



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

Diego Marchi

**COMPARAÇÃO TERMODINÂMICA ENTRE DIFERENTES TECNOLOGIAS DE  
COMPRESSÃO PARA APLICAÇÃO EM REFRIGERADORES PORTÁTEIS**

Florianópolis

2021



Diego Marchi

**Comparação termodinâmica entre diferentes tecnologias de compressão para aplicação em refrigeradores portáteis**

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

Orientador: Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr. Eng

Florianópolis

2021

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

Marchi, Diego

Comparação termodinâmica entre diferentes tecnologias de compressão para aplicação em refrigeradores portáteis / Diego Marchi ; orientador, Christian Johann Losso Hermes, 2021. 123 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2021.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigerador compacto. 3. Análise termodinâmica. 4. Compressão mecânica de vapor. 5. Compressor linear. I. Hermes, Christian Johann Losso. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.



# DIEGO MARCHI

## COMPARAÇÃO TERMODINÂMICA ENTRE DIFERENTES TECNOLOGIAS DE REFRIGERAÇÃO PARA APLICAÇÃO EM REFRIGERADORES PORTÁTEIS

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

Prof. Christian Johann Losso Hermes (Presidente), Dr. Eng., UFSC

Prof. César José Deschamps, Ph.D., UFSC

Professor Enio P. Bandarra Filho, D.Sc., UFU

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, especialidade Engenharia Mecânica, área de concentração Engenharia e Ciências Térmicas.

---

Orientador

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr. Eng.

---

Coordenador do Curso

Prof. Paulo de Tarso Rocha de Mendonça, Ph. D.

Florianópolis, 2021



Dedico este trabalho à minha namorada, Loiane  
aos amigos, à Deus, e à minha família, Guido, Cecília,  
Willian, Márcia e Amarildo.

## AGRADECIMENTOS

---

Ao povo brasileiro, que incentiva a pesquisa através das universidades públicas e das agências de fomento à pesquisa e inovação.

À Nidec, à Embrapii e ao CNPq pelo suporte material e financeiro.

À UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina e ao POSMEC pela infraestrutura, formação e corpo docente.

Ao Prof. Cláudio Melo, pelas oportunidades proporcionadas, pela orientação ao longo da minha carreira no POLO, pela estrutura deixada, pelo profissionalismo, valores e ensinamentos compartilhados.

Em especial ao Prof. Christian J. L. Hermes, pela orientação e contribuição em minha formação acadêmica, profissional e desenvolvimento pessoal. Pela dedicação, competência, comprometimento e visão crítica, sobretudo pela confiança em meu trabalho.

Aos engenheiros Aleksandro Silveira e Márcio Demétrio, os quais transmitiram valores não somente pela competência e seriedade no trabalho, mas pela superação de obstáculos e história de vida. Pelos momentos de descontração e compartilhamento de conhecimento.

Agradeço a todos os amigos e equipe de trabalho do laboratório, mestrandos Fábio Melo, Gustavo Ardigó e Eng. Guilherme Berno, alunos de iniciação científica, Pedro Brüggeman, Gabriel Podgaiestky e Felipe Felix, pelo compartilhamento de conhecimento e experiências, discussões construtivas e momentos de descontração. Aos alunos que contribuíram com o desenvolvimento do presente trabalho, Luiza Freitas, Raul Liston, Jairo Vieira, e em especial ao Vitor Alves, pela dedicação e seriedade. Aos colegas, amigos e à toda a equipe do laboratório, que contribuíram de forma direta ou indireta para execução deste trabalho. Ainda ao tecnólogo Jorge Lubas e técnico Jean Backer, que também auxiliaram na realização dos experimentos.

Ao Prof. Joaquim Manoel Gonçalves e ao Prof. Cesar J. Deschamps, pelo compartilhamento de ideias e participação na qualificação do projeto de dissertação. Agradeço ao professor Joaquim em específico, pelos ensinamentos e recomendações no trabalho, pela dedicação e apoio.

Ao engenheiro Adriano Ronzoni, pelo apoio e provisionamento de subsídios no decorrer do projeto, fazendo a ponte entre Nidec e POLO.

Em especial aos meus pais, Márcia e Amarildo Marchi, e meu irmão, Willian Marchi, pelo apoio incondicional nesta trajetória, sobretudo nos momentos mais difíceis. À minha avó (*Babcia*), Cecília Cizanoski Marchi e meu tio Guido Cizanoski, pela fé e credibilidade. Em especial à minha namorada e parceira, Loiane C. de Souza, pelo amor, carinho, companheirismo, aconselhamento e suporte em todos os momentos. Também agradeço aos demais familiares.

Aos amigos Leonardo Degering, Fábio Peixer, Murilo Rubik, Bruno Pereira, Vanessa Domingos, João Paulo Miranda, enfim, àqueles que ajudaram direta ou indiretamente este trabalho, que sabem a quem me refiro, meu muito obrigado.

Aos membros da banca, pela disponibilização para avaliarem este trabalho.

“Você não pode esperar construir um mundo melhor sem melhorar os indivíduos. Para esse fim, cada um de nós deve trabalhar para o seu próprio aperfeiçoamento e, ao mesmo tempo, compartilhar uma responsabilidade geral por toda a humanidade”  
*(Marie Salomea Skłodowska-Curie)*

“Strive for perfection in everything you do.  
Take the best that exists and make it better.  
When it does not exist, design it”  
*(Henry Royce)*

## RESUMO

---

O segmento de refrigeradores portáteis tem recebido cada vez mais atenção da indústria do frio. Além das exigências relacionadas à eficiência de equipamentos eletroeletrônicos, a demanda por compactidade torna-se cada vez mais relevante. Entretanto, as alternativas disponíveis para refrigerar pequenos compartimentos apresentam desempenho pouco satisfatório, como é o caso dos refrigeradores termoelétricos, que tipicamente apresentam eficiências muito inferiores às aquelas observadas para os sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Em meio a esse cenário, a indústria de refrigeração tem investido em diferentes tecnologias de compressão, tais como compressores rotativos e alternativos tanto biela-manivela como linear. Neste contexto, o objetivo do presente trabalho consiste em comparar tais tecnologias de compressão quando aplicadas a um refrigerador compacto de 40 litros. Comparações com um refrigerador termoelétrico de 35 litros também foram conduzidas. Na frente computacional, um modelo de simulação em regime permanente foi desenvolvido para o sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor permitindo a avaliação do seu desempenho termodinâmico ao operar com compressores distintos. Paralelamente, na frente experimental, testes foram realizados tanto com um refrigerador termoelétrico como com um refrigerador por compressão mecânica de vapor empregando três compressores distintos (biela-manivela, rotativo e linear). Observou-se uma redução do consumo de energia em torno de 50% ao se substituir o compressor original (biela-manivela) pelo compressor linear, o qual apresentou o melhor desempenho entre as tecnologias avaliadas. Por este motivo, foi proposta uma otimização multivariável do sistema com o compressor linear tendo como função objetivo a redução simultânea da massa total e do consumo de energia do refrigerador. Nos casos limites, verificou-se a possibilidade de reduzir a massa do sistema em ~4% ao se manter o consumo de energia fixo ou, alternativamente, reduzir o consumo de energia do sistema em ~18% ao se manter a massa fixa.

**Palavras-chave:** Refrigerador compacto, Compressor rotativo, Compressor biela-manivela, Compressor linear, Sistema termoelétrico, Análise termodinâmica.



## ABSTRACT

---

The portable refrigerator segment has received increasing attention from the refrigeration industry. In addition to the requirements related to the efficiency of electronic equipment, the demand for compactness becomes increasingly relevant. However, the alternatives available for cooling small compartments have an unsatisfactory performance, as is the case of thermoelectric refrigerators, which typically present efficiencies levels much lower than those observed for refrigeration systems by mechanical vapor compression. Amidst this scenario, the refrigeration industry has invested in different compression technologies, such as rotary and reciprocating compressors, both crank-shaft and linear mechanisms. In this context, the main goal of this work is to compare such compression technologies when applied to a 40 liter portable refrigerator. Comparisons with a 35 liter thermoelectric cooler were also conducted. On the numerical front, a steady-state simulation model was developed for the mechanical vapor compression refrigeration system, allowing the evaluation of its thermodynamic performance when running with different compressors. Simultaneously, on the experimental front, tests were carried out with both a thermoelectric and the mechanical vapor compression cooler through the use of three different compressors (rotating, crank-shaft and linear). A reduction in energy consumption of around 50% was observed when replacing the original compressor (crank-shaft) by the linear compressor with similar cooling capacity, which presented the best performance among the evaluated technologies. For this reason, a multiobjective optimization of the system with the linear compressor was proposed, with the objective of simultaneously reducing the entire system mass and energy consumption of the refrigerator. At the limits, it was verified the possibility of reducing the system mass by  $\sim 4\%$  while maintaining the fixed energy consumption or, alternatively, reducing the system energy consumption by  $\sim 18\%$  while maintaining the fixed mass.

**Key-words:** Portable cooler, Rotary compressor, Crank-shaft reciprocating compressor, Linear compressor, Thermoelectric system, Thermodynamic analysis.





## LISTA DE FIGURAS

---

Figura 1.1 – Caixa de gelo portátil: <i>Ice Box</i> .....	2
Figura 1.2 – Representação esquemática de um refrigerador termoelétrico.....	4
Figura 1.3 – Ciclo padrão de compressão a vapor.....	5
Figura 1.4 – Representação do ciclo padrão de refrigeração em um diagrama p-h.....	6
Figura 1.5 – Ciclo de refrigeração com trocador de calor TC-LS.....	7
Figura 1.6 – Representação do ciclo de refrigeração com trocador de calor TC-LS.....	7
Figura 1.7 – Número de publicações por ano envolvendo sistemas compactos de refrigeração.....	8
Figura 1.8 – Desenvolvimento de compressores herméticos.....	9
Figura 1.9 – Comportamento do volume do sistema como função da capacidade de refrigeração.....	10
Figura 2.1 - Envelope de operação dos produtos selecionados.....	16
Figura 2.2 – Desenho esquemático do condensador original sistema CMV.....	17
Figura 2.3 – Evaporador planifica do sistema CMV.....	19
Figura 2.4 – Sistema completo: (a) condensador, (b) gabinete sem tampa e (c) evaporador.....	19
Figura 2.5 – Módulo de refrigeração termoelétrico.....	21
Figura 2.6 – Disposição dos termopares no sistema CMV.....	22
Figura 2.7 – Disposição dos termopares no sistema TE.....	23
Figura 2.8 – <i>Cooler</i> portátil CMV instrumentado e instalado na câmara de testes ...	24
Figura 2.9 – Esquema de adição de carga para o sistema CMV.....	27
Figura 2.10 – Determinação de carga para o compressor linear no gabinete CMV....	27
Figura 2.11 – Determinação de carga para o compressor rotativo no gabinete CMV	28
Figura 2.12 – Procedimento de teste de condutância do gabinete.....	29
Figura 2.13 – Teste de condutância do gabinete CMV.....	30
Figura 2.14 – Matriz de testes experimentais.....	32
Figura 2.15 – Fluxograma de processamento de dados.....	33
Figura 2.16 – Comportamento transiente da temperatura interna.....	35
Figura 2.17 – Comportamento transiente da potência consumida.....	36
Figura 2.18 – Consumo de energia a 25 °C externo e 0 °C interno.....	38
Figura 2.19 – Consumo de energia para 3 níveis de ambiente e 0 °C interno.....	39
Figura 2.20 – Consumo de energia 25 °C ambiente e 3 níveis de temperatura interna.....	40
Figura 2.21 – Sentido do fluxo de ar no condensador.....	41
Figura 2.22 – Efeito na $T_{cond}$ - inversão de fluxo de ar no condensador.....	42
Figura 2.23 – Efeito na $T_{suc}$ - inversão de fluxo de ar no condensador.....	43

Figura 2.24 – Efeito no COP com a inversão de fluxo de ar no condensador .....	43
Figura 3.1 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração ideal <i>vs</i> ciclo de refrigeração real .....	46
Figura 3.2 – Representação termodinâmica de um sistema de refrigeração .....	47
Figura 3.3 – Representação termodinâmica de um sistema de refrigeração.....	49
Figura 3.4 – Diferença de temperatura nos trocadores de calor .....	51
Figura 3.5 – Coeficiente de performance.....	52
Figura 3.6 – Eficiência termodinâmica.....	54
Figura 3.7 – Eficiência termodinâmica: (L: Linear, B: Biela-manivela e R: Rotativo) .....	56
Figura 3.8 – Eficiência termodinâmica: (L: Linear, B: Biela-manivela e R: Rotativo) .....	57
Figura 4.1 – Sistema CMV com compressor biela-manivela.....	60
Figura 4.2 – Sistema CMV com compressor linear .....	60
Figura 4.3 – Representação esquemática do modelo do compressor biela-manivela ...	61
Figura 4.4 – Relação entre a potência medida em calorímetro e a calculada para o compressor biela-manivela .....	63
Figura 4.5 – Relação entre a vazão mássica medida em calorímetro e a calculada para o compressor biela-manivela.....	63
Figura 4.6 – Relação entre a potência medida no produto ( <i>cooler</i> ) e a calculada para o compressor biela-manivela.....	64
Figura 4.7 – Representação esquemática de um compressor linear convencional.....	65
Figura 4.8 – Fluxograma modelo compressor linear.....	66
Figura 4.9 – Relação entre potência medida em calorímetro e calculada para o compressor linear .....	67
Figura 4.10 – Relação entre vazão mássica medida em calorímetro calculada para o comp. linear .....	68
Figura 4.11 – Relação entre a potência medida no produto e a calculada para o compressor linear .....	68
Figura 4.12 – Representação do esquema de modelagem do condensador.....	69
Figura 4.13 – Relação entre a temperatura de condensação medida calculada .....	71
Figura 4.14 – Representação do esquema de modelagem do evaporador.....	72
Figura 4.15 – Relação entre a temperatura de evaporação medida calculada.....	74
Figura 4.16 – Trocador de calor tubo capilar linha de sucção (TC-LS).....	74
Figura 4.17 – Relação entre a temperatura de evaporação medida calculada.....	76
Figura 4.18 – Simulação do COP dos sistemas em função da temperatura de gabinete .....	79
Figura 4.19 – Simulação do consumo de energia em função da temperatura de gabinete .....	79

Figura 4.20 – Simulação da temperatura do gabinete em função da fração de funcionamento .....	80
Figura 5.1 – Curva ótima de Pareto para quatro combinações de dois tipos de objetivo.....	83
Figura 5.2 – Distribuição de massa pelos componentes do sistema.....	84
Figura 5.3 – Variáveis condensador .....	85
Figura 5.4 – $m_{\text{cond}}$ em função da área do condensador .....	86
Figura 5.5 – Isolamento do gabinete.....	87
Figura 5.6 – Massa <i>vs</i> espessura de isolamento.....	88
Figura 5.7 – Circuito térmico equivalente.....	89
Figura 5.8 – Frente de Pareto para espessura de isolamento constante.....	93
Figura 5.9 – Frente de Pareto para o sistema completo .....	94
Figura 5.10 – Frente de Pareto para o sistema completo.....	95
Figura II.1 – Comparação de propriedades específicas entre R-134a e R-600a.....	110
Figura II.2 – Comparação de propriedades volúmicas entre R-134a e R-600a .....	111
Figura II.3 – Efeito refrigerante volúmico R-134a e R-600a.....	112
Figura II.4 – Efeito refrigerante volúmico R-134a e R-600a.....	113
Figura IV.1 – Ciclo de refrigeração com <i>by-pass</i> de gás quente .....	118
Figura IV.2 – Ciclo de refrigeração com <i>by-pass</i> de gás quente .....	119
Figura IV.3 – representação esquemática do calorímetro de ciclo quente utilizado..	120
Figura IV.4 – Diagrama de informações dos testes de calorímetro .....	120

## LISTA DE TABELAS

---

Tabela 2.1 - Requisitos dos sistemas de referência.....	15
Tabela 2.2 - Características do cooler por compressão mecânica de vapor .....	17
Tabela 2.3 – Parâmetros do condensador original .....	18
Tabela 2.4 – Características do <i>cooler</i> termoelétrico .....	20
Tabela 2.5 - Dados dos compressores selecionados.....	25
Tabela 2.6 - Dados dos compressores selecionados.....	31
Tabela 3.1 - Dados experimentais primitivos para a condição 25   0 °C .....	50
Tabela 4.1 - Condutâncias térmicas regredidas para o condensador .....	70
Tabela 4.2 – Condutâncias térmicas do evaporador .....	73
Tabela 5.1 – Limites das variáveis de otimização .....	91



## NOMENCLATURA

---

### Símbolos romanos

Símbolo	Descrição	Unidades
$A$	Área	$[m^2]$
$A_s$	Área superficial	$[m^2]$
$A_e$	Área externa	$[m^2]$
$A_i$	Área interna	$[m^2]$
$c_{p,l}$	Calor específico do líquido	$[J/kgK]$
$c_{p,v}$	Calor específico do vapor	$[J/kgK]$
$COP$	Coefficiente de performance	$[W/W]$
$CE$	Consumo de energia	$[kWh/mês]$
$D_h$	Diâmetro hidráulico	$[m]$
$D$	Comprimento característico ou diâmetro	$[m]$
$h_i$	Entalpia específica	$[J/kg]$
$h$	Coefficiente de convecção	$[W/m^2K]$
$H$	Altura	$[m]$
$k$	Condutividade térmica	$[W/mK]$
$L$	Comprimento	$[l]$
$\dot{m}$	Fluxo de massa	$[kg/s]$
$\ell$	litro	$[adimensional]$
$p$	Pressão termodinâmica	$[bar]$
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor	$[W]$
$\dot{Q}_{cond}$	Calor dissipado no condensador	$[W]$
$\dot{Q}_{ev}$	Capacidade de refrigeração	$[W]$
$\dot{Q}_{gab}$	Carga térmica em regime permanente	$[W]$
$\dot{Q}_k$	Calor dissipado pelo compressor	$[W]$
$RTR$	Fração de funcionamento do compressor	$[adimensional]$
$sup$	Superaquecimento do refrigerante	$[°C]$
$sub$	Subresfriamento do refrigerante	$[°C]$
$T$	Temperatura	$[°C]$
$UA$	Condutância térmica	$[W/K]$
$W_k$	Potência de compressão	$[W]$
$W_{res}$	Potência consumida pelos resistores	$[W]$
$W$	Largura	$[m]$
$V$	Volume	$[m^3]$
$V_l$	Volume de líquido	$[m^3]$
$V_s$	Volume molhado	$[m^3]$
$v$	Volume específico	$[m^3/kg]$
$t$	Tempo	$[s]$

### Símbolos gregos

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>	<b>Unidades</b>
$\beta$	Fator de compactidade do trocador de calor	$[\text{m}^2/\text{m}^3]$
$\delta$	Espessura de isolamento	[m]
$\epsilon$	Efetividade	[adimensional]
$\Delta_i$	Diferencial	[adimensional]
$\eta$	Eficiência	[adimensional]
$\rho$	Densidade	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
$\rho_l$	Densidade do líquido	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
$\rho_v$	Densidade do vapor	$[\text{kg}/\text{m}^3]$





# SUMÁRIO

---

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	CONTEXTO HISTÓRICO .....	1
1.2	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO .....	2
1.2.1	Tecnologia termoelétrica .....	3
1.2.2	Sistema de compressão mecânica de vapor (CMV) .....	4
1.2.3	Sistemas compactos.....	8
1.3	MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS .....	12
1.4	ESTRUTURA .....	13
<b>2.</b>	<b>TRABALHO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>15</b>
2.1	SELEÇÃO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO BASE.....	15
2.2	DESCRIÇÃO DO SISTEMA CMV.....	16
2.3	DESCRIÇÃO DO SISTEMA TE .....	20
2.4	INSTRUMENTAÇÃO E SISTEMAS DE MEDIÇÃO .....	21
2.5	COMPRESSORES ANALISADOS .....	24
2.5.2	Ajuste de carga .....	26
2.6	CONDUTÂNCIA DO GABINETE.....	28
2.7	PROCEDIMENTO DE ENSAIO .....	31
2.8	RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....	34
2.8.1	Testes em regime transiente ( <i>pull-down</i> ) .....	34
2.8.2	Testes em regime permanente (consumo de energia).....	37
2.8.3	Inversão de fluxo de ar no condensador .....	40
2.9	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	44
<b>3.</b>	<b>MAPEAMENTO TERMODINÂMICO .....</b>	<b>45</b>
3.1	FUNDAMENTAÇÃO .....	45
3.2	ANÁLISE TERMODINÂMICA .....	48
3.2.1	Eficiência de primeira lei - COP.....	48
3.2.2	Diferença de temperatura nos trocadores .....	50
3.2.3	Coefficiente de performance .....	52
3.2.4	Eficiência de segunda lei .....	53
3.3	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	58

<b>4.</b>	<b>MODELAÇÃO MATEMÁTICA .....</b>	<b>59</b>
4.1	SUBMODELO DOS COMPRESSORES.....	61
4.1.1	Biela-manivela.....	61
4.1.2	Linear.....	64
4.2	TROCADORES DE CALOR.....	69
4.2.1	Condensador .....	69
4.2.2	Evaporador .....	71
4.3	TROCADOR DE CALOR TC-LS.....	74
4.4	MODELO DO GABINETE.....	75
4.5	FECHAMENTO DO MODELO.....	76
4.6	SOLUÇÃO DO MODELO .....	77
4.7	RESULTADOS .....	78
4.8	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	80
<b>5.</b>	<b>OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO DO SISTEMA .....</b>	<b>82</b>
5.1	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA .....	82
5.2	PARAMETRIZAÇÃO DO PROBLEMA.....	84
5.2.2	Condensador .....	85
5.2.3	Evaporador .....	86
5.2.4	Isolamento.....	87
5.3	EFEITO TÉRMICO DAS VARIÁVEIS .....	89
5.3.1	Trocadores de calor .....	89
5.3.2	Gabinete.....	89
5.4	METODOLOGIA.....	90
5.5	RESULTADOS - FRENTE DE PARETO.....	92
5.6	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	95
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES .....</b>	<b>97</b>
<b>7.</b>	<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>99</b>
<b>8.</b>	<b>APÊNDICES.....</b>	<b>105</b>



## 1.1 CONTEXTO HISTÓRICO

A refrigeração prolonga a vida útil dos produtos alimentícios e, assim, evita perdas ao longo da cadeia de suprimentos desde a produção até o consumo, via transporte, armazenamento e comercialização (IIR, 2020).

A relação entre a conservação dos alimentos e sua temperatura de armazenamento é conhecida desde os primórdios da humanidade. Até onde se tem conhecimento, barris de madeira foram os primeiros recipientes utilizados para tal finalidade. Tais recipientes, normalmente feitos de carvalho, podiam armazenar desde alimentos secos até vinho, sendo utilizados principalmente em navegações longas.

Em 1802, Thomas Moore, um fazendeiro de Maryland (EUA), em sua busca por uma maneira simples de transportar manteiga caseira para os mercados locais, inventou a *ice box*, batizada na época de “*Refrigerator*”. O dispositivo era feito de cedro e equipado com uma caixa retangular de lata, embalada com gelo e neve. Pele de coelho e tecidos eram usados como isolante. A invenção foi patenteada juntamente com o então presidente dos Estados Unidos, Thomas Jefferson. As *ice boxes* se disseminaram rapidamente, sendo utilizadas em restaurantes, hotéis, mercados e açougues, o que mudou completamente a realidade do fornecimento e abastecimento de alimentos (MERTES, 2020).

Neste cenário, a busca por novos materiais isolantes foi essencial para o desenvolvimento tecnológico da época. Um evento histórico marcante foi a criação do EPS<sup>1</sup> por Otis Ray McIntire, para a Dow Chemical, em 1944 (NIHF, 2008). Logo após sua invenção, esse material foi utilizado como isolante térmico em diversas aplicações, desde *ice boxes*, até grandes armazéns de alimentos. O material reduziu significativamente o custo com armazenamento de alimentos e perdura até hoje como um dos principais isolantes térmicos.

---

<sup>1</sup> Sigla para poliestireno expandido

Após a invenção do EPS, diversas caixas termicamente isoladas foram desenvolvidas. Em 1953, Richard C. Laramy, de Joliet, Illinois, é creditado por inventar o refrigerador portátil (*portable cooler* do inglês), apresentado na Figura 1.1. A publicidade se referia a esses equipamentos como “sua geladeira doméstica fora de casa”. Entretanto, tais dispositivos, ainda desprovidos de um sistema de refrigeração ativo, necessitavam de gelo para a remoção do calor do gabinete.



Figura 1.1 – Caixa de gelo portátil: *Ice Box*

Fonte: Museu histórico de Freeborn County *apud* Mertes (2020)

Apesar de perdurarem até hoje, as caixas portáteis de gelo começaram a ser substituídas, nos últimos anos, por verdadeiros refrigeradores portáteis que possuem um sistema dedicado de refrigeração. Apesar de vários destes equipamentos utilizarem sistemas termoelétricos, *coolers* empregando sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor começaram a aparecer no mercado, abrangendo amplas faixas de temperatura e apresentando uma eficiência termodinâmica 3 a 6 vezes superior à dos seus concorrentes (HERMES; BARBOSA, 2012).

## 1.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Entende-se por refrigerador um aparelho eletrodoméstico cuja função é conservar os alimentos, frescos ou congelados, por meio do controle de temperatura viabilizado pela

remoção de calor do gabinete a ser controlado. Basicamente, um refrigerador é composto por um gabinete termicamente isolado acoplado a um sistema de refrigeração ativo, que remove a carga térmica do ambiente interno e rejeita esse calor ao ambiente externo mediante o aporte de trabalho.

Princípios distintos podem ser empregados para tal tarefa, como é o caso dos efeitos termoelétrico e magnetocalórico, até os ciclos por compressão térmica e mecânica de vapor. Na sequência, serão caracterizados dois tipos de sistemas de refrigeração, termoelétrico (TE) e compressão mecânica de vapor (CMV), ambos abordados no presente trabalho.

### 1.2.1 Tecnologia termoelétrica

Uma visão esquemática de um sistema TE é mostrada na Figura 1.2. Também chamado de “refrigerador Peltier”, em homenagem ao relojoeiro francês que descobriu o fenômeno no século XIX, o sistema termoelétrico é composto por três componentes principais: (i) uma junta fria, (ii) um dissipador de calor e (iii) uma fonte de energia DC. Elétrons absorvem energia térmica através da junta fria e são bombeados entre os semicondutores através da fonte de alimentação. Os materiais semicondutores são do tipo N e P, sendo que o tipo N possui mais elétrons do que o necessário para manter a estrutura molecular completa, enquanto o tipo P possui menos elétrons, permitindo transferir calor da junta fria para a quente. A quantidade de calor absorvida na junta fria é proporcional à corrente elétrica que escoar através do circuito (OLIVEIRA *et al.*, 2014).

No sistema termoelétrico, calor é absorvido do ambiente interno por intermédio do absorvedor, mediante circulação de ar forçada por um ventilador através de superfícies estendidas, conectadas fisicamente ao módulo Peltier, como mostra a Figura 1.2. De forma semelhante, no lado externo, calor é dissipado por convecção forçada sobre aletas que se estendem desde a face quente do módulo Peltier. Sistemas termoelétricos geralmente são utilizados em aplicações onde um controle fino de temperatura e capacidade de refrigeração é requisitado de forma simultânea. Além disso, o fato de não conter partes móveis, com exceção dos ventiladores, confere ao sistema um alto nível de confiabilidade, aliado ao baixo

peso e ruído, o que estimula sua utilização, apesar do seu baixo nível de eficiência energética (HERMES; BARBOSA, 2012).

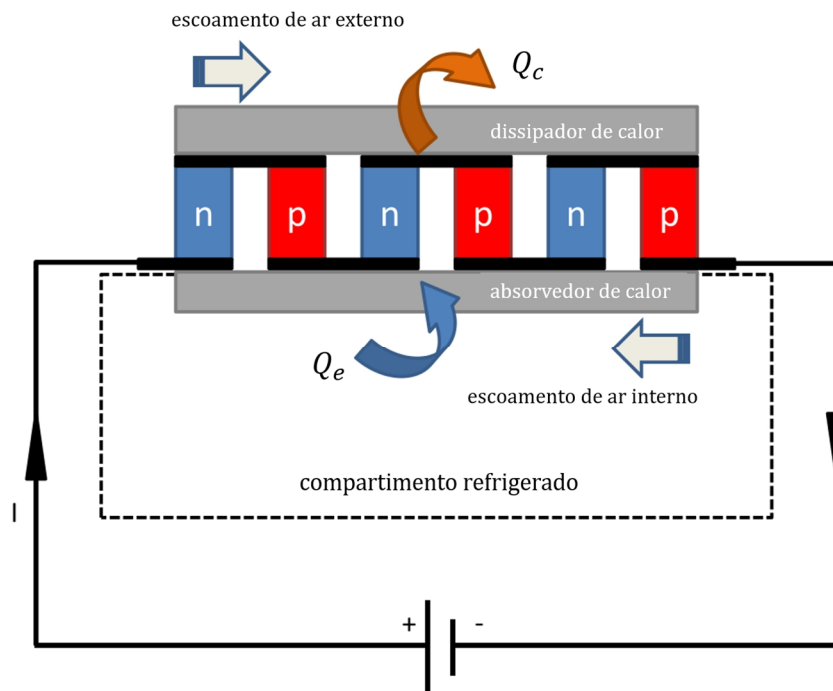


Figura 1.2 – Representação esquemática de um refrigerador termoelétrico

Fonte: Adaptado de Hermes e Barbosa (2012)

### 1.2.2 Sistema de compressão mecânica de vapor (CMV)

Um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor se baseia na capacidade de determinadas substâncias absorverem ou liberarem grandes quantidades de energia durante processos de mudança de fase (GOSNEY, 1982). A tecnologia tem dominado o mercado justamente por apresentar uma alta eficiência energética quando comparada às demais alternativas de produção de frio.

O sistema de refrigeração CMV é composto basicamente por 4 componentes principais, conforme mostrado na Figura 1.3, utilizando um fluido volátil como refrigerante. O refrigerante é mantido a baixa pressão e temperatura, no evaporador, e a alta pressão e temperatura, no condensador, devido a ação contínua e simultânea do compressor e do dispositivo de expansão que limitam o ciclo em duas regiões, uma de alta e outra de baixa pressão (GONÇALVES, 2004). Assim, o sistema faz uso da mudança de fase do fluido refrigerante para transferir calor proveniente do ambiente interno, a baixa temperatura e



pressão, para o ambiente externo, a alta temperatura e pressão, mediante o aporte de trabalho no compressor.

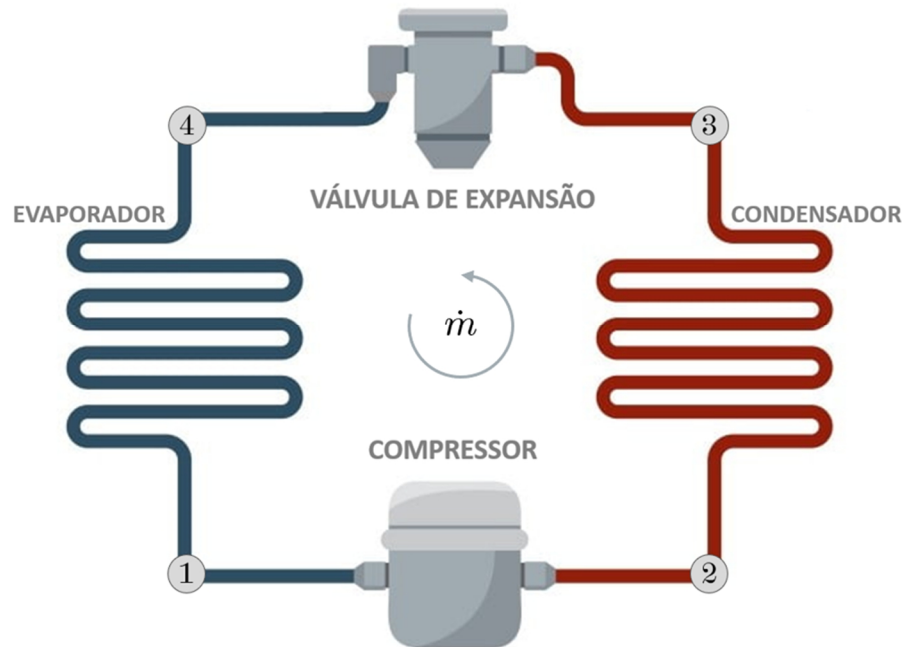


Figura 1.3 – Ciclo padrão de compressão a vapor

Na Figura 1.4, são apresentados os estados termodinâmicos do refrigerante ao longo do ciclo em um diagrama p-h (pressão - entalpia). Tomando o ponto 1 como partida, o compressor é responsável por comprimir o fluido até o ponto 2. Desse ponto em diante o fluido é dessuperaquecido e muda de fase, no condensador, até atingir o estado de líquido saturado no ponto 3. A jusante do condensador, o fluido passa pelo dispositivo de expansão, onde sua pressão é reduzida, juntamente com a temperatura, mas mantendo a entalpia constante. Por fim, o refrigerante entra no evaporador, sofrendo um processo de evaporação, mediante a absorção de calor do ambiente interno (entre os pontos 4 e 1) (STOECKER; JONES 1985).

É importante perceber que, no ciclo teórico padrão, também conhecido como ciclo de Evans-Perkins, os pontos 1 e 3 situam-se sobre a linha de saturação. Conforme a análise do ciclo vai sendo aprofundada, aproximando-se do ciclo real, esses pontos começam a distar da saturação, apresentando superaquecimento no evaporador e subresfriamento no condensador. A eficiência do ciclo é medida através da razão entre o calor absorvido no evaporador e o

trabalho consumido pelo compressor, sendo denominado como coeficiente de performance, ou COP.

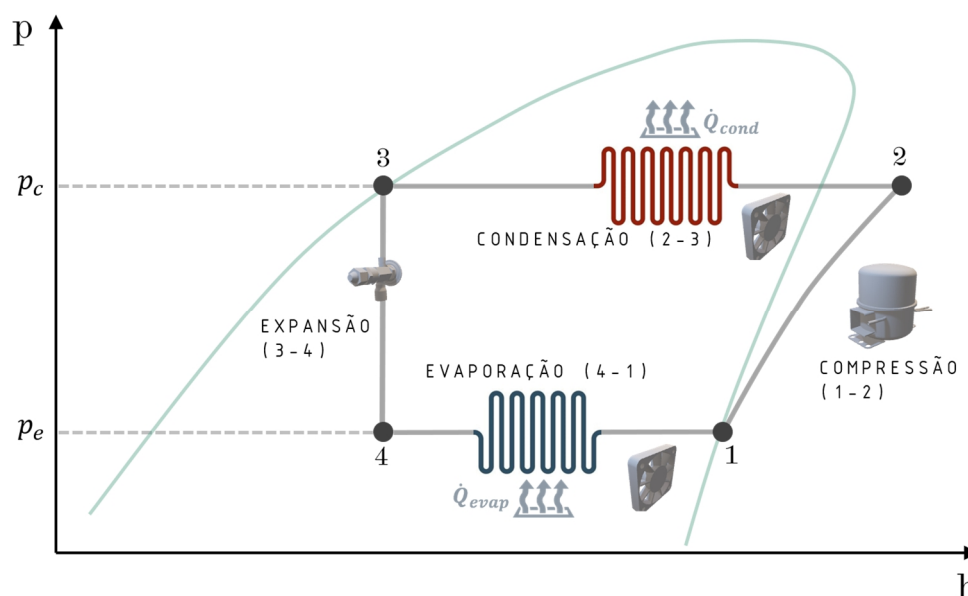


Figura 1.4 – Representação do ciclo padrão de refrigeração em um diagrama p-h

O dispositivo de expansão usualmente utilizado em sistemas de compressão mecânica de vapor de baixa capacidade é o tubo capilar, principalmente devido ao seu baixo custo e alta confiabilidade. Essencialmente, trata-se de um tubo longo, com 2 a 3 metros de comprimento e diâmetro da ordem de décimos de milímetro, conectando o condensador ao evaporador. Juntamente com a ação do compressor, o tubo capilar estabelece e mantém a vazão mássica do sistema, enquanto expande o fluido da pressão de condensação até a pressão de evaporação (MELO *et al.*, 2002).

