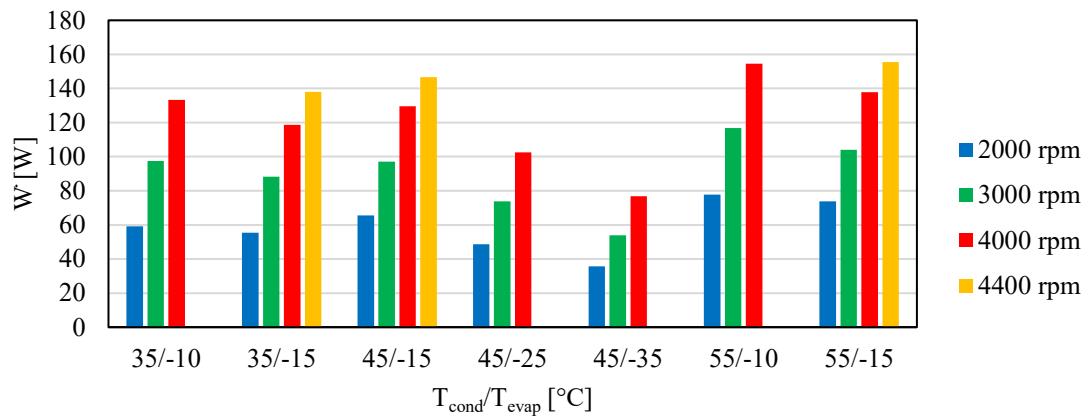


Figura 4.9 - Potência elétrica consumida pelo motor (W) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ ).

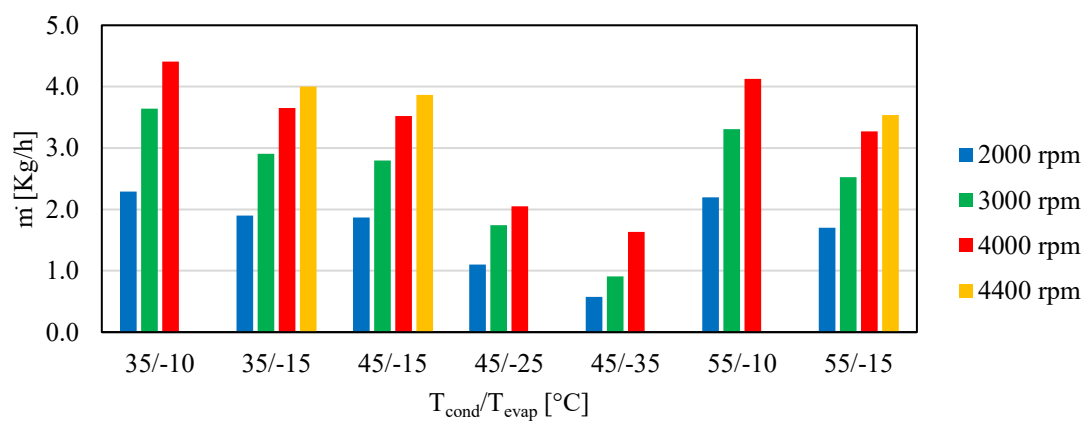


Figura 4.10 - Vazão mássica ( $m$ ) em função das temperaturas de saturação ( $T_{cond}/T_{evap}$ )

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados das calibrações de dois modelos desenvolvidos para simulação térmica de compressores alternativos. O primeiro é um modelo detalhado que objetiva determinar as temperaturas dos principais componentes do compressor, necessárias para a análise do desempenho termodinâmico de compressores. O outro é um modelo simplificado que prevê apenas a temperatura do motor elétrico para análises de confiabilidade e propostas de controle.

Os dois modelos são calibrados com o emprego de diferentes procedimentos e dados experimentais, a fim de determinar o procedimento mais adequado visando acurácia e simplicidade. Após a calibração, os resultados numéricos são comparados com os dados experimentais para fins de validação.

### 5.1 Modelo térmico detalhado

O modelo térmico detalhado é composto pelos principais componentes do compressor, incluindo o filtro de sucção, a câmara de descarga, o filtro de descarga, a câmara de compressão, o motor elétrico e a carcaça.

A calibração desse modelo adotou dois conjuntos de dados experimentais, um deles obtido por Dutra (2008) e o outro de medições realizadas neste trabalho. Após a calibração, o modelo térmico é executado para prever as temperaturas dos componentes em diferentes condições de operação que são então comparadas com dados experimentais com o propósito de validação.

#### 5.1.1 Medições de Dutra (2008)

A calibração com as medições de Dutra (2008) adota um modelo desenvolvido na plataforma Dymola, conforme esquema na Figura 5.1, para um compressor alternativo hermético. A Figura 5.2 apresenta o diagrama de blocos do modelo. Os dados de entrada deste modelo são as temperaturas de evaporação, de condensação e de sucção, a vazão mássica e a potência consumida pelo compressor. Além disso, devem ser inseridos neste modelo os valores do fator de mistura, a eficiência elétrica do motor e a fração de calor na câmara de compressão.

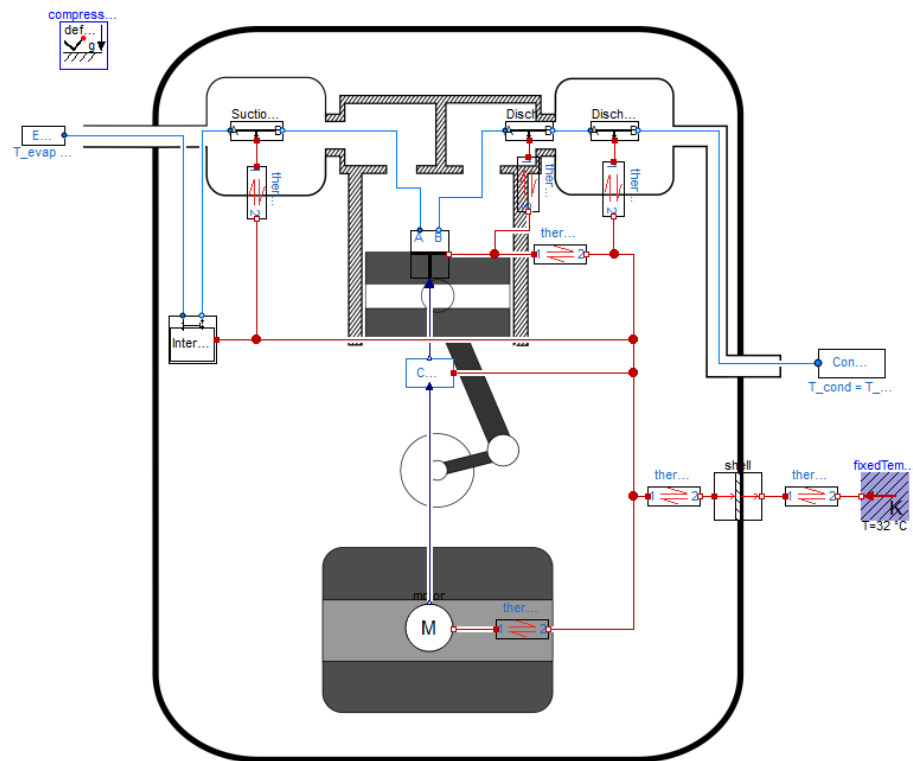


Figura 5.1 - Esquema do modelo de compressor adotado no Dymola para calibração com dados de Dutra (2008). Adaptado de Dutra (2016)

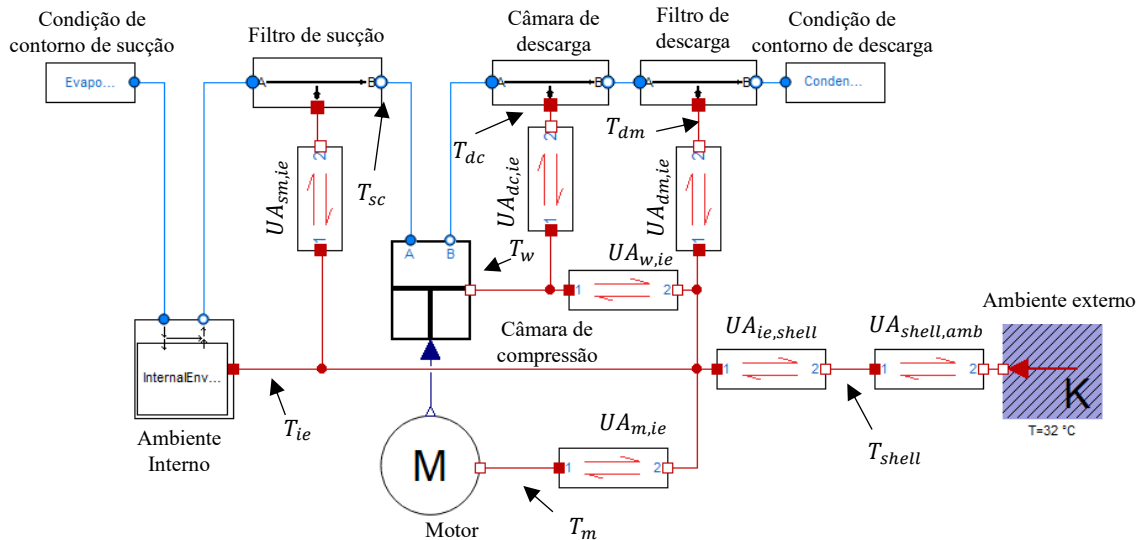


Figura 5.2 - Diagrama do modelo de compressor desenvolvido para calibração com o emprego dos dados de Dutra (2008).