Uma alternativa amplamente utilizada para prover melhorias no desempenho do sistema é o ciclo com trocador de calor interno, ou trocador de calor tubo capilar-linha de sucção (TC-LS). Este trocador é concebido a partir do contato térmico entre o tubo capilar e a linha de sucção, em um arranjo contracorrente, de forma que calor é transferido do primeiro para o segundo, reduzindo assim o título na entrada do evaporador e aumentando a capacidade de refrigeração (e o COP) em até 20% para os refrigerantes mais utilizados em refrigeração comercial leve e doméstica, como o HC-290 e o HC-600, respectivamente (HERMES, 2013). Por outro lado, a aplicação do trocador de calor TC-LS no sistema de

compressão de vapor afeta termodinamicamente o estado do fluido refrigerante na entrada do compressor, aumentando a temperatura e o volume específico correspondente na sucção, o que acaba por aumentar o trabalho específico de compressão. Assim, o benefício da aplicação deste trocador no sistema deve levar em conta a relação entre o ganho de capacidade de refrigeração e o aumento do trabalho de compressão, o que depende fortemente da combinação das propriedades do fluido e condições de operação (DOMANSKI *et al.*, 1994). As Figuras 1.5 e 1.6 ilustram respectivamente o ciclo com trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, os componentes envolvidos no ciclo e seus respectivos pontos (estados) em um diagrama p-h.

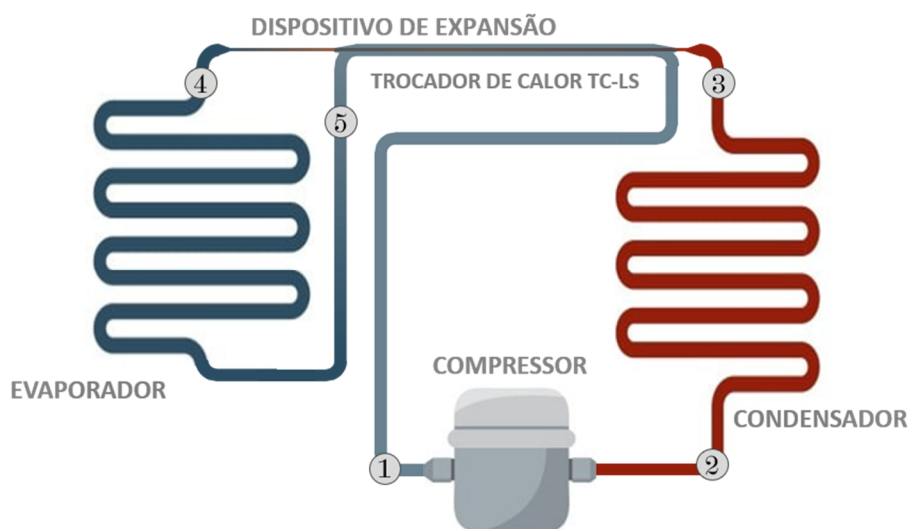


Figura 1.5 – Ciclo de refrigeração com trocador de calor TC-LS

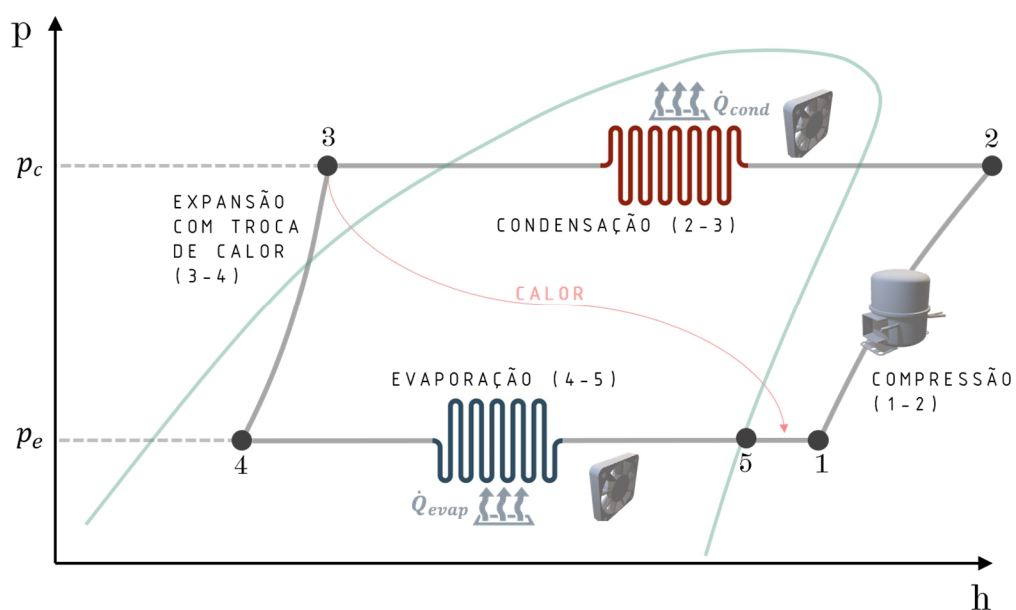


Figura 1.6 – Representação do ciclo de refrigeração com trocador de calor TC-LS

### 1.2.3 Sistemas compactos

Quando comparado com outras tecnologias de refrigeração para sistemas compactos, os sistemas por compressão mecânica de vapor permitem a obtenção de baixas temperaturas de gabinete enquanto mantém grandes valores de capacidade de refrigeração por unidade de potência inserida no sistema (BARBOSA; RIBEIRO e OLIVEIRA, 2012). Tal fato tem motivado a miniaturização dos principais componentes do ciclo, como os trocadores de calor e principalmente o compressor, a fim de viabilizar a aplicação dos sistemas CMV em refrigeradores portáteis. A Figura 1.7 apresenta a evolução temporal dos estudos que abordam sistemas de refrigeração e compacidade de forma simultânea. A busca foi realizada na base de dados Web of Science, tendo como parâmetros de entrada a combinação de palavras-chave apresentada via figura. É verificado um crescimento expressivo nos estudos a partir de 1990, perdurando até os dias atuais, a uma taxa de aproximadamente 25 artigos/ano.

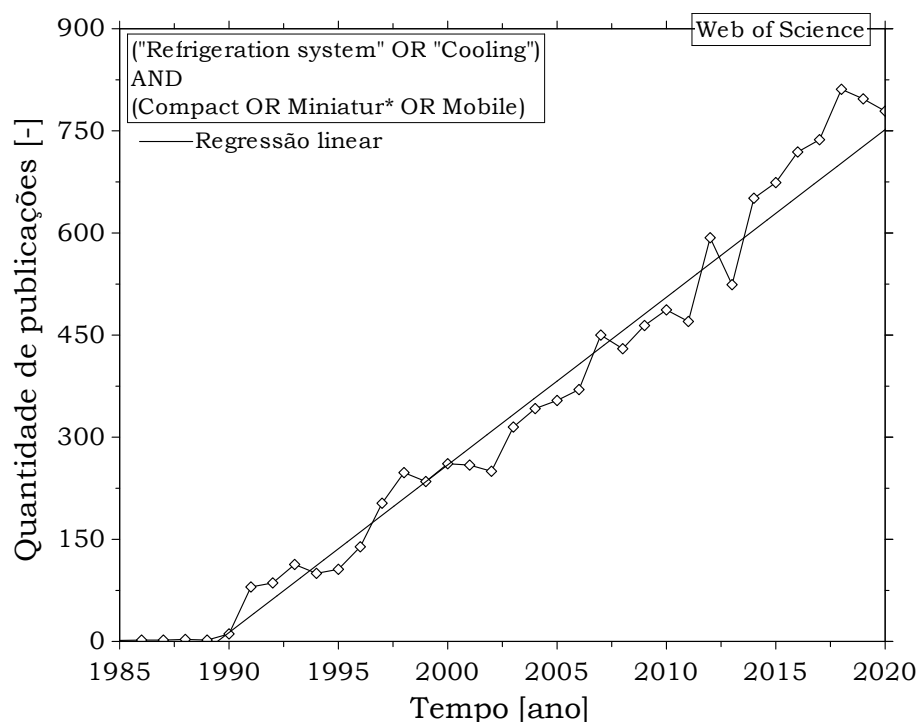


Figura 1.7 – Número de publicações por ano envolvendo sistemas compactos de refrigeração

Ao tratar da miniaturização de sistemas por compressão mecânica de vapor, algumas dificuldades são encontradas. Jeong (2004) publicou um estudo descrevendo como a taxa de geração de entropia aumenta em cada componente do ciclo CMV com a redução da escala,

destacando que o compressor é o componente que apresenta a maior dificuldade neste processo. Dentre os parâmetros analisados pelo autor, os que obtiveram maior relevância para a taxa de geração de entropia foram: (i) o tamanho característico do compressor, que contribui com perdas viscosas, mistura e troca de calor indesejável e (ii) as trocas cruzadas de calor dentro do refrigerador, que são intensificadas à medida que os componentes são aproximados no processo de miniaturização, reduzindo o COP do sistema, especialmente para baixas temperaturas de evaporação. O autor ainda afirma que o efeito da redução de escala nos trocadores de calor é geralmente contornado pela otimização desse componente com base nas condições de operação impostas ao sistema, isso ocorre porque altos valores de coeficiente de transferência de calor com quedas de pressão relativamente baixas podem ser obtidos em dispositivos mesoscópicos<sup>2</sup> (WARREN *et al.*, 1999).

Esforços têm sido conduzidos com foco na miniaturização de compressores em geral, a fim de atingir a menor relação entre peso (e volume ocupado) e capacidade de refrigeração, em resposta às demandas por equipamentos cada vez menores. A Figura 1.8 ilustra a evolução desse processo ao longo dos anos através da massa e da capacidade específica de compressores herméticos (incluindo o motor elétrico).

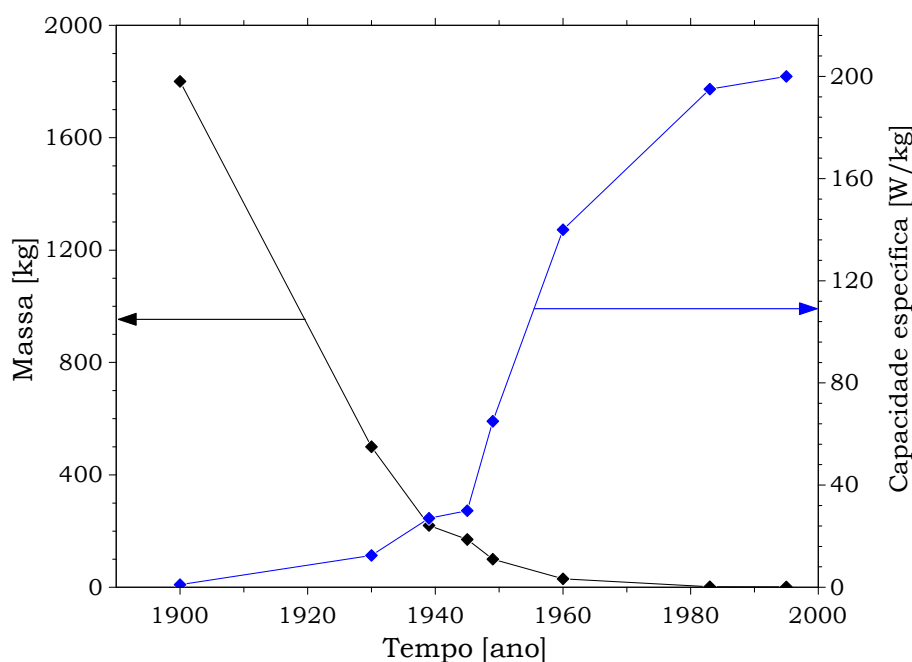


Figura 1.8 – Desenvolvimento de compressores herméticos  
Fonte: Adaptado de GRANYD (1998) *apud* DESCHAMPS (2019)

<sup>2</sup> A mesoescala é, em geral, definida entre 1mm e 10 cm, embora hajam controvérsias.

Dentro do contexto de sistemas compactos, Chow *et al.* propuseram em 1999 um projeto de um sistema de refrigeração miniaturizado com foco em duas aplicações específicas: resfriamento de eletrônicos e vestes refrigeradas para refrigeração pessoal. Diferentes alternativas de compressão e controle foram consideradas, usando HFC-134a como fluido refrigerante. O estudo propôs um procedimento para fabricação e teste de um micro evaporador voltado para ambas as aplicações.

Barbosa *et al.* (2012) apresentaram uma revisão sobre o estado da arte de sistemas compactos de refrigeração por compressão mecânica de vapor, onde mais de 70 trabalhos foram avaliados, com foco principal nas opções de compressores compactos disponíveis na época. O estudo reafirma que o compressor é o componente mais desafiador em termos de miniaturização, e destaca esforços no desenvolvimento de compressores rotativos (pistão rolante) com eficiência isentrópica em torno de 50 % e volumétrica por volta de 80 %, além do desenvolvimento de compressores lineares, que apresentam vantagens como a redução de perdas por atrito (menos pares tribológicos), operação isenta de óleo e motores menores devido a operação na frequência natural (ressonância). O estudo aponta uma relação linear crescente entre o volume ocupado pelo sistema e a capacidade de refrigeração, ao ponto que a tendência parece não ser afetada pelo tipo de compressor, como ilustra a Figura 1.9.

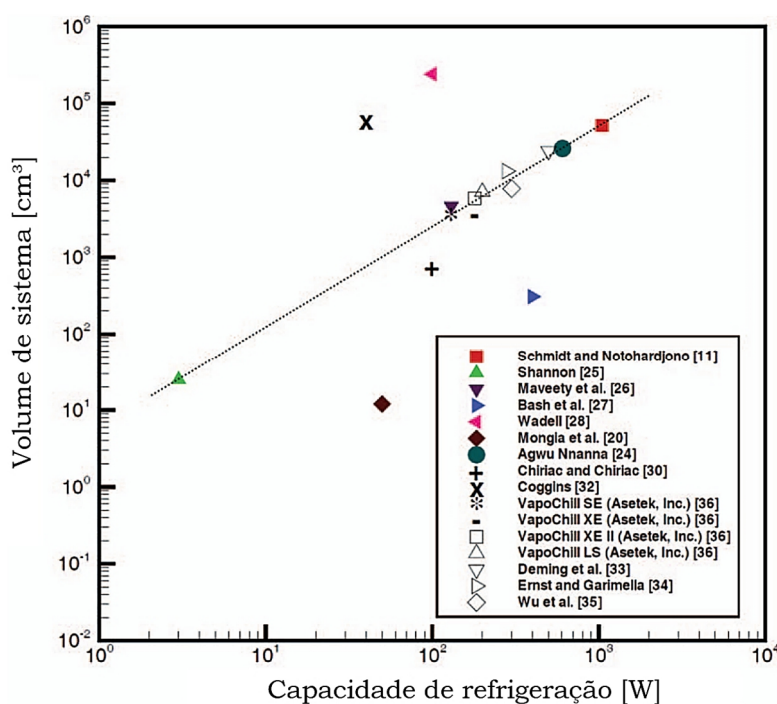


Figura 1.9 – Comportamento do volume do sistema como função da capacidade de refrigeração

Fonte: BARBOSA *et al.*, 2012

Sung *et al.* (2014) apresentaram um estudo sobre o desenvolvimento de um compressor rotativo miniaturizado, denominado *Twin Rotary*, com deslocamento volumétrico de  $2,4 \text{ cm}^3$ . De acordo com os autores, o compressor dispõe de peso e volume em torno de 20 % quando comparado a um recíproco de mesma capacidade. Com respeito ao desenvolvimento, destacam-se esforços na minimização de ruído e vibração. Por fim, os autores garantem uma performance aproximadamente 25 % superior aos compressores convencionais de mesmo deslocamento volumétrico com 90 % de redução de vibração quando comparado aos concorrentes rotativos de único estágio.

Liang (2017) abordou diferentes tipos de compressores lineares sob o ponto de vista de aplicação em refrigeração de eletrônicos, bem como na refrigeração doméstica, concluindo que motores lineares se tornaram tecnologicamente competitivos por atingirem altos níveis de eficiência e compactidade de forma simultânea.

No contexto dos sistemas compactos de refrigeração, Bansal e Martin (2000) compararam três refrigeradores (compressão de vapor, absorção e termoelétrico) com cerca de 50  $\ell$  de capacidade, em termos de eficiência energética, ruído e custo. Testes de fluxo reverso foram utilizados para determinar a condutância global do gabinete, acompanhados de testes de consumo de energia a 5 °C. O refrigerador CMV mostrou-se mais eficiente em termos energéticos (110 Wh/dia, COP=2,59) e mais barato, seguido pelo termoelétrico (330 Wh/dia, COP=0,69) e por absorção (410 Wh/dia, COP=0,47).

Hermes e Barbosa (2012) apresentaram uma metodologia para comparação de diferentes tecnologias de refrigeração aplicadas em sistemas compactos. Os autores caracterizaram experimentalmente dois sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor (um com compressor linear e outro com compressor biela-manivela), um sistema termoelétrico e um Stirling, avaliando parâmetros operacionais (*e.g.*, potência consumida e capacidade de refrigeração) no cálculo do COP e da eficiência de segunda lei. O estudo destaca que, apesar do interesse em tecnologias alternativas de refrigeração, poucos trabalhos tinham se dedicado à comparação da performance termodinâmica de refrigeradores de baixa capacidade até o momento.

Recentemente, Yee e Hermes (2019) desenvolveram uma metodologia termodinâmica para o projeto de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor na mesoescala. Um modelo de simulação do ciclo foi desenvolvido, focado principalmente nos trocadores de calor, que foram modelados seguindo uma abordagem distribuída, analisando diferentes circuitagens. Os autores demonstraram que é possível alcançar um COP de 1,6 com uma capacidade de refrigeração de 110 W (para o tamanho de sistema proposto), resultado que, quando comparado com um sistema termoelétrico, o supera em 5 vezes.

### 1.3 MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS

A maioria dos estudos apresentados no contexto de sistemas compactos de refrigeração tem como foco as aplicações de refrigeração de eletrônicos e refrigeração pessoal. Entretanto, poucos trabalhos têm abordado *coolers* portáteis, sobretudo quando se trata da avaliação termodinâmica desse tipo de sistema. Além disso, ao longo dos últimos anos, compressores cada vez menores têm sido desenvolvidos, preenchendo a lacuna apontada por Barbosa *et al.* (2012), o que abre uma oportunidade da avaliação de diferentes compressores nesse tipo de aplicação.

Dada a escassez de trabalhos envolvendo este tipo de sistemas, aliada ao desenvolvimento de novos compressores, o objetivo principal deste trabalho reside em uma comparação experimental entre diferentes tecnologias de compressão existentes para a aplicação em refrigeradores portáteis seguida da otimização do sistema com base na tecnologia mais promissora, com o intuito de propor configurações que priorizam a minimização do consumo de energia e da massa total do sistema.

Com a finalidade de atingir o objetivo principal, os seguintes objetivos específicos foram traçados:

- (i) Caracterizar experimentalmente dois sistemas de refrigeração utilizados em *coolers* portáteis de 40 litros disponíveis no mercado, sendo estes: (i) sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor operando com compressor biela-manivela e (ii) sistema termoelétrico;



- (ii) Aplicar dois compressores compactos, um linear e outro rotativo no sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor em substituição ao compressor original e caracterizá-los termodinamicamente através de ensaios experimentais;
- (iii) Desenvolver e validar um modelo matemático em regime permanente de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor para cada compressor avaliado, que seja capaz de prever o desempenho termodinâmico de um *cooler* portátil para diversas condições de operação;
- (iv) Realizar análises termodinâmicas comparativas com o intuito de compreender e analisar o desempenho dos sistemas, e, com isso, apontar o melhor sistema do ponto de vista de performance e consumo de energia;
- (v) Otimizar o sistema operando com a tecnologia de compressão mais promissora variando a geometria do evaporador, do condensador e a espessura de isolamento, visando minimizar o consumo de energia e a massa total.

#### 1.4 ESTRUTURA

Este documento foi dividido em três partes principais: (i) fundamentação; (ii) análise experimental e (iii) análise numérica. Cada capítulo conta com a metodologia e os resultados correspondentes.

A primeira parte, que compreende o capítulo 1, trata da motivação e contextualização do trabalho, seguida de uma breve revisão bibliográfica com base nos principais trabalhos relacionados à sistemas portáteis de refrigeração.

A segunda parte é compreendida pelos capítulos 2 e 3, onde são descritas as metodologias teórica e experimental adotadas do trabalho, apresentando as principais características dos *coolers* de referência, a instrumentação, os compressores analisados, a metodologia de testes adotada e os resultados experimentais. O capítulo 3 trata os dados obtidos no capítulo 2, através de parâmetros termodinâmicos de performance e eficiência.

A terceira e última parte, compreendida pelos capítulos 4 e 5, mostra o detalhamento do modelo matemático desenvolvido para a simulação dos sistemas em regime permanente,

---

operando com os compressores biela-manivela e linear. O capítulo 5 trata da utilização do modelo desenvolvido para a otimização multiobjetivo do sistema, visando a redução simultânea do consumo de energia e da massa total através da variação de parâmetros dos trocadores de calor e da espessura de isolamento do gabinete.

## 2. TRABALHO EXPERIMENTAL

---

### 2.1 SELEÇÃO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO BASE

O primeiro passo para o estudo proposto foi selecionar dois sistemas compactos de refrigeração para serem usados como referência. Primeiramente, buscou-se estabelecer uma base comum de comparação, buscando-se os sistemas portáteis disponíveis no mercado com um nicho em ascensão, especialmente para aplicações de acampamento, setor *overlander*<sup>3</sup> e transporte especializado de vacinas. Estes sistemas se comportam como um refrigerador comum, porém miniaturizado, com características semelhantes aos sistemas convencionais, embora haja efeito da redução de escala dos componentes no desempenho termodinâmico.

Tabela 2.1 - Requisitos dos sistemas de referência

Variável	CMV	TE
Faixa de temperatura	-20 até 10 [°C]	25 abaixo do ambiente [°C]
Potência nominal	até 60 [W]	até 60 [W]
Volume	~40 [l]	~40 [l]
Peso	12 [kg]	5 [kg]
Eficiência energética (EUR)	A+	A+

Neste sentido, fez-se a seleção de dois *coolers* de acampamento, um utilizando um sistema de compressão mecânica de vapor (CMV) e outro um sistema termoeletrico (TE), já que ambos compõem uma fatia significativa do mercado por diferentes razões, o termoeletrico principalmente em função do preço e confiabilidade e os sistemas por compressão mecânica de vapor pelo desempenho. Para tanto, foi necessário elaborar e realizar uma pesquisa de mercado, levando em consideração alguns pré-requisitos, descritos na Tabela 2.1, bem como

---

<sup>3</sup> Também conhecido como turismo *overland*

a intersecção de seus envelopes de operação, para que uma comparação justa do ponto de vista termodinâmico pudesse ser conduzida. A Figura 2.1 apresenta o envelope de operação dos sistemas selecionados de acordo com os fabricantes.

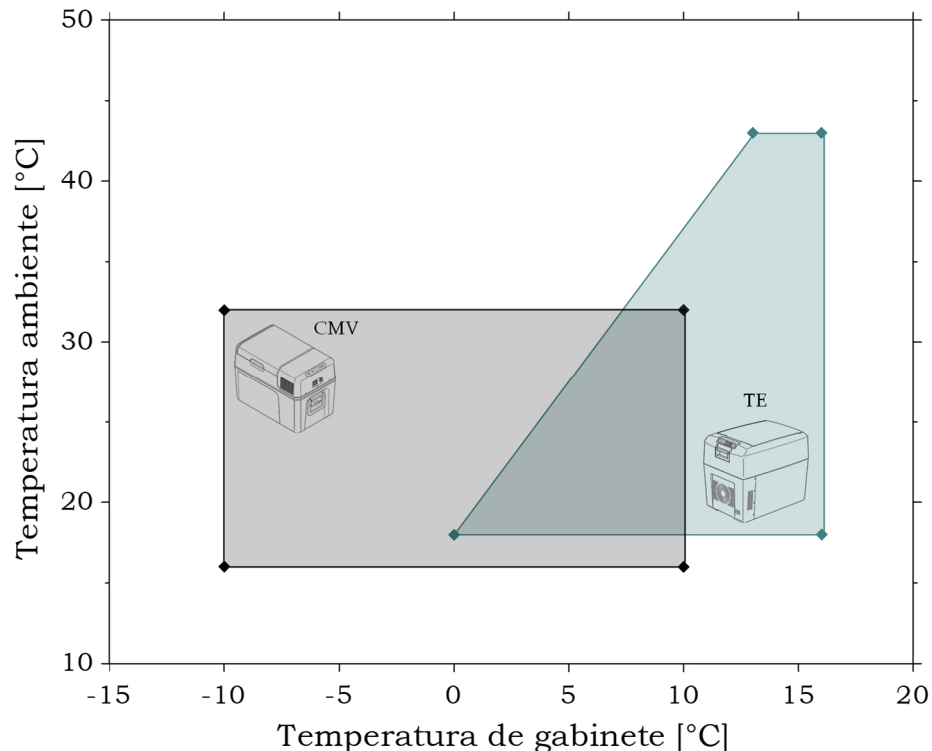


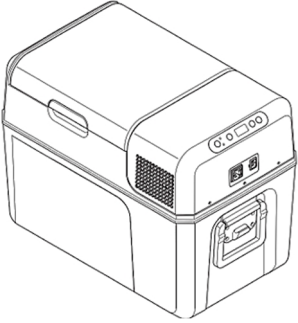
Figura 2.1 - Envelope de operação dos produtos selecionados

## 2.2 DESCRIÇÃO DO SISTEMA CMV

De acordo com o fabricante, o *cooler* doméstico selecionado pode ser utilizado para transporte de comida em geral, acampamentos, piquenique, pescas, viagens veiculares (carros e caminhões) e marítimo, podendo trabalhar com inclinação de até 30°. O sistema é capaz de refrigerar e congelar os alimentos; a faixa de operação é de -10 °C a 10 °C de temperatura interna para uma temperatura externa entre 16 °C e 32 °C, como pode ser apurado a partir da Figura 2.1. A Tabela 2.2 apresenta as principais características técnicas pertinentes a este sistema. Em nível de componente, o sistema conta com um condensador do tipo tubo-aleta com tubos de cobre e aletas de alumínio com *louvers*, de 8 mm de diâmetro externo e ~0,1 mm de espessura, respectivamente, com 492 aletas/m. A serpentina pode ser descrita como apenas 1 coluna e 3 fileiras de tubos em circuito único. O trocador possui 105 mm de altura de aleta por 69 mm de largura e 38 mm de comprimento (vide Figura 2.2), e conta

com movimentação forçada de ar, proporcionada por um ventilador axial de velocidade fixa de aproximadamente 120 mm de diâmetro entre as pontas das pás.

Tabela 2.2 - Características do cooler por compressão mecânica de vapor

Gabinete	Variável	CMV
	Faixa de temperatura, °C	-10 a 10
	Potência nominal, W	30
	Volume interno, ℓ	38
	Peso, kg	12
	Classe energética (EUR)	A+
	Emissão de ruído, dB	49

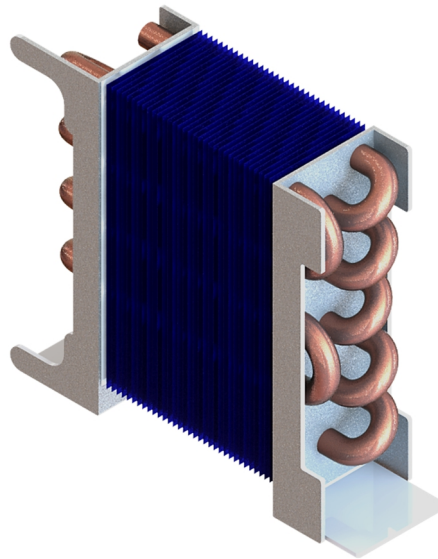


Figura 2.2 – Desenho esquemático do condensador original sistema CMV

Os parâmetros adimensionais relevantes do trocador de calor compacto tais como: diâmetro hidráulico ( $D_h$ ), fator de compacidade ( $\beta$ ) e a fração de passagem de ar ( $\sigma$ ) foram obtidos a partir dos dados geométricos do condensador.

Quanto aos aspectos geométricos básicos de trocadores de calor compactos, o diâmetro hidráulico,  $D_h$  pode ser obtido a partir da seguinte equação

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c \cdot L}{A_s} = \frac{4 \cdot V_s}{A_s} \quad (2.1)$$

onde  $A_c$  representa a área livre de passagem do trocador,  $A_s$  a área molhada, ou área de troca, e  $L$  o comprimento. Como em alguns trocadores a área livre de passagem pode variar com o comprimento, o lado direito da equação 2.1 fornece uma alternativa para o cálculo do diâmetro hidráulico, onde  $V_s$  é o volume “molhado” pelo fluido (HESSELGREAIVES, 2016).

A definição da fração de passagem  $\sigma$ , ou porosidade da superfície, permite relacionar o diâmetro hidráulico com o fator de compacidade,  $\beta = A_s/V$ , também conhecido como densidade de área de superfície. Nesse sentido, define-se

$$\sigma = \frac{V_s}{V} \quad (2.2)$$

onde  $V$  representa o volume total ocupado pelo trocador. Dessa forma, o fator de compacidade pode ser definido por

$$\beta = \frac{A_s}{V} = 4 \cdot \frac{\sigma}{D_h} \quad (2.3)$$

A Tabela 2.3 mostra os valores encontrados para o condensador em análise.

Tabela 2.3 – Parâmetros do condensador original

Parâmetro	Valor
$D_h$	$0,18 \cdot 10^{-2}$
$\beta, m^{-1}$	994,70
$\sigma$	0,46

O evaporador do sistema é do tipo placa fria (*roll-bond*), com movimentação por convecção natural e área de face interna de  $0,33 m^2$ . Este trocador possui 310 mm de altura (A) por 1230 mm de largura (L), conforme indicado na Figura 2.3. A Figura 2.4c apresenta o evaporador em sua configuração original, com 4 dobras necessárias ao encaixe no gabinete.

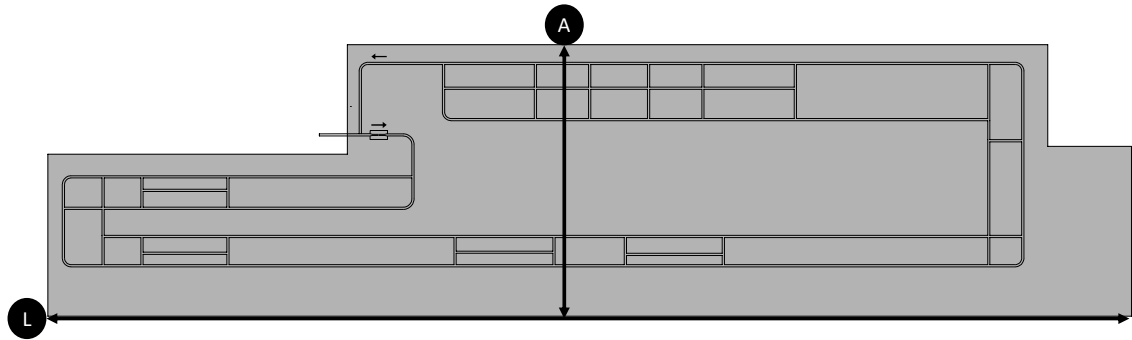


Figura 2.3 – Planificação do evaporador do sistema CMV

Como é possível observar na Figura 2.4, a face externa do evaporador fica em contato direto com o isolamento, enquanto a face interna é responsável pela absorção de calor do ambiente interno. O tubo capilar é soldado diretamente na entrada do trocador, dificultando alterações no dispositivo de expansão. Além disso, esse tipo de trocador tem a vantagem de distribuir a superfície fria por todo o ambiente interno do produto, conferindo uma maior homogeneidade na temperatura dos produtos armazenados. Por outro lado, a desvantagem é que cada modelo precisa ser projetado para um gabinete específico, de modo que uma pequena modificação do gabinete culmina em uma mudança na geometria do evaporador, com impactos no projeto e fabricação do componente. A Figura 2.4 apresenta ainda uma visão geral do produto com foco no posicionamento dos principais componentes do sistema de refrigeração.

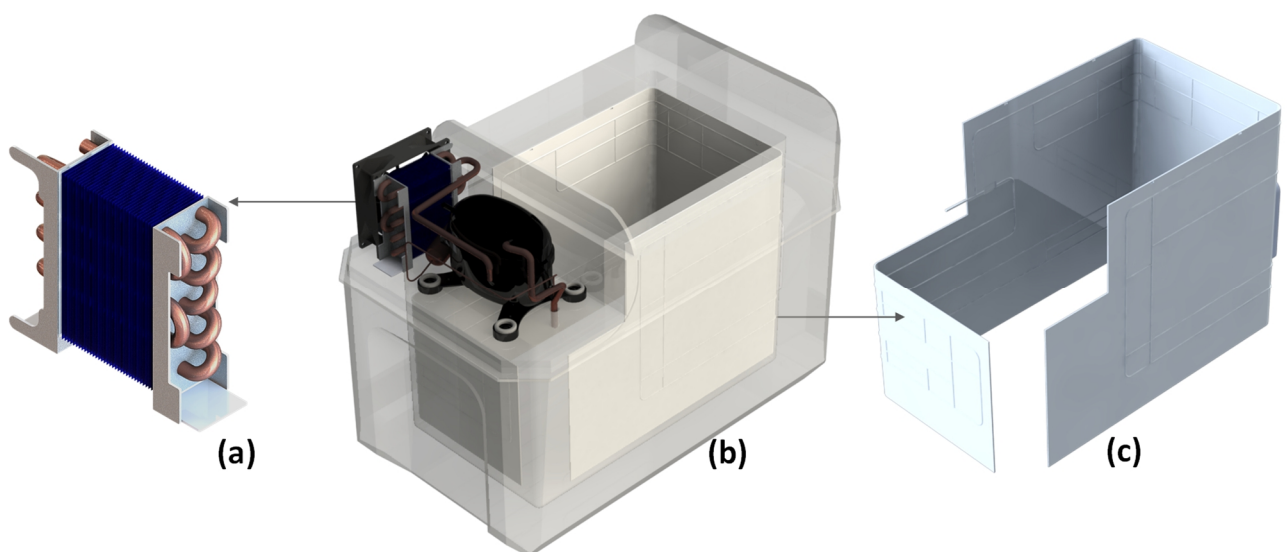


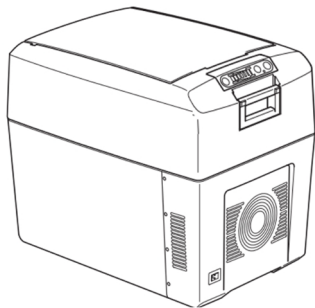
Figura 2.4 – Sistema completo: (a) condensador, (b) gabinete sem tampa e (c) evaporador.

## 2.3 DESCRIÇÃO DO SISTEMA TE

De acordo com o fabricante, o *cooler* termoelétrico selecionado pode ser usado para transporte de resfriados em geral. Seu diferencial está na capacidade de tanto resfriar quanto de aquecer os alimentos: a faixa de operação é de 0 °C a 16 °C para refrigeração e 8 °C a 65 °C para aquecimento dentro de um envelope de temperatura ambiente de 16 °C a 43 °C, com um limite máximo de 30 °C abaixo da temperatura ambiente para operação no modo de refrigeração. Mais detalhes podem ser encontrados na Tabela 2.4.

O sistema utiliza uma célula Peltier de 3,8 mm de espessura, unida a um bloco de alumínio de 28 mm de comprimento que fica conectado à face interna do dispositivo. Na parte interna do gabinete, um ventilador radial é acoplado a um dissipador, munido de aletas ranhuradas, em alumínio, para intensificação da troca de calor entre a pastilha e o ar. Na parte exterior há outro dissipador de calor, também em aletas em alumínio ranhuradas, com um ventilador axial para a troca de calor com o ambiente externo. Uma parede isolante de poliestireno de 20 mm de espessura separa as partes fria e quente do sistema. A Figura 2.5 ilustra as principais características pertinentes ao módulo de refrigeração do sistema TE, através de uma vista lateral, frontal e isométrica, além do destaque para o módulo termoelétrico acoplado à massa de alumínio.

Tabela 2.4 – Características do *cooler* termoelétrico

TC35	Variável	TE
	Faixa de temperatura, °C	30 abaixo da ambiente
	Potência nominal, W	46
	Volume, ℓ	33
	Peso, kg	5
	Classe energética (EUR)	A+
	Emissão de ruído, dB	41



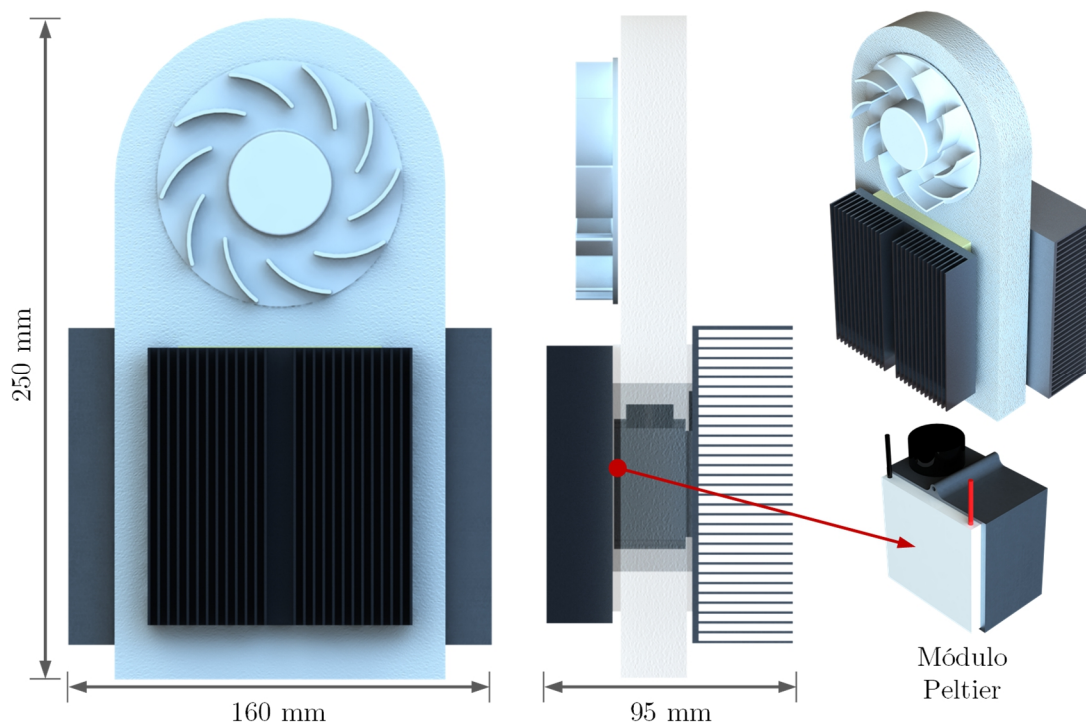


Figura 2.5 – Módulo de refrigeração termoelétrica

## 2.4 INSTRUMENTAÇÃO E SISTEMAS DE MEDIÇÃO

Os dados experimentais necessários à caracterização do sistema base são geralmente obtidos por sistemas de medição compostos por transdutor, sistema de aquisição e armazenamento. Os transdutores convertem um sinal mecânico em elétrico, seguido do sistema de aquisição que amplifica e trata esse sinal, enviando-o para o computador, onde os dados são armazenados e salvos em arquivos de texto ou planilhas iterativas através de um software desenvolvido na plataforma LabView®.

As temperaturas foram medidas utilizando termopares do tipo T, conectados ao barramento do sistema de aquisição com cabos de compensação da mesma espécie, fazendo uso da curva de calibração padrão fornecida pelo fabricante, com uma incerteza de  $\pm 0,2$  °C. Os termopares utilizados para medir a temperatura do ar do gabinete foram soldados em blocos de cobre cilíndricos, de acordo com a recomendação da norma ISO / FDIS 15502 (2005). Os blocos conferem inércia térmica que reduz eventuais oscilações de temperatura de alta frequência e baixa amplitude. A temperatura média do ar do gabinete foi obtida por 9 termopares para o gabinete CMV (Figura 2.6) e com 7 termopares para o gabinete TE

(Figura 2.7), cinco dos quais posicionados no plano médio horizontal do maior volume do gabinete. Para a medição das temperaturas de superfície, ao longo dos trocadores de calor e dos terminais quente e frio no caso do sistema termoelétrico, foram utilizados termopares de superfície do tipo T, fixados com uma camada de fita Kapton<sup>4</sup> e outra de fita adesiva. A temperatura do ar circundante foi medida em três posições diferentes ao redor dos produtos (frente, direita e verso).

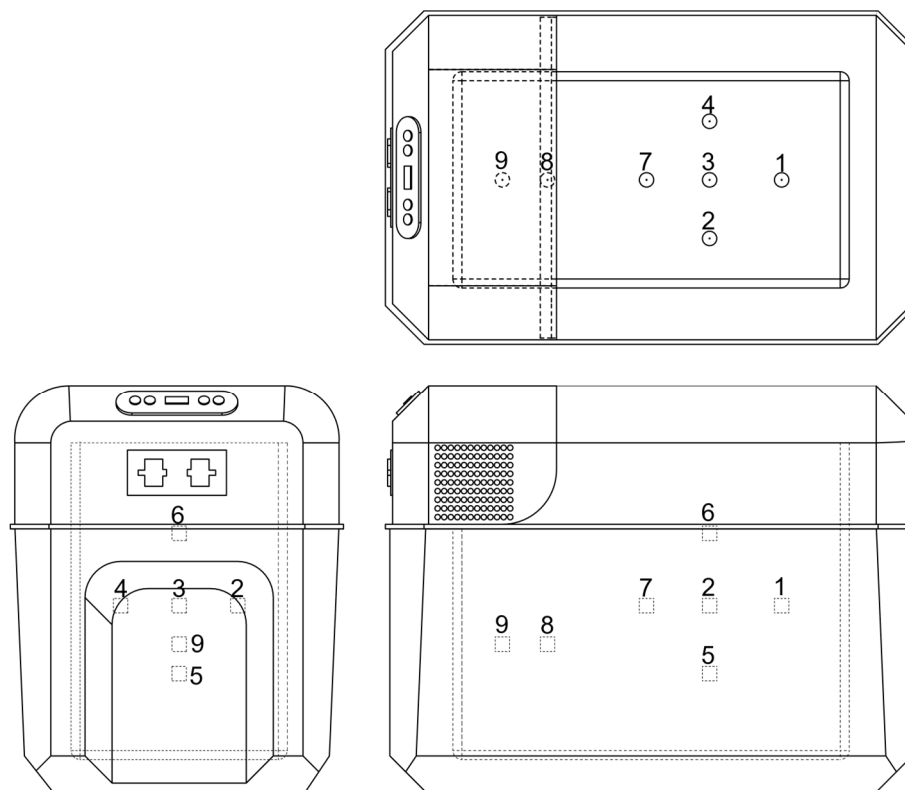


Figura 2.6 – Disposição dos termopares no sistema CMV

Para o caso do sistema CMV, as pressões de condensação e evaporação foram medidas por transdutores de pressão absoluta, da HBM (Hottinger Baldwin Messtechnik), modelo P3MB, com fundo de escala de 10 bar para a pressão de evaporação e 20 bares para a pressão de condensação. A tensão elétrica de alimentação de 10 V foi fornecida por uma fonte de corrente contínua de alta estabilidade. Ambos os transdutores foram calibrados *in*

<sup>4</sup> Nomenclatura designada para fita isolante elétrica de alta condutividade térmica (BENFORD, 1998), ideal para o isolamento de termopares no que diz respeito ao isolamento de ruídos elétricos externos.

loco, seguindo as recomendações da divisão de metrologia mecânica do INMETRO (ISOGUM, 2008).

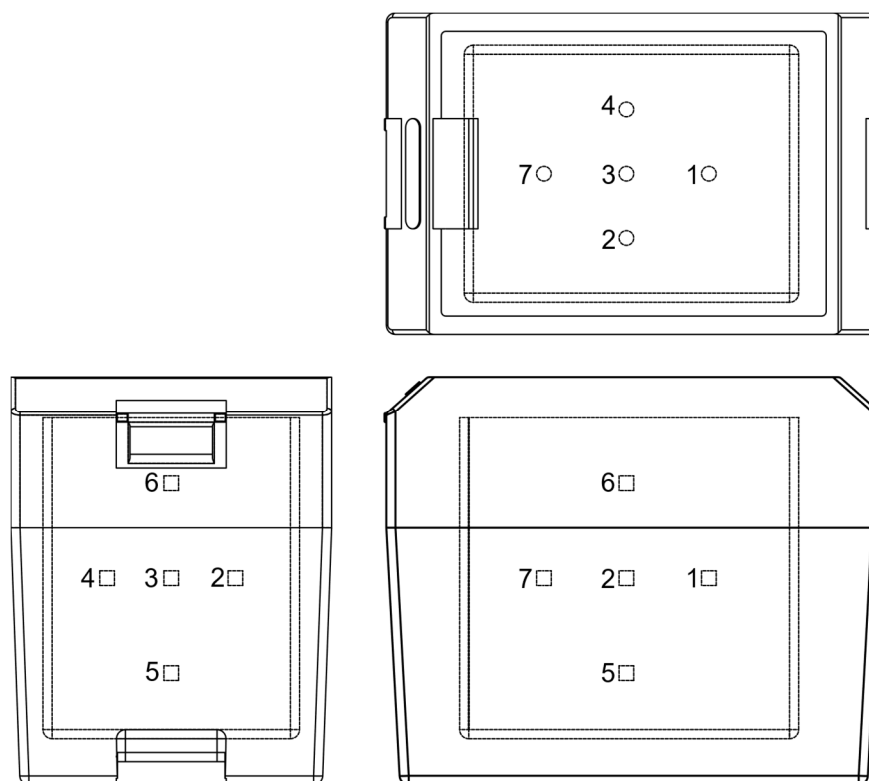


Figura 2.7 – Disposição dos termopares no sistema TE

O consumo de potência do sistema de refrigeração foi medido usando um analisador digital de potência Yokogawa modelo WT 230, com uma incerteza de medição de  $\pm 0,1\%$  do fundo de escala. A potência consumida foi monitorada durante os testes do *cooler*, enquanto o consumo dos outros componentes, como ventiladores do condensador e placa de controle foram medidos antes de testar o refrigerador. Erros máximos de medição de  $\pm 1,0\text{ W}$  foram avaliados para a capacidade de resfriamento, que conta com a potência consumida pelos resistores.

Todos os ensaios experimentais foram realizados em uma câmara de testes construída de acordo com as recomendações da norma ISO8561 (1995). A câmara é capaz de controlar a temperatura interna, entre  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $43\text{ }^{\circ}\text{C}$ , com uma incerteza de  $\pm 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A umidade relativa também pode ser controlada entre 30 e 95 %, com uma incerteza inferior a  $\pm 5\%$ . A

velocidade do ar dentro da câmara não excede 0,25 m/s, conforme recomendado pela norma IEC 62552 (2015). A Figura 2.8 mostra o *cooler* introduzido na câmara de testes.



Figura 2.8 – *Cooler* portátil CMV instrumentado e instalado na câmara de testes

## 2.5 COMPRESSORES ANALISADOS

Além da comparação entre os sistemas base originais, compressão mecânica de vapor e termoeletrico, uma análise adicional é proposta, visando avaliar a performance do sistema CMV com a aplicação de diferentes compressores. Três compressores específicos para aplicação em sistemas compactos, com princípios de compressão distintos, foram selecionados no mercado e submetidos à análise, sendo estes:

- i)* Compressor recíproco biela-manivela<sup>5</sup>, – original do sistema
- ii)* Compressor recíproco linear
- iii)* Compressor rotativo

Os princípios de compressão distintos conferem a estes dispositivos diferentes níveis de performance de acordo com as condições de operação. Assim sendo, como ponto de partida para a análise comparativa, as principais características geométricas e de desempenho fornecidas pelos fabricantes estão sumarizadas na Tabela 2.5, que apresenta os compressores selecionados. Observa-se que o compressor rotativo apresenta o maior coeficiente de

---

<sup>5</sup> Doravante denominado biela-manivela, já que o compressor linear também se trata de um compressor recíprocante.

desempenho na condição LBP<sup>6</sup>. Entretanto, apesar deste compressor se apresentar como uma alternativa promissora disponível no mercado, devido ao alto nível de compacidade, a capacidade de refrigeração é bastante superior à carga térmica do gabinete, o que acaba por prejudicar seu desempenho no sistema. Dessa forma, as análises realizadas demonstram que o sistema operando com o compressor rotativo dista dos demais, tanto do ponto de vista de capacidade de refrigeração, quanto do ponto de vista de consumo de potência, justamente por estar superdimensionado para esta aplicação.

Tabela 2.5 - Dados dos compressores selecionados

Compressor	Biela-manivela	Linear	Rotativo
Temp. de evaporação, °C	-35 a 0	-20 a 5	-30 a 20
Altura, mm	159	65	154
Largura, mm	149	170	77
Profundidade, mm	154	105	108
Volume da carcaça, ℓ	1,03	0,47	0,33
Massa, kg	2,3	1,8	1,2
Frequência, s <sup>-1</sup>	60	ressonância	20 a 80
COP LBP, W/W	0,89	-	1,11
Refrigerante, -	R-134a	R-600a	R-134a

Primeiramente, o sistema foi avaliado experimentalmente em sua configuração original, com o compressor biela-manivela, mediante uma instrumentação não intrusiva. Após esta etapa, este compressor foi removido e uma limpeza foi realizada em toda a

<sup>6</sup> LBP: Do inglês, *Low Back Pressure* representa uma condição de operação normatizada pela ASHRAE para avaliação de compressores de refrigeração, onde a temperatura de condensação é fixada em 54,4 °C e a temperatura de evaporação em -23,3 °C (130 °F e -10 °F, respectivamente).

tubulação do sistema (conexões, trocadores de calor e dispositivo de expansão) para instalação do compressor linear. Este processo foi necessário devido à operação isenta de óleo do compressor linear, aliada à substituição do fluido refrigerante, de R-134a (original) para R-600a (usado pelo linear). Os trocadores de calor e o dispositivo de expansão foram mantidos em todos os compressores.

### 2.5.2 Ajuste de carga

Antes de proceder com os testes experimentais do compressor linear foi necessário determinar a carga ótima de fluido refrigerante para o novo sistema. Para tanto, a metodologia proposta por Boeng (2012) foi adotada, utilizando o mínimo consumo de energia como critério de determinação de carga. Nesta etapa, foram realizados 25 testes experimentais em regime permanente com variação de carga na condição fixa de 25 °C de temperatura ambiente 0 °C de temperatura do gabinete, com um incremento médio de 1 g entre testes. Uma válvula de 3 vias foi instalada no sistema com o objetivo de facilitar o procedimento de injeção de carga, evitar contaminação de não condensáveis no sistema e reduzir as perdas de fluido refrigerante inerentes a este processo. Depois da limpeza do sistema de refrigeração, é realizado procedimento de vácuo para eliminação de gases não condensáveis e umidade. Uma carga inicial é realizada e cargas adicionais são introduzidas através de um cilindro de inox, limpo e preenchido com a massa de refrigerante verificada por uma balança de precisão. Depois disso, o cilindro é conectado ao sistema através da porta nº 2 da válvula de 3 vias, para iniciar o procedimento de vácuo na tubulação que conecta a válvula ao cilindro. Com o cilindro ainda fechado, a bomba de vácuo é conectada à porta nº 1 da válvula, a qual está comunicada com a porta 2, com o intuito de remover a parcela de ar contida no interior de válvula e na tubulação. O vácuo é realizado até atingir o critério de  $2 \times 10^{-2}$  mbar de pressão interna. A manopla da válvula é direcionada para o centro, cortando a comunicação com a bomba de vácuo, e então o cilindro é aberto, preenchendo o interior da válvula e toda a tubulação com o fluido refrigerante. Finalmente, com o sistema ligado e mantendo a pressão de sucção inferior à do cilindro, a válvula é aberta para que o sistema receba o refrigerante e fechada após alguns instantes, vedando o circuito

novamente. O cilindro é removido e levado até a balança de precisão, onde é verificada a massa de fluido que efetivamente entrou no sistema. A Figura 2.9 ilustra o sistema de adição de carga descrito, apontando as portas do sistema, do cilindro e da bomba de vácuo.

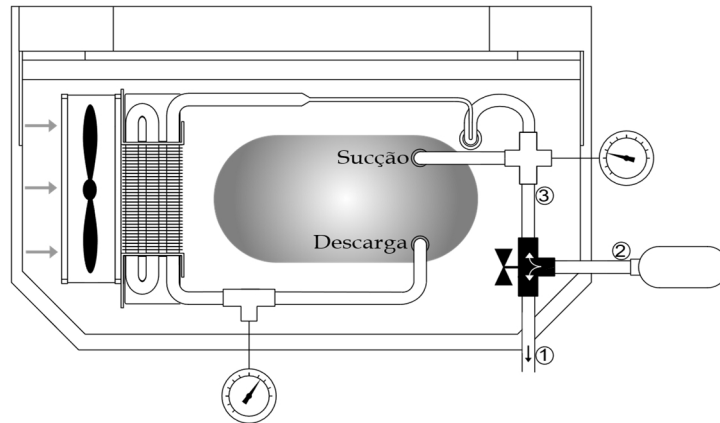


Figura 2.9 – Esquema de adição de carga para o sistema CMV

O consumo de energia do sistema operando com o compressor linear em função da carga de fluido refrigerante é apresentado na Figura 2.10, onde é possível observar um platô em torno do ponto destacado, indicando uma carga ótima de operação de ~16,5 g, valor adotado como padrão para os testes subsequentes, pertinentes à avaliação experimental do produto.

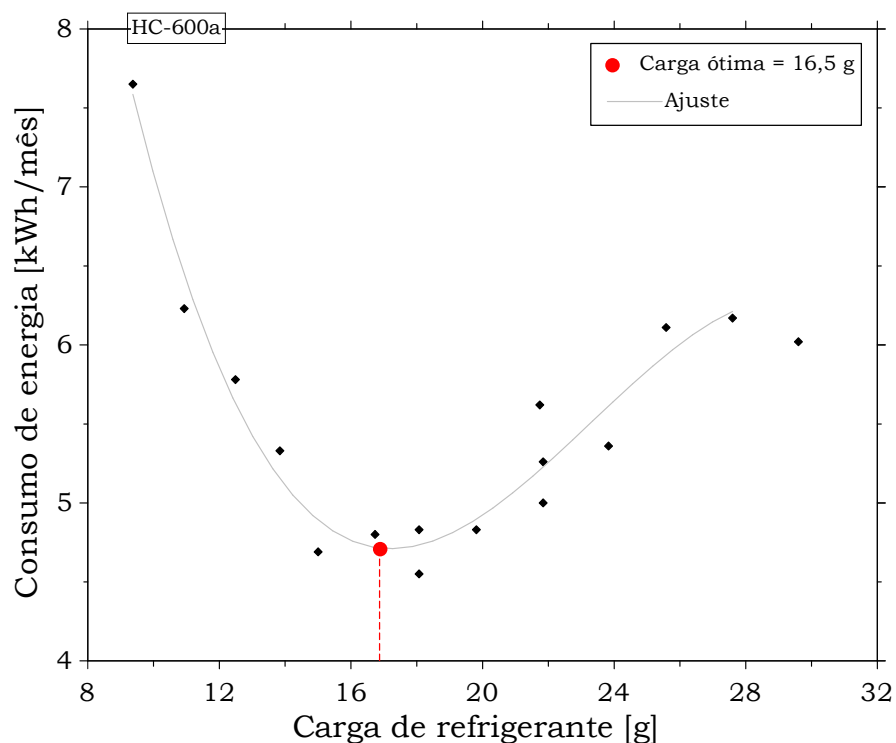


Figura 2.10 – Determinação de carga para o compressor linear no gabinete CMV

De forma análoga, após os testes experimentais para a caracterização do sistema operando com o compressor linear, o mesmo processo de limpeza foi realizado, seguido de nova determinação de carga para o sistema com compressor rotativo. Não foi verificado um ponto de mínimo para o consumo de energia em função da carga nos testes, o que culminou na adoção do grau de superaquecimento no evaporador como critério de determinação de carga, neste caso, buscando-se atingir um  $\Delta T_{\text{sup}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  (Figura 2.11). Este valor foi verificado experimentalmente para o sistema na configuração original, com o compressor biela-manivela, na condição especificada de  $25 \pm 0 \text{ }^\circ\text{C}$  (ambiente e gabinete), servindo como parâmetro para o novo compressor, o que corresponde a  $\sim 65 \text{ g}$ . A carga original do produto era de  $42 \text{ g}$  de R-134a.

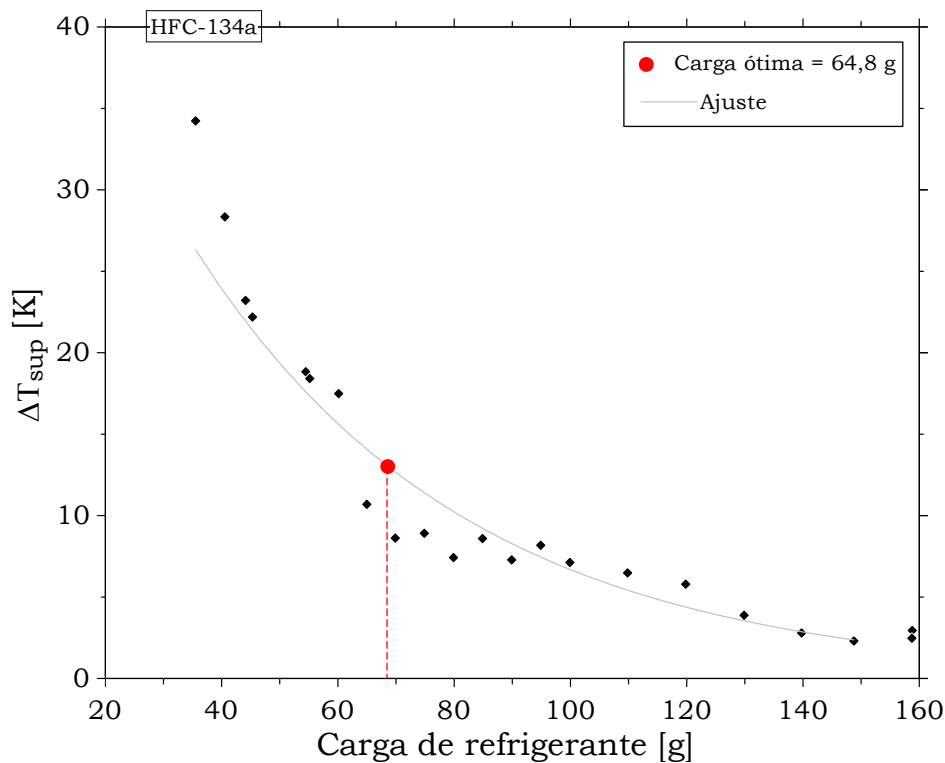


Figura 2.11 – Determinação de carga para o compressor rotativo no gabinete CMV

## 2.6 CONDUTÂNCIA DO GABINETE

Antes de comparar os diferentes sistemas de refrigeração, uma etapa fundamental é a determinação da condutância térmica (UA) do compartimento refrigerado, e, conseqüentemente, da carga térmica envolvida. No presente trabalho, as condutâncias



térmicas foram obtidas com base nos ensaios de fluxo de calor reverso (VINEYARD *et al.* 1998).

O sistema é inserido dentro da câmara de testes e mantido em temperatura controlada no decorrer do ensaio, por meio de resistores alimentados por uma potência fixa, com as temperaturas ambiente (câmara) e do gabinete monitoradas ao longo do tempo e o sistema de refrigeração desligado. A energia dissipada pelos aquecedores elétricos em regime permanente é monitorada através de um dos canais do analisador digital de potência de modo que a temperatura interna não ultrapasse 50 °C, prevenindo a deterioração das peças poliméricas do gabinete. A Figura 2.12 ilustra o volume de controle adotado. Através de lei de resfriamento de Newton, a condutância do gabinete é calculada por:

$$UA_{gab} = \frac{\dot{W}_{res}}{T_{gab} - T_{amb}} \quad (2.4)$$

Onde  $T_{gab}$  é a temperatura média do gabinete,  $T_{amb}$  a temperatura do ambiente externo e  $\dot{W}_{res}$  o calor dissipado pelos resistores em regime permanente, que é igual à potência consumida, medida diretamente no analisador de potência.

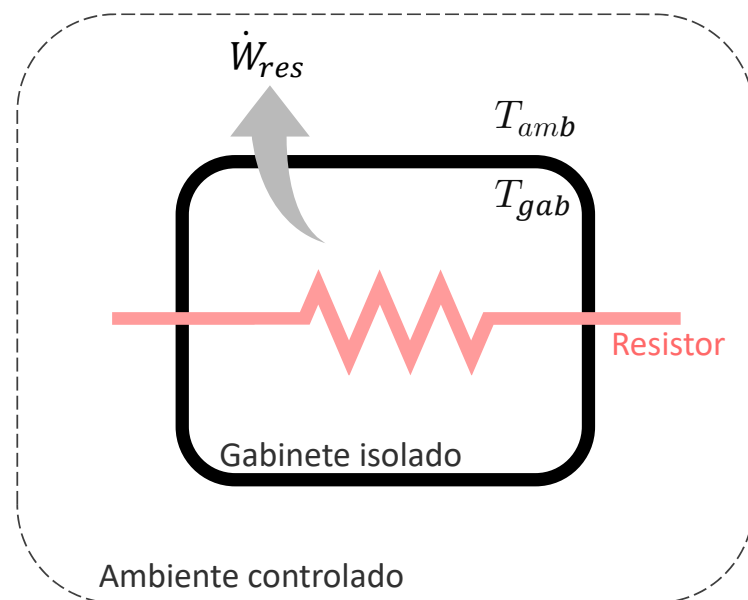


Figura 2.12 – Procedimento de teste de condutância do gabinete

A rigor, apenas um teste é necessário para obter a condutância térmica do gabinete refrigerado. No entanto, três ensaios experimentais foram realizados para reduzir a incerteza

experimental. Para cada ensaio, variou-se a taxa de calor dissipada no ambiente interno. A Figura 2.13 mostra o comportamento da temperatura média do gabinete CMV em função do tempo, desde o acionamento dos resistores internos até atingir a condição de regime permanente. A temperatura da câmara iniciou em  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$  e foi mantida constante durante as 28 horas de teste. Como pode ser verificado na figura, a ação do controle foi realizada de forma manual, o que reduz a incerteza do experimento, uma vez que um controle PI introduz oscilações no sinal de potência fornecido aos resistores. De forma similar, a mesma metodologia foi empregada para o *cooler* termoelétrico, produzindo valores de condutância semelhantes aos do sistema CMV, comprovando a similaridade entre os gabinetes, não só na capacidade volumétrica, mas também no perfil de carga térmica.

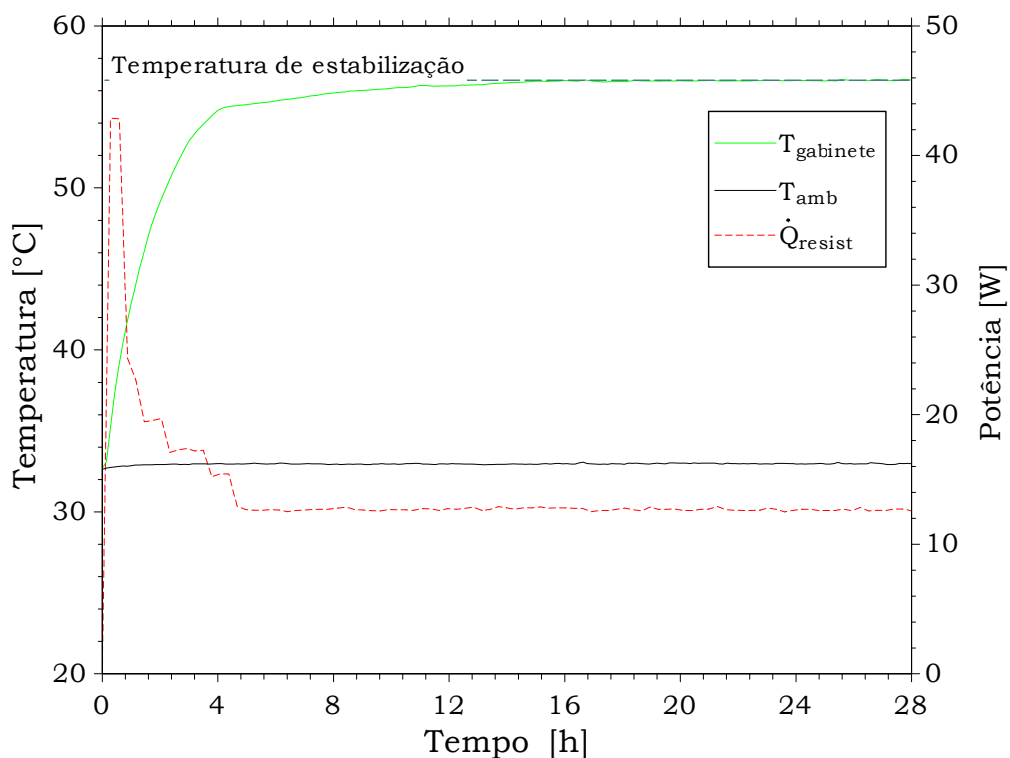


Figura 2.13 – Teste de condutância do gabinete CMV.

Os resultados obtidos em regime permanente estão sumarizados na Tabela 2.6. A condutância térmica global dos gabinetes foi obtida através da média aritmética, resultando em  $0,52\text{ W/K}$  para o gabinete CMV e  $0,51\text{ W/K}$  para o gabinete TE, com uma incerteza

expandida de 0,01 W/K. Os valores semelhantes facilitam a comparação direta do desempenho térmico dos sistemas.

Tabela 2.6 - Dados dos compressores selecionados

Gabinete	CMV			TE		
	1	2	3	1	2	3
Teste	1	2	3	1	2	3
$\dot{Q}_{res}$ , W	12,7	10,3	8,4	12,0	8,1	8,1
$T_{gab}$ , °C	56,8	46,7	49,2	55,1	48,1	40,9
$T_{amb}$ , °C	32,9	26,4	33,1	32,3	32,1	24,3
$UA_{gab}$ , W/K	0,53	0,51	0,52	0,53	0,51	0,49

## 2.7 PROCEDIMENTO DE ENSAIO

Para avaliar o desempenho dos sistemas, a metodologia proposta por Hermes *et al.* (2009) para o cômputo do consumo de energia e capacidade de refrigeração em regime permanente foi adotada. Para tanto, os resistores instalados no compartimento refrigerado foram utilizados para controlar e manter a temperatura do gabinete refrigerado em regime permanente. O termostato do produto foi desativado e a temperatura do compartimento refrigerado foi controlada por um controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo) que atua sobre os resistores elétricos no interior do compartimento. Dessa forma, o refrigerador opera em regime permanente, sem o desligamento do compressor, no caso do sistema por compressão mecânica de vapor (CMV), e sem desligamento do módulo Peltier, no caso do sistema termoelétrico (TE).

Tanto para os sistemas com compressor biela-manivela, linear e rotativo, quanto para o sistema termoelétrico, os ensaios foram realizados em três condições distintas de temperatura ambiente (16, 25 e 32 °C) com cinco níveis de temperatura de compartimento (-4, 0, 4, 8 e 12 °C), totalizando 15 ensaios. A Figura 2.14 ilustra a matriz de testes experimentais proposta onde observa-se o destaque que representa a região típica de

condensação de vacina, que vai de 2 a 8 °C (KAHN; KRISTENSEN E RAO, 2017), compreendida na faixa proposta. As condições foram definidas com base no envelope operacional dos sistemas em análise, apesar de que algumas delas não tenham sido alcançadas para o sistema termoelétrico, devido à deficiência de capacidade de refrigeração. A condição de 25 °C para o ambiente e 0 °C para o gabinete foi escolhida como a condição base para comparações, já que se trata da condição central de operação para o sistema CMV.

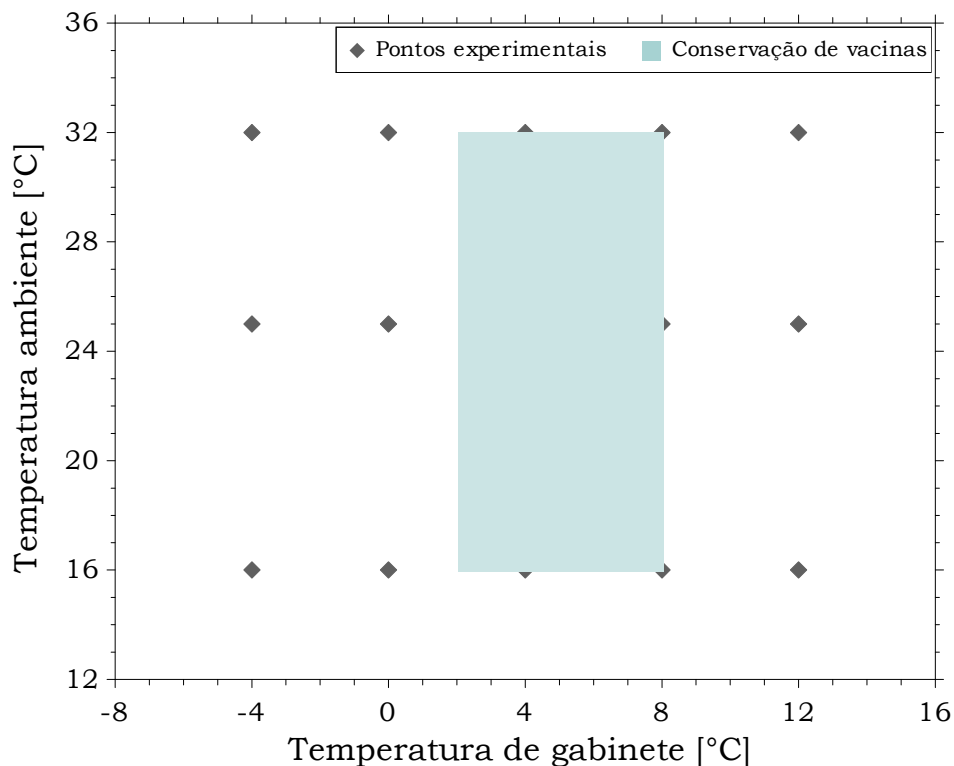


Figura 2.14 – Matriz de testes experimentais

Apesar de não ser normativo, o ensaio de abaixamento de temperatura, também conhecido como teste de *pull-down*, é amplamente utilizado na indústria de refrigeração, sendo um indicador indireto da capacidade de refrigeração do sistema e da qualidade do isolamento do gabinete em regime transitório. Basicamente, o teste consiste no monitoramento das temperaturas, pressões e potências do sistema, desde a partida do compressor até o regime permanente ser alcançado. Inicialmente, o controle de temperatura do produto é desativado. Em seguida, o equipamento é mantido dentro da câmara climática na temperatura especificada com a porta aberta até que o equilíbrio térmico com o ambiente seja alcançado. Neste momento, a porta é fechada e o sistema de refrigeração é ativado dando

início ao rebaixamento da temperatura do gabinete até que a temperatura de referência seja atingida.

Tanto nos testes de abaixamento de temperatura quanto nos testes em regime permanente, os dados foram armazenados a uma taxa de 6 medições por minuto. Depois de definir a condição de operação do teste as variáveis do sistema eram monitoradas através da interface do programa de aquisição até que se verificasse a condição de regime permanente. Uma vez atingida essa condição, o sistema era mantido operante durante aproximadamente 120 minutos, mantendo a temperatura interna no valor especificado por meio do controle combinado entre o sistema de refrigeração e os resistores. Os resultados foram processados segundo o fluxograma ilustrado na Figura 2.15.

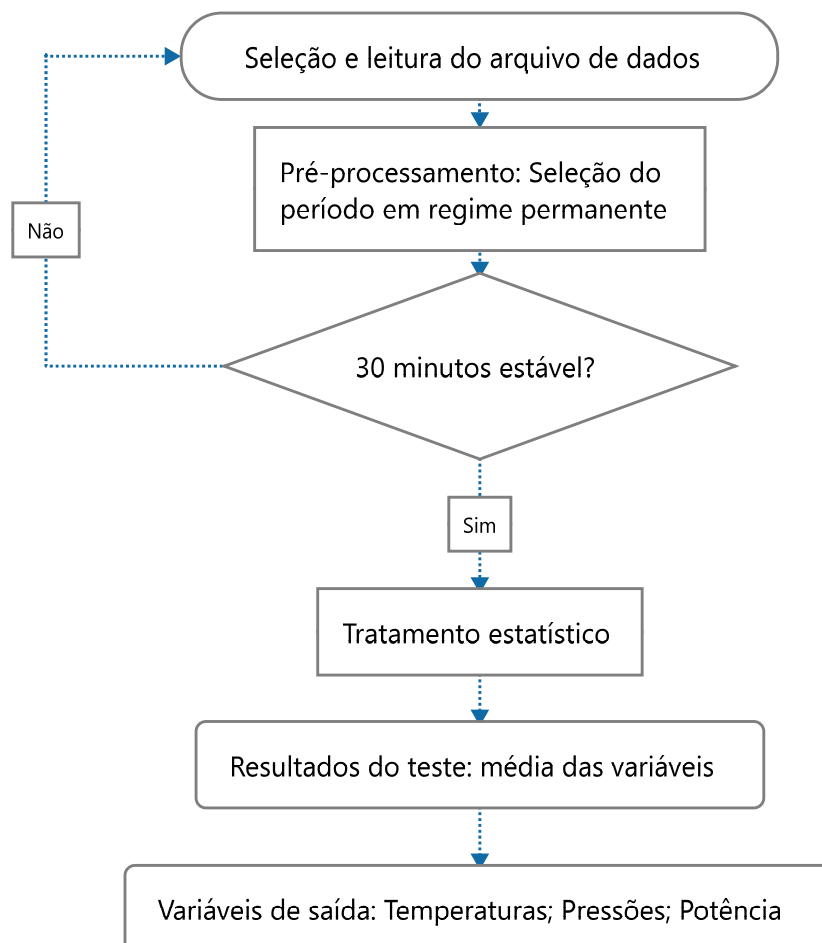


Figura 2.15 – Fluxograma de processamento de dados.