O compressor utilizado nas medições de Dutra (2008) é do tipo on/off, operando com o fluido refrigerante R134a, velocidade de 3600 rpm e volume deslocado de 7,15 cm<sup>3</sup>. As medições de temperatura foram realizadas nas três condições de operação indicadas na Tabela 5.1. As condições A e B são condições comumente utilizadas em sistemas de refrigeração, e a condição C é uma condição para teste de confiabilidade, na qual os componentes do compressor, como o motor e o sistema de válvulas, operam em níveis críticos. A tabela 5.2 mostra as medições das temperaturas na câmara de sucção ( $T_{sc}$ ), no ambiente interno ( $T_{ie}$ ), na parede do cilindro da câmara de compressão ( $T_w$ ), no motor ( $T_m$ ), no filtro de descarga ( $T_{dm}$ ), na câmara de descarga ( $T_{dc}$ ) e na parede da carcaça ( $T_{shell}$ ). Essas temperaturas foram adotadas na calibração do modelo detalhado.

Tabela 5.1 - Condições experimentais utilizadas em Dutra (2008).

Condição	$T_{evap}$ [°C]	$T_{cond}$ [°C]	$\dot{W}_{ele}$ [W]	$\dot{m}$ [kg/h]
A	-23,3	40,5	152,5	5,72
B	-23,3	54,4	163,2	5,37
C	-10	90	271,7	7,39

Tabela 5.2 - Medições de temperaturas de Dutra (2008).

Condição	$T_{sc}$ [°C]	$T_{ie}$ [°C]	$T_w$ [°C]	$T_m$ [°C]	$T_{dm}$ [°C]	$T_{dc}$ [°C]	$T_{shell}$ [°C]
A	46,6	77,0	91,9	80,2	99,0	116,7	63,8
B	49,2	77,0	102,4	86,6	108,9	129,0	68,2
C	57,0	102,9	124,4	109,4	135,3	157,9	84,8

Devido à quantidade limitada de dados experimentais disponíveis em Dutra (2008), apenas as condutâncias térmicas foram calibradas. Assim, assumiu-se sucção direta ( $\phi = 1$ ) e ciclo de compressão adiabático na câmara de compressão ( $q = 0$ ). Dados de dinamômetro não foram fornecidos para esse compressor, assim o modelo do motor adota eficiência fixa de 90% ( $\eta_m = 0,9$ ).

A calibração do modelo foi realizada de três formas distintas: a primeira (D1) utiliza dados experimentais de apenas da condição de operação A, a segunda (D2) emprega dados das condições de operação A e B, enquanto a terceira (D3) adota os dados de todas as condições de operação.

As condutâncias térmicas obtidas na calibração D1 estão indicadas na Tabela 5.3, Já os resultados do modelo em todas as condições de operação podem ser encontrados na Tabela 5.4.

A Tabela 5.4 apresenta a comparação entre os dados experimentais e os resultados numéricos de temperatura do modelo calibrado para as três condições de operação (A, B e C). Pelo fato de o número de condutâncias calibradas ser igual ao número de dados experimentais, as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais são nulas na condição de operação A usada para a calibração. Nas demais condições, o maior desvio encontrado foi de 6,8°C para o filtro de descarga ( $T_{dm}$ ) na condição de operação C. Essas diferenças podem ser atribuídas principalmente às simplificações feitas na modelagem, principalmente na câmara de compressão.

Para a calibração D2, adotaram-se as condições A e C, considerando condutâncias variáveis. A Tabela 5.5 apresenta as condutâncias resultantes desse processo de calibração e a Tabela 5.6 mostra a comparação entre as medições e os resultados do modelo térmico calibrado.

A Tabela 5.6 mostra que não há diferença entre medições e previsões nas duas condições usadas nas calibrações. Novamente, isso ocorre porque o número de parâmetros é igual ao número de dados experimentais utilizados na calibração (7 dados experimentais em 2 condições e 7 condutâncias, cada uma com 2 parâmetros a serem calibrados). A maior diferença de 6,6°C foi observada para a temperatura do ambiente interno ( $T_{ie}$ ) na condição de operação B. De maneira geral, os desvios de temperatura obtidos na calibração D2 são menores em comparação com a calibração D1. No entanto, devido à limitada quantidade de condições experimentais utilizadas, não é possível tirar conclusões definitivas sobre a capacidade do modelo em estimar com precisão as temperaturas em condições experimentais diferentes das usadas na calibração.

Tabela 5.3 - Condutâncias térmicas obtidas para a calibração D1.

$UA_{ie,shell}$	$UA_{m,ie}$	$UA_{sm,ie}$	$UA_{w,ie}$	$UA_{dm,ie}$	$UA_{dc,ie}$	$UA_{shell,amb}$
7,773	4,766	0,481	2,174	2,679	1,306	3,227

Tabela 5.4 - Resultados obtidos para calibração D1.

Temperaturas	A			B			C		
	Exp.	Num.	$\Delta$	Exp.	Num.	$\Delta$	Exp.	Num.	$\Delta$
$T_{sc}$	46,6	46,6	0,0	49,2	49,4	0,2	57,0	51,0	-6,0
$T_{ie}$	77,0	77,0	0,0	77,0	82,9	5,9	102,9	105,1	2,2
$T_w$	91,9	91,9	0,0	102,4	100,1	-2,3	124,4	126,1	1,7
$T_m$	80,2	80,2	0,0	86,6	86,4	-0,2	109,4	110,8	1,4
$T_{dm}$	99,0	99,0	0,0	108,9	108,1	-0,8	135,3	142,1	6,8
$T_{dc}$	116,7	116,7	0,0	129,0	128,7	-0,3	157,9	161,0	3,1
$T_{shell}$	63,8	63,8	0,0	68,2	68,0	-0,2	84,8	83,6	-1,2

Tabela 5.5 - Condutâncias resultantes da calibração D2.

Condição	$UA_{ie,shell}$	$UA_{m,ie}$	$UA_{sm,ie}$	$UA_{w,ie}$	$UA_{dm,ie}$	$UA_{dc,ie}$	$UA_{shell,amb}$
A	7,773	4,766	0,481	2,174	2,679	1,306	3,227
B	7,155	4,922	0,435	2,005	2,465	1,185	3,113
C	10,884	4,18	0,723	3,020	3,757	1,938	3,731

Tabela 5.6 - Resultados obtidos para calibração D2.

Temperaturas	A			B			C		
	Exp.	Num.	$\Delta$	Exp.	Num.	$\Delta$	Exp.	Num.	$\Delta$
$T_{sc}$	46,6	46,6	0,0	49,2	48,3	-0,9	57,0	57,0	0,0
$T_{ie}$	77,0	77,0	0,0	77,0	83,6	6,6	102,9	102,9	0,0
$T_w$	91,9	91,9	0,0	102,4	100,7	-1,7	124,4	124,4	0,0
$T_m$	80,2	80,2	0,0	86,6	86,9	0,3	109,4	109,4	0,0
$T_{dm}$	99,0	99,0	0,0	108,9	109,9	1,0	135,3	135,3	0,0
$T_{dc}$	116,7	116,7	0,0	129,0	129,7	0,7	157,9	157,9	0,0
$T_{shell}$	63,8	63,8	0,0	68,2	67,9	-0,3	84,8	84,8	0,0

A calibração D3 empregou todos os dados experimentais disponíveis, ou seja, empregou os dados das condições de operação A, B e C. A Tabela 5.7 apresenta as condutâncias resultantes desse processo de calibração e a Tabela 5.8 mostra a comparação entre as medições e os resultados do modelo térmico calibrado. Percebe-se que a calibração D3 não resulta em diferenças nulas entre medições e previsões. Isso se deve ao fato de haver um número maior de dados experimentais do que parâmetros calibrados (21 dados experimentais e na calibração 7 condutâncias com 2 parâmetros cada, resultando um total de 14 parâmetros a serem calibrados). No entanto, houve uma redução do erro máximo dos resultados do modelo, em torno de 3,0°C para a temperatura do ambiente interno ( $T_{ie}$ ). Como esperado, os resultados das três calibrações indicam que um maior número de dados experimentais contribui para a redução do erro máximo nos resultados do modelo.

Tabela 5.7 - Condutâncias resultantes da calibração D3.

Condição	$UA_{ie,shell}$	$UA_{m,ie}$	$UA_{sm,ie}$	$UA_{w,ie}$	$UA_{dm,ie}$	$UA_{dc,ie}$	$UA_{shell,amb}$
A	10,310	2,492	0,545	1,799	2,415	1,416	3,243
B	10,234	2,163	0,510	1,576	2,164	1,313	3,136
C	10,626	4,423	0,716	3,084	3,764	1,926	3,717



Tabela 5.8 - Resultados obtidos para calibração D3.

Temperaturas	A			B			C		
	Exp.	Num.	$\Delta$	Exp.	Num.	$\Delta$	Exp.	Num.	$\Delta$
$T_{sc}$	46,6	47,0	0,4	49,2	48,9	-0,3	57,0	56,9	-0,1
$T_{ie}$	77,0	74,0	-3,0	77,0	79,1	2,1	102,9	103,3	0,4
$T_w$	91,9	92,6	0,7	102,4	101,9	-0,5	124,4	124,3	-0,1
$T_m$	80,2	80,1	-0,1	86,6	86,7	0,1	109,4	109,4	0,0
$T_{dm}$	99,0	98,5	-0,5	108,9	109,3	0,4	135,3	135,4	0,1
$T_{dc}$	116,7	116,3	-0,4	129,0	129,2	0,2	157,9	157,9	0,0
$T_{shell}$	63,8	63,9	0,1	68,2	68,1	-0,1	84,8	84,8	0,0

### 5.1.2 Medições realizadas neste trabalho

O diagrama do modelo desenvolvido para o compressor analisado neste trabalho é apresentado na Figura 5.3. Pelo fato de os termopares da câmara de descarga, do filtro de descarga e da parede do cilindro terem falhado, o modelo foi alterado para ser calibrado sem essas temperaturas. Os dados de entrada deste modelo são as temperaturas de evaporação, de condensação e de sucção, a vazão mássica, a velocidade de operação e a corrente consumida pelo compressor.