O arquivo específico de cada teste é selecionado com base em seu código único, contendo a data de início, a condição especificada e o número do teste realizado no mesmo dia. Depois disso, a etapa de pré-processamento dos dados é iniciada, onde são verificados os dados de todo o teste, contando com os períodos transitório e estável, para seleção do intervalo a ser analisado. O condicional subsequente serve para classificar ou desclassificar o teste, caso este não apresente um período de pelo menos 30 minutos estáveis. Uma vez classificado, o teste passa a ser representado pelo intervalo selecionado, onde será realizado o tratamento dos dados, que consiste basicamente em estatística descritiva, realizado via MS Excel, calculando a média, o desvio padrão, a inclinação e a variância da amostra de 180 linhas selecionada. Por fim, as variáveis de saída de cada sistema foram então computadas e agrupadas em uma planilha resumo, servindo para as análises a posteriori. Estas tabelas podem ser encontradas no apêndice I.

## 2.8 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

### 2.8.1 Testes em regime transiente (*pull-down*)

Os 4 sistemas analisados foram submetidos ao ensaio de abaixamento de temperatura, sem carregamento, com a câmara climática mantida em 25 °C. A Figura 2.16 apresenta o comportamento da temperatura do gabinete em função do tempo decorrido no teste. O sistema que apresentou o desempenho menos satisfatório foi o termoelétrico, que dispendeu cerca de 10 horas para atingir ~2 °C de temperatura interna, sendo este o limite atingido para um ambiente a 25 °C, distante do  $\Delta T$  de 30 °C informado pelo fabricante. Após duas horas de funcionamento, o sistema conseguiu atingir 9,1 °C.

O sistema operando com o compressor linear foi analisado para uma potência de sinal<sup>7</sup> de 15 W, atingindo uma temperatura de gabinete de aproximadamente -6 °C após 4 horas de teste. Depois deste ponto, a temperatura interna apresentou algumas oscilações, indicando a atuação de um controle externo na pressão de evaporação, provavelmente para

---

<sup>7</sup> Potência pré-definida para operação com o compressor linear, doravante denominada  $\dot{W}_{sig}$ . Mais informações sobre o funcionamento deste compressor podem ser encontradas no capítulo 4, seção 4.1.2.

prevenir qualquer dano ao conjunto pistão-cilindro e placa de válvulas. Esta configuração conseguiu atingir  $-2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  após 2 h de ensaio.

O próximo comportamento analisado, em vermelho no gráfico da figura 2.16, é do sistema operando com o compressor original, biela-manivela, que atingiu aproximadamente  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  após  $\sim 6$  h de teste. Apesar do consumo superar o compressor linear, o tempo de abaixamento de temperatura é relativamente menor, atingindo  $-10,2\text{ }^{\circ}\text{C}$  em 2 h de ensaio. O sistema original ainda contava com um degelo temporizado, com ciclo pré-definido de 7 h, que precisou ser desativado para a realização do teste em questão.

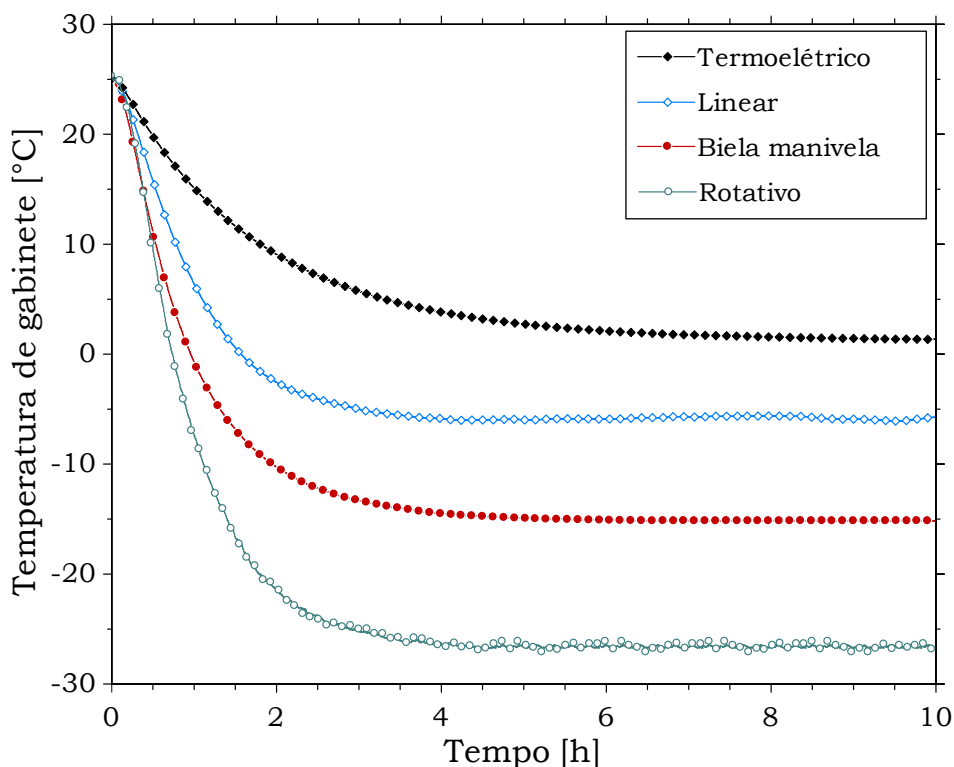


Figura 2.16 – Comportamento transiente da temperatura interna

Finalmente, o compressor rotativo atingiu a menor temperatura média do compartimento refrigerado, chegando em  $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$  após  $\sim 4$  h de teste. Apesar das dimensões reduzidas em comparação aos demais compressores, esta amostra apresenta níveis de vazão muito superiores aos dos concorrentes, acarretando em uma maior capacidade de refrigeração e, conseqüentemente, um menor tempo de abaixamento da temperatura média do gabinete, atingindo  $-21,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  após duas horas de teste, 11 graus abaixo do compressor biela-manivela.

Vale salientar que os trocadores foram mantidos iguais para todos os compressores, o que pode estar prejudicando este sistema em uma análise transiente direta.

A potência consumida medida ao longo dos testes para os 4 sistemas testados é apresentada na Figura 2.17. O sistema convencional, com o compressor biela-manivela, apresenta um pico de partida, assim como o compressor rotativo, o que pode não ser atrativo para uso em sistemas *off-grid*, que utilizam baterias, onde a corrente de partida pode ser limitada. Nesse ponto o sistema termoelétrico apresenta uma vantagem, apesar do valor de potência ser relativamente elevado. Por fim, o compressor linear é o que apresenta a menor potência consumida no decorrer do teste, com a vantagem de não apresentar picos de potência na partida. Como a temperatura do gabinete não está sendo controlada, o compressor opera em regime de máxima capacidade praticamente durante todo o teste, limitado à potência de sinal inferida ( $\dot{W}_{sig}$ ). A potência medida ficou em aproximadamente 18,5 W no decorrer do teste, valor composto por  $\dot{W}_{sig} = 15 W$  mais a potência consumida pelo conjunto inversor + controle eletrônico embarcado, que possui uma eficiência de  $\sim 83,5 \%$ , avaliada experimentalmente.

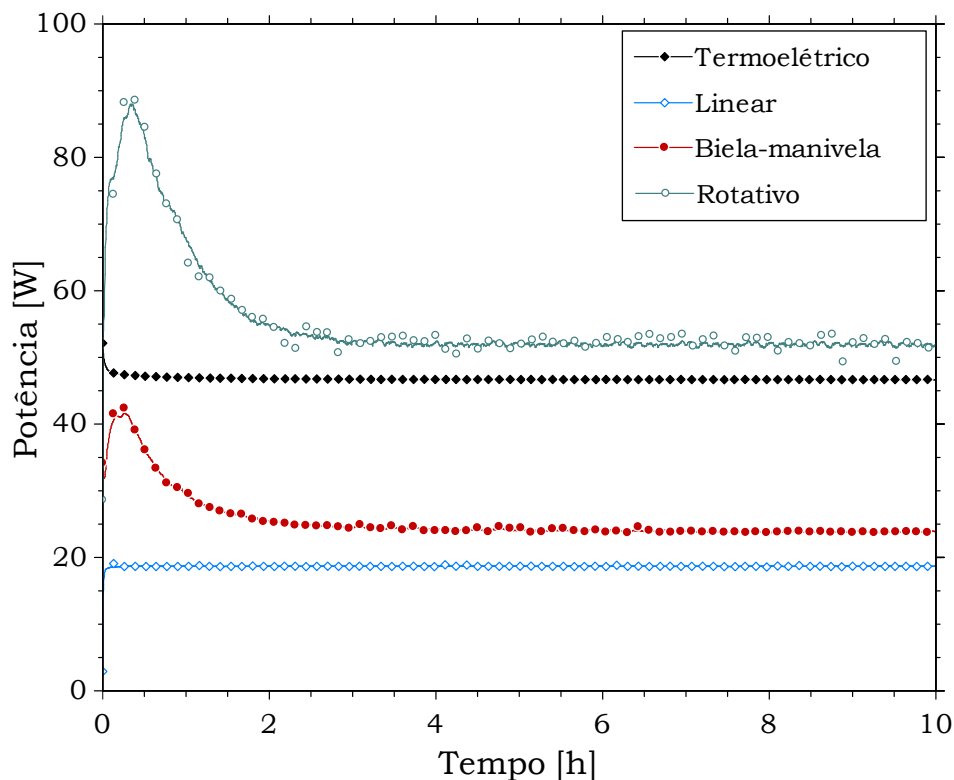


Figura 2.17 – Comportamento transiente da potência consumida dos sistemas



## 2.8.2 Testes em regime permanente (consumo de energia)

A primeira métrica adotada para comparar os sistemas foi o consumo de energia, em regime permanente, necessário para manter o compartimento refrigerado em uma temperatura especificada. A partir da determinação da carga térmica advinda do ambiente externo é possível determinar a fração de funcionamento do compressor, ou RTR (*Run Time Ratio*, do inglês), definida como a razão entre o tempo que o compressor permanece ligado para manter a temperatura interna desejada sobre e o tempo total de operação. Entretanto, este parâmetro pode ser derivado a partir de um balanço de energia ao longo de um ciclo de funcionamento do produto pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{ev} \cdot t_{on} \cong \dot{Q}_{gab} \cdot (t_{on} + t_{off}) \quad (2.5)$$

onde  $\dot{Q}_{ev}$  é a capacidade de refrigeração fornecida pelo sistema, em W,  $\dot{Q}_{gab}$  a carga térmica imposta ao gabinete,  $t_{on}$  o tempo de compressor ligado e  $t_{off}$  o tempo em que o compressor permaneceria desligado para manter o ambiente na temperatura especificada. Assim,

$$RTR = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} \cong \frac{\dot{Q}_{gab}}{\dot{Q}_{ev}} = \frac{\dot{Q}_{gab}}{\dot{Q}_{gab} + \dot{W}_{res}} \quad (2.6)$$

onde  $\dot{W}_{res}$  é a potência dissipada no gabinete a fim de compensar o excesso de capacidade de refrigeração, tal que  $\dot{W}_{res} = \dot{Q}_{ev} - \dot{Q}_{gab}$ . O consumo de energia é então calculado por:

$$CE = \frac{0,73}{t_{on} + t_{off}} \int_0^{t_{on}+t_{off}} \sum \dot{W} dt \cong 0,73 \cdot RTR \cdot \sum \dot{W} \quad (2.7)$$

onde  $\sum \dot{W}$  representa a potência total consumida pelo sistema: compressor, eletrônica embarcada e ventilador do condensador (Hermes *et al.*, 2009). A constante 0,73 atua como o conversor de unidades de W para kWh·mês<sup>-1</sup>.

Para fins de comparação, a condição de 25 °C para temperatura externa e 0 °C para temperatura interna foi selecionada. O compressor biela-manivela foi avaliado numa rotação fixa de 3600 rpm, em sua configuração original, seguido do compressor rotativo, que foi avaliado em 2 níveis de rotação, 2400 e 3480 rpm. Os resultados dos testes nas demais

condições são apresentados no apêndice I, avaliando o desempenho dos sistemas em outras condições operacionais. A Figura 2.18 apresenta o consumo de energia dos sistemas analisados, na condição de referência.

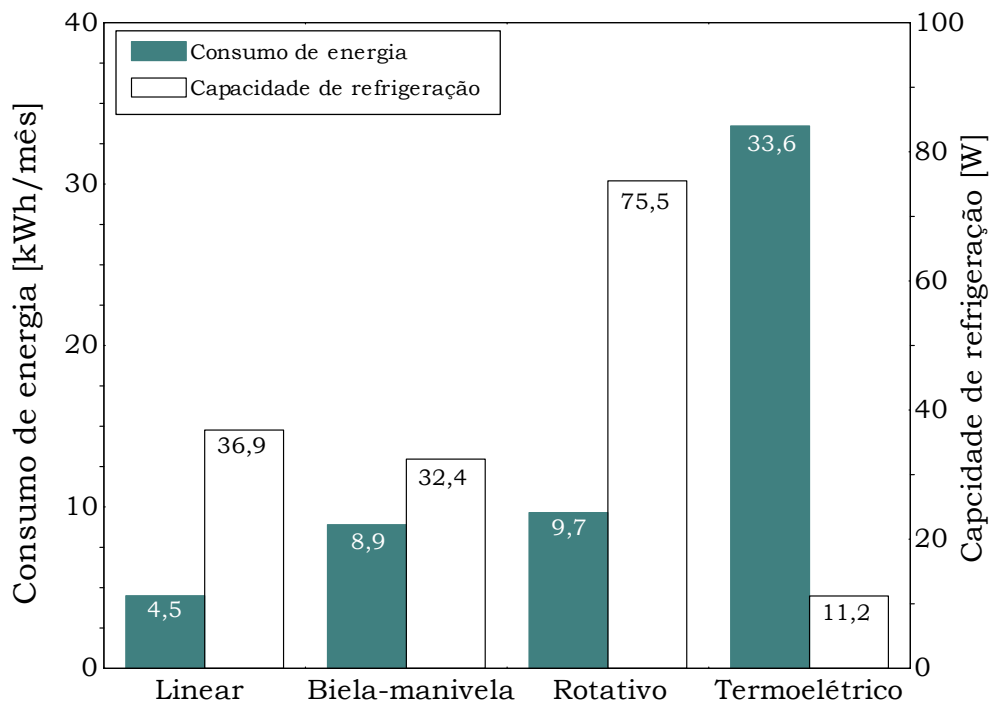


Figura 2.18 – Consumo de energia a 25 °C externo e 0 °C interno

Adotando a configuração original como base (compressor biela-manivela), o sistema experimentou uma redução de ~50 % no consumo após a substituição pelo compressor linear para a condição operacional especificada ( $\dot{W}_{sig} = 15 \text{ W}$ ). Esta redução se deve não somente à substituição do compressor, mas também do fluido refrigerante, de R-134a para R-600a<sup>8</sup>, já que todos os demais componentes do ciclo foram mantidos. O compressor rotativo apresentou um consumo ~10 % superior, com uma potência instantânea 2,5 vezes maior que o sistema original sendo compensada pelos altos níveis de capacidade de refrigeração. O sistema termoelétrico ainda está distante dos demais, apresentando um consumo 4 vezes superior ao sistema original para a mesma condição e com um gabinete semelhante. Entretanto, a capacidade de refrigeração de cada sistema também deve ser levada em consideração. Tomando novamente o sistema original como base, a partir da Figura 2.18 é

<sup>8</sup> Uma comparação entre os efeitos da mudança de fluido refrigerante no sistema de refrigeração é apresentada no apêndice II

possível observar que a capacidade de refrigeração para o sistema utilizando o compressor linear foi 14 % superior. O sistema utilizando compressor rotativo apresentou uma capacidade 2,3 vezes superior ao sistema original, o que implica em um menor tempo de abaixamento de temperatura. Por fim, o sistema termoeétrico apresenta uma capacidade de refrigeração 65 % inferior ao sistema original, corroborando com os resultados obtidos para o teste de abaixamento de temperatura, onde o sistema apresentou o desempenho menos satisfatório.

A Figura 2.19 apresenta o consumo dos sistemas considerando a variação da temperatura ambiente, de 16 até 32 °C, onde as diferenças proporcionais são conservadas, com exceção do sistema termoeétrico, que atinge uma temperatura mínima de 10 °C para 32 °C de temperatura ambiente. O consumo aumenta com a temperatura ambiente basicamente por duas causas, o acréscimo de carga térmica no ambiente refrigerado e o aumento da temperatura de condensação, que eleva o trabalho específico de compressão. Entretanto, a maior variação percentual é percebida para o compressor rotativo, onde se verifica um aumento de praticamente 10 % no consumo para cada 1 °C de temperatura ambiente, efeito causado pelo aumento expressivo da temperatura de condensação. Os maiores  $\Delta T$ s justificam um superdimensionamento do compressor rotativo para a aplicação.

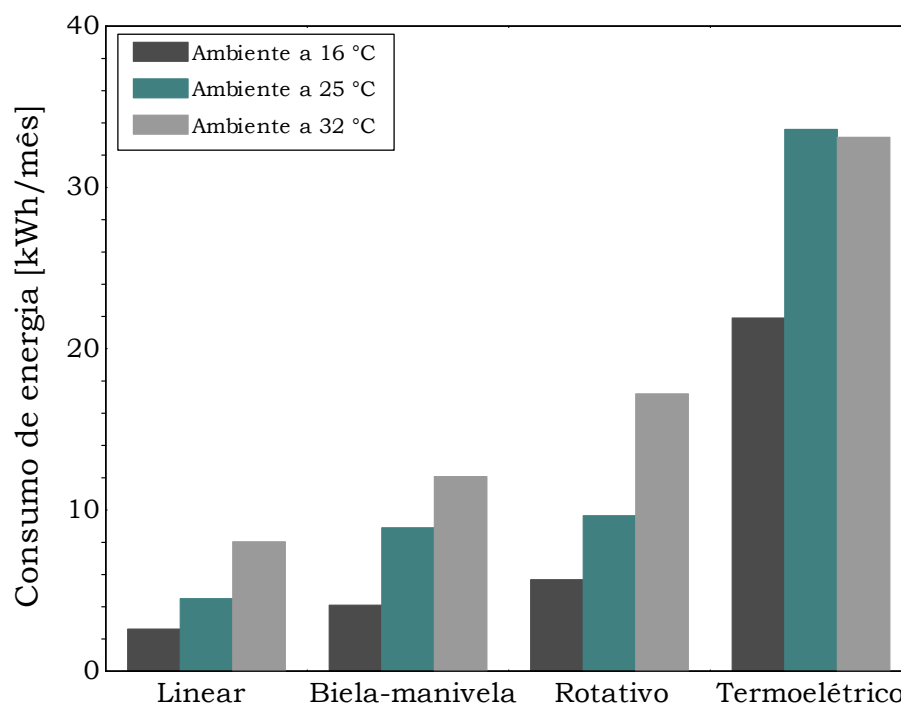


Figura 2.19 – Consumo de energia para 3 níveis de ambiente e 0 °C interno

A Figura 2.20 apresenta o comportamento do consumo dos sistemas com a variação da temperatura do gabinete. Para os sistemas CMV, uma redução no consumo de energia é percebida ao ponto que a temperatura do gabinete aumenta, para uma mesma temperatura ambiente. Isto acontece basicamente por uma combinação de dois fatores: (i) a redução da carga térmica imposta ao gabinete, e (ii) o aumento do COP com a pressão de evaporação.

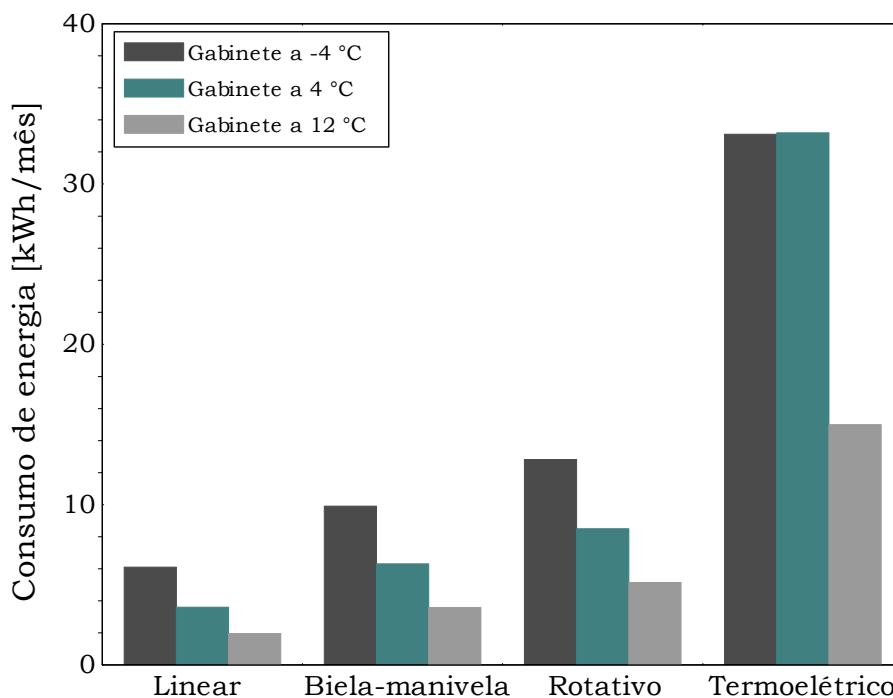


Figura 2.20 – Consumo de energia 25 °C ambiente e 3 níveis de temperatura interna

O sistema termoelétrico atinge uma temperatura mínima de 3,5 °C quando submetido a um ambiente de 25 °C, o que inviabiliza a análise do consumo nessa condição. No entanto, ainda na Figura 2.20 é possível perceber que o consumo desse sistema cai aproximadamente pela metade quando a temperatura do gabinete passa de 4 para 12 °C.

### 2.8.3 Inversão de fluxo de ar no condensador

Testes adicionais foram realizados para verificar o efeito do sentido do fluxo de ar do condensador na performance do sistema operando com o compressor linear. Originalmente, o fluxo de ar entra pelo condensador para então passar pelo compressor numa temperatura

muito próxima a de condensação. A proposta de alteração foi inverter o sentido do ventilador, para que o fluxo de ar à temperatura ambiente atingisse primeiramente o compressor e depois o condensador. Se por um lado pode haver um aumento da pressão de condensação neste segundo cenário, já que o ar que entra no trocador foi pré-aquecido pela troca de calor no compressor, por outro lado espera-se também uma redução da temperatura do fluido refrigerante na tubulação externa de sucção do compressor, em virtude da maior dissipação de calor. A Figura 2.21 apresenta detalhes sobre o fluxo de ar no compartimento do compressor do sistema, sendo o original representado na Figura 2.21a e o modificado na Figura 2.21b.

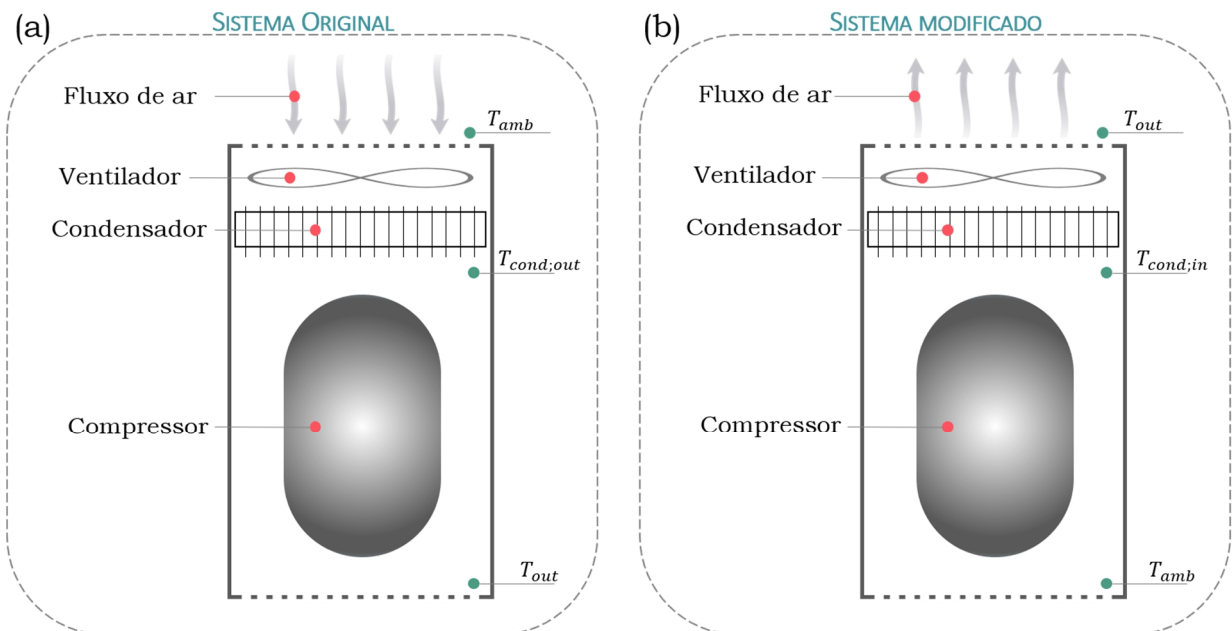


Figura 2.21 – Sentido do fluxo de ar no condensador

Foram realizados três ensaios em regime permanente, seguindo a metodologia proposta na seção 2.7, mantendo a temperatura interna controlada em  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  e variando a temperatura externa em 3 níveis ( $16$ ,  $25$  e  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) para verificar o efeito na temperatura de condensação, sucção e *COP*.

Analisando os resultados, em média, a temperatura de condensação sofreu um aumento de  $\sim 3,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  com a mudança no sentido do fluxo de ar no condensador, o que culminou em um aumento do trabalho específico de compressão e, conseqüentemente, uma

redução do  $COP$ . Quanto menor a temperatura ambiente, maior o  $\Delta T$  entre o sistema original e o modificado, como pode ser verificado na Figura 2.22.

Adicionalmente, a Figura 2.23 apresenta o efeito percebido na temperatura de sucção<sup>9</sup> para as 3 condições propostas, onde foi verificada uma redução de  $\sim 3$  °C, em média do sistema modificado para o original. Isto acontece principalmente pelo fato de o cabeçote do compressor estar direcionado para a entrada de ar no caso do fluxo de ar invertido, recebendo ar temperatura ambiente, o que acaba por resfriar o fluido na sucção.

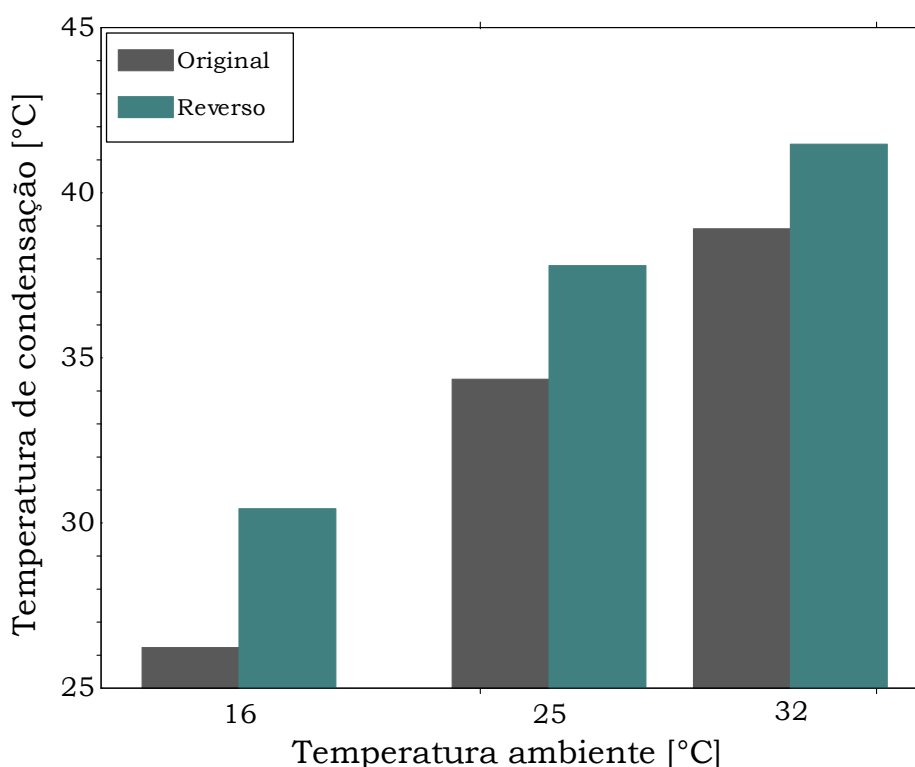


Figura 2.22 – Efeito na  $T_{cond}$  - inversão de fluxo de ar no condensador

A Figura 2.24 apresenta o efeito percebido no  $COP$  para as condições testadas. Para a condição de 25 °C não foi verificada uma diferença significativa, pois os valores ficam dentro da incerteza de medição. Para as condições de 16 | 0 °C e 32 | 0 °C foram verificados aumentos no  $COP$  de 3,5 % e 12 %, respectivamente, indicando um potencial de melhoria no desempenho do produto com o resfriamento do cabeçote. Além disso, durante a execução dos testes, foram verificadas mudanças de  $\sim 1$  bar na pressão de condensação apenas com a remoção da tampa do compartimento do compressor, que nesse caso restringe o fluxo de ar

---

<sup>9</sup> A temperatura de sucção se refere àquela medida diretamente no tubo de sucção externo ao compressor.

pelo condensador e compressor, sendo um componente passível de melhoria no projeto de um novo sistema compacto.

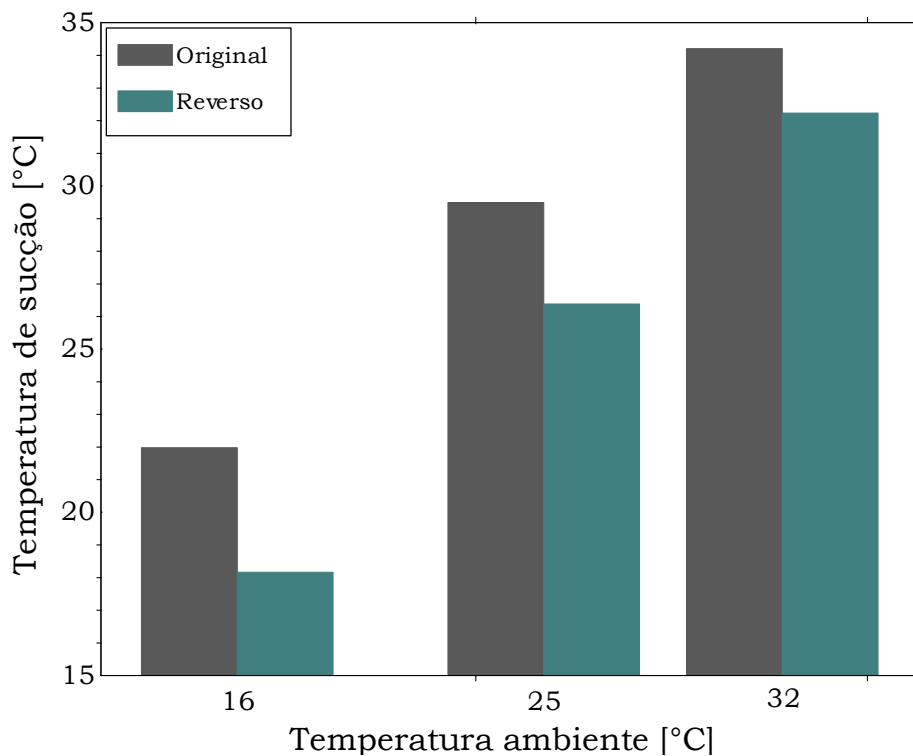


Figura 2.23 – Efeito na  $T_{suc}$  - inversão de fluxo de ar no condensador

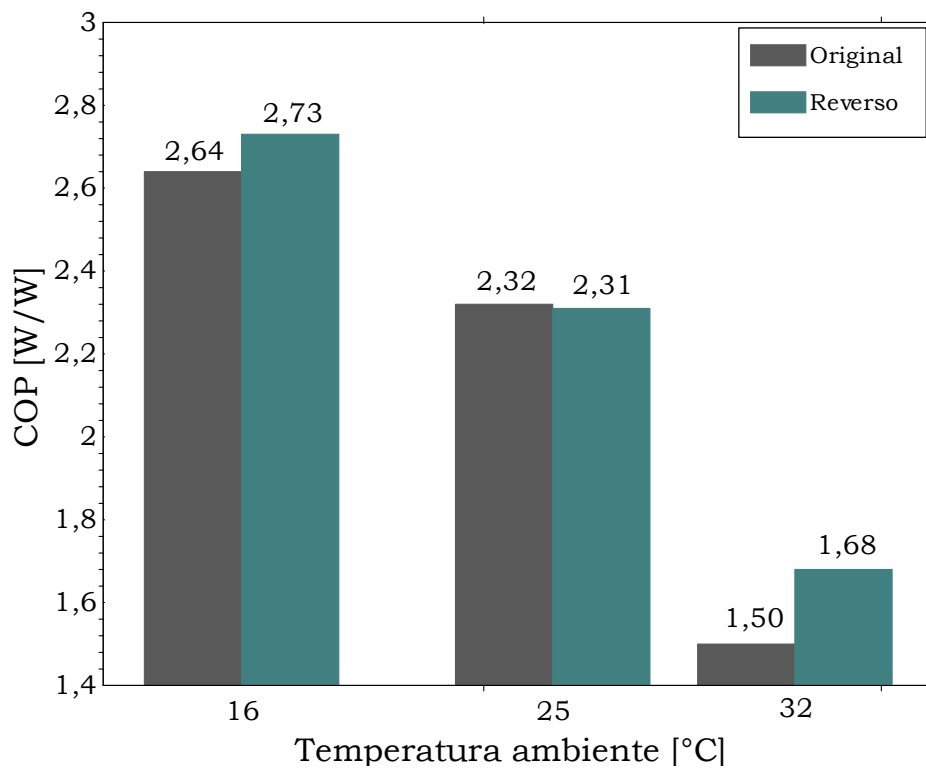


Figura 2.24 – Efeito no  $COP$  - inversão de fluxo de ar no condensador

## 2.9 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Foi apresentado neste capítulo um detalhamento da frente experimental desenvolvida ao longo do projeto, desde a seleção dos sistemas, descrição e instrumentação. Definidos os sistemas base, diferentes compressores também foram propostos, a fim de avaliar experimentalmente a performance do sistema operando com tecnologias de compressão distintas. Para tanto, cada instalação dos compressores contou com um processo de ajuste de carga.

Quanto aos ensaios experimentais, primeiramente a infiltração de calor através do gabinete foi investigada por meio de testes, utilizando a metodologia de fluxo reverso de calor. Uma vez prevista a carga térmica imposta ao sistema, foi apresentado procedimento de ensaio, que conta com a matriz experimental proposta, testes de abaixamento de temperatura e testes em regime permanente (consumo de energia), além da etapa de processamento dos dados.

Finalmente, foram apresentados os resultados experimentais dos quatro sistemas avaliados de forma comparativa. Primeiramente os sistemas foram avaliados na condição fixa de 25 °C para temperatura ambiente e 0 °C para temperatura de gabinete. Depois disso, o efeito da variação da temperatura ambiente e da temperatura de gabinete foi avaliado via consumo de energia, onde o compressor linear apresentou o menor consumo entre os demais para todas as condições avaliadas. Finalmente, uma análise adicional foi proposta, visando avaliar o desempenho do sistema com a inversão do sentido do fluxo de ar no ventilador do condensador, apontando um potencial de melhoria para o coeficiente de desempenho com a alteração proposta.



### 3. MAPEAMENTO TERMODINÂMICO

---

#### 3.1 FUNDAMENTAÇÃO

O ciclo de refrigeração pode ser considerado ideal quando os processos de compressão e expansão são adiabáticos e reversíveis (isentrópicos), e os processos de transferência de calor ocorrem com diferença infinitesimal de temperatura (pontos ABCD da Figura 3.1). Entretanto como os processos reais envolvem diferenças finitas de temperatura nos trocadores e perdas viscosas ao longo do ciclo, o ciclo de refrigeração real fica longe do ciclo ideal, admitindo irreversibilidades no processo. Enquanto um ciclo real consome um trabalho equivalente à área A-B-C-D, um ciclo real consome um trabalho equivalente à área 1-2-3-4 da Figura 3.1. Os desvios entre os trabalhos consumidos devem-se primordialmente às irreversibilidades internas e externas ao ciclo, ao ponto que, de acordo com os corolários de Carnot, a eficiência termodinâmica de um ciclo irreversível é sempre menor que a eficiência termodinâmica de um ciclo reversível operando entre os mesmos reservatórios.

As irreversibilidades externas ao ciclo podem ser definidas como aquelas que ocorrem por interação com a vizinhança, como é o caso da troca de calor com diferença finita de temperatura nos trocadores de calor presentes no ciclo de refrigeração. Em geral, quanto menores as diferenças de temperatura verificadas entre os terminais e os reservatórios térmicos, maior será a eficiência do sistema.

As irreversibilidades internas ao ciclo de refrigeração advêm, majoritariamente, dos processos de compressão e expansão, além do escoamento viscoso do fluido refrigerante ao longo dos trocadores de calor. O processo de expansão isentálpico acarreta em uma redução do efeito refrigerante específico para o ciclo real, representado na Figura 3.1 pelas linhas A-D em 4-1, além do fato do processo da expansão não produzir trabalho, como prevê o ciclo de Carnot. O processo de compressão também contribui no aumento das irreversibilidades internas ao ciclo, já que a compressão isentrópica é inviável do ponto de vista prático, uma vez que precisaria ser realizada de forma adiabática e reversível.

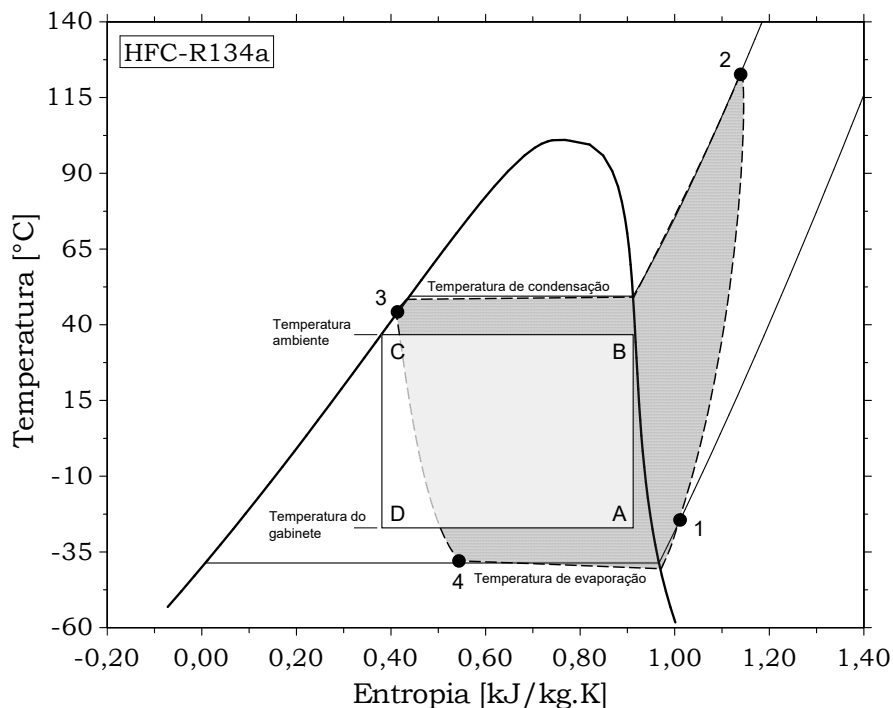


Figura 3.1 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração ideal vs ciclo de refrigeração real  
 Fonte: Adaptado de Hermes (2006)

Hermes e Barbosa (2012) apresentaram uma metodologia para comparação de diferentes tecnologias de sistemas de refrigeração. Os autores caracterizaram experimentalmente dois sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor (um com compressor linear e outro com compressor biela-manivela), um sistema termoelétrico e um Stirling, avaliando parâmetros operacionais (*e.g.*, potência consumida e capacidade de refrigeração) no cômputo dos parâmetros de desempenho, *COP* (*i.e.*, eficiência de primeira lei) e eficiência de segunda lei, também chamada de eficiência de refrigeração.

O coeficiente de performance de um sistema de refrigeração real é definido pela razão entre a capacidade de refrigeração e a potência total consumida, conforme segue:

$$COP_r = \frac{\dot{Q}_e}{\sum \dot{W}} \tag{3.1}$$

onde  $\dot{Q}_e = \dot{Q}_{cab} + \dot{W}_{res}$  representa a capacidade de refrigeração em regime permanente, que é calculada a partir da soma da carga térmica imposta ao gabinete e o calor dissipado pelos resistores instalados no ambiente interno, e  $\sum \dot{W}$  representa a soma da potência consumida por todos os componentes eletroeletrônicos envolvidos no sistema (compressor, inversor,

controle eletrônico, ventilador, etc.). Por sua vez, em um refrigerador ideal, o  $COP$  depende somente das temperaturas dos ambientes interno e externo, sendo calculado por:

$$COP_i = \frac{T_{gab}}{T_{amb} - T_{gab}} \quad (3.2)$$

onde  $T_{gab}$  representa a temperatura do gabinete,  $T_{amb}$  a do ambiente externo e  $T_{gab} < T_{amb}$ . Admitindo agora que o sistema de refrigeração opera idealmente entre as temperaturas de evaporação e condensação, o coeficiente de performance considerando as perdas termodinâmicas devidas às irreversibilidades externas (*i.e.*, transferência de calor com diferença finita de temperaturas nos trocadores de calor) é calculado da seguinte forma (YEE; HERMES, 2019):

$$COP_{ii} = \frac{T_f}{T_q - T_f} = \frac{T_{gab} - \Delta T_f}{T_{amb} - T_{gab} + \Delta T_q + \Delta T_f} \quad (3.3)$$

onde o coeficiente de performance de um refrigerador internamente reversível ( $COP_{ii}$ ) é o máximo possível para um dispositivo de refrigeração operando com trocadores de calor reais, ou seja, com diferença finita de temperatura,  $\Delta T_q$  e  $\Delta T_f$  são as diferenças de temperatura observadas nos terminais quente e frio, respectivamente,  $T_f$  representa a temperatura do terminal frio e  $T_q$  a temperatura do terminal quente, como pode ser observado no esquema da Figura 3.2. Em outras palavras, o  $COP_{ii}$  é o coeficiente de performance de um sistema de refrigeração ideal operando com trocadores de calor reais.

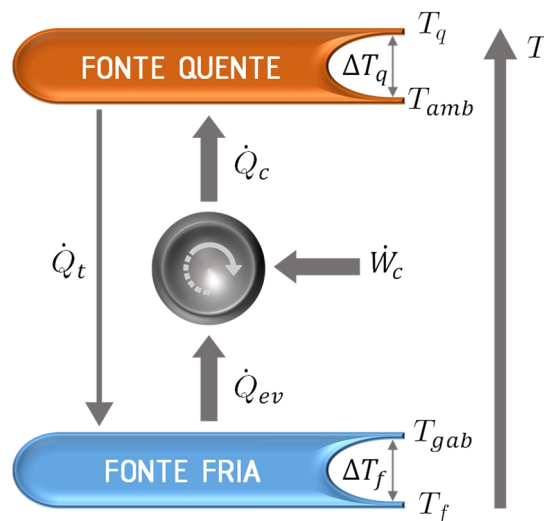


Figura 3.2 – Representação termodinâmica de um sistema de refrigeração  
 Fonte: Adaptado de HERMES e BARBOSA (2012)

A eficiência de segunda lei, associada às irreversibilidades internas ao ciclo, pode ser calculada comparando os coeficientes de performance do refrigerador real,  $COP_r$ , com o do sistema endorreversível,  $COP_{ii}$ :

$$\eta_i = \frac{COP_r}{COP_{ii}} \quad (3.4)$$

Similarmente, a eficiência de segunda lei, associada às irreversibilidades externas, é calculada comparando o coeficiente de performance do sistema endorreversível com o ciclo ideal:

$$\eta_e = \frac{COP_{ii}}{COP_i} \quad (3.5)$$

Assim, a eficiência de segunda lei do sistema de refrigeração é então obtida relacionando  $COP_r$  e  $COP_i$ , tal que:

$$\eta_r = \frac{COP_r}{COP_i} = \left( \frac{COP_r}{COP_{ii}} \right) \left( \frac{COP_{ii}}{COP_i} \right) = \eta_i \eta_e \quad (3.6)$$

Este “fatiamento” das eficiências termodinâmicas permite quantificar as irreversibilidades internas (*i.e.*, perdas termodinâmicas no compressor; escoamento compressível de fluido refrigerante ao longo dos trocadores de calor e escoamento não-isentrópico no dispositivo de expansão) e externas (troca de calor com diferença finita de temperatura) de forma individual, ampliando o grau de informação obtido a partir dos pontos experimentais.

## 3.2 ANÁLISE TERMODINÂMICA

### 3.2.1 Eficiência de primeira lei - COP

Os resultados dos testes previstos na matriz experimental para o coeficiente de performance real são apresentados na Figura 3.3 em função da temperatura do gabinete ( $T_{gab}$ ). O compressor linear foi testado com uma potência de sinal de 15 W, o compressor rotativo em 3480 rpm, o biela-manivela em 3600 rpm e o sistema termoelétrico na máxima capacidade de refrigeração. Para todos os sistemas foram verificadas variações lineares do

$COP_r$  em função de  $T_{gab}$ , para cada temperatura ambiente analisada. Dentro de envelope de condições testadas, o sistema utilizando compressor linear apresentou o melhor desempenho, seguido do compressor recíproco, do rotativo e então o do sistema termoelétrico, que praticamente não tem o  $COP_r$  afetado com a mudança de temperatura do gabinete.

O compressor rotativo apresentou pouca dependência com a temperatura de gabinete para a faixa analisada, já que seu envelope de operação compreende temperaturas de evaporação mais baixas (até  $-30\text{ }^\circ\text{C}$ ). Apesar deste compressor apresentar os maiores níveis de vazão e, conseqüentemente, da capacidade de refrigeração, a potência consumida é relativamente alta, quando comparada aos demais ( $\sim 75\text{ W}$ ), que acaba levando a valores de  $COP_r$  abaixo dos concorrentes. Além disso, um dispositivo de expansão devidamente dimensionado para a operação com este compressor poderia proporcionar maiores níveis de vazão e capacidade de refrigeração, melhorando o desempenho do mesmo. O sistema utilizando o compressor biela-manivela apresentou o segundo melhor desempenho, valendo a ressalva de que todo os componentes foram dimensionados para operação com este compressor. Finalmente, o sistema termoelétrico apresentou valores da ordem de  $0,2\text{ W/W}$  para o  $COP_r$ .

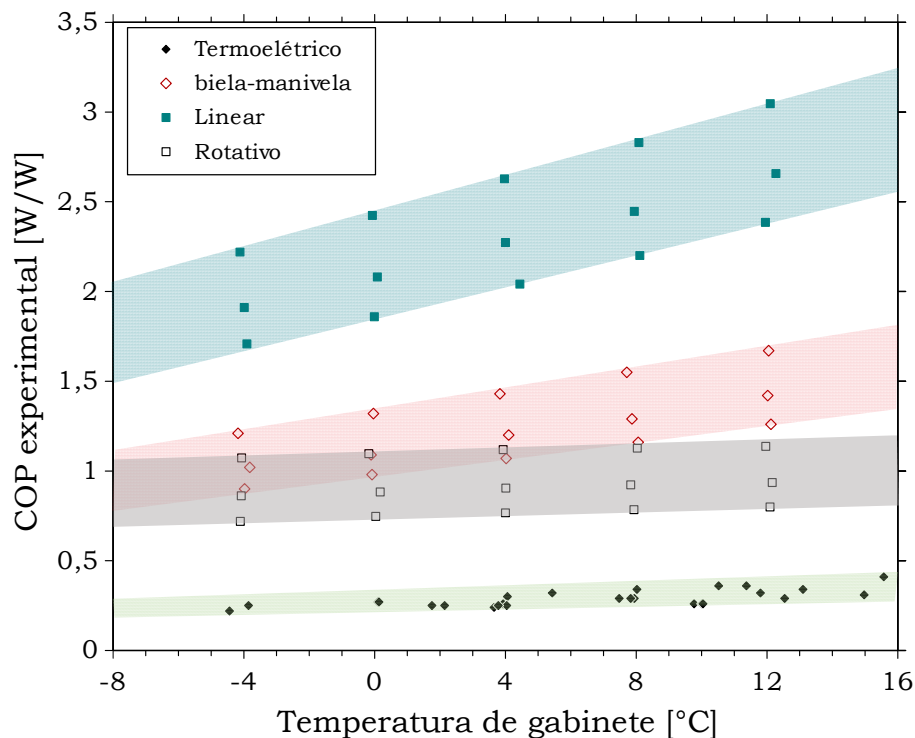


Figura 3.3 – COP vs  $T_{gab}$

### 3.2.2 Diferença de temperatura nos trocadores

As análises realizadas nesta seção se baseiam na condição operacional de 25 °C para temperatura externa e 0 °C para temperatura interna do gabinete. Os dados necessários para a análise termodinâmica nesta condição são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1- Dados experimentais primitivos para a condição 25 | 0 °C

Sistema	Termoelét.	Biela-man.	Linear	Rotativo
$T_{gab}, \text{ °C}$	3,6	-0,8	0,1	0,2
$T_{amb}, \text{ °C}$	25,1	25,4	25,4	25,3
$T_f, \text{ °C}$	-2,6	-14,0	-10,3	-18,1
$T_q, \text{ °C}$	40,52	32,7	34,3	49,0
$\dot{Q}_e, W$	11,2	32,4	36,9	75,5
$\dot{W}_c, W$	46,0	29,7	18,6	77,1

A partir das temperaturas dos reservatórios e dos terminais quente e frio dos sistemas, os coeficientes de performance do sistema operando de forma ideal (Carnot), endorreversível e real, podem ser calculados. A equação 3.3 mostra que quanto maiores os  $\Delta T$ s nos trocadores de calor, menor o  $COP$  endorreversível.

Os diferenciais de temperatura experimentados pelos trocadores de calor para a condição 25 | 0 °C podem ser verificados na Figura 3.4. Nos casos da aplicação dos compressores linear e biela-manivela, as temperaturas dos reservatórios ficaram mais próximas dos trocadores de calor, indicando um dimensionamento térmico adequado. O sistema termoelétrico, por contar com convecção forçada para a absorção de calor do ambiente interno, apresenta o menor diferencial de temperatura entre o trocador e o reservatório frio ( $\sim 8 \text{ °C}$ ), indicando também um tamanho térmico adequado para este componente. Já o trocador responsável pela rejeição de calor ao meio externo, composto por um dissipador e um ventilador axial, apresentou um  $\Delta T$  de 15 °C. Este valor se justifica pelo

fato do trocador ser responsável por rejeitar a parcela de calor proveniente do ambiente refrigerado e o trabalho fornecido ao módulo Peltier fazendo uso de um dissipador de geometria similar ao trocador usado no lado frio.

Nesta mesma condição de operação, o sistema com o compressor biela-manivela apresentou um  $\Delta T$  de  $\sim 14$  °C para a parte fria, evidenciando baixos valores de condutância, típicos da convecção natural através do evaporador *roll-bond* descrito na seção 2.2. Apesar da vazão fornecida pelo compressor linear ser menor que a do compressor biela-manivela, o efeito refrigerante específico do HC-600a supera em quase duas vezes o HFC-134a, resultando numa capacidade de refrigeração levemente superior para o linear operando com  $\dot{W}_{sig}=15$  W.

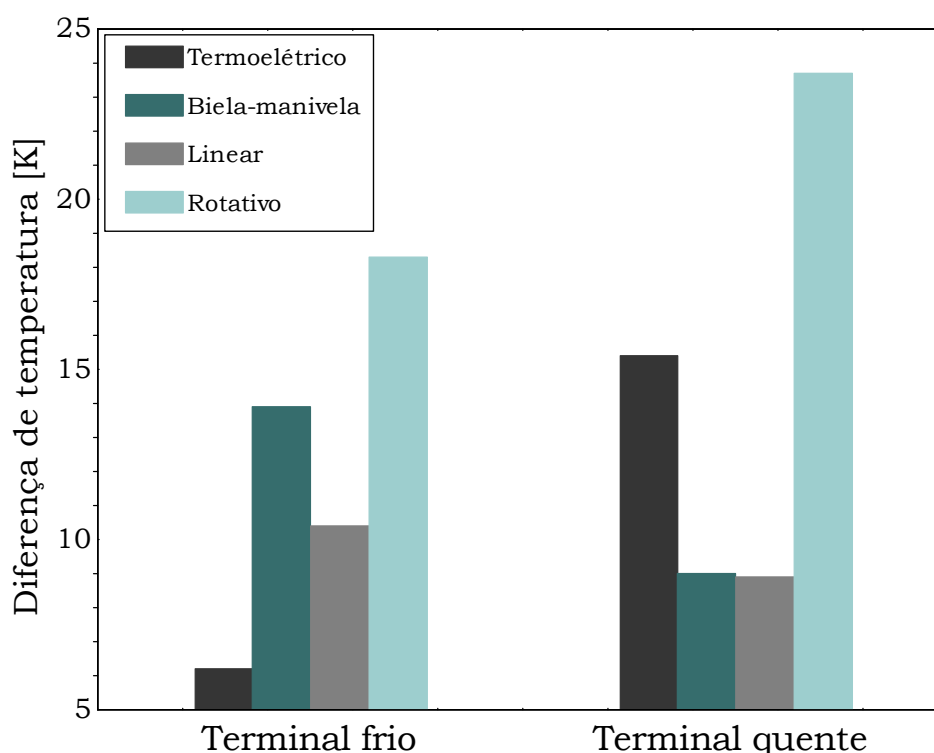


Figura 3.4 – Diferença de temperatura nos trocadores de calor

Por sua vez, o compressor rotativo apresenta as maiores diferenças de temperatura entre os terminais quente e frio e seus respectivos reservatórios térmicos, com  $\sim 18$  °C no lado frio e  $\sim 24$  °C no lado quente. Os altos valores provêm das altas vazões fornecidas por este compressor, que provocam altos níveis de capacidade de refrigeração. Como a área dos trocadores permaneceu inalterada, o sistema acaba levando ao aumento da temperatura de condensação e ao abaixamento da temperatura de evaporação. Esse efeito acaba sendo

refletido no desempenho, já que um aumento da pressão de condensação eleva o trabalho específico de compressão e diminui o efeito refrigerante específico, enquanto o abaixamento da pressão de evaporação reduz a vazão do sistema através do aumento o volume específico e da razão de pressões, comprometendo a performance através da penalização das eficiências volumétrica e isentrópica, o que reflete um superdimensionamento deste compressor para a aplicação proposta.

### 3.2.3 Coeficiente de performance

A partir dos dados dispostos na Tabela 3.1, os coeficientes de performance ideal (Carnot), internamente ideal e real do ciclo de refrigeração foram calculados. A Figura 3.5 apresenta os valores verificados para cada sistema na condição especificada. O coeficiente de performance de Carnot apresentou valores similares para todos os sistemas CMV (~10,8 W/W) uma vez que todos trabalham na mesma condição de  $T_{gab}$  e  $T_{amb}$ . O sistema termoelétrico, devido à capacidade de refrigeração limitada, não atinge 0 °C de temperatura interna para 25 °C de temperatura externa, como mostra a Tabela 3.1, acarretando em um valor maior para o  $COP_i$ .

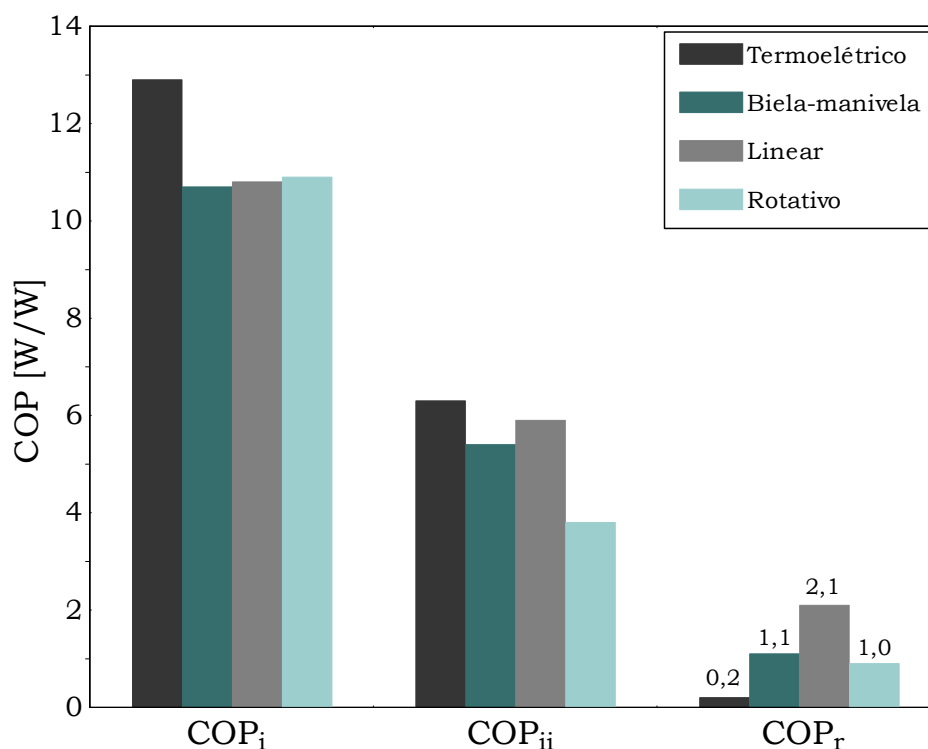


Figura 3.5 – Coeficiente de performance



O  $COP_{ii}$  é um indicador calculado com base nas diferenças de temperatura entre os reservatórios e os terminais quente e frio que fornece uma avaliação quantitativa do desempenho de um ciclo de refrigeração ideal operando com trocadores de calor reais. Neste quesito, o sistema termoelétrico apresentou um desempenho aproximadamente 15 % superior ao compressor biela-manivela, devido à alta condutância dos sumidouros de calor quente (externo) e frio (interno), que operam com convecção forçada em superfícies estendidas.

Os valores obtidos para o compressor linear para o  $COP_{ii}$  superaram em ~10 % os do sistema operando com o compressor biela-manivela. Como o compressor linear possui maior capacidade que o biela-manivela, adequada às cargas térmicas do gabinete do *cooler* portátil, o sistema opera com  $T_f$  maior, diminuindo o  $\Delta T$  do lado frio, como mostra a Figura 3.4. O ciclo com o compressor rotativo apresentou um  $COP$  endorreversível ~30 % menor que os demais. Conforme explicado anteriormente, para que o balanço de energia pudesse ser satisfeito nos trocadores disponíveis, os diferenciais de temperatura sofreram aumento, refletindo em altos valores de irreversibilidades externas ao ciclo.

Por fim, a análise do  $COP_r$  indica a superioridade dos sistemas por compressão mecânica de vapor quando comparados ao termoelétrico. A configuração original apresentou um  $COP_r$  de 1,1 W/W, 4,5 vezes superior ao termoelétrico, mesmo com um  $COP_{ii}$  menor. Quanto ao linear, que utilizou os mesmos trocadores de calor, mesmo com uma capacidade de refrigeração inferior, o  $COP_r$  ficou 90 % superior ao sistema original, principalmente devido à baixa potência consumida. Analisando apenas o  $COP_r$  do produto, o compressor rotativo forneceu valores ~10 % inferiores ao sistema original e 55 % abaixo do linear. Apesar dos altos níveis de vazão e capacidade de refrigeração, o consumo desse compressor é elevado, da ordem de 75 W para a maioria das condições experimentadas.

### 3.2.4 Eficiência de segunda lei

Para analisar o desempenho dos processos termodinâmicos intrínsecos ao ciclo de refrigeração, a eficiência de refrigeração (*i.e.*, eficiência de segunda lei) foi apresentada e decomposta em duas componentes: externa e interna, que apontam as principais fontes de

irreversibilidade do ciclo na forma de indicadores quantitativos de desempenho. A Figura 3.6 apresenta os valores encontrados para as eficiências na condição operacional especificada.

Basicamente, é possível afirmar que a eficiência externa é um indicador do dimensionamento dos trocadores de calor, contabilizando as irreversibilidades advindas da vizinhança, através da troca de calor com diferença finita de temperatura. Sob essa métrica, o sistema termoeletrico se equipara ao CMV biela-manivela. Isto se justifica pelo fato do TE operar com trocadores de calor forçados em uma condição de  $T_{gab}$  mais favorável.

O sistema com o compressor linear apresentou uma eficiência externa  $\sim 10\%$  superior ao sistema na configuração original, o que reflete diretamente o ganho em  $COP_{ii}$  no caso do primeiro, já que ambos operam nas mesmas condições ( $COP_i = f(T_{gab}, T_{amb})$ ). O sistema utilizando o compressor rotativo foi penalizado, apresentando valores  $30\%$  inferiores ao sistema original, o que reflete novamente o efeito do  $COP_{ii}$ , já que ambos os sistemas operam com o mesmo coeficiente de performance ideal (mesmas condições).

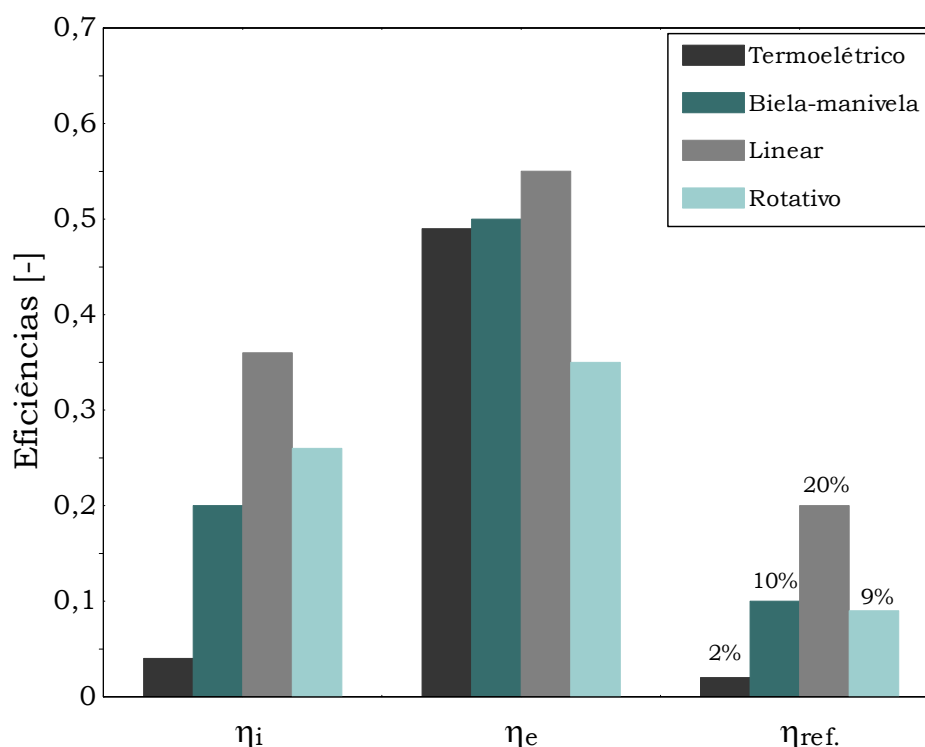


Figura 3.6 – Eficiência termodinâmica

O sistema utilizando o compressor rotativo apresentou uma eficiência interna  $\sim 25\%$  superior ao biela-manivela. Isto indica que, mesmo com a penalização do desempenho do

compressor imposta pelo tamanho reduzido dos trocadores de calor, o compressor rotativo analisado se apresenta mais eficiente que o biela-manivela, indicando um grande potencial de melhoria no desempenho do produto com um dimensionamento adequado dos demais componentes do ciclo. Isto pode ser justificado pela diferença entre o *COP* dos compressores aferidos em calorímetro para a condição LBP, onde o compressor rotativo apresenta valores 25 % superiores ao compressor biela-manivela, de acordo com dados dos próprios fabricantes<sup>10</sup>.

A substituição do compressor original pelo linear provocou um aumento de ~75 % para a eficiência interna, o que se deve principalmente ao processo de compressão, com  $\eta_i$  passando de 20 para 35 %. Além disso, a geometria do compressor linear oferece uma menor impedância ao fluxo de ar através do compartimento do compressor, o que intensifica o resfriamento do cabeçote do compressor e a redução da temperatura de admissão do fluido na câmara de compressão, reduzindo o trabalho específico de compressão por conta da redução do volume específico.

Por fim, o sistema termoelétrico apresenta os menores níveis de eficiência interna, como esperado, cerca de ~80 % inferior ao sistema CMV, o que se deve as irreversibilidades intrínsecas ao módulo termoelétrico (efeito Joule e Peltier).

Finalmente, o indicador mais importante do ponto de vista do desempenho para o ciclo termodinâmico é a eficiência de segunda lei, ou eficiência de refrigeração. Foram verificados valores da ordem de 2 % para a eficiência de segunda lei do sistema termoelétrico. Apesar do sistema apresentar desempenho satisfatório no que diz respeito aos trocadores de calor, a eficiência interna é o fator predominante para seu baixo desempenho, fornecendo os menores valores de capacidade de refrigeração por unidade de potência consumida dentre os sistemas avaliados.

O sistema utilizando o compressor rotativo apresentou uma eficiência de refrigeração de apenas 9 %, o que se deve ao baixo *COP* endorreversível que afeta a eficiência externa

---

<sup>10</sup> De acordo com Aw e Ooi (2021), compressores rotativos apresentam dificuldades atreladas aos vazamentos de fluido refrigerante no pistão rolante, especialmente em aplicações de baixa capacidade, entretanto, com o recente desenvolvimento dos processos dos processos de manufatura, compressores de volumes deslocados da ordem de 1,4  $cm^3$  estão sendo desenvolvidos, garantindo valores satisfatórios de eficiência volumétrica.

(Figuras 3.5 e 3.6), indicando que o dimensionamento dos trocadores de calor prejudicou o desempenho do sistema. Um ponto interessante a ser discutido é que mesmo com o desempenho do compressor sendo penalizado pelos altos diferenciais de pressão entre a sucção e a descarga, este ainda apresentou uma eficiência interna superior à configuração original, demonstrando potencial de melhoria do sistema, podendo ser explorado com a variação de capacidade do mesmo.

Finalmente, a aplicação do compressor linear dobrou a eficiência de refrigeração em relação ao sistema original, atingindo valores da ordem de 20 %. Esta tendência é justificada principalmente pelo aumento da eficiência interna para a condição analisada.

A Figura 3.7 ilustra o efeito da variação da temperatura de gabinete na eficiência termodinâmica para os sistemas CMV. Para tanto, 3 testes foram propostos, mantendo-se o ambiente em 25 °C e variando a temperatura do gabinete em 3 níveis: -4, 0 e 4 °C. Em geral, a eficiência de refrigeração cai com o aumento da temperatura de gabinete basicamente porque o  $COP$  de Carnot aumenta numa taxa maior que o  $COP_r$ .

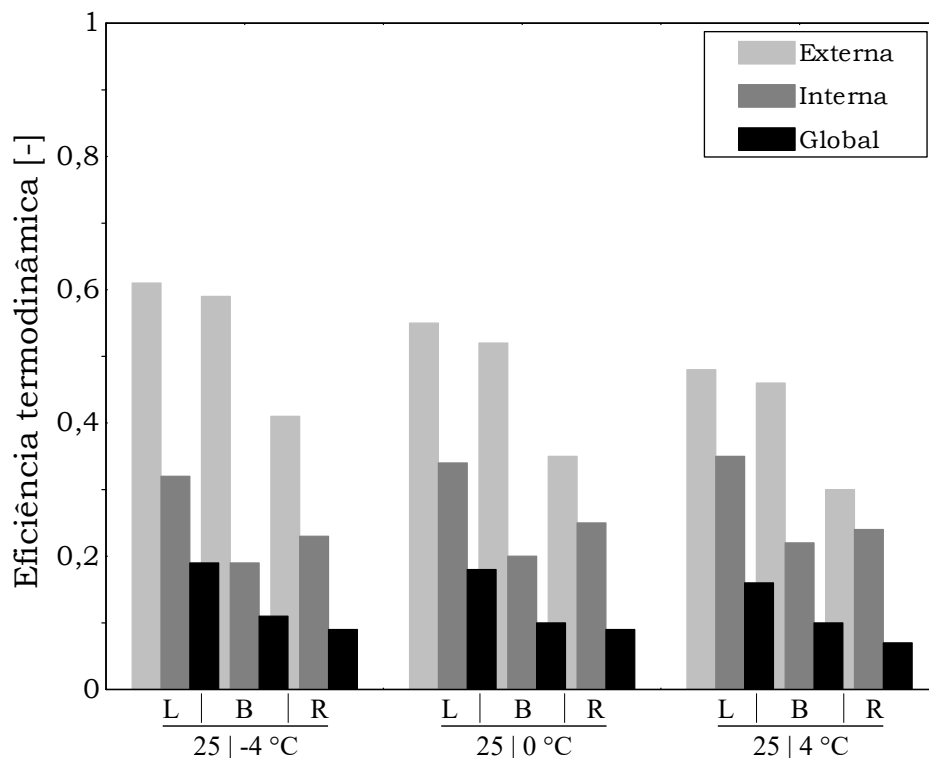


Figura 3.7 – Eficiência termodinâmica:  $T_{amb} = 25$  °C (L: Linear, B: Biela-manivela e R: Rotativo)

Embora a eficiência interna dos sistemas aumente em aproximadamente 8 %, já que menores razões de pressão implicam em um compressor mais eficiente, para uma variação de 8 °C na temperatura de gabinete, a eficiência externa experimenta uma redução de ~20 % para o sistema operando com os compressores linear e biela-manivela, e ~28 % quando o compressor rotativo é utilizado, devido ao aumento dos  $\Delta T_s$  de ambos os trocadores quente e frio em todas as configurações.

De forma semelhante, a Figura 3.8 ilustra a influência da temperatura ambiente nos sistemas avaliados mediante 3 testes experimentais para cada sistema, mantendo-se o gabinete em 0 °C e variando a temperatura ambiente em 3 níveis: 16, 25 e 32 °C. Para este caso, a eficiência externa apresenta um aumento com a temperatura ambiente, provocado pela redução simultânea do  $COP_{ii}$  e do  $COP_i$ , mais expressiva para o último. Por outro lado, a eficiência interna dos sistemas sofre uma redução, mesmo que menos expressiva, devido à redução de eficiência dos compressores para maiores razões de pressão, já que a temperatura de condensação aumenta com a temperatura ambiente. Um aumento da ordem de 30 % é verificado para a eficiência de refrigeração para os 3 sistemas, refletindo a uma redução mais intensa para o  $COP_i$  do que para o  $COP_r$ .

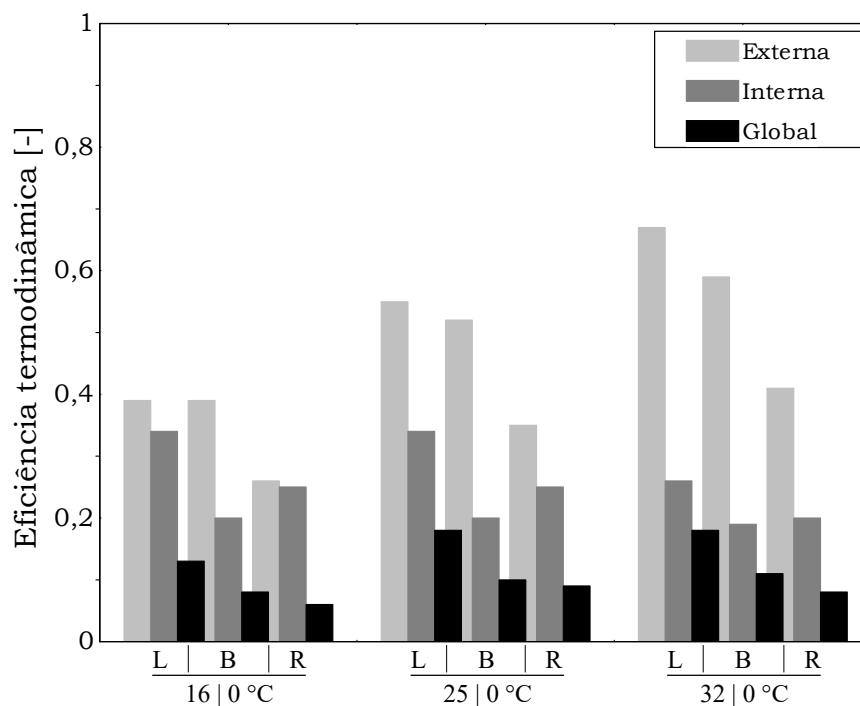


Figura 3.8 – Eficiência termodinâmica:  $T_{gab} = 0$  °C (L: Linear, B: Biela-manivela e R: Rotativo)

### 3.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Foi apresentada neste capítulo uma análise comparativa entre os sistemas de refrigeração com base na abordagem apresentada por Hermes e Barbosa (2012).

Primeiramente, foi definida a condição de 25 °C para temperatura ambiente e 0 °C para temperatura de gabinete para todos os sistemas analisados. Os dados primitivos, medidos *in loco* foram apresentados, dispondo da temperatura dos reservatórios (controlada), dos terminais quente e frio (medida), da capacidade de refrigeração e da potência consumida.