A calibração foi feita de quatro formas: (i) utilizando apenas uma condição de operação (P1); (ii) empregando duas condições de operação (P2); (iii) adotando uma condição para cada velocidade (P3); (iv) usando os dados de todas as condições de operação (P4). Devido ao grande número de medições e resultados numéricos, as tabelas contendo os erros obtidos para cada uma desses procedimentos são apresentadas no Apêndice A.

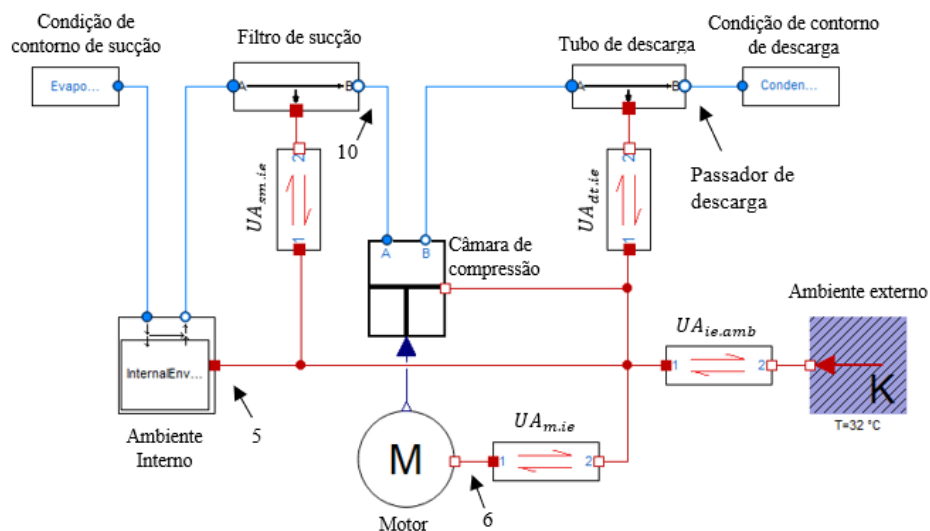


Figura 5.3 - Diagrama do modelo de compressor desenvolvido para calibração com dados próprios.

(i) Calibração P1 – Uma condição de operação e condutância constante.

A calibração P1 resulta em condutâncias constantes, pois apenas uma condição de operação é utilizada para a calibração. Deve ser também mencionado que o modelo adota compressão adiabática ( $q = 0$ ) na câmara de compressão e sucção direta ( $\varphi = 1$ ). Além disso, a calibração P1 adotou os dados experimentais de uma condição de operação intermediária, representada por velocidade de 3000 rpm, temperatura de condensação  $T_{\text{cond}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$  e temperatura de evaporação  $T_{\text{evap}} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ . As diferenças entre medições e previsões de temperatura obtidas com a calibração P1 estão disponíveis na Tabela B.1 do Apêndice B, enquanto as condutâncias resultantes estão indicadas na Tabela 5.9. Por sua vez, a Figura 5.4 apresenta um gráfico com as previsões do modelo colocadas com referência a faixas de erro de  $\pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $\pm 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Destaca-se que erros nulos são verificados para os resultados numéricos obtidos para a condição de calibração, novamente pelo fato de que o número de dados experimentais utilizados para calibração é igual ao número de parâmetros calibrados. Das 96 previsões de temperatura resultantes da simulação, 84 estão dentro da faixa de erro de  $\pm 10 \text{ }^\circ\text{C}$  e 67 estão dentro da faixa de  $\pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ , ou seja, 87,5% e 69,8%, respectivamente. No entanto, vale notar que o erro máximo obtido foi de  $43,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , observado na câmara de sucção para a condição de operação  $(T_{\text{cond}}, T_{\text{evap}}) = (45 \text{ }^\circ\text{C}, -35 \text{ }^\circ\text{C})$  e velocidade de 2000 rpm. Assim, apesar da maior parte dos erros estarem na faixa de  $\pm 10 \text{ }^\circ\text{C}$ , considera-se que o erro máximo é consideravelmente alto e, portanto, o uso de apenas uma condição de operação na calibração não é suficiente para obter um modelo adequado para a simulação térmica do compressor.

Tabela 5.9 - Condutâncias resultantes da calibração P1.

$UA_{ie,amb}$	$UA_{m,ie}$	$UA_{sm,ie}$	$UA_{td,ie}$	$UA_{ie,oil}$
1,474	0,535	1,292	1,252	1,616

(ii) Calibração P2 – Duas condições de operação e condutâncias variáveis

Na calibração P2, ajustam-se apenas os valores dos parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  adotados na Equação (3.5) para avaliar as condutâncias, a partir de duas condições de operação e assumindo compressão adiabática ( $q=0$ ) e sucção direta ( $\varphi=1$ ). As duas condições de operação adotadas na calibração foram representadas pelas velocidades de 2000 rpm e 4000 rpm e  $(T_{\text{cond}}, T_{\text{evap}}) =$

(45 °C, -25 °C). Os erros que resultaram das previsões do modelo com essa calibração são apresentados na Tabela B.2. Os parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  calibrados para as condutâncias dos componentes na forma da Equação (3.5) são apresentados na Tabela 5.10. As condutâncias ajustadas de acordo com os parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  da Equação (3.5) são apresentados para cada componente na Tabela 5.10 em função da vazão mássica na Figura 5.5. A Figura 5.6 exibe os erros obtidos com nessa calibração de acordo com as faixas de erro de  $\pm 5$  °C e  $\pm 10$  °C.

Assim como na calibração P1, o número de dados experimentais utilizados na calibração é igual ao número de parâmetros calibrados e, assim, os erros obtidos nas condições de calibração são nulos. Das 96 previsões de temperatura modelo de simulação calibrado, 95 estão dentro da faixa de erro de  $\pm 10$  °C e 75 estão dentro da faixa de  $\pm 5$  °C, correspondendo a 99,0% e 78,1%, respectivamente. O erro máximo de 12,6 °C foi verificado para a temperatura do motor ( $T_m$ ) na condição de 2000 rpm e  $(T_{cond}, T_{evap}) = (45$  °C, -35 °C). Observa-se uma significativa redução nos erros dos resultados numéricos em relação a condição P1 ao utilizar duas condições na calibração, embora o erro verificado para o motor é ainda um tanto elevado.

(iii) Calibração P3 – Uma condição de operação em cada velocidade e condutâncias variáveis

Na calibração P3, os parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  das condutâncias e o fator  $q$  são calibrados. Nesse modelo assim calibrado, observou-se que o fator de mistura tem o mesmo efeito da condutância  $UA_{sm,ie}$  sobre a temperatura na câmara de sucção. Portanto, do ponto de vista prático a calibração simultânea desses dois parâmetros não traz benefícios ao modelo e, assim, adotou-se a condição de sucção direta ( $\varphi=1$ ). Os erros obtidos com o modelo após essa calibração podem ser consultados na Tabela B.3. Os parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  calibrados para as condutâncias dos componentes na forma da Equação (3.5) são apresentados na Tabela 5.11, com  $q = -0,14$ . Essas mesmas condutâncias são também apresentadas em função da vazão mássica na Figura 5.7. A Figura 5.8 exibe os erros obtidos após essa calibração, juntamente com as faixas de erro de  $\pm 5$  °C e  $\pm 10$  °C.

Como o número de dados utilizados na calibração é maior do que o número de parâmetros calibrados, os erros nas condições de calibração não são nulos. Todos os resultados obtidos com o modelo assim calibrado estão dentro da faixa de  $\pm 10$  °C, enquanto 93 dos 96 valores de temperatura estão dentro da faixa de  $\pm 5$  °C, correspondendo a uma taxa de 96,9%. O erro máximo de 8,9 °C foi novamente observado na temperatura do motor ( $T_m$ ) na condição de 2000 rpm e  $(T_{cond}, T_{evap}) = (45$  °C, -35 °C). Nota-se uma melhoria significativa nos

resultados com o emprego dessa calibração em comparação à calibração P1 e também em relação à calibração P2.

(iv) Calibração P4 – Calibração com todos os dados experimentais e condutâncias variáveis

A calibração P4 é feita com o emprego de todos os dados experimentais disponíveis, servindo para verificar a maior acurácia que pode ser obtida com o modelo térmico e comparar com os modelos com as calibrações anteriores. Assim como na calibração P3, assume-se sucção direta ( $\varphi = 1$ ). Os erros das previsões do modelo com essa calibração estão disponíveis na Tabela B.4. Os valores dos parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  calibrados para as condutâncias dos componentes são apresentados na Tabela 5.12, com  $q = -0,35$ , enquanto a Figura 5.9 apresenta essas condutâncias em função da vazão mássica. Por sua vez, a Figura 5.10 exibe os erros dos resultados do modelo com essa calibração.

Assim como na calibração P3, o número de dados utilizados na calibração é maior do que o número de parâmetros calibrados e, assim, os erros nas condições de calibração não são nulos. Todos os resultados numéricos obtidos nessa calibração estão dentro da faixa de  $\pm 10$  °C, enquanto 95 dos 96 valores de temperatura estão dentro da faixa de  $\pm 5$  °C, correspondendo a 99,0% dos pontos. O erro máximo de 6,0 °C foi observado desta vez para a câmara de sucção na condição de 4000 rpm e  $(T_{\text{cond}}, T_{\text{evap}}) = (45$  °C,  $-35$  °C).

Com base nos resultados do modelo com as calibrações P1 a P4, conclui-se que o aumento do número de condições de operação utilizadas na calibração reduz os erros nos resultados numéricos do modelo. No entanto, essa redução é cada vez menor à medida que se acrescentam mais condições de operação na calibração. Por exemplo, ao se adotar a calibração P2 ao invés de P1, o erro máximo diminui 30,8 °C. Quando se adota P3 ao invés de P2, o erro máximo é reduzido de 3,7 °C. Finalmente, quando se usa P4 ao invés de P3, o erro máximo diminui apenas 2,9 °C. Assim, a calibração P3 fornece boa acurácia sem, no entanto, depender de um número elevado de medições, o que é vantajoso do ponto de vista prático.

Os resultados apresentados nesta seção indicam que o modelo detalhado, combinado com um procedimento adequado de calibração, é capaz de estimar as temperaturas de componentes do compressor em boa concordância com dados experimentais.

Tabela 5.10 - Parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  calibrados na calibração P2.

Parâmetro	$UA_{ie,amb}$	$UA_{m,ie}$	$UA_{sm,ie}$	$UA_{dt,ie}$
$k_1$	1.498	0.468	1.196	1.151
$k_2$	0.483	1.418	0.816	0.890

Tabela 5.11 - Parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  calibrados na calibração P3.

Parâmetro	$UA_{ie,amb}$	$UA_{m,ie}$	$UA_{sm,ie}$	$UA_{dt,ie}$
$k_1$	1.587	0.467	1.216	1.174
$k_2$	0.293	1.276	0.804	0.771

Tabela 5.12 - Parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  calibrados na calibração P4.

Parâmetro	$UA_{ie,amb}$	$UA_{m,ie}$	$UA_{sm,ie}$	$UA_{dt,ie}$
$k_1$	1.629	0.576	1.205	1.154
$k_2$	0.234	0.879	0.843	0.650

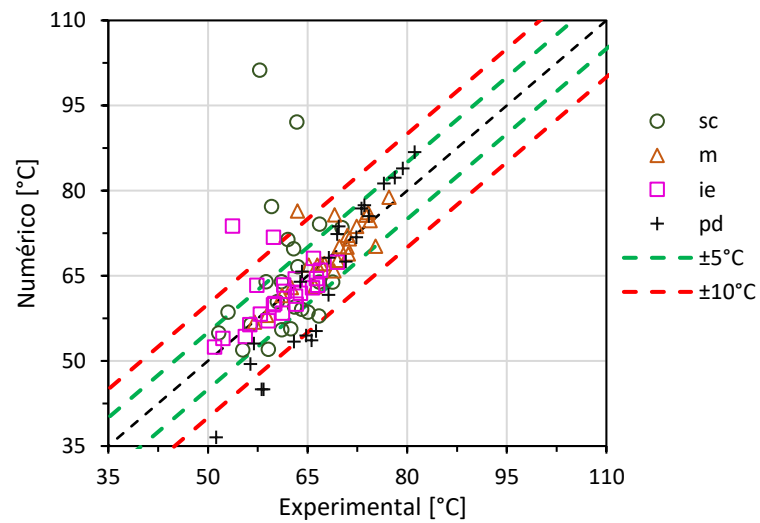


Figura 5.4 - Faixas de erro para a calibração P1.

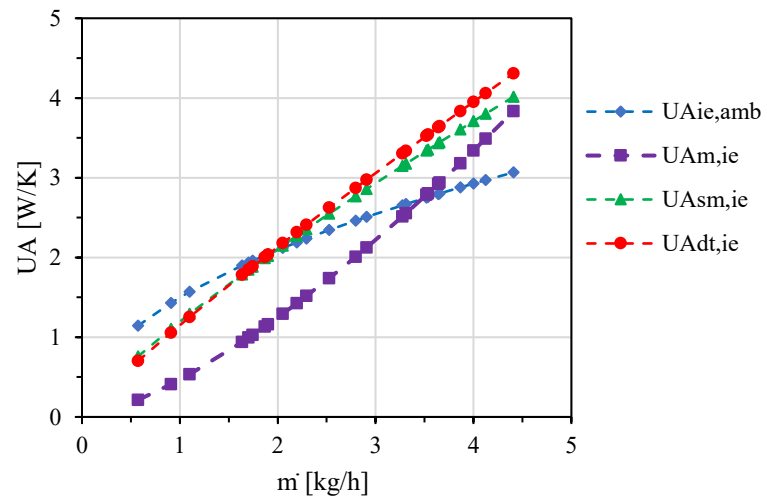


Figura 5.5 - Condutâncias resultantes (UA) da calibração P2 em função da vazão mássica (m).

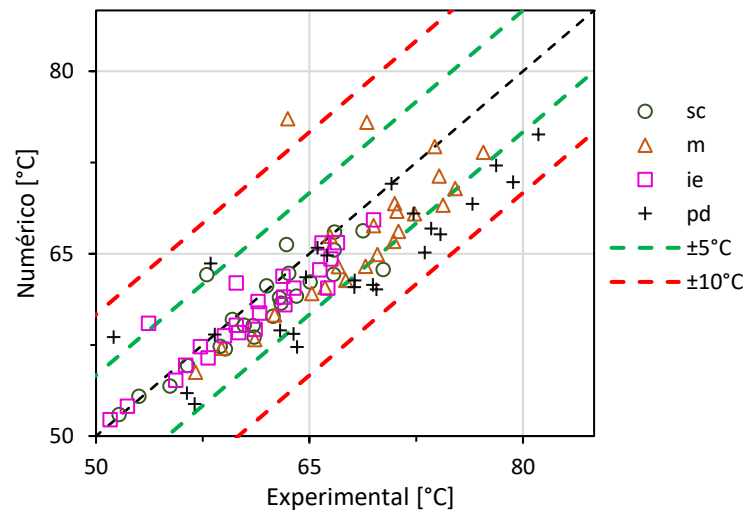


Figura 5.6 - Faixas de erro para a calibração P2.

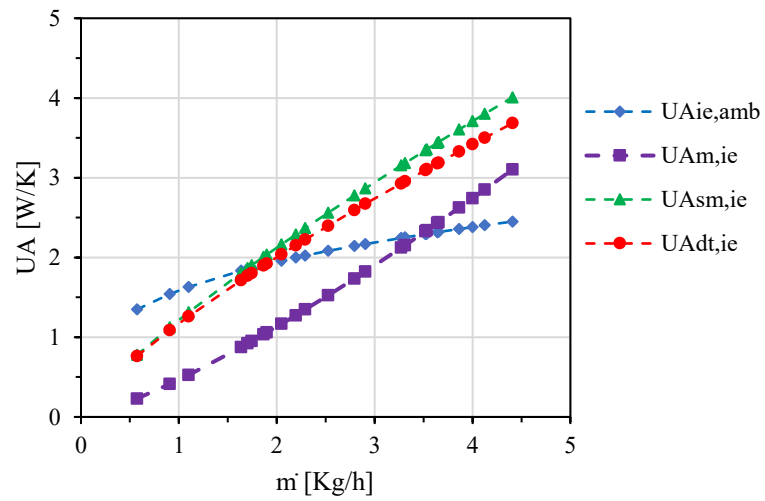


Figura 5.7 - Condutâncias resultantes (UA) da calibração P3 em função da vazão mássica (m).

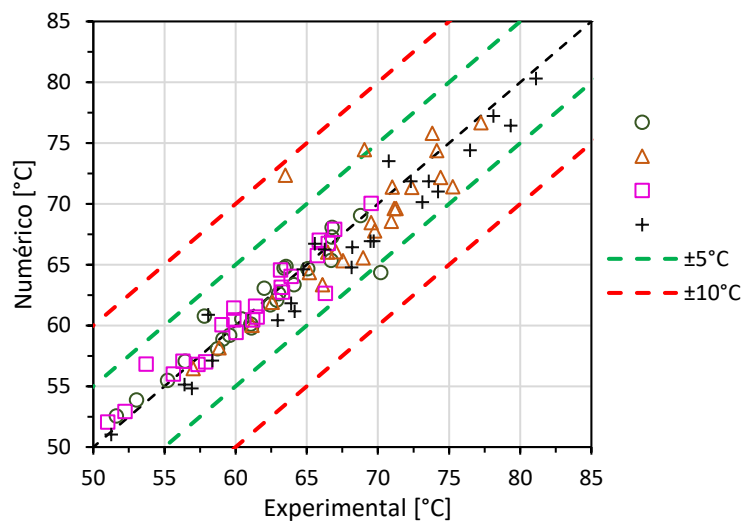


Figura 5.8 - Faixas de erro para a calibração P3.