Os coeficientes de performance real, ideal e endorreversível foram derivados dos parâmetros operacionais, fornecendo subsídio para calcular a eficiência de refrigeração dos sistemas, que apontou as principais fontes de irreversibilidade dos sistemas de forma comparativa.

Finalmente, o sistema termoelétrico apresentou o pior desempenho, seguido do compressor rotativo e então do sistema original (compressor biela-manivela). A substituição do compressor original pelo linear, aliada ao fluido refrigerante pertinente, duplicou a eficiência de refrigeração do produto, apontando um grande potencial para a redução do consumo de energia para este nicho de aplicação.

## 4. MODELAÇÃO MATEMÁTICA

---

A fim de entender a comparação entre o sistema com compressor linear, que se mostrou mais promissor, e o sistema original, com compressor biela-manivela e também viabilizar a otimização com foco em redução de massa e consumo de energia do sistema, um modelo matemático semi-empírico foi desenvolvido e é apresentado neste capítulo.

Geralmente, os modelos empregados para simular sistemas de compressão mecânica de vapor são divididos em submodelos, que, quando agrupados, viabilizam uma análise holística do desempenho do produto. O presente trabalho conta com o modelo de simulação do sistema de refrigeração proposto por Gonçalves *et al.* (2009) e aperfeiçoado por Hermes *et al.* (2009), o qual é capaz de prever parâmetros como pressão, temperatura e vazão mássica de fluido refrigerante, além do consumo de energia e capacidade de refrigeração do sistema.

O presente modelo será dividido nos seguintes submodelos: *(i)* compressor, *(ii)* condensador, *(iii)* trocador de calor interno, *(iv)* evaporador e *(v)* compartimento refrigerado, os quais representam o comportamento termo-hidráulico de cada componente, utilizando os princípios da conservação da massa, energia e quantidade de movimento, além de algumas correlações empíricas. Neste trabalho, foi utilizada a plataforma EES (KLEIN, 2020) para o desenvolvimento do modelo de simulação.

O ciclo de refrigeração empregado foi apresentado no capítulo 1, indicando os estados termodinâmicos do sistema (pontos do ciclo<sup>11</sup>). As Figuras 4.1 e 4.2 mostram os pontos experimentais obtidos tanto para o compressor linear, com o fluido R-600a, como para o biela-manivela, com R-134a, em diagramas pressão—entalpia específica, respectivamente. Os pontos 3 e 5 representam, de forma respectiva, as saídas do condensador e do evaporador com superaquecimento e subresfriamento prescritos, que serão explicados mais adiante, enquanto o ponto 2s representa a temperatura de descarga segundo um processo de compressão isentrópica, servindo apenas como referência.

---

<sup>11</sup> A Figura 1.5 apresenta os pontos do ciclo de refrigeração empregando o trocador de calor TC-LS, os quais foram utilizados como referência para o modelo matemático.

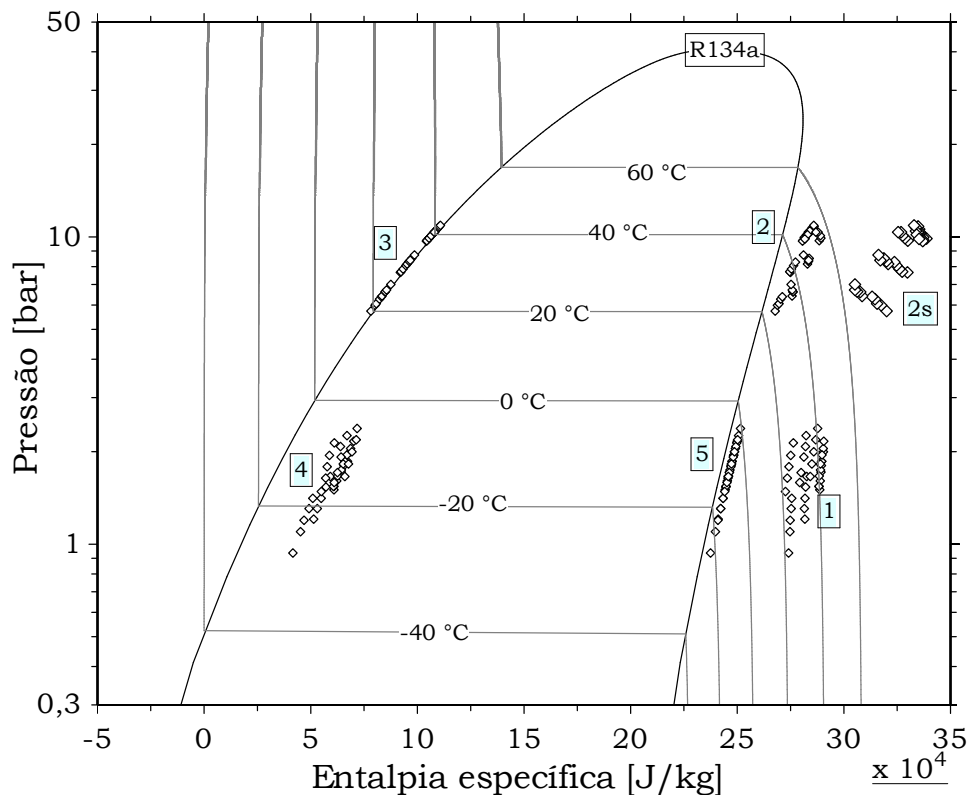


Figura 4.1 – Sistema CMV com compressor biela-manivela

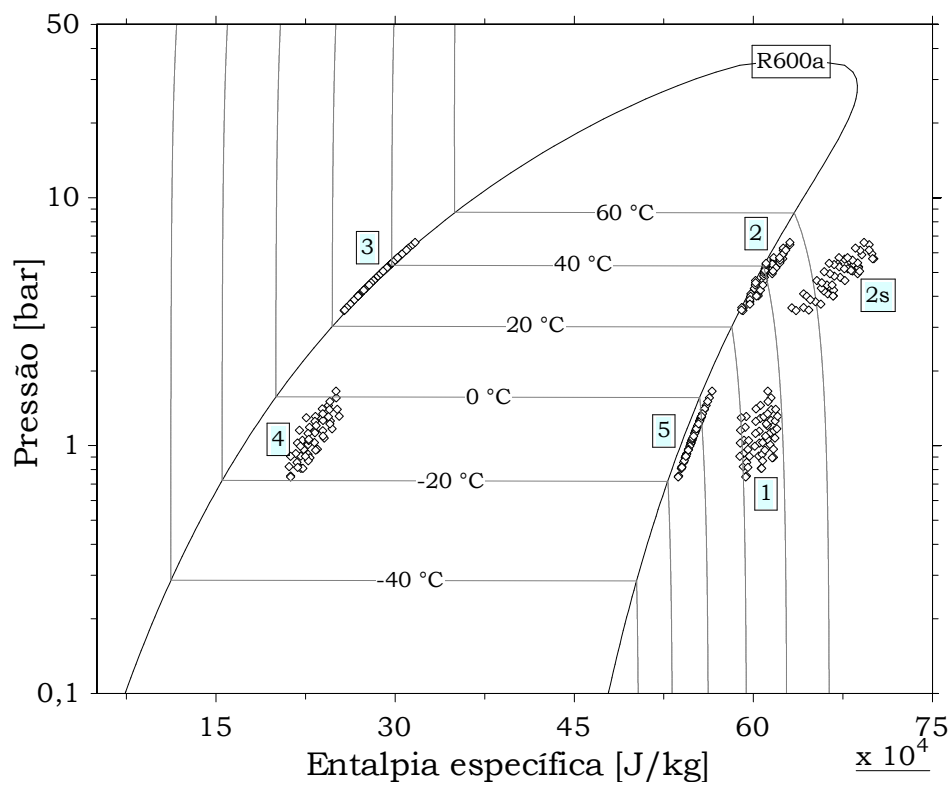


Figura 4.2 – Sistema CMV com compressor linear



## 4.1 SUBMODELO DOS COMPRESSORES

O submodelo do compressor tem o objetivo de determinar a potência consumida, a vazão mássica deslocada e a condição termodinâmica do fluido refrigerante na saída deste componente com base nos parâmetros de entrada e da temperatura ambiente.

### 4.1.1 Biela-manivela

Em um compressor recíprocante típico, o fluido refrigerante passa pelo *muffler* de sucção e então pela válvula de sucção até atingir a câmara de compressão, onde então é comprimido e expelido através da válvula de descarga para o *muffler* de descarga, até atingir a linha de descarga do sistema. A Figura 4.3 apresenta uma representação esquemática do modelo de um compressor recíproco biela-manivela.

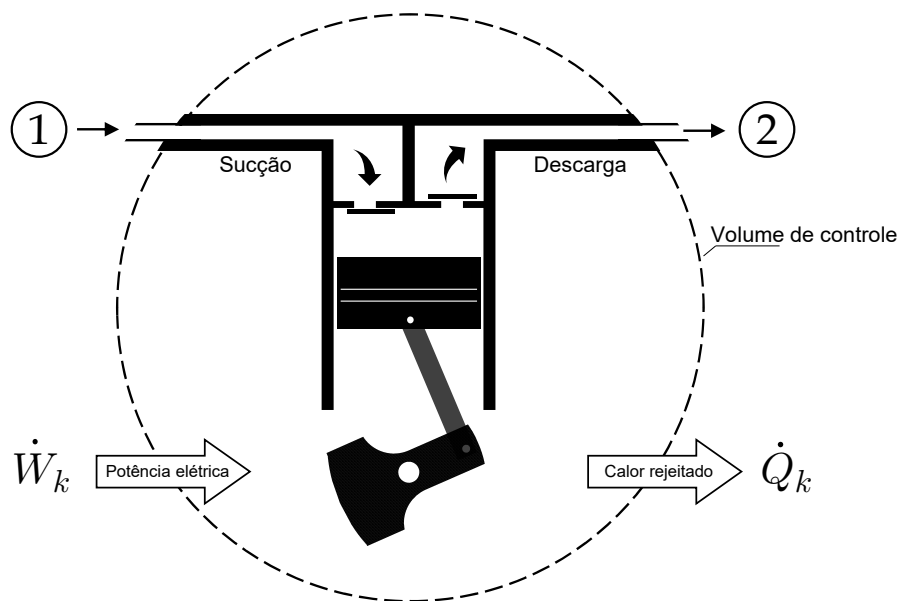


Figura 4.3 – Representação esquemática do modelo do compressor biela-manivela

A vazão mássica deslocada pelo compressor foi calculada com base no conceito de rendimento volumétrico,  $\eta_v$ , tal que:

$$\dot{m} = \frac{N \cdot V_{sw}}{v_1} \eta_v \quad (4.1)$$

onde,

$$\eta_v = a_0 + a_1 \cdot II \quad (4.2)$$

sendo  $\dot{m}$  e  $N$  são a vazão mássica do compressor (kg/s) e rotação ( $s^{-1}$ ), respectivamente,  $V_{sw}$  o volume interno da câmara de compressão, em  $m^3$ , e  $v_1$  o volume específico do fluido na entrada do compressor, calculado com base na temperatura e pressão de sucção. A razão de pressões imposta ao compressor é representada por  $II = p_2/p_1$ , sendo  $p_2$  a pressão de descarga e  $p_1$  a pressão de sucção. A potência consumida pelo compressor ( $\dot{W}_k$ ) foi obtida por intermédio do trabalho isentrópico de compressão e da eficiência global do compressor, como segue,

$$\dot{W}_k = \frac{\dot{m} \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta_g} = \frac{N V_{sw} \eta_v}{v_1 \eta_g} (h_{2,s} - h_1) \quad (4.3)$$

$$\eta_g = b_0 + b_1 \cdot II + b_2 \cdot II^2 \quad (4.4)$$

onde um balanço de energia é necessário para obter a entalpia de descarga:

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{W}_c - \dot{Q}_k}{\dot{m}} \quad (4.5)$$

O calor rejeitado pelo compressor foi calculado com base em sua condutância térmica global baseada na diferença entre a temperatura isentrópica de descarga e a temperatura ambiente, seguindo em linhas gerais o modelo proposto por Gonçalves (2004),

$$\dot{Q}_k = UA_k \cdot (T_{2s} - T_{amb}) \quad (4.6)$$

onde a condutância térmica global da carcaça do compressor ( $UA_k$  em W/K) é obtida como segue:

$$UA_k = c_0 + c_1(p_1) + c_2(p_2) \quad (4.7)$$

Os coeficientes presentes nas equações de eficiência volumétrica, eficiência global e condutância do compressor foram obtidos através de regressões dos dados experimentais de

calorímetro<sup>12</sup>. As Figuras 4.4 e 4.5 apresentam os desvios encontrados para a potência e vazão, respectivamente, com os dados da calorimetria para o compressor biela-manivela em estudo. Foram utilizados nove pontos experimentais na regressão do modelo, com um erro máximo de 10 %.

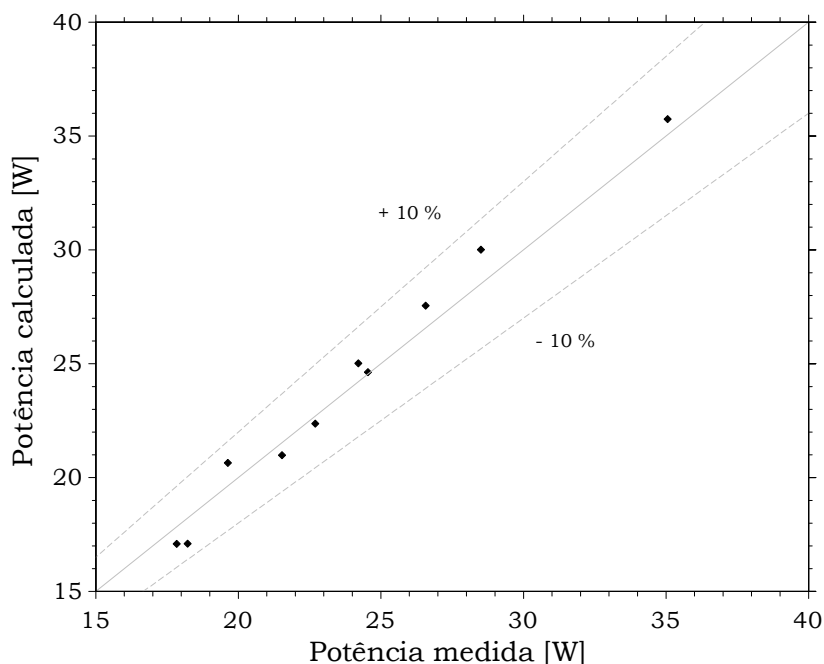


Figura 4.4 – Relação entre a potência medida em calorímetro e a calculada para o compressor biela-manivela

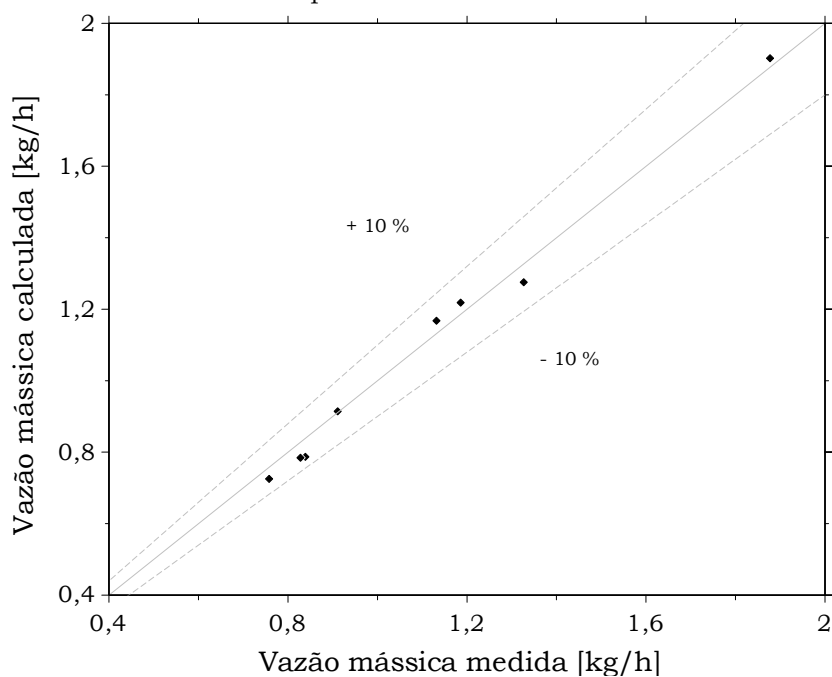


Figura 4.5 – Relação entre a vazão mássica medida em calorímetro e a calculada para o compressor biela-manivela

<sup>12</sup> Ver apêndice IV

A Figura 4.6 apresenta os desvios encontrados quando o modelo proposto foi utilizado com os dados do produto testado em câmara, de acordo com a matriz experimental proposta, respeitando a banda de 10 %.

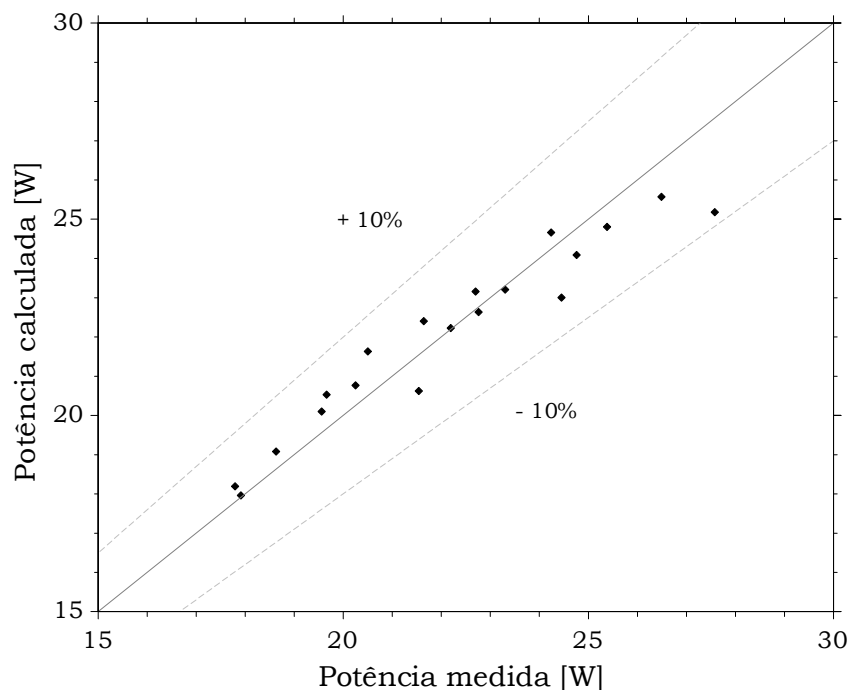


Figura 4.6 – Relação entre a potência medida no produto (*cooler*) e a calculada para o compressor biela-manivela

#### 4.1.2 Linear

Um compressor linear consiste em um motor linear, conectado a um pistão e uma mola ressonante, operando na frequência natural. Motores lineares oferecem uma eficiência elétrica maior que motores rotativos dirigidos por indução. A operação isenta de óleo também oferece uma grande vantagem para a taxa de transferência de calor no condensador e no evaporador do sistema de refrigeração, permitindo o uso de trocadores compactos. Em um compressor linear de alta eficiência, o pistão opera na frequência natural para minimizar o consumo energético requerido ao longo do processo de compressão, sendo que a determinação da frequência natural do conjunto é resultado da massa deslocada e da rigidez da mola, que por sua vez é composta pela mola de suspensão, o efeito de mola do gás e os efeitos de mola resultantes do campo eletromagnético. A Figura 4.7 mostra a representação esquemática de um compressor linear.

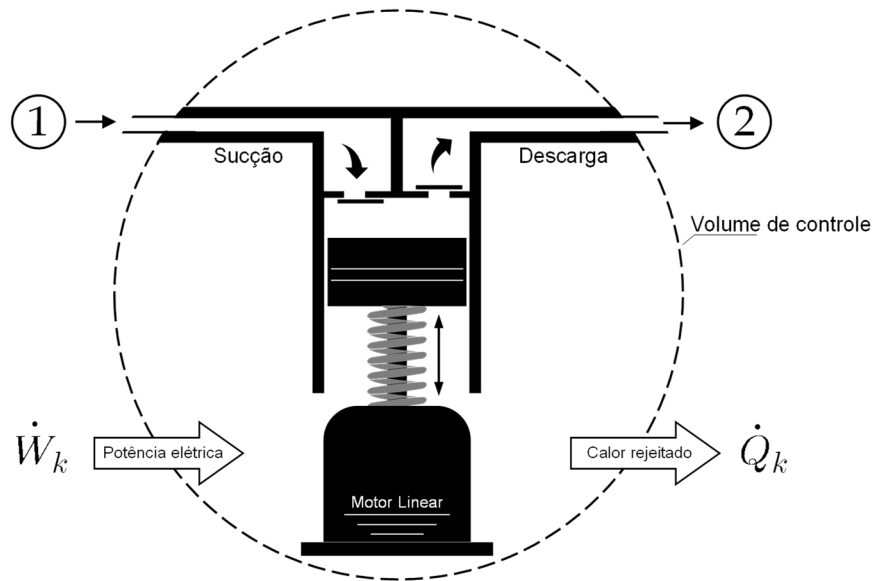


Figura 4.7 – Representação esquemática de um compressor linear convencional

Diferente dos demais compressores, que operam com uma rotação imposta por uma lógica de controle, seja ela fixa ou não, este compressor usa da variação do deslocamento volumétrico para controlar a vazão. Assim sendo, um dos parâmetros de entrada do compressor é a potência pré-definida, ou potência de sinal ( $\dot{W}_{sig}$ ), que atua como um limite de potência consumida. Basicamente, a potência requerida para levar o fluido do estado 1 até o estado 2 é função das pressões operação do sistema. Assim, a lógica empregada para operação com o compressor proposto define que a potência será variável desde que o limite  $\dot{W}_{sig}$  não seja atingido, que ocorre com um volume deslocado máximo. Todavia, uma vez que o compressor passa a operar com uma potência máxima igual a  $\dot{W}_{sig}$ , o volume deslocado passa a variar.

A partir destas premissas, o modelo foi desenvolvido para prever a vazão fornecida e potência requerida pelo compressor com base nos dois regimes de operação, saturado (sat.: potência variável e  $V_{sw}$  máximo) e variável (var.:  $V_{sw}$  variável e potência fixa) especificamente para este trabalho. Primeiramente, um teste condicional é realizado com base nas vazões dos dois regimes, baseado nas condições de operação, que dirige o modelo ao conjunto de equações dedicado. A Figura 4.8 ilustra os regimes de funcionamento descritos através de um fluxograma.

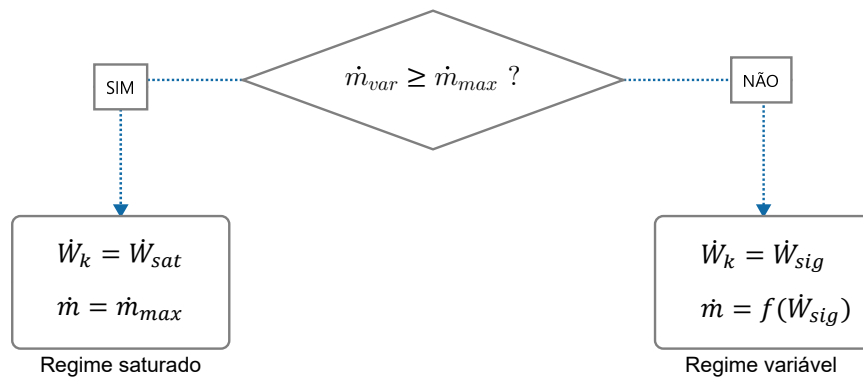


Figura 4.8 – Fluxograma modelo compressor linear

Diversos testes foram realizados *in loco*, em um calorímetro de ciclo quente<sup>13</sup>, avaliando o desempenho do compressor nos regimes saturado e variável, o que permitiu a concepção de um modelo para cada regime, baseado nas condições de operação. A equação 4.9 apresenta o modelo desenvolvido para a vazão em regime de *stroke* variável.

$$\dot{m}_{var} = \frac{d_0 \dot{W}_{sig}}{d_1 + \Pi^d} \quad (4.8)$$

onde  $\Pi$ , a razão de pressões, carrega a informação da condição de operação imposta ao compressor, enquanto  $d$ ,  $d_0$  e  $d_1$  são coeficientes a serem ajustados com os dados experimentais, representando o rendimento volumétrico do compressor. Como o valor de  $\dot{W}_{sig}$  é conhecido para esse regime, é possível calcular a vazão não saturada com base apenas nestes dois parâmetros.

Para o regime saturado a potência passa a ser uma variável, necessitando de um modelo específico. Neste caso a vazão saturada é dada por:

$$\dot{m}_{sat} = (g_0 + g_1 p_1 + g_2 p_2) \cdot (1 - g_3 \Pi^g) \quad (4.9)$$

onde  $p_1$  é a pressão de sucção,  $p_2$  a pressão de descarga, e  $g_i$  os coeficientes ajustados com dados experimentais. Com a vazão  $\dot{m}_{sat}$  calculada, é possível determinar a potência consumida para o regime saturado, conforme a equação 4.11.

<sup>13</sup> Ver apêndice V – Ensaios com o compressor.

$$\dot{W}_{sat} = \left( \frac{j_1 + \Pi^j}{j_0} \right) \dot{m}_{sat} \quad (4.10)$$

onde  $\dot{W}_{sat}$  é calculado a partir dos coeficientes provenientes dos experimentos ( $j_i$ ) e da vazão calculada a partir da equação 4.10, representando o rendimento global do compressor.

A transferência de calor do compressor é calculada de forma semelhante ao compressor biela-manivela fazendo uso das equações 4.6 e 4.7. As Figuras 4.9 e 4.10 apresentam os desvios encontrados para os modelos de potência e vazão, respectivamente, regredidos a partir dos dados de calorímetro.

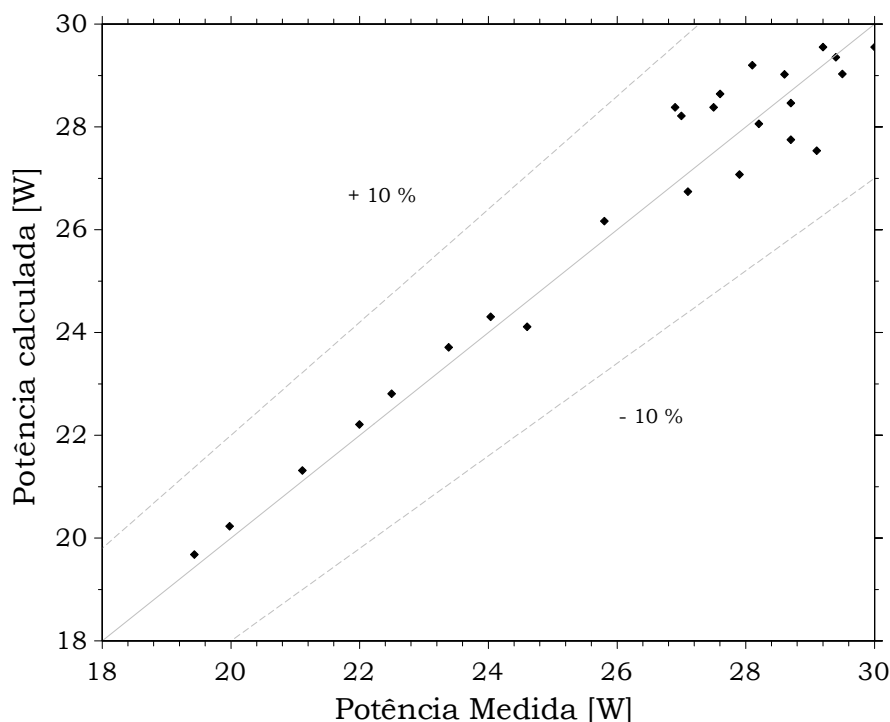


Figura 4.9 – Relação entre potência medida em calorímetro e calculada para o compressor linear

A potência apresentada na figuras 4.9 se refere apenas aos pontos em que o compressor se encontra em regime saturado, ou seja, com deslocamento volumétrico máximo e sinal de potência variável, já que para os pontos de  $V_{sw}$  variável a potência calculada é igual à medida ( $\dot{W}_{sig}$ ). A Figura 4.11, a seguir, apresenta os desvios encontrados para a potência com as medições com o compressor linear operando no produto em mais de 60 pontos experimentais, envolvendo regime saturado e variável, de forma que vários pontos ficam sobrepostos no caso do último.

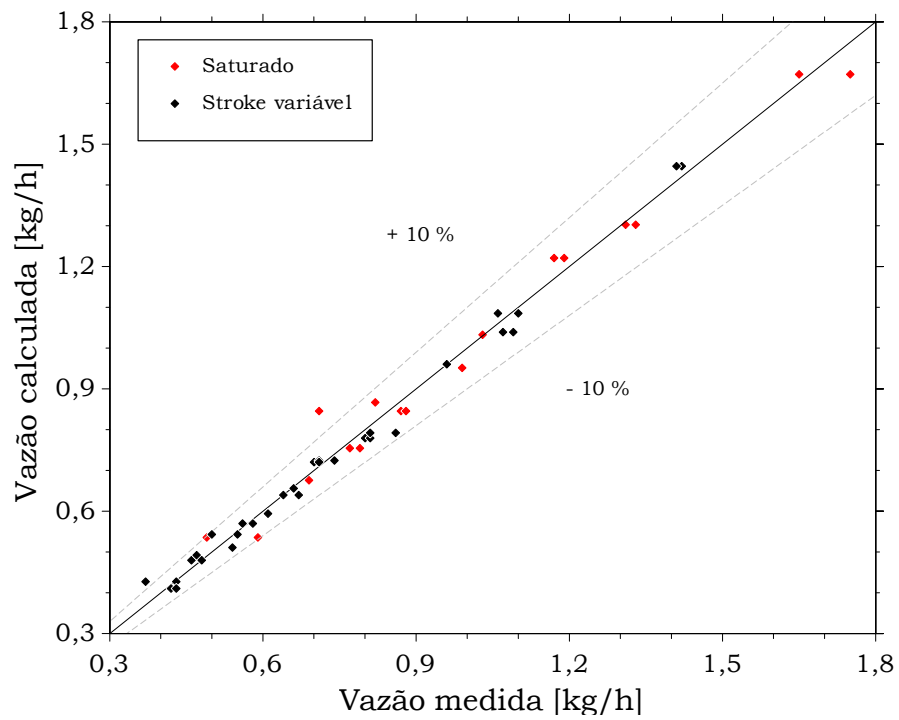


Figura 4.10 – Relação entre vazão mássica medida em calorímetro calculada para o comp. linear

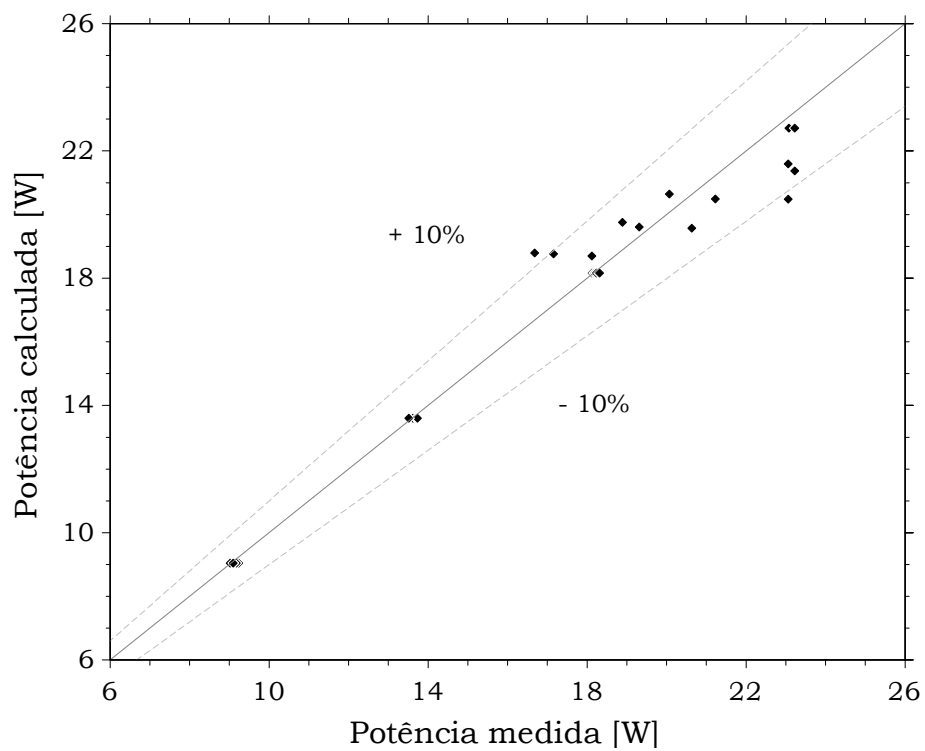


Figura 4.11 – Relação entre a potência medida no produto e a calculada para o compressor linear



## 4.2 TROCADORES DE CALOR

### 4.2.1 Condensador

As taxas de transferência de calor nos trocadores de calor foram modeladas de acordo com o método da efetividade ( $\varepsilon - NUT$ ), regredindo os valores dos coeficientes a partir da massa de dados experimentais.

A Figura 4.12 apresenta o esquema de modelagem do condensador, ilustrando os perfis de temperatura esperados para o refrigerante e para o ar nas regiões indicadas. A exemplo de Gonçalves *et al.* (2009), neste modelo, o trocador foi considerado reto e dividido em três zonas: superaquecida (*sup*), mudança de fase (*sat*) e subresfriada (*sub*).

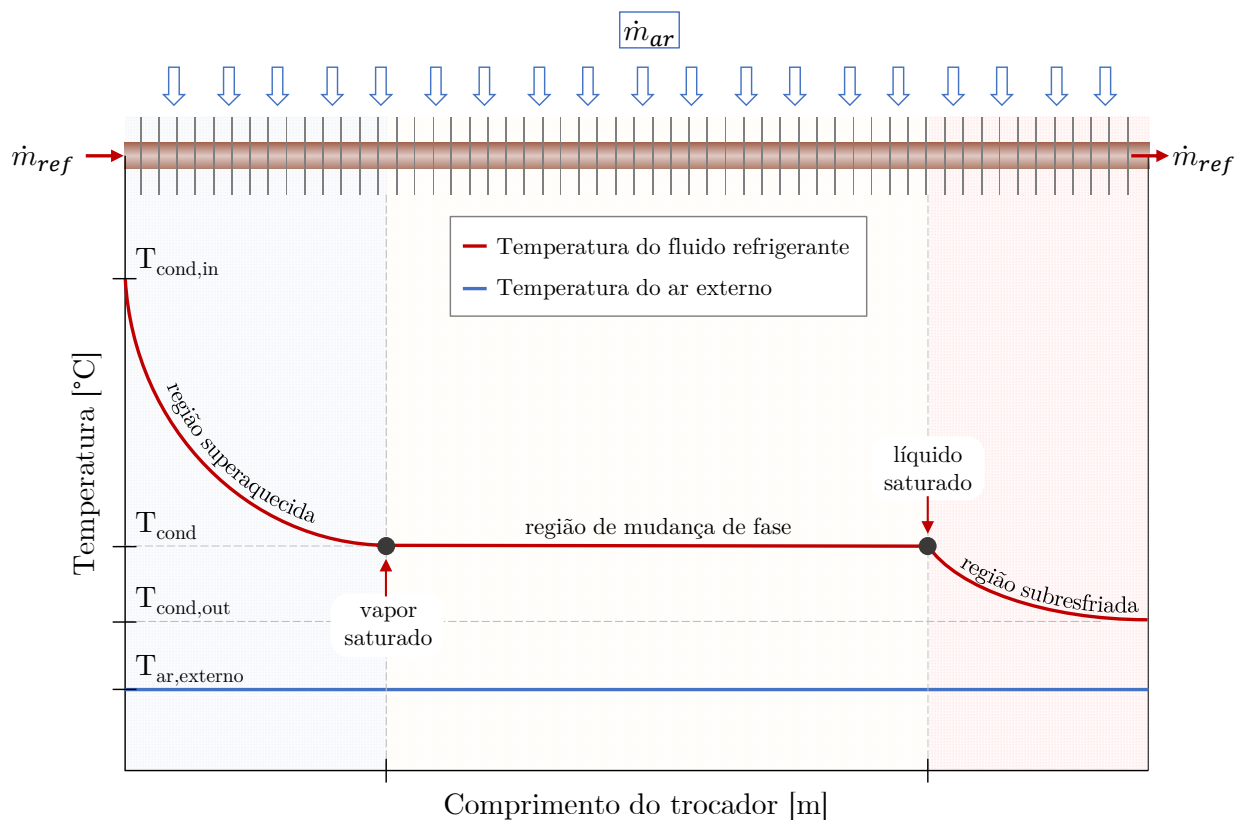


Figura 4.12 – Representação do esquema de modelagem do condensador

Fonte: Adaptado de Gonçalves (2004)

Primeiramente é aplicada a equação da conservação de energia no trocador de calor, estabelecendo a condição de balanço entre o calor fornecido pelo refrigerante e recebido pelo lado do ar:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{Q}_{sub} + \dot{Q}_{sat} + \dot{Q}_{sup} \quad (4.11)$$

A taxa de transferência de calor é obtida a partir das condutâncias térmicas características de cada uma das regiões indicadas na Figura 4.12. Como segue:

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{m}(h_{liq} - h_3) = \dot{m} c_{p,liq} (T_{cond} - T_{ext}) \left(1 - e^{-\left[\frac{UA_{sub}}{\dot{m} c_{p,liq}}\right]}\right) \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_{sat} = \dot{m}(h_{vap} - h_{liq}) = UA_{sat} (T_{cond} - T_{ext}) \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{m}(h_2 - h_{vap}) = \dot{m} c_{p,vap} (T_2 - T_{ext}) \left(1 - e^{-\left[\frac{UA_{sup}}{\dot{m} c_{p,vap}}\right]}\right) \quad (4.14)$$

Como na região de saturação a temperatura do fluido refrigerante pode ser considerada constante, é adotada a equação simplificada para a transferência de calor, representada pela equação 4.13.