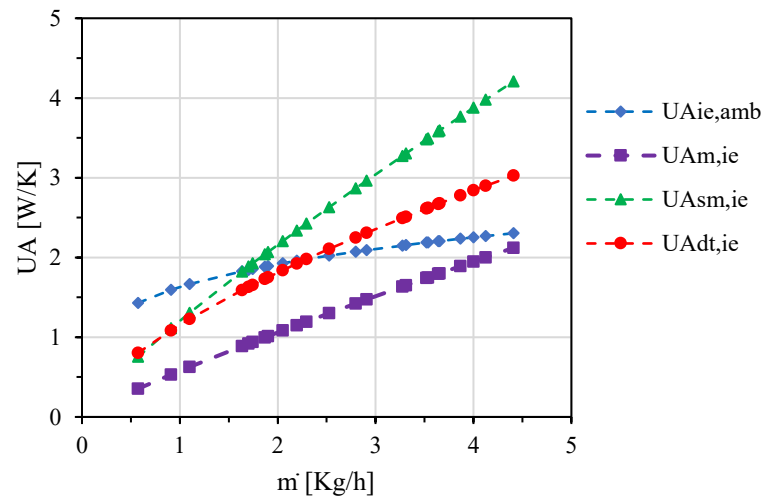


Figura 5.9 - Condutâncias resultantes (UA) da calibração P4 em função da vazão mássica (m).

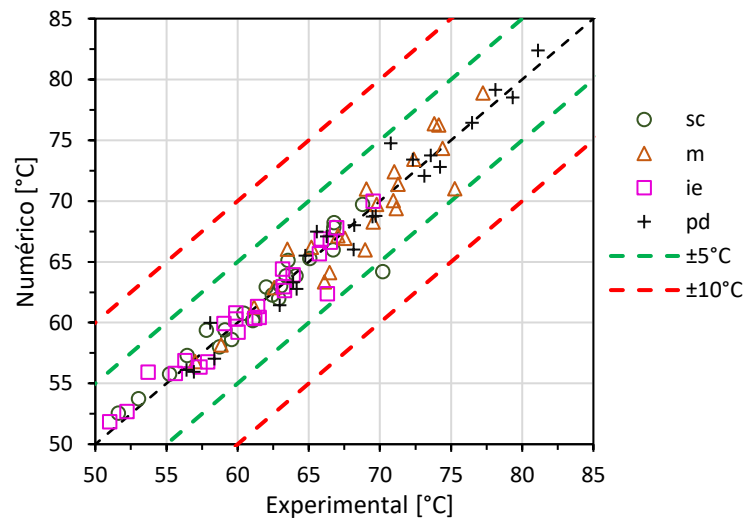


Figura 5.10 - Faixas de erro para a calibração P4.



## 5.2 Modelo térmico simplificado

Conforme indicado no capítulo 3, o modelo térmico simplificado foi desenvolvido para prever exclusivamente a temperatura do motor elétrico para fins de controle térmico visando confiabilidade. Nesse sentido, deve-se fornecer para o modelo a condutância térmica que representa todas as trocas de calor entre os componentes do compressor, o ambiente externo e o motor.

A principal vantagem desse modelo simplificado é a redução na quantidade de dados experimentais necessários para a calibração, ou seja, apenas a temperatura do motor em diferentes condições de operação é requerida para sua calibração. É importante observar que dados de temperatura de evaporação, temperatura de condensação e vazão mássica não são utilizadas nesse modelo, reduzindo a quantidade de dados de entrada da simulação. De fato, apenas a corrente elétrica, a velocidade de operação do compressor e a temperatura do BOX do calorímetro são necessárias como parâmetros de entrada.

Uma vez que a vazão é diretamente proporcional à frequência de operação do compressor, a Equação (3.5) foi adaptada para a Equação (5.1).

$$UA = k_1 \cdot f^{k_2} \quad (5.1)$$

onde  $f$  é a frequência de operação do compressor.

Três procedimentos de calibração do modelo foram testados: (i) utilizando apenas uma condição de operação e condutância constante (S1); (ii) considerando todos os dados experimentais disponíveis e condutância variável (S2); adotando duas condições de operação e condutância variável (S3).

O modelo foi calibrado com a temperatura mais elevada do motor, que ocorre entre as bobinas e é medida pelo termopar número 9 da Figura 4.3. Dessa forma, o modelo permite prever a temperatura mais crítica do motor.

### (i) Calibração S1 - Uma condição experimental e condutância constante

Essa calibração adotou a condição de operação  $(T_{\text{cond}}, T_{\text{evap}}) = (45 \text{ °C}, -25 \text{ °C})$  com velocidade 3000 rpm. Como apenas uma condição experimental é utilizada para a calibração do modelo, um único valor de condutância é determinado, sendo nesse caso  $UA_{m,amb} = 0.229 \text{ W/K}$ .

A Tabela 5.13 apresenta os erros das previsões do modelo após a calibração S1, sendo que o erro destacado em vermelho se refere à condição de operação usada na calibração. O erro nulo se deve ao fato que o número de parâmetros calibrados é igual ao número de dados experimentais utilizadas para calibrar o modelo. As previsões para a velocidade considerada na calibração mostram concordância razoável com as medições, com erro máximo de 9,2 °C. No entanto, os erros para as demais velocidades são bem maiores, atingindo um máximo de 27,0 °C na velocidade de 4400 rpm e  $(T_{cond}, T_{evap}) = (45 \text{ °C}, -25 \text{ °C})$ .

A Figura 5.11 apresenta os erros dos resultados do modelo calibrado com referência a faixas de erro de  $\pm 5 \text{ °C}$  e  $\pm 10 \text{ °C}$ . Considerando 24 condições de operação simuladas, observa-se que 12 resultados do modelo estão dentro da faixa de  $\pm 10 \text{ °C}$  e 6 dentro da faixa de  $\pm 5 \text{ °C}$ , ou seja, 50% e 25%, respectivamente. O grande número de resultados com erros acima de 10 °C indicam que o uso de uma condutância térmica constante não é suficiente para prever a temperatura de um motor de velocidade variável.

Tabela 5.13 - Erros ( $\varepsilon$ ) obtidos na calibração S1.

$T_{cond}$ [°C]	$T_{evap}$ [°C]	$\varepsilon_{2000}$ [°C]	$\varepsilon_{3000}$ [°C]	$\varepsilon_{4000}$ [°C]	$\varepsilon_{4400}$ [°C]
35	-10	-2,3	9,2	25,7	-
35	-15	-4,2	8,5	19,2	25,2
45	-15	-9,2	3,2	19,8	27,00
45	-25	-11,8	0,0	14,3	-
45	-35	-11,5	-2,9	9,8	-
55	-10	-9,1	5,0	16,6	-
55	-15	-11,8	0,5	15,9	22,3

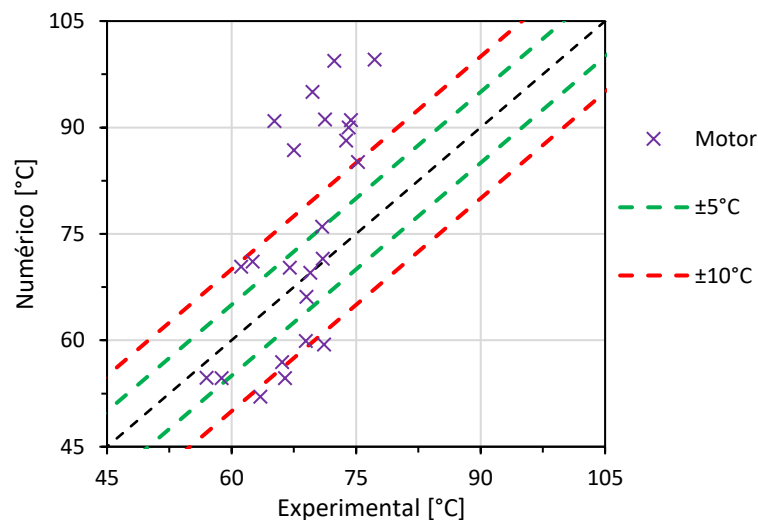


Figura 5.11 - Faixas de erro para a calibração S1.

(ii) Calibração S2 - Duas condições de operação e condutância variável

A calibração S2 adota duas condições de operação, representadas pelas velocidades de 2000 e 4000 rpm e  $(T_{cond}, T_{evap}) = (45\text{ °C}, -25\text{ °C})$ . As condutâncias térmicas variáveis obtidas da calibração estão na Tabela 5.14.

A Tabela 5.15 apresenta os erros dos resultados do modelo obtidos com a calibração S2. Assim como para a calibração S1, o erro nas condições selecionadas para calibração é igual a zero. O erro máximo de  $10,7\text{ °C}$  foi verificado para a condição de 4000 rpm, com  $(T_{cond}, T_{evap}) = (35\text{ °C}, -10\text{ °C})$ . A Figura 5.12 mostra que 23 resultados do modelo estão dentro da faixa de  $\pm 10\text{ °C}$  e 15 deles estão dentro da faixa de  $\pm 5\text{ °C}$ , correspondendo a 95,8% e 62,5% dos 24 resultados, respectivamente. Percebe-se que a calibração S2 permite uma redução significativa nos erros em comparação à calibração S1, indicando a importância do uso de condutâncias variáveis para representar as trocas térmicas em motores que operam em diferentes velocidades.

Tabela 5.14 - Condutâncias térmicas resultantes da calibração S2.

f [rpm]	UA [W/K]
2000	0,232
3000	0,353
4000	0,475

Tabela 5.15 - Erros ( $\epsilon$ ) obtidos na calibração S2.

$T_{cond}$ [°C]	$T_{evap}$ [°C]	$\epsilon_{2000}$ [°C]	$\epsilon_{3000}$ [°C]	$\epsilon_{4000}$ [°C]	$\epsilon_{4400}$ [°C]
35	-10	9,5	9,2	10,7	-
35	-15	7,6	8,6	5,2	4,8
45	-15	3,8	3,2	4,7	5,1
45	-25	0,0	0,1	0,0	-
45	-35	-1,0	-2,9	-3,7	-
55	-10	5,5	5,1	1,6	-
55	-15	2,5	0,6	1,0	0,4

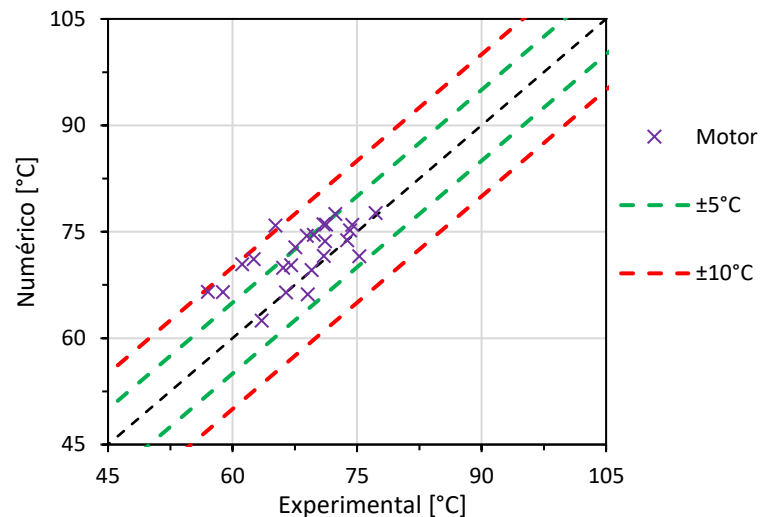


Figura 5.12 - Faixa de erros para calibração S2.

(iii) Calibração S3 - Todos os dados experimentais e condutância variável.

Na calibração S3 são utilizadas todas as medições disponíveis para calibrar o modelo. O objetivo dessa calibração é ter uma base de comparação para avaliação das calibrações S1 e S2.

As condutâncias resultantes desta calibração estão na Tabela 5.16, enquanto a Tabela 5.17 mostra que o maior erro dos resultados do modelo é de 7,5 °C e ocorre na condição de 4000 rpm, com  $T_{\text{cond}} = 35$  °C e  $T_{\text{evap}} = -10$  °C. Finalmente, a Figura 5.13 exibe os erros em faixas de  $\pm 5$  °C e  $\pm 10$  °C, indicando que todos os resultados estão dentro da faixa de  $\pm 10$  °C e 18 estão dentro da faixa de  $\pm 5$  °C, correspondendo a 75% dos 24 resultados.

Naturalmente, pelo fato de usar um número elevado de dados experimentais na calibração, não é surpresa verificar a redução dos erros dos resultados em comparação às calibrações S1 e S2. Por outro lado, apesar da maior acurácia do modelo com a calibração S3, o modelo obtido com a calibração S2 mostrou ser capaz de prever de forma satisfatória a temperatura do motor de um compressor de velocidade variável a partir de medições para apenas duas condições de operação. Na Tabela 5.18 são apresentados os parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  calibrados em S1, S2 e S3.

Tabela 5.16 - Condutâncias térmicas resultantes da calibração S3.

f	UA
[rpm]	[W/K]
2000	0,261
3000	0,387
4000	0,512

Tabela 5.17 - Erros ( $\epsilon$ ) obtidos na calibração S3.

$T_{\text{cond}}$ [°C]	$T_{\text{evap}}$ [°C]	$\epsilon_{2000}$ [°C]	$\epsilon_{3000}$ [°C]	$\epsilon_{4000}$ [°C]	$\epsilon_{4400}$ [°C]
35	-10	5,7	5,8	7,5	-
35	-15	3,8	5,1	2,2	1,9
45	-15	-0,4	-0,2	1,5	2,0
45	-25	-3,8	-3,3	-3,1	-
45	-35	-4,4	-5,9	-6,6	-
55	-10	0,8	1,2	-1,7	-
55	-15	-2,1	-3,0	-2,1	-2,7

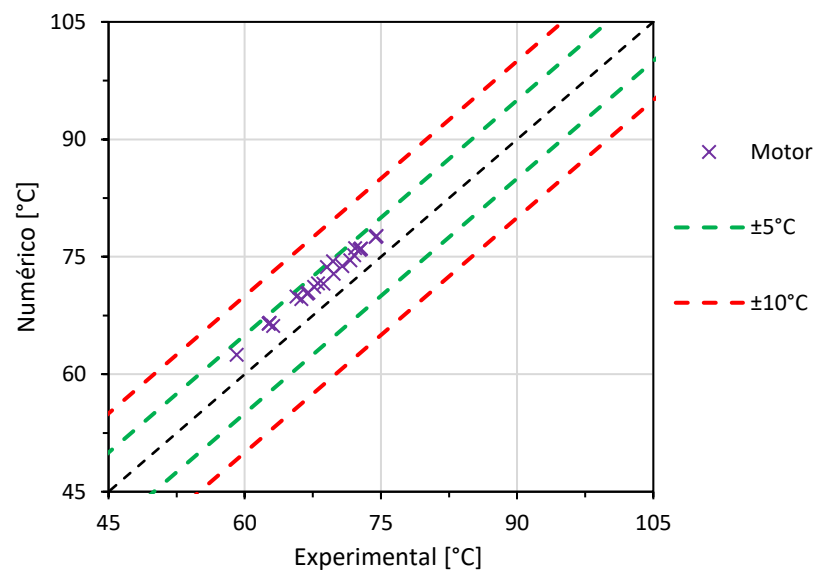


Figura 5.13 - Faixa de erros para calibração S3.

Tabela 5.18 - Parâmetros  $k_1$  e  $k_2$  calibrados em S1, S2 e S3.

Calibração	$k_1$	$k_2$
S1	0,354	0
S2	$6,257 \times 10^{-3}$	1,031
S3	$8,650 \times 10^{-3}$	0,972

## 6 CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou a criação de uma biblioteca térmica na linguagem Modelica para o desenvolvimento de modelos de compressores alternativos herméticos em regime permanente.

A validação da biblioteca foi realizada com o desenvolvimento de dois modelos de simulação de compressores: o primeiro, denominado detalhado, incorpora os principais componentes do compressor, e o segundo, denominado simplificado, objetiva exclusivamente a análise térmica do motor elétrico. A calibração e a validação dos modelos foram realizadas com o emprego de dados experimentais. A biblioteca térmica desenvolvida proporcionou uma simplificação e agilidade na criação dos dois modelos de compressores. Ao permitir a construção dos modelos com o uso de blocos interconectados através de portas, a biblioteca fornece uma alta flexibilidade na escolha da geometria do modelo térmico do compressor.

A acurácia dos resultados do modelo detalhado foi verificada a partir de comparações com dados da literatura e por meio de medições realizadas neste trabalho e com o emprego de diferentes procedimentos de calibração. De forma geral, a acurácia se mostrou dependente do número de dados experimentais utilizados na calibração, especialmente em compressores de velocidade variável. Neste tipo de compressor, observou-se a necessidade do uso de condutâncias térmicas variáveis para obter resultados satisfatórios em todas as velocidades. O modelo calibrado foi capaz de prever as temperaturas dos componentes do compressor mesmo com o emprego de um conjunto pequeno de dados experimentais para a sua calibração, com erros máximos em torno de 8,0 °C em poucas condições de operação. O modelo simplificado possibilita estimar a temperatura do motor elétrico do compressor a partir de dados de entrada de velocidade de operação e corrente consumida. Os resultados do modelo apresentaram um erro máximo de 10,7 °C, oferecendo a vantagem de sua simplicidade e da necessidade de poucos dados experimentais para sua calibração.

Por ser uma linguagem declarativa, a linguagem Modelica oferece facilidades no desenvolvimento de modelos de simulação. Os compiladores especializados para essa linguagem aplicam diversas otimizações durante a compilação do código, resultando em um código de alto desempenho computacional. Além disso, a sua programação baseada em blocos permite modificações rápidas e intuitivas dos modelos desenvolvidos. A utilização de conectores também simplifica a criação de modelos compatíveis entre si, uma vez que eles asseguram a troca de informações consistentes entre os blocos que compartilham os mesmos conectores. No entanto, alguns desafios foram enfrentados durante o desenvolvimento da

biblioteca, relacionados ao diagnóstico de erros. Ao contrário das linguagens imperativas, que executam o código linha por linha, a maioria dos códigos em Modelica não segue essa abordagem. Assim, a identificação da origem de erros, especialmente os erros numéricos, pode não ser fácil.

## 6.1 Sugestões para trabalhos futuros

A biblioteca desenvolvida neste trabalho apresenta vantagens nos quesitos de simplicidade e baixo custo computacional. Por outro lado, diversas melhorias podem ser implementadas para melhorar a acurácia dos resultados e obter simulações mais detalhadas de compressores.

- Simulação transiente

O modelo desenvolvido fornece resultados para a distribuição de temperatura em componentes do compressor de regime permanente. O modelo poderia ser estendido para simulação térmica para condições transientes, tais como na partida de compressores.

- Simulação do ciclo de compressão

O modelo de câmara de compressão desenvolvido neste trabalho é simplificado. Apesar de fornecer resultados aceitáveis, seria vantajoso aprimorar o modelo para a simulação do ciclo de compressão, incluindo a dinâmica de válvulas, vazamentos e transferência de calor. Esse novo modelo poderia estimar a vazão mássica e o trabalho de compressão, não sendo necessário fornecer essas informações como dados de entrada do modelo. Essa modificação do modelo permitiria uma análise mais completa do compressor.