Os termos de condutância ( $UA$ ) foram agrupados e regredidos para cada região a partir dos dados experimentais pelo método dos mínimos quadrados. As temperaturas de entrada, meio e saída do condensador foram medidas para cada teste, representando superaquecimento, saturação e subresfriamento, respectivamente. A Tabela 4.1 apresenta os valores encontrados para o condensador do sistema utilizando os diferentes compressores e seus respectivos refrigerantes.

Tabela 4.1- Condutâncias térmicas regredidas para o condensador

Compressor	Biela-manivela	Linear
Refrigerante	R-134a	R-600a
$UA_{sup}$ , W/K	0,40	0,06
$UA_{sat}$ , W/K	3,37	3,60
$UA_{sub}$ , W/K	0,03	0,03

A Figura 4.13 mostra uma comparação entre o modelo proposto e os valores experimentais da temperatura de condensação para os dois compressores analisados. Como não foi realizada uma medição direta de vazão no sistema, a taxa de calor rejeitada pelo refrigerante ao ambiente externo foi calculada a partir do produto da vazão fornecida pelo modelo do compressor e a diferença entre entalpia de entrada e de saída do dispositivo. Os desvios da temperatura de condensação ficaram dentro de uma banda de  $\pm 2\text{ }^\circ\text{C}$  para 90 % dos dados. O compressor linear apresenta uma melhor distribuição entre os pontos testados pelo fato de ter sido avaliado em diversas potências de sinal, gerando mais pontos experimentais que os demais.

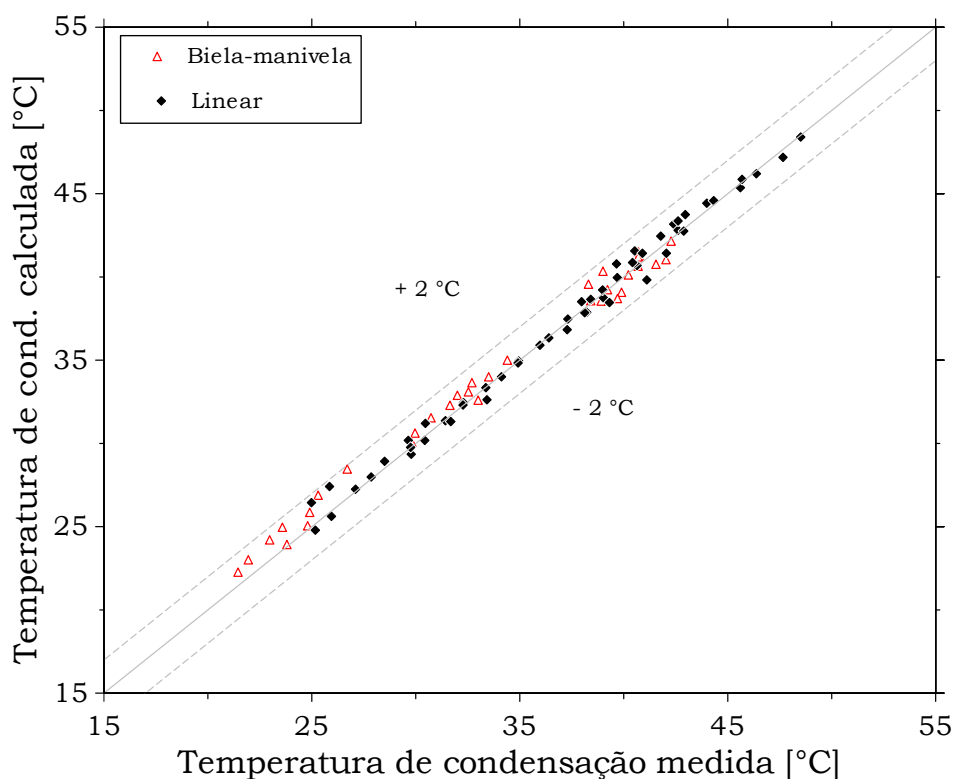


Figura 4.13 – Relação entre a temperatura de condensação medida calculada

#### 4.2.2 Evaporador

A Figura 4.14 apresenta o esquema de modelagem do evaporador. Agora, o trocador é dividido em duas zonas: mudança de fase (*sat*) e superaquecida (*sup*) apenas (Gonçalves *et al.*, 2004). A figura ilustra os perfis de temperatura esperados para o refrigerante e o ar nas regiões indicadas. Conforme apresentado anteriormente, o evaporador é do tipo placa fria (*roll-bond*) e, por isso, não conta com uma superfície aletada para intensificação da troca

de calor. Os tubos são interconectados por uma chapa, formando uma parede fria, trocando calor com o ar interno por convecção natural.

Aplicando a equação da conservação de energia no trocador de calor, uma condição de balanço entre o calor fornecido pelo refrigerante e recebido pelo lado do ar é estabelecida, tal que:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_5 - h_4) = \dot{Q}_{sat} + \dot{Q}_{sup} \quad (4.15)$$

A taxa de transferência de calor é obtida a partir das condutâncias térmicas características de cada região, indicadas pela Figura 4.14, como segue:

$$\dot{Q}_{sat} = \dot{m}(h_{vap} - h_4) = UA_{sat}(T_i - T_{evap}) \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{m}(h_5 - h_{vap}) = \dot{m} c_{p,vap}(T_i - T_{evap})(1 - e^{-[\frac{UA_{sup}}{\dot{m} c_{p,vap}}]}) \quad (4.17)$$

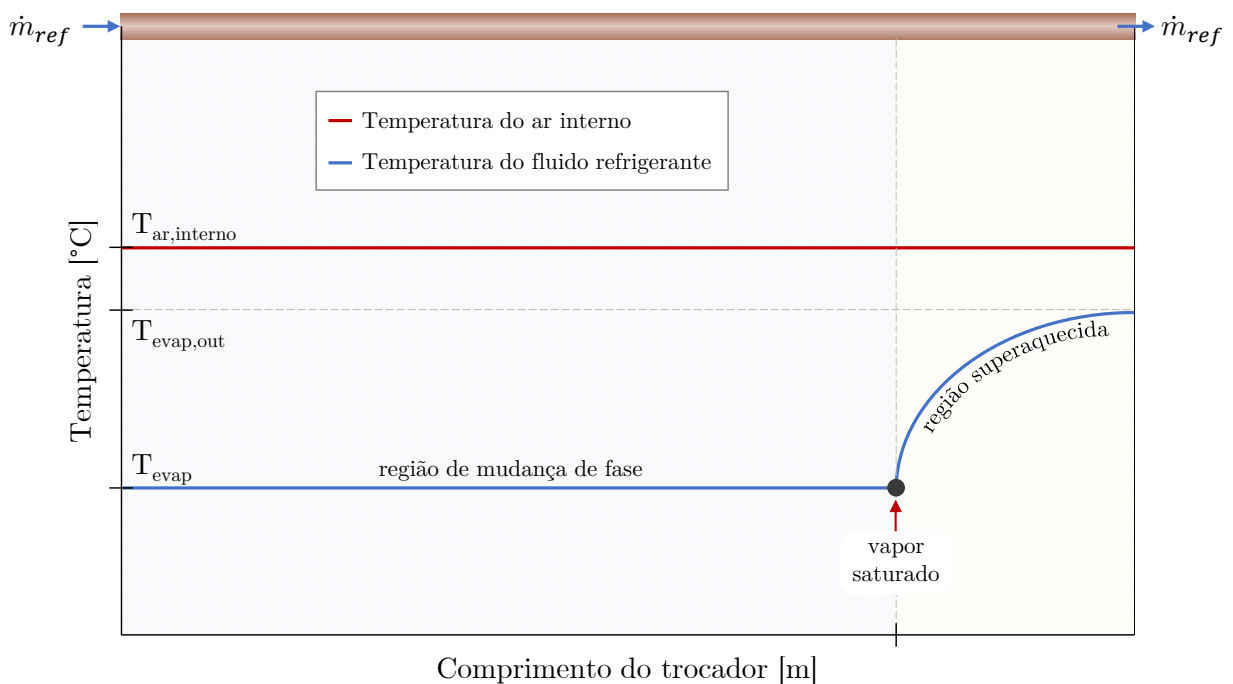


Figura 4.14 – Representação do esquema de modelagem do evaporador  
 Fonte: Adaptado de Gonçalves (2004)

Como na região de saturação a temperatura do fluido refrigerante pode ser considerada constante, é adotada a equação simplificada para a transferência de calor,

conforme demonstrado na equação 4.16, de forma similar à metodologia empregada para o condensador. As condutâncias (UA) foram agrupadas e regredidas para cada região a partir dos dados experimentais. Foram aferidos 4 pontos de medição de temperatura ao longo do evaporador para cada teste. Os dois da entrada apresentaram poucos desvios, representando a temperatura de evaporação<sup>14</sup>.

A Tabela 4.2 apresenta os valores encontrados para o evaporador do sistema utilizando os dois compressores com os respectivos refrigerantes. Apesar de se tratar de um trocador por convecção natural, este ainda conta com uma área de troca relativamente grande, distribuída ao longo de todas as paredes do gabinete, o que faz os valores das condutâncias ficarem próximos daqueles encontrados para o condensador.

Tabela 4.2 – Condutâncias térmicas do evaporador

Compressor	Biela-manivela	Linear
Refrigerante	R134a	R600a
$UA_{sat}$ , W/K	2,39	3,23
$UA_{sup}$ , W/K	0,23	0,20

A Figura 4.15 mostra uma comparação entre a temperatura de evaporação obtida via modelo e medida, apresentando desvios dentro de uma banda de  $\pm 2$  °C. A faixa de temperaturas coberta pelo sistema CMV biela-manivela atinge valores mais baixos pelo fato de mais testes terem sido realizados, no início do projeto, com a intenção de entender a dinâmica do controle da temperatura de gabinete. Além disso, os pontos medidos para a região estável dos testes de abaixamento de temperatura também estão contidos na Figura 4.15, ampliando a faixa. Por outro lado, os altos valores apontados para o sistema operando com o compressor linear advêm de testes realizados com o uma potência de sinal de 10 W.

<sup>14</sup> Esse fato foi corroborado pela medição de pressão.

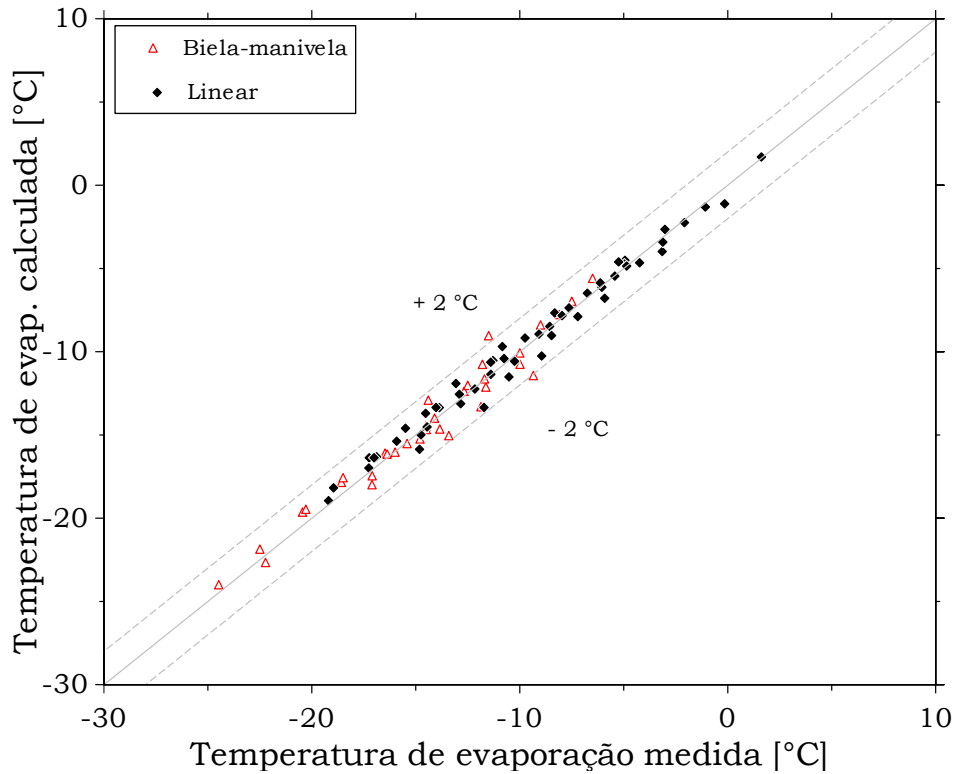


Figura 4.15 – Relação entre a temperatura de evaporação medida calculada

### 4.3 TROCADOR DE CALOR TC-LS

O refrigerador portátil analisado emprega um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico, onde o tubo capilar é inserido dentro da linha de sucção, em contracorrente, como mostra a Figura 4.16. Durante o processo de expansão, calor é transferido do tubo capilar para o fluido na linha de sucção. Como consequência, o título do refrigerante na entrada do evaporador é reduzido e a temperatura de sucção do compressor é aumentada, eliminando a condensação de umidade do ar na linha de sucção e prevenindo o compressor de um possível golpe de líquido (HERMES *et al.*, 2010).

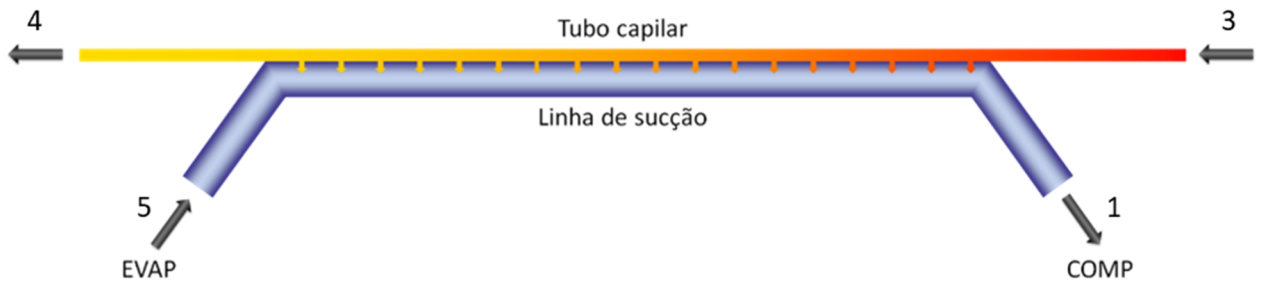


Figura 4.16 – Trocador de calor tubo capilar linha de sucção (TC-LS)

A entalpia do fluido refrigerante na saída do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção pode ser obtida a partir do seguinte balanço de energia:

$$h_4 = h_3 + h_5 - h_1 \quad (4.18)$$

A temperatura da saída da linha de sucção, denominada por  $T_1$  no presente modelo, foi calculada a partir da efetividade de temperaturas do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção,  $\varepsilon_{ihx}$ , regredida a partir de dados experimentais. Um valor médio de 0,83 foi obtido a partir de ~90 pontos experimentais.

$$T_1 = T_5 + \varepsilon_{ihx}(T_3 - T_5) \quad (4.19)$$

A geometria do tubo capilar e da linha de sucção foi mantida constante, na configuração original, para todos os testes analisados.

#### 4.4 MODELO DO GABINETE

O modelo do gabinete é responsável por fornecer uma estimativa da carga térmica advinda do ambiente externo para o ambiente interno, dado o diferencial de temperatura entre os reservatórios térmicos. Basicamente, a taxa de troca de calor depende da condutância global do gabinete e do diferencial de temperatura, tal que:

$$\dot{Q}_{gab} = UA_{gab} \cdot (T_{amb} - T_{gab}) \quad (4.20)$$

Deve-se lembrar que para os testes em regime permanente, onde o compressor foi mantido ligado em sua capacidade máxima durante todo o ensaio, a capacidade de refrigeração pode ser obtida através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{exp} = \dot{Q}_{gab} + \dot{W}_{res} \quad (4.21)$$

Ao ponto que a capacidade de refrigeração pode ser avaliada tanto experimentalmente quanto via modelo. A Figura 4.17 mostra os desvios encontrados para a capacidade de refrigeração calculada e experimental para os sistemas analisados.

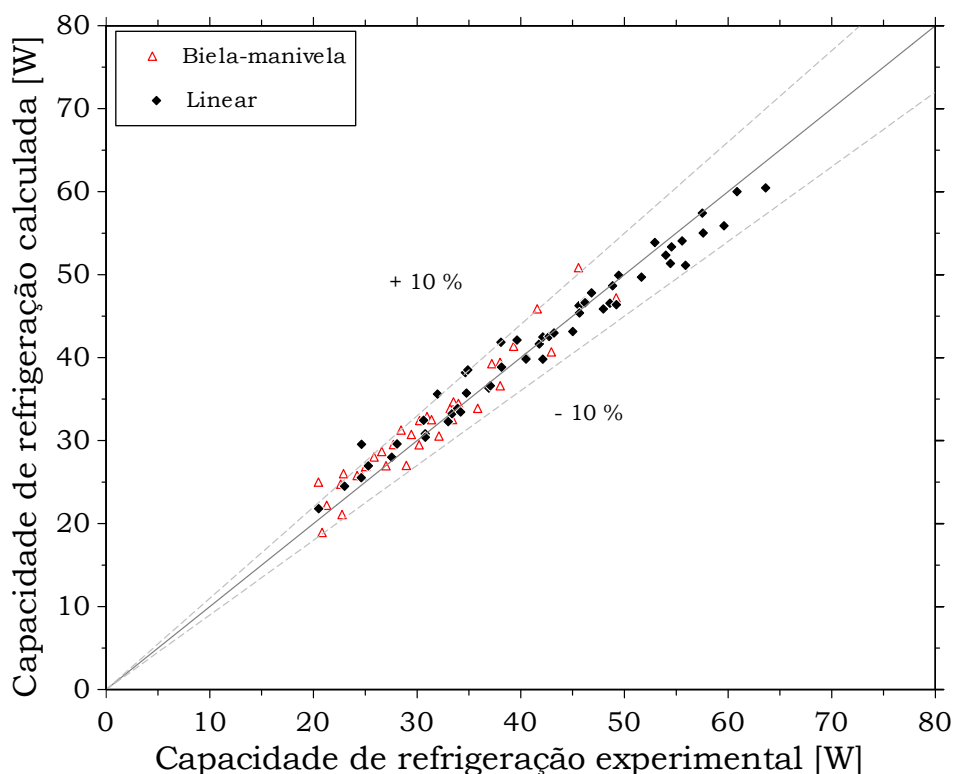


Figura 4.17 – Relação entre a temperatura de evaporação medida calculada

O compressor biela-manivela apresenta uma menor faixa de capacidade de refrigeração, variando de 20 a 50 W, dentro de uma banda de 10 % de erro para as 5 temperaturas de gabinete e 3 ambientes testadas. Já o compressor linear apresenta uma vasta variação de capacidade de refrigeração, visto que foi avaliado para sinais de potência de 10 a 30 W, fornecendo uma ampla faixa de vazão.

#### 4.5 FECHAMENTO DO MODELO

Para viabilizar o fechamento do modelo com o mesmo número de equações e incógnitas, seriam necessárias duas equações adicionais: determinação do inventário de massa do sistema e solução do escoamento de refrigerante através do tubo capilar. Por conseguinte, como as duas equações citadas configuram-se onerosas do ponto de vista de convergência, o sub-resfriamento do fluido na saída do condensador e o superaquecimento do fluido na saída do evaporador são prescritos, tal que:



$$T_3 = T_{cond} - \Delta T_{sub} \quad (4.22)$$

$$T_5 = T_{evap} + \Delta T_{sup} \quad (4.23)$$

Esta estratégia foi proposta por Gonçalves (2004), garantindo rápida convergência e alto grau de estabilidade no modelo proposto.

Os principais parâmetros operacionais inerentes ao funcionamento do sistema podem ser obtidos mediante o modelo descrito. No entanto, para que seja possível calcular o consumo de energia do refrigerador, é preciso determinar a capacidade de refrigeração efetivamente necessária para manter o gabinete refrigerado na temperatura desejada, já que o sistema de refrigeração apresenta um excesso de capacidade quando ligado continuamente. A metodologia empregada para computar o consumo energético do refrigerador se baseia no trabalho de Hermes *et al.* (2009), onde é introduzida a fração de funcionamento do sistema, RTR (*Run Time Ratio*, do inglês), tal como descrito no capítulo 2.

#### 4.6 SOLUÇÃO DO MODELO

O modelo descrito foi implementado a plataforma EES. Os dados de entrada são compreendidos pelas condições de contorno ( $T_{gab}$  e  $T_{amb}$ ) e pelos parâmetros ajustados a partir dos ensaios experimentais. Os seguintes dados são necessários: grau de superaquecimento na saída do evaporador; grau de sub-resfriamento do fluido na entrada do dispositivo de expansão; efetividade do trocador de calor TC-LS; coeficientes empíricos do compressor; condutância térmicas dos trocadores e do gabinete e o fluido de trabalho. O modelo fornece os indicadores de capacidade de refrigeração, COP e consumo de energia para diferentes condições de contorno, em regime permanente, bem como a temperatura de gabinete como função da fração de funcionamento (RTR).

## 4.7 RESULTADOS

Um modelo capaz de prever consumo energético, capacidade de refrigeração e o COP para o sistema de refrigeração compacto em questão foi proposto. Os compressores biela-manivela e rotativo foram modelados de acordo com as curvas de eficiência volumétrica e global, seguidos do compressor linear, que precisou de um modelo específico, semi-empírico, para que vazão e potência pudessem ser previstas com base nas condições de entrada. Os modelos foram calibrados e validados com testes de calorímetro e depois verificados no produto, com desvios dentro de uma banda de 10 % de erro. Os trocadores de calor foram modelados com base na metodologia  $\varepsilon - NUT$  (KAYS e LONDON, 1984), divididos por zonas de acordo com o estado do fluido refrigerante, monofásico ou bifásico, fornecendo temperaturas de evaporação e condensação dentro de uma banda de  $\pm 2$  °C para 90 % dos pontos experimentais analisados. Por fim, de posse do modelo do gabinete, foi possível calcular o consumo do sistema em regime permanente, através da potência fornecida pelo modelo do compressor e a fração de funcionamento,  $RTR$ . Na totalidade, aproximadamente 120 pontos experimentais foram utilizados na regressão dos modelos.

A Figura 4.18 apresenta os resultados obtidos para o COP em função da temperatura de gabinete, para os dois sistemas analisados. Cada ponto no gráfico representa uma condição de contorno analisada e a faixa engloba as 3 temperaturas de ambiente propostas (16, 25 e 32 °C). Os resultados corroboram aqueles fornecidos no capítulo 2, subseção 2.8.2, com o compressor linear superando o biela-manivela em  $\sim 2\times$  para este indicador.

O consumo dos sistemas em função da temperatura de gabinete é apresentado na Figura. 4.19 para a faixa de temperatura ambiente de 16 a 25 °C. Este indicador de desempenho leva em consideração a potência consumida e a razão entre a carga térmica e a capacidade de refrigeração ( $RTR$ ) para o sistema operando com cada compressor, fornecendo o consumo energético do produto em regime permanente de acordo com uma lógica de controle *on-off*. Novamente, verifica-se que compressor linear apresenta os menores valores de consumo. O ponto 25 | 0 °C para o compressor biela-manivela apresenta um consumo de

6,4 kWh/mês, ~30 % acima do compressor linear, sendo representado por uma linha tracejada no gráfico.

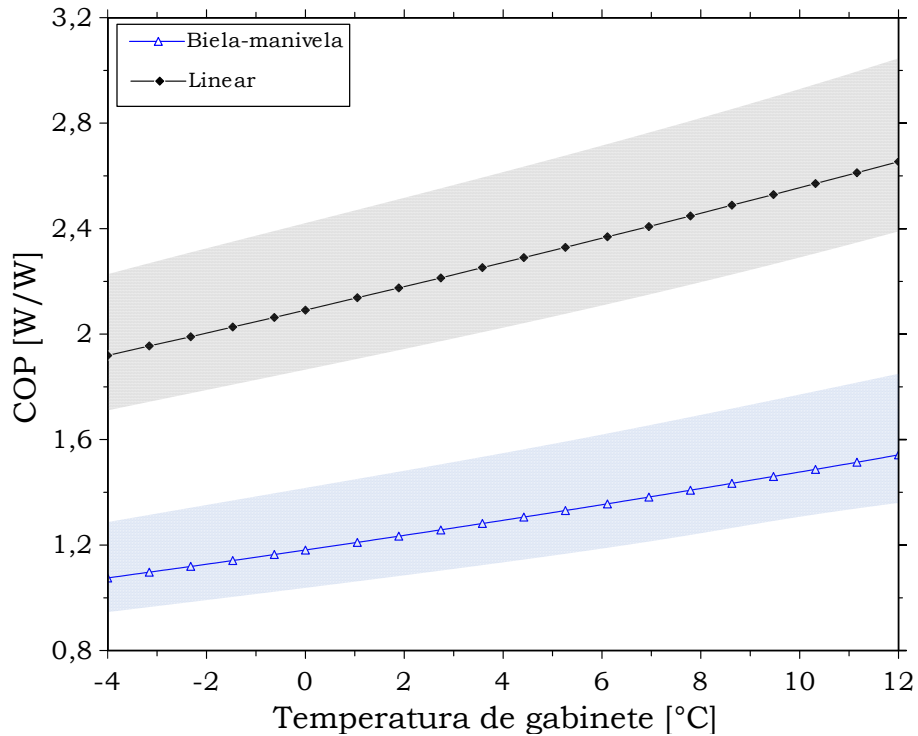


Figura 4.18 – Simulação do COP dos sistemas em função da temperatura de gabinete

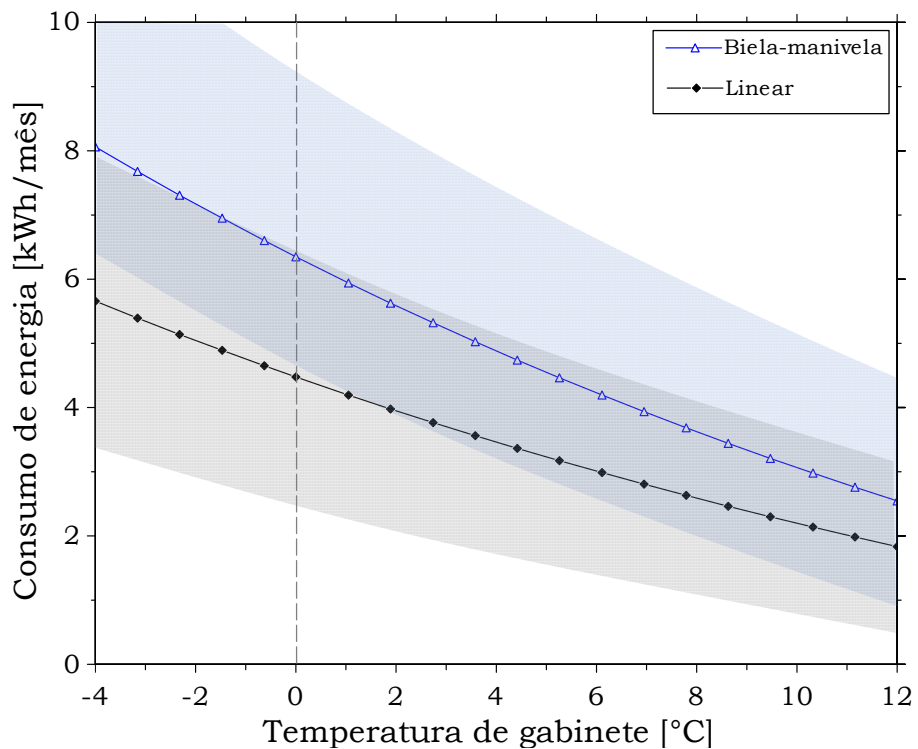


Figura 4.19 – Simulação do consumo de energia em função da temperatura de gabinete

O comportamento da temperatura de gabinete em função da fração de funcionamento de cada compressor é apresentado na Figura 4.20 para uma faixa de temperatura ambiente de 16 a 32 °C. A extremidade direita do gráfico ( $RTR = 1$ ) representa a mínima temperatura atingida para cada sistema operando em regime permanente, independentemente do tempo dispendido para estabilização, no caso de um teste de abaixamento de temperatura. A infiltração de calor pelas paredes do gabinete aumenta linearmente com a diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo, dessa forma, o limite verificado para  $RTR = 1$  se refere ao caso onde a carga térmica e capacidade de refrigeração se igualam, apontando os valores mínimos atingidos para a temperatura do gabinete.

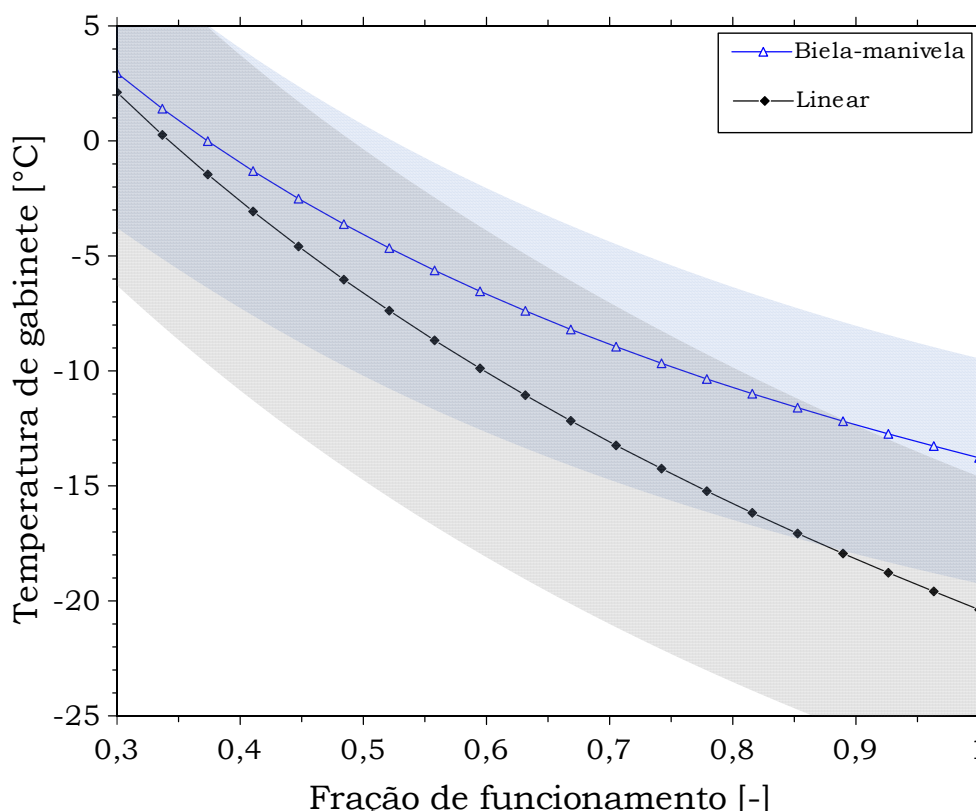


Figura 4.20 – Simulação da temperatura do gabinete em função da fração de funcionamento

#### 4.8 SÍNTESE DO CAPÍTULO

A base necessária para a modelagem simplificada de um sistema de refrigeração em regime permanente foi introduzida neste capítulo, bem como as condições de fechamento do ciclo, que levaram ao desenvolvimento do método proposto por Gonçalves *et al.* (2009).

Modelos individuais foram desenvolvidos para cada componente e validados para uma faixa de temperatura de gabinete de -4 a 12 °C e um ambiente de 16 a 32 °C. Por fim, foram apresentados alguns resultados da simulação, corroborando com os dados do capítulo 2 para o coeficiente de performance e consumo energético do sistema de refrigeração.

## 5. OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO DO SISTEMA

---

### 5.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

A otimização de um sistema pode ser definida como o processo para se determinar as condições geométricas e de operação que fornecem o máximo ou o mínimo de uma determinada função objetivo. A otimização é essencial em muitos negócios, gestão e engenharia. Na indústria espacial, é comum empregar a minimização da massa como função objetivo, assim como na indústria automobilística os critérios mais comuns são o consumo de combustível e os custos de fabricação. Na análise de sistemas de refrigeração é comum empregar critérios de avaliação de desempenho (CAD) que buscam o aumento do desempenho do sistema acompanhado da redução de custo (WALTRICH, 2008).

De acordo com NGATCHOU *et al.* (2016), para casos onde possam existir objetivos conflitantes e *trade-offs*, uma otimização multiobjetivo é proposta, que, apesar de ser mais onerosa do ponto de vista de solução, geram não uma solução única, mas um conjunto de soluções ótimas aceitáveis, dentro das restrições impostas, oferecendo, no caso do exemplo anterior, uma redução de custos mantendo-se a eficiência do sistema ou então um aumento na eficiência mantendo-se os custos de fabricação, além das soluções que englobam variações combinadas. Este conjunto de soluções possíveis é chamado na literatura de Frente de Pareto.

A frente de Pareto determina o local dos ótimos considerando os efeitos contrastantes entre os objetivos dentro de uma população de soluções possíveis, permitindo que o decisor escolha uma das soluções possíveis dentro de uma ampla gama de opções, diferente da otimização de objetivo único, que pode ignorar esse tipo de efeito entre os múltiplos objetivos. (BERIZZI, 2001). Para comparar as soluções candidatas em um problema de otimização multiobjetivo, o conceito de otimalidade de Pareto é comumente utilizado. Esse conceito foi introduzido originalmente por Francis Ysidro, e depois generalizados por Vilfred Pareto. Uma solução pertence ao conjunto de Pareto se não houver outra solução que possa melhorar pelo menos um dos objetivos sem degradar nenhum outro objetivo (NGATCHOU *et al.*,

2005). A Figura 5.1 mostra alguns exemplos de Frente de Pareto, elencando alguns cenários de otimização, onde  $f_1$  e  $f_2$  são objetivos independentes, e as soluções são marcadas pelas curvas contínuas.

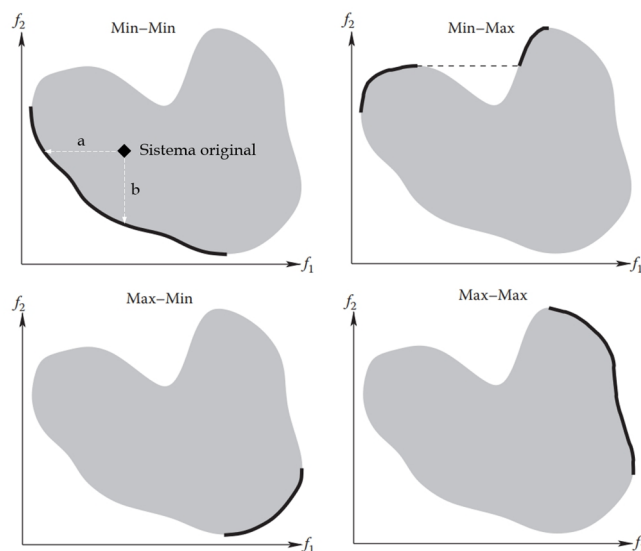


Figura 5.1 – Curva ótima de Pareto para quatro combinações de dois tipos de objetivo

Fonte: Adaptado de Sengupta *et al.* (2017)

Tomando como exemplo a primeira situação descrita na Figura 5.1, onde é apresentado um caso de minimização dupla (Min-Min), a solução aponta que uma configuração qualquer, dentro do domínio em cinza, pode ter o objetivo  $f_1$  minimizado, mantendo-se o  $f_2$  constante até que a frente de Pareto seja encontrada, descrito pelo caminho a ou minimizar  $f_2$  sem penalizar  $f_1$  caminhando pelo linha b, representada na Figura 5.1.