- Cálculo das perdas no motor

No presente trabalho, as perdas no motor foram estimadas a partir da eficiência do motor ou de dados obtidos em testes de dinamômetro. No entanto, para melhorar a precisão do modelo e eliminar a necessidade de dados experimentais de torque, corrente consumida e eficiência do motor, um modelo de motor mais detalhado poderia ser implementado, com as perdas resistivas e as perdas no ferro sendo calculadas com base nas propriedades físicas do motor, seguindo abordagem semelhante à proposta por Dutra (2016).

- Adaptação do modelo para o OpenModelica

O modelo foi desenvolvido no ambiente Dymola que oferece diversas ferramentas para facilitar o desenvolvimento de modelos, tal como biblioteca de calibração, mas é um software pago. Assim seria oportuno a adaptar o modelo desenvolvido neste trabalho para a plataforma OpenModelica.



## REFERÊNCIAS

- ARAÚJO, M. C. D. et al. **Hermetic Reciprocating Compressor Simulation Using a MultiPhysics Platform**. Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference. West Lafayette, IN, USA: [s.n.]. 2022. p. 1357.
- BLOCH, H. P. **A PRACTICAL GUIDE TO COMPRESSOR TECHNOLOGY**. 2nd. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2006.
- BUTERA, R. A.; WALDECK, D. H. The Dependence of Resistance on Temperature for Metals, Semiconductors, and Superconductors. **Journal of Chemical Education**, v. 74, n. 9, p. 1090-1094, September 1997.
- CAVALLINI, A. et al. Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor. **Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference**, West Lafayette, IN, USA, 1996. 535-540.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **THERMODYNAMICS AN ENGINEERING APPROACH**. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- CHAMOUN, M. et al. Modelica-based modeling and simulation of a twin screw compressor for heat pump applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 58, n. 1-2, p. 479-489, Abril 2013.
- CUSTÓDIO, C. **Um modelo de simulação para relacionar resultados de testes de elevação de pressão com o desempenho de compressores alternativos**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 97. 2019.
- DINIZ, M. C. **Análise numérico-experimental de compressores alternativos em transientes periódicos típicos de refrigeradores domésticos**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2018.
- HUBER, T.; PETERS, W.; BÖCKER, J. A Low-Order Thermal Model for Monitoring Critical Temperatures in Permanent Magnet Synchronous Motors. **7th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives**, 2014.
- IRR. **The role of refrigeration in the global economy. 38th Informatory Note on Refrigeration Technologies**. International Institute of Refrigeration. [S.l.]. 2019.
- KREMER, R. **Análise teórica e experimental da influência da atomização de óleo em processos de compressão**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2006.
- LI, W. Simplified steady-state modeling for variable speed compressor. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p. 318-326, Janeiro 2013.
- LOPES, D. M. **Modelo para previsão do torque resistivo de compressores alternativos utilizando a linguagem modelica**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2019.

MEYER, W.; THOMPSON, H. **An Analytical Model of Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor**. Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference. West Lafayette, IN, USA: [s.n.]. 1988. p. 898-907.

MODELICA STANDARD LIBRARY, 2020. Disponível em: <<https://doc.modelica.org/Modelica%204.0.0/Resources/helpDymola/Modelica.html>>.

NEGRÃO, C. O. R. et al. A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications. **Applied Thermal Engineering**, p. 1114-1124, 2011.

PFAFFEROTT, T.; SCHMITZ, G. **Implementation of a Modelica Library for Simulation of Refrigeration Systems**. Proceedings of the 3rd International Modelica Conference. Linköping: The Modelica Association. 2003.

PORKHIAL, S.; KHASTOO, B.; RAZAVI, M. R. M. Transient characteristic of reciprocating compressors in household refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, n. 12, p. 1391-1402, 2002. ISSN 1359-4311. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431102000467>>.

QUOILIN, S. et al. **ThermoCycle: A Modelica library for the simulation of thermodynamic systems**. Proceedings of the 10th International Modelica Conference. Lund; Sweden: [s.n.]. 2014. p. 683-692.

RIBAS, F. et al. **Thermal Analysis of Reciprocating Compressors - A Critical Review**. Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference. West Lafayette, IN, USA: [s.n.]. January 2008. p. 1306.

SILVA, W. T. F. D. D. **Modelagem e Análise Numérica do Desempenho de Compressores Alternativos em Diferentes Velocidades de Operação**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 128. 2022.

STRUTZ, T. **Data fitting and uncertainty: A practical introduction to weighted least squares and beyond**. 1. ed. [S.l.]: Springer, v. 1, 2011.

TANVEER, M. M.; BRADSHAW, C. R. **Quantitative and Qualitative Evaluation of Various Positive-Displacement Compressor Modeling Platforms**. Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference. West Lafayette, IN, USA: [s.n.]. 2021. p. 1248.

TILLER, M. M. Modelica by Example. Disponível em: <<https://mbe.modelica.university/>>. Acesso em: 06 jul. 2023.

TODESCAT, M. et al. **Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors**. Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference. West Lafayette, IN, USA: [s.n.]. January 1992. p. 1419-1428.

YOON, M. K.; JEON, C. S.; KAUH, S. K. Efficiency increase of an induction motor by improving cooling performance. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, p. 1-6, 2002.

## APÊNDICE A – CÓDIGO-FONTE DO MODELO DE SISTEMA DE SUÇÃO E DESCARGA

Neste apêndice é incluído o código-fonte do modelo do sistema de sucção e descarga como exemplo do código escrito na linguagem Modelica:

```

model Volume

  replaceable package Medium = ExternalMedia.Media.CoolPropMedium
    "Medium model within the source" annotation (choicesAllMatching=true);

  Medium.ThermodynamicState state_a(phase(start = 1));
  Medium.ThermodynamicState state_b(phase(start = 1));

  Modelica.Fluid.Interfaces.FluidPort_a port_a(h_outflow(start = 600000), m_flow(start =
  0.00024), redeclare package Medium = Medium)annotation (Placement(transformation(extent
  ={{-110,-10},{-90,10}})));
  Modelica.Fluid.Interfaces.FluidPort_b port_b(h_outflow(start = 600000), m_flow(start =
  -0.00024), redeclare package Medium = Medium)
  annotation (Placement(transformation(extent={{90,-10},{110,10}})));

  Modelica.Thermal.HeatTransfer.Interfaces.HeatPort_a port_Q
    annotation (Placement(transformation(extent={{-10,30},{10,50}}),
    iconTransformation(extent={{-10,30},{10,50}})));

equation

  //Estado do fluido na entrada e na saída
  state_a = Medium.setState_ph(port_a.p, inStream(port_a.h_outflow));
  state_b = Medium.setState_ph(port_b.p, port_b.h_outflow);

  //Temperatura para cálculo de troca de calor
  port_Q.T = (state_a.T + state_b.T)/2;

  //Balanço de massa
  port_a.m_flow + port_b.m_flow = 0;

  //Balanço de pressões
  port_a.p = port_b.p;

  //balanço de energia
  port_a.m_flow * inStream(port_a.h_outflow) + port_b.m_flow * port_b.h_outflow + port_Q
  .Q_flow = 0;
  port_a.m_flow * port_a.h_outflow + port_b.m_flow * inStream(port_b.h_outflow) + port_Q
  .Q_flow = 0;

  annotation (Diagram(coordinateSystem(extent={{-100,-40},{100,40}}),
    graphics={
      Text (
        extent={{-92,6},{-78,-8}},
        lineColor={0,0,0},
        fillColor={0,0,0},
        fillPattern=FillPattern.Solid,
        textString="A"),
      Text (
        extent={{80,6},{92,-8}},
        lineColor={0,0,0},
        fillColor={0,0,0},
        fillPattern=FillPattern.Solid,
        textString="B"),
      Text (
        extent={{12,28},{34,4}},
        lineColor={0,0,0},
        fillColor={0,0,0},
        fillPattern=FillPattern.Solid,
        textString="Q_dot"),
    }
  );

```

```

Polygon (
  points={{68,-4},{68,4},{78,0},{68,-4}},
  pattern=LinePattern.None,
  fillColor={0,0,0},
  fillPattern=FillPattern.Solid),
Line (
  points={{68,0},{-78,0}},
  color={0,0,0},
  thickness=0.5),
Polygon (
  points={{-4,18},{0,28},{4,18},{-4,18}},
  lineColor={0,0,0},
  lineThickness=0.5,
  fillColor={0,0,0},
  fillPattern=FillPattern.Solid),
Line (
  points={{0,18},{0,6}},
  color={0,0,0},
  thickness=0.5)),
coordinateSystem(extent={{-100,-40},{100,40}}), graphics={
Rectangle (
  extent={{-100,40},{100,-40}},
  lineColor={0,0,0},
  fillColor={255,255,255},
  fillPattern=FillPattern.Solid),
Text (
  extent={{-96,-54},{100,-82}},
  lineColor={0,0,0},
  textString=""),
Text (
  extent={{-92,6},{-78,-8}},
  lineColor={0,0,0},
  fillColor={0,0,0},
  fillPattern=FillPattern.Solid,
  textString="A"),
Text (
  extent={{80,6},{92,-8}},
  lineColor={0,0,0},
  fillColor={0,0,0},
  fillPattern=FillPattern.Solid,
  textString="B"),
Text (
  extent={{12,28},{34,4}},
  lineColor={0,0,0},
  fillColor={0,0,0},
  fillPattern=FillPattern.Solid,
  textString="Q_dot"),
Polygon (
  points={{68,-4},{68,4},{78,0},{68,-4}},
  pattern=LinePattern.None,
  fillColor={0,0,0},
  fillPattern=FillPattern.Solid),
Line (
  points={{68,0},{-78,0}},
  color={0,0,0},
  thickness=0.5),
Polygon (
  points={{-4,18},{0,28},{4,18},{-4,18}},
  lineColor={0,0,0},
  lineThickness=0.5,
  fillColor={0,0,0},
  fillPattern=FillPattern.Solid),
Line (
  points={{0,18},{0,6}},
  color={0,0,0},
  thickness=0.5))));
end Volume;

```

## APÊNDICE B - ERROS OBTIDOS NAS CALIBRAÇÕES

Neste apêndice, estão incluídas as tabelas com os erros das calibrações realizadas com os dados obtidos neste trabalho. Os erros são calculados como as diferenças entre os resultados numéricos e os dados experimentais. As condições destacadas em vermelho representam aquelas em que as calibrações foram realizadas. Além disso, as tabelas também apresentam os erros máximos em cada componente e o erro médio absoluto dos erros.

### a) Erros da calibração P1 – Calibração em uma condição de operação.

Tabela B.1 - Erros obtidos na calibração P1.

f [rpm]	$T_{cond}$ [°C]	$T_{evap}$ [°C]	$\varepsilon_{sc}$ [°C]	$\varepsilon_m$ [°C]	$\varepsilon_{ie}$ [°C]	$\varepsilon_{pd}$ [°C]
2000	35	-10	-3,3	0,3	-1,3	1,6
2000	35	-15	5,6	-0,8	1,7	-7,0
2000	45	-15	5,2	-3,0	0,4	-9,6
2000	45	-25	17,6	0,4	5,9	-13,4
2000	45	-35	43,4	12,9	20,1	-14,7
2000	55	-10	2,9	-3,1	0,1	-6,5
2000	55	-15	9,4	-2,3	2,0	-11,0
3000	35	-10	3,3	-0,2	1,4	-3,9
3000	35	-15	0,0	0,3	0,1	0,1
3000	45	-15	0,0	0,0	0,0	0,0
3000	45	-25	6,9	-1,8	0,8	-10,3
3000	45	-35	28,7	6,7	11,9	-13,1
3000	55	-10	-3,5	-0,9	-1,8	1,3
3000	55	-15	3,1	1,1	1,3	-0,5
4000	35	-10	-7,1	1,7	-2,0	4,0
4000	35	-15	-5,6	-0,4	-2,8	2,9
4000	45	-15	-5,0	0,2	-2,0	3,8
4000	45	-25	7,3	1,8	2,2	-3,3
4000	45	-35	3,3	-5,1	-1,8	-12,0
4000	55	-10	-8,8	0,3	-3,2	4,6
4400	54	-15	-2,9	2,0	-1,0	4,1
4400	35	-15	-6,8	0,4	-3,3	3,7
4000	55	-15	-6,5	1,3	-2,9	4,8
4400	55	-15	-4,9	1,6	-2,1	5,7
Erro máximo [°C]:			43,44	12,91	20,07	-14,70
Erro médio absoluto [°C]:				4,72		

## b) Erros da calibração P2 – Calibração com duas condições de operação.

Tabela B.2 - Erros obtidos na calibração P2.

f [rpm]	$T_{cond}$ [°C]	$T_{evap}$ [°C]	$\varepsilon_{sc}$ [°C]	$\varepsilon_m$ [°C]	$\varepsilon_{ie}$ [°C]	$\varepsilon_{pd}$ [°C]
2000	35	-10	-1,10	-3,22	-1,01	-6,81
2000	35	-15	0,24	-1,60	0,23	-2,87
2000	45	-15	-1,33	-3,86	-1,44	-4,23
2000	45	-25	0,00	0,00	0,00	0,00
2000	45	-35	5,47	12,60	5,59	6,92
2000	55	-10	-1,96	-4,98	-1,52	-5,91
2000	55	-15	0,36	-2,64	-0,32	-1,40
3000	35	-10	0,17	-1,76	0,35	-4,28
3000	35	-15	-0,64	-2,59	-0,48	-5,48
3000	45	-15	-1,31	-3,09	-0,76	-5,38
3000	45	-25	-1,51	-2,21	-1,38	-1,70
3000	45	-35	2,35	6,77	2,74	6,13
3000	55	-10	-2,08	-4,92	-1,75	-7,61
3000	55	-15	-0,16	-1,87	0,00	-4,02
4000	35	-10	-1,94	-3,45	-0,80	-7,65
4000	35	-15	-2,96	-4,73	-2,41	-7,04
4000	45	-15	-2,57	-4,44	-1,72	-6,51
4000	45	-25	0,00	0,00	0,00	0,00
4000	45	-35	-6,49	-4,90	-4,11	-0,09
4000	55	-10	-3,40	-5,40	-1,94	-8,43
4400	54	-15	-1,44	-2,74	-1,06	-5,86
4400	35	-15	-2,58	-4,84	-2,48	-8,00
4400	55	-15	-2,38	-4,10	-2,06	-7,37
4400	55	-15	-1,90	-3,89	-1,72	-6,29
Erro máximo [°C]:			-6,49	12,60	5,59	-8,43
Erro médio absoluto [°C]:			3,03			

c) Erros da calibração P3 – Calibração com uma condição em cada velocidade.

Tabela B.3 - Erros obtidos na calibração P3.

f [rpm]	$T_{evap}$ [°C]	$T_{cond}$ [°C]	$\varepsilon_{sc}$ [°C]	$\varepsilon_m$ [°C]	$\varepsilon_{ie}$ [°C]	$\varepsilon_{pd}$ [°C]
2000	35	-10	0,28	-1,14	0,40	-2,95
2000	35	-15	0,85	-0,65	0,73	-1,25
2000	45	-15	-0,62	-2,73	-0,85	-2,49
2000	45	-25	-0,38	-0,40	-0,53	-1,24
2000	45	-35	2,97	8,88	3,14	-0,21
2000	55	-10	-0,92	-3,39	-0,58	-3,37
2000	55	-15	1,06	-1,52	0,22	0,02
3000	35	-10	0,96	-0,55	1,07	-2,10
3000	35	-15	0,64	-0,65	0,76	-2,05
3000	45	-15	0,11	-0,96	0,61	-1,74
3000	45	-25	-0,78	-1,05	-0,81	-0,13
3000	45	-35	1,33	5,43	1,57	2,82
3000	55	-10	-0,40	-2,37	-0,04	-3,19
3000	55	-15	1,33	0,39	1,42	-0,44
4000	35	-10	-0,21	-0,80	1,04	-2,77
4000	35	-15	-1,31	-2,20	-0,71	-2,53
4000	45	-15	-0,74	-1,65	0,16	-1,69
4000	45	-25	1,29	2,00	1,15	2,77
4000	45	-35	-5,83	-3,82	-3,63	1,16
4000	55	-10	-1,34	-2,23	0,24	-2,89
4400	54	-15	0,53	0,27	0,95	-0,89
4400	35	-15	-0,73	-1,99	-0,53	-2,94
4000	55	-15	-0,38	-1,02	0,03	-2,04
4400	55	-15	0,28	-0,55	0,53	-0,78
Erro máximo [°C]:			-5,83	8,88	-3,63	-3,37
Erro médio absoluto [°C]:			1,44			

d) Erros da calibração P4 – Calibração com todas as condições de operação.

Tabela B.4 - Erros obtidos na calibração P4.

f [rpm]	$T_{evap}$ [°C]	$T_{cond}$ [°C]	$\varepsilon_{sc}$ [°C]	$\varepsilon_m$ [°C]	$\varepsilon_{ie}$ [°C]	$\varepsilon_{pd}$ [°C]
2000	35	-10	0,57	0,11	0,22	-1,37
2000	35	-15	0,73	-0,67	0,47	-0,29
2000	45	-15	-0,71	-2,75	-1,12	-1,51
2000	45	-25	-0,96	-2,33	-1,01	-1,31
2000	45	-35	1,58	2,55	2,23	-2,50
2000	55	-10	-0,87	-2,95	-0,81	-2,14
2000	55	-15	0,93	-1,77	-0,05	0,84
3000	35	-10	0,95	-0,21	0,84	-0,98
3000	35	-15	0,85	0,33	0,59	-0,56
3000	45	-15	0,35	0,10	0,43	-0,18
3000	45	-25	-0,89	-1,23	-1,08	0,76
3000	45	-35	0,47	1,95	0,95	1,91
3000	55	-10	-0,01	-0,88	-0,22	-1,39
3000	55	-15	1,59	1,41	1,26	1,09
4000	35	-10	0,30	1,04	0,89	-0,92
4000	35	-15	-0,87	-0,60	-0,84	-0,75
4000	45	-15	-0,25	0,11	0,04	0,20
4000	45	-25	1,44	2,54	0,99	4,00
4000	45	-35	-5,98	-4,22	-3,92	1,92
4000	55	-10	-0,71	-0,06	0,11	-0,80
4400	54	-15	1,07	2,12	0,85	1,04
4400	35	-15	-0,17	-0,05	-0,64	-1,02
4000	55	-15	0,23	1,05	-0,07	-0,03
4400	55	-15	0,94	1,65	0,47	1,29
Erro máximo [°C]:			-5,98	-4,22	-3,92	4,00
Erro médio absoluto [°C]:			1,09			