Dentro do contexto de otimização, diversos estudos têm sido conduzidos na área da refrigeração visando maximizar o desempenho do sistema enquanto algum outro objetivo é satisfeito de forma simultânea. Negrão e Hermes (2011), por exemplo, apresentaram uma metodologia para a redução simultânea do custo e do consumo de energia em refrigeradores domésticos, variando a área dos trocadores, a espessura de isolamento do gabinete e o compressor, mostrando uma redução de até 14 % do consumo energético quando o custo do refrigerador é mantido constante. Mais adiante, Mitishita *et al.* (2013) apresentaram uma abordagem semelhante para refrigeradores *frost-free*, mostrando uma redução de consumo de ~18 % mantendo-se o custo do equipamento, variando-se levemente área dos trocadores, o insuflamento de ar no evaporador e a espessura de isolamento.

Entretanto, a otimização de sistemas CMV compactos tem sido pouco explorada, até pelo fato de a miniaturização dos compressores ser um assunto recente. Além disso, a recente tendência para miniaturização de sistemas de refrigeração leva em consideração a massa total do sistema, em especial aqueles com alimentação *off-grid*.

Dentro deste contexto, o presente trabalho propõe uma otimização multiobjetivo visando reduzir simultaneamente a massa e o consumo de energia do refrigerador em estudo (38 ℓ) mantendo o compressor linear, que obteve o melhor desempenho na análise experimental.

## 5.2 PARAMETRIZAÇÃO DO PROBLEMA

A massa total do sistema pode ser expressa por:

$$M_{total} = m_{cond} + m_{isol} + m_{evap} + m_{comp} + m_{rest} \quad (5.1)$$

onde  $m_{cond}$  representa a massa total do condensador,  $m_{evap}$  a massa do evaporador,  $m_{comp}$  a massa do compressor e  $m_{rest}$  a massa dos componentes restantes do produto, como estrutura, tubulação entre componentes, placas eletrônicas e ventilador do condensador. A Figura 5.2 mostra a distribuição de massa dos componentes do produto de forma comparativa. O sistema possuía uma massa de 11,5 kg antes da substituição do compressor biela-manivela pelo linear. Após esta substituição, a massa do produto passou para 10,8 kg.

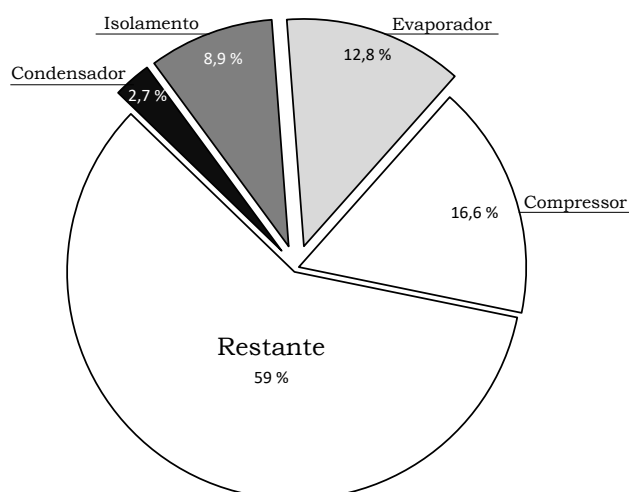


Figura 5.2 – Distribuição de massa pelos componentes do sistema



Na sequência serão apresentadas as correlações para a massa em função da área das componentes, viabilizando o estudo do efeito combinado da variação de área dos componentes na massa e no consumo de energia. Neste estudo, apenas evaporador, condensador e isolamento serão considerados.

### 5.2.2 Condensador

Conforme apresentado no capítulo 2, o condensador utilizado pelo produto base consiste em um trocador tubo aleta, com dimensões já apresentadas. O produto conta com uma restrição de espaço nas para alteração da altura  $\underline{A}$  e largura  $\underline{L}$  do condensador, restando apenas a alternativa de se alterar a profundidade  $\underline{P}$ , como pode ser visto na Figura 5.3.

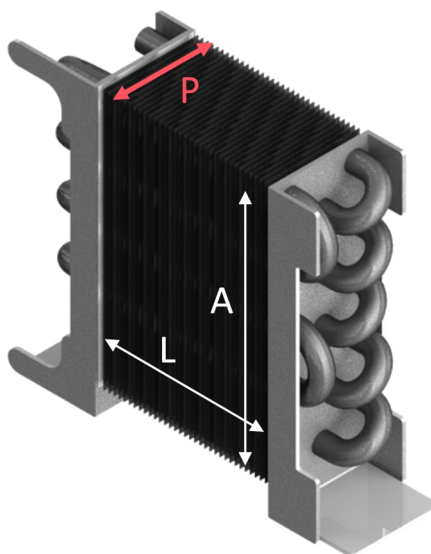


Figura 5.3 – Variáveis condensador

Para que fosse possível apurar a variação da massa deste componente, originalmente de 0,29 kg, com a profundidade, foi necessário encontrar uma expressão para a massa em função do volume ocupado pelo condensador através da modelagem tridimensional do componente, como mostra a Figura 5.4. Primeiramente a massa foi correlacionada com o volume do trocador, mas como a superfície permanece fixa com a variação do comprimento, o fator de compacidade  $\beta$  serviu como conversor para a massa em função da área do trocador de calor. Apesar do número de fileiras de tubo ser uma variável discreta, para fins de

simplificação esta foi considerada contínua. Assim, a massa do condensador foi ajustada em função da área, de forma linear.

$$m_{cond} = 0,841 + 0,061A_{s,cond} \quad (5.2)$$

o  $A_{s,cond}$  é a área de troca de calor (molhada) do condensador, em  $m^2$ .

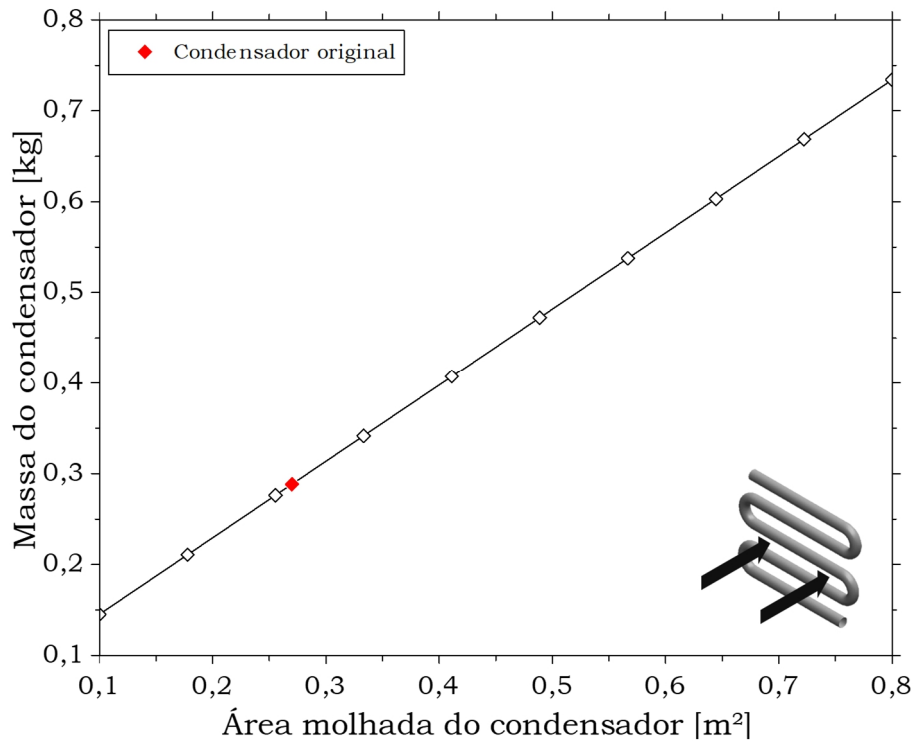


Figura 5.4 –  $m_{cond}$  em função da área do condensador

### 5.2.3 Evaporador

O evaporador empregado pelo produto base foi descrito com detalhes no capítulo 2. A massa deste componente, por se tratar basicamente de uma chapa, é proporcional à densidade do material ( $\rho_{al}$ ), a área de superfície ( $A_{ev}$ ) e a espessura ( $\epsilon_{ev}$ ).

$$m_{evap} = \rho_{al}\epsilon_{ev}A_{ev} \quad (5.3)$$

A densidade do alumínio foi assumida constante e igual a  $2706 \text{ kg}/m^3$  e  $\epsilon_{ev} = 1,5 \text{ mm}$ .

### 5.2.4 Isolamento

A massa ocupada pelo isolamento foi definida apenas como a massa de poliuretano, existente entre as chapas plásticas do invólucro do produto. A Figura 5.5 ilustra o domínio do isolamento de PU do gabinete através de um corte. Por questões de simplificação, a espessura do gabinete foi considerada fixa, com um valor de  $\delta_i = 49 \text{ mm}$ . A massa do isolamento foi ajustada em função da espessura, considerando algumas hipóteses simplificativas:

- i. Densidade do poliuretano constante  $\rho_{pu} = 48,96 \text{ kg/m}^3$
- ii. Área superficial interna ( $A_i$ ) constante e igual a  $0,7 \text{ m}^2$
- iii. Apenas o volume externo varia

Estabelecidas as hipóteses acima, a massa de isolamento pode ser calculada por:

$$m_{isol} = \rho_{pu} \cdot (V_e - V_i) = \rho_{pu} \cdot \Delta V \quad (5.4)$$

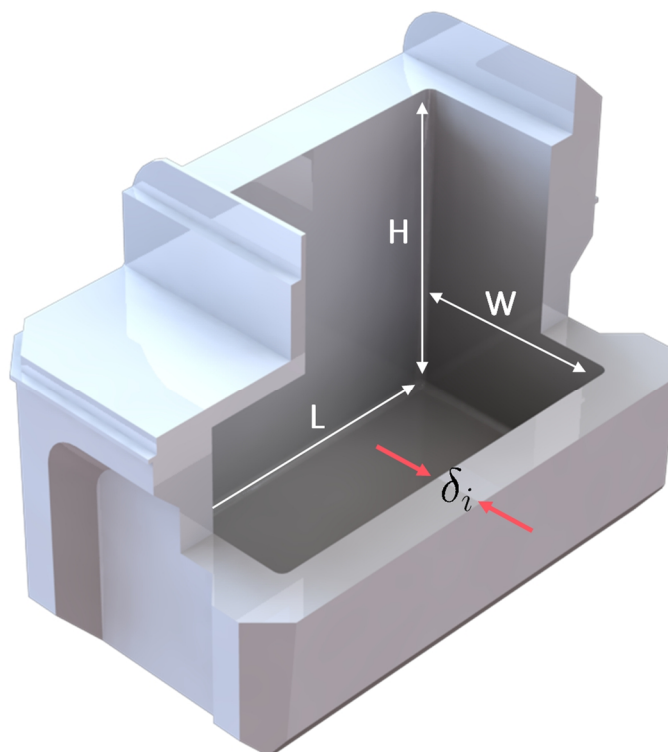


Figura 5.5 – Isolamento do gabinete

Considerando o gabinete como um paralelepípedo equivalente, de lados conhecidos L, W e H, é possível demonstrar que:

$$\Delta V = \delta_i(LW + LH + WH) + \delta_i^2(L + W + H) + \delta_i^3 \quad (5.5)$$

em que o termo linear representa o crescimento das paredes, o termo quadrático o crescimento bidimensional nas arestas e o termo cúbico o crescimento tridimensional nos cantos. A Figura 5.6 mostra o comportamento da massa em função da espessura de isolamento, considerando o agrupamento das equações 5.4 e 5.5. Os lados  $L = 0,44 \text{ m}$ ,  $W = 0,24 \text{ m}$  e  $H = 0,36 \text{ m}$  são mantidos constantes para a equação 5.5, de modo a representar as dimensões do paralelepípedo interno, formando pelo espaço ocupado pelo ar do gabinete. A figura 5 mostra a relação entre a massa de isolamento do gabinete e a espessura de isolamento.

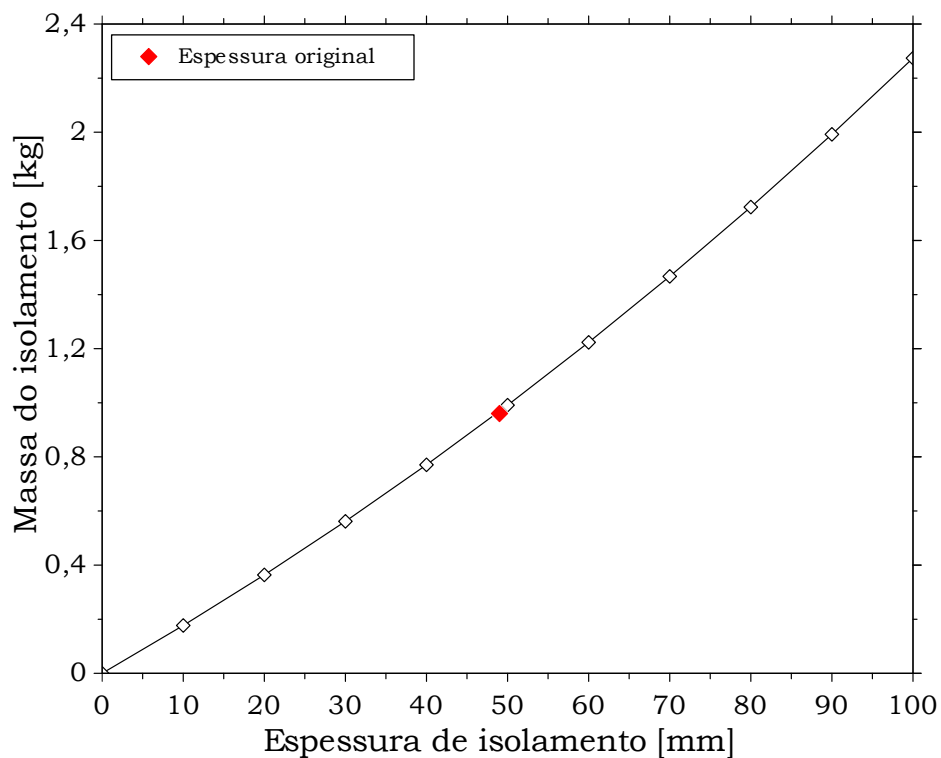


Figura 5.6 – Massa vs espessura de isolamento

## 5.3 EFEITO TÉRMICO DAS VARIÁVEIS

### 5.3.1 Trocadores de calor

Conforme observado no capítulo 4, o condensador foi modelado com 3 zonas de troca de calor. Por questões de simplificação para implementação da otimização, a área do trocador foi considerada como a área de região bifásica apenas, já que os termos das regiões de troca sensível possuem baixa significância. Basicamente, a condutância da região saturada do condensador ( $UA_{sat}$ ) foi regredida a partir dos pontos experimentais, atingindo um valor de  $3,6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . A área superficial foi apurada, apresentando um valor basal de  $0,27 \text{ m}^2$  tal que  $U_{cond} = 13,34 \text{ W}/\text{K}$ . Uma vez definido o valor do coeficiente de transferência de calor para o condensador, a taxa de transferência de calor ficou parametrizada com a área.

A mesma abordagem foi utilizada para o evaporador, com valores de  $U_{evap} = 9,83 \text{ W}/\text{K}$  para uma área  $A_{evap} = 0,329 \text{ m}^2$  para o sistema base.

### 5.3.2 Gabinete

A Figura 5.7 mostra o circuito térmico equivalente adotado para representar a transferência de calor no gabinete, onde  $R_{ci}$  representa a resistência de convecção interna do sistema,  $R_k$  a resistência de condução e  $R_{ce}$  a resistência de convecção externa, em  $\text{K}/\text{W}$ .

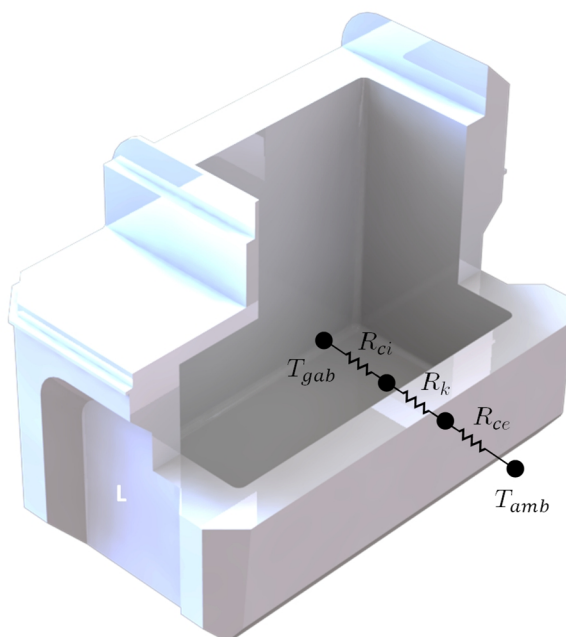


Figura 5.7 – Circuito térmico equivalente

As temperaturas interna e externa são consideradas, neste caso, como as temperaturas dos reservatórios térmicos. A resistência térmica equivalente entre as temperaturas dos reservatórios é dada por:

$$R_{tot} = R_{ci} + R_k + R_{ce} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta}{k A_s} + \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{A_s} \left( \frac{1}{h_i} + \frac{\delta_i}{k} + \frac{1}{h_e} \right) \quad (5.6)$$

Mas,

$$U_{gab} = \frac{1}{R_{tot} A_s} = \left( \frac{1}{h_i} + \frac{\delta_i}{k} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1} = \left( \frac{\delta_i}{k} + \frac{1}{\xi} \right)^{-1} \quad (5.7)$$

Como o valor de  $U_{gab}$  é conhecido para o sistema original, é possível determinar o valor de  $\xi$  utilizando uma área equivalente de  $0,81 \text{ m}^2$ , o que produz um  $U_{gab} = 0,642 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  e consequentemente um valor de  $\xi = 6,34 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

Assim, a taxa de transferência de calor pode ser expressa em função da espessura de isolamento:

$$\dot{Q}_{gab} = U_{gab} A (T_{amb} - T_{gab}) = \left( \frac{\delta_i}{k} + \frac{1}{\xi} \right)^{-1} A (T_{amb} - T_{gab}) \quad (5.8)$$

#### 5.4 METODOLOGIA

Os algoritmos de otimização maximizam ou minimizam uma função objetivo com base em uma série de restrições (GOMES, 2006). Os parâmetros mais importantes neste processo são:

- i. **Função objetivo:** representa a grandeza a ser otimizada como função das variáveis de projeto, indicando um processo de maximização ou minimização. As funções objetivo foram definidas como sendo a minimização simultânea do consumo de energia e da massa total do sistema.
- ii. **Variáveis de projeto:** tratam-se dos parâmetros a serem alterados a fim de atender a função objetivo proposta. Neste caso, parâmetros que influenciam

tanto no consumo de energia quanto na massa do sistema. As variáveis selecionadas foram as áreas dos trocadores de calor e a espessura de isolamento.

- iii. Restrições:** tratam-se das limitações impostas às variáveis de projeto. As restrições utilizadas no processo de otimização foram:
- a. Compressor:** o compressor utilizado em todos os pontos de simulação foi o linear, por ter apresentado o melhor desempenho na etapa experimental do projeto, acompanhado do refrigerante R-600a, já que o R-134a está em *phase-out*.
  - b. Condições do sistema:** As temperaturas de gabinete e ambiente foram mantidas em  $25 \pm 0$  °C, respectivamente, em todos os pontos simulados.
- iv. Domínio:** trata-se dos limites inferiores e superiores para as variáveis a serem analisadas no processo de otimização. A Tabela 5.1 mostra os limites adotados para cada variável.

Tabela 5.1 – Limites das variáveis de otimização

Limite	Inferior	Basal	Superior
$\delta_i$ , mm	22	49	90
$A_{cond}$ , m <sup>2</sup>	0,11	0,27	0,43
$A_{evap}$ , m <sup>2</sup>	0,13	0,33	0,53

Para que fosse possível avaliar o impacto das variáveis de projeto na função objetivo, o modelo proposto no capítulo 4 foi utilizado com as parametrizações descritas. O compressor e as condições operacionais foram mantidos fixos enquanto a massa e o consumo de energia do sistema foram avaliados para uma ampla faixa de variação dos parâmetros.

## 5.5 RESULTADOS - FRENTE DE PARETO

Primeiramente, uma malha de dados foi gerada, dentro dos limites propostos, avaliando o consumo de energia e a massa do sistema para a espessura de isolamento original do sistema. A malha de dados simula um conjunto de configurações viáveis para o sistema, apontando uma região de mínimos, visualmente, que é especificada pela frente de Pareto. A rigor, o processo de otimização pode ser reduzido à determinação dos pontos de mínimo apenas, apontando os pontos ótimos para ao sistema, o que reduz significativamente o tempo computacional.

O software EES fornece uma variedade de algoritmos disponíveis na literatura visando um balanço entre robustez, exatidão e do tempo de convergência. O tempo de convergência é quem define se o custo computacional da otimização é proibitivo ou não (WALTRICH, 2008). Dentro deste contexto, o *Algoritmo Genético* foi utilizado para encontrar os pontos pertinentes à frente de Pareto, corroborando com a fronteira indicada pela malha de soluções viáveis. Tal algoritmo foi utilizado com sucesso em diversos trabalhos de natureza semelhante (HORN *et al.*, 1994; BANSAL E CHIN, 2003; GHOLAP E KHAN, 2007; *apud* WALTRICH, 2008). Esta metodologia apresenta robustez no processo de minimização quando conhecidos os limites para as variáveis de projeto. O código de simulação do sistema de refrigeração compacto apresenta baixos tempos de convergência (aproximadamente 1 segundo por análise para um processador Intel® i5-8400), fornecendo, juntamente com o algoritmo de otimização, soluções ótimas em menos de 5 segundos para cada ponto.

A Figura 5.8 apresenta a malha de dados gerada dentro das condições especificadas. Os pontos mostrados na figura representam soluções viáveis, mas não necessariamente ótimas. As soluções ótimas são demarcadas pela frente de Pareto, a linha de mínimos, em preto no gráfico. Uma redução de ~4 % para o consumo de energia é verificada mantendo-se a massa do sistema constante, com alterações de +55 % na área de troca do condensador e -9 % na área do evaporador, passando de 4,47 para 4,3 kWh/mês. Mantendo-se o consumo constante, a massa do sistema pode ser reduzida em 1,5 % apenas, diminuindo a área do evaporador em 22 % e aumentando a área do condensador em 58 %. Como a massa dos



trocadores não possui muita relevância no montante, pouca alteração é percebida, mas no consumo uma redução de 4 % demonstra um potencial de melhoria atrativo para a indústria. A opção de manter o isolamento constante alterando apenas os trocadores é interessante para a indústria já que o gabinete não é alterado.

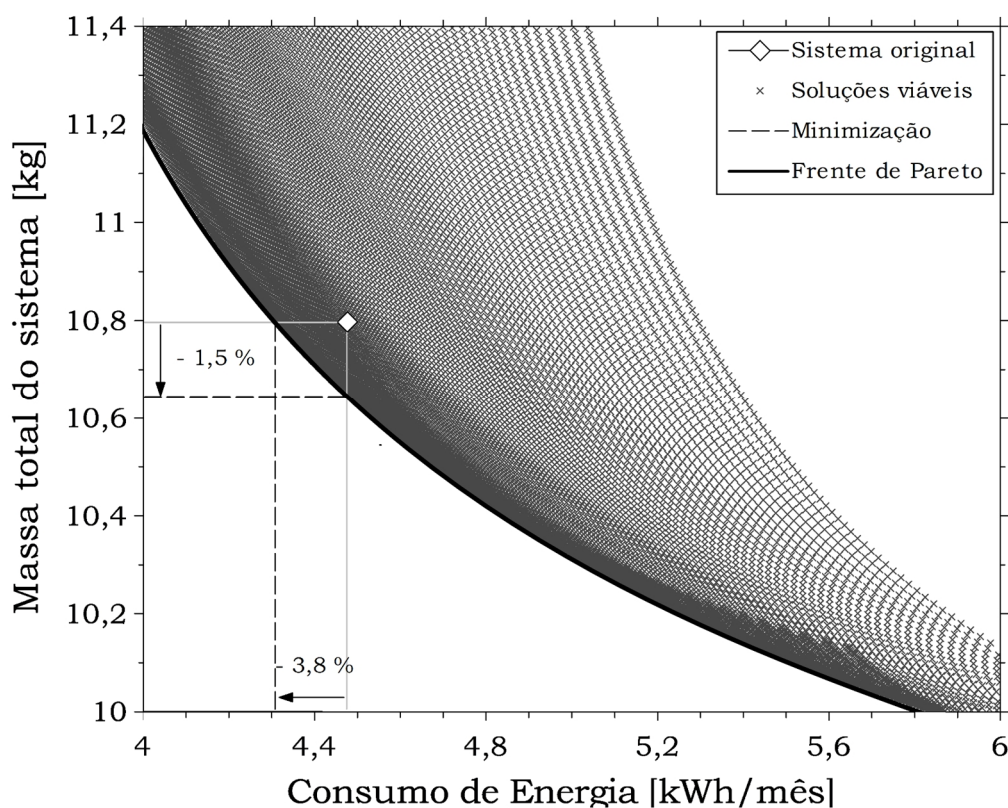


Figura 5.8 – Frente de Pareto para espessura de isolamento constante

No segundo caso abordado, a espessura de isolamento é explorada juntamente com a área dos trocadores. A Figura 5.9 apresenta a malha de otimização para este caso, com a frente de Pareto obtida através do método de otimização. Os seguintes resultados podem ser elucidados:

- i.* Mantendo-se massa do sistema, o consumo de energia pode ser reduzido em até 18 %, passando de 4,5 para 3,6 kWh/mês. Para tanto, o condensador necessita de um aumento de 15 %, o evaporador uma redução de 40 % e a espessura de isolamento um aumento de 20 mm.
- ii.* Mantendo-se o consumo de energia do sistema fixo, é possível reduzir a massa total em 4 %, em aproximadamente 400 g. Nesse caso, o condensador

precisaria ser ampliado em 10 %, o evaporador reduzido em 50 % e a espessura de isolamento aumentada em 10 mm.

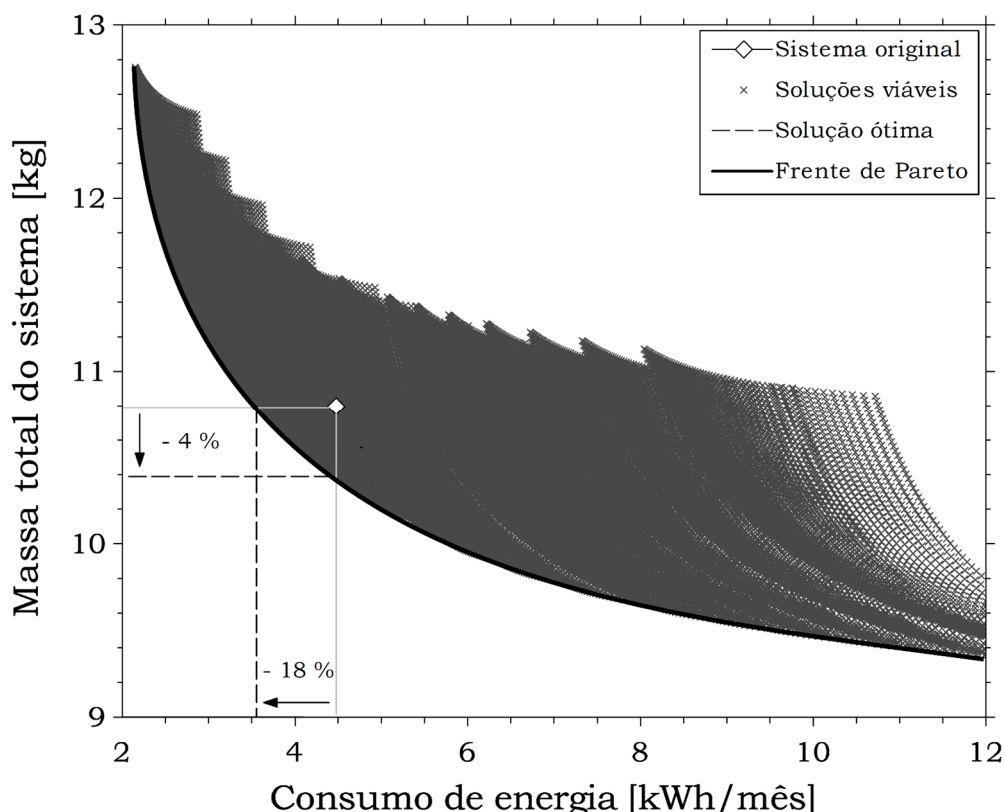


Figura 5.9 – Frente de Pareto para o sistema completo

As soluções descritas nos itens anteriores fazem referência apenas aos pontos onde o consumo ou a massa do sistema são mantidos fixos. A frente de Pareto contém soluções onde ambos os objetivos podem ser modificados, mas ainda assim obedecendo a condição de otimalidade.

Finalmente, a Figura 5.10 mostra o consumo e a massa total do produto analisado, partindo da configuração original para a configuração com o compressor linear e então para a condição otimizada. No primeiro processo, a substituição do compressor original pelo linear provocou uma redução de 700 g na massa do sistema com possibilidade de mais 400 g de redução com a otimização caso o consumo seja fixado em 4,5 kWh/mês, totalizando uma redução de 1,1 kg, praticamente 10 %. Observando o consumo de energia, a substituição do compressor provocou uma redução de 50 %, de 8,9 para 4,5, com possibilidade de atingir 3,6

*kWh/mês* caso a massa seja mantida em 10,8 kg, o que acarretaria em uma redução global de 60 % do consumo inicial do produto.

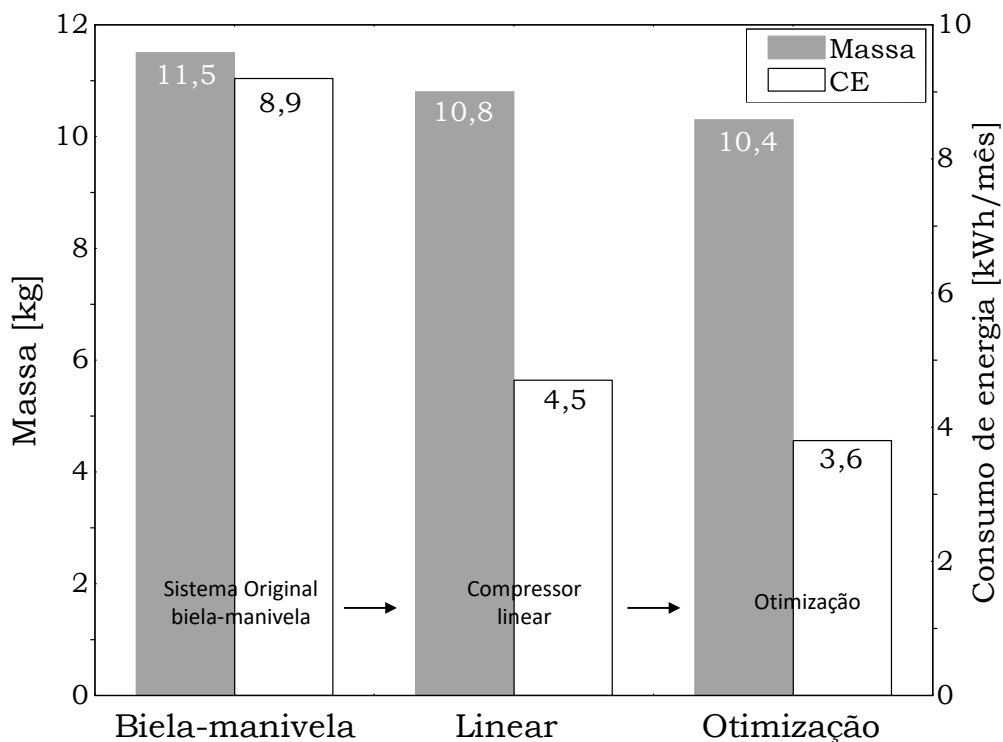


Figura 5.10 – Frente de Pareto para o sistema completo

## 5.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Foi apresentada neste capítulo uma metodologia para otimização do sistema de refrigeração base com a finalidade de reduzir a massa e o consumo de energia de forma simultânea. Para tanto, além do uso do modelo de simulação apresentado no capítulo 4, as funções objetivo foram parametrizadas, com o intuito de avaliar o efeito combinado da alteração das variáveis de projeto na massa e no desempenho térmico do sistema. Foram exploradas variações nas áreas dos trocadores de calor e na espessura de isolamento, dentro dos limites propostos.

Aproximadamente 15 mil pontos foram apurados em cada simulação. Primeiramente foi explorado o caso da espessura constante de alteração nos trocadores, seguido de uma avaliação do efeito das 3 variáveis de forma simultânea. A frente de Pareto para ambos os casos foi levantada, de modo a apresentar um conjunto de soluções ótimas, tornando possível a redução do consumo de energia, da massa de forma individual ou combinada. Nos casos

limites, se verificou uma possibilidade de redução de  $\sim 18\%$  para o consumo mantendo a massa constante e  $\sim 4\%$  para a massa mantendo-se o consumo constante.

Esta análise voltou-se para sistemas portáteis, onde a massa é um requisito importante. Entretanto, seria possível estender facilmente para uma análise de custo, já que o preço dos componentes está correlacionado com o valor dos insumos de fabricação (*comodities*).

## 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

---

Este trabalho apresentou uma metodologia para comparação de sistemas compactos de refrigeração voltados para aplicação de gabinetes de baixa capacidade, com volume em torno de 40 litros, seguida de uma otimização do sistema visando a redução simultânea de massa e consumo de energia.

Inicialmente foi realizada uma revisão bibliográfica englobando os aspectos fundamentais de sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor e termoelétrico. Em seguida, foram discutidos os principais trabalhos relacionados ao desenvolvimento de sistemas compactos de refrigeração, onde ficou evidente uma ampla gama de estudos voltados para refrigeração pessoal e de eletrônicos em específico. Por fim, foram estudados trabalhos que abordam a comparação direta de sistemas compactos de refrigeração voltados para a aplicação de *coolers* portáteis, que atendem ao nicho de acampamento, setor *overlander*, transporte de vacinas, refrigerador automotivo etc. São raros os trabalhos que englobam este tipo de sistema, apesar de eles apresentarem certa representatividade no mercado.

Uma massa considerável de dados experimentais foi gerada, servindo como base para a comparação de sistemas CMV operando com compressor biela-manivela, linear e rotativo, além de um sistema termoelétrico de volume equivalente. Os parâmetros operacionais medidos serviram como base para uma análise termodinâmica detalhada, capaz de identificar as principais fontes de irreversibilidade em cada configuração do sistema, apontando as principais fontes de irreversibilidade.

A frente numérica foi desenvolvida com base em um modelo de simulação em regime permanente, desenvolvido por Gonçalves (2009) e aperfeiçoado por Hermes *et al.* (2009), apresentando resultados confiáveis, com desvios na faixa de  $\pm 10\%$ , viabilizando a mudança de fluido de compressor de forma robusta, com rápida convergência dentro do envelope de operação proposto, o que fornece valores confiáveis para os indicadores de desempenho mais relevantes. O modelo para os dois sistemas: (i) compressor biela manivela e (ii) compressor linear foi proposto e validado com os dados experimentais obtidos em câmara, servindo como base para as análises subsequentes.

Por fim, foi proposta uma metodologia de otimização multiobjetivo no sistema operando com o compressor linear, de modo a reduzir o consumo e a massa total do sistema de forma simultânea. Para tanto, a primeira etapa contou com a parametrização das variáveis para o cômputo da massa e do efeito térmico da mudança dos trocadores de calor. Por fim a frente de Pareto foi traçada, apontando uma região de configurações ótimas a considerar o *trade-off* entre a massa do sistema e o consumo de energia. Nos casos limites, se verificou uma possibilidade de redução de  $\sim 18\%$  para o consumo mantendo a massa constante e  $\sim 4\%$  para a massa mantendo-se o consumo constante.

Como sugestão para trabalhos futuros, recomenda-se:

- (i) Realizar um dimensionamento adequado dos trocadores de calor para aplicação com o compressor rotativo, de modo a minimizar as diferenças de temperatura nos trocadores de calor, já que este compressor está superdimensionado para o sistema em questão;
- (ii) Avaliar o comportamento transiente refrigerador portátil com simulação de carga e abertura de porta;
- (iii) Avaliar a aplicação do compressor linear proposto em cassetes para refrigeradores domésticos, com um compressor dedicado para cada compartimento;
- (iv) Viabilizar o uso do sistema proposto com o compressor linear para aplicação em sistemas *off-grid*, visando o uso de baterias e placas solares, utilizando da otimização proposta para reduzir a massa total do sistema ou o consumo, baseado na capacidade disponibilizada pelas baterias.

## 7. BIBLIOGRAFIA

---

- ASHRAE Standard S23. Methods of testing rating positive displacement refrigerant compressor and condensing units. **American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers**. Atlanta, GA, USA, 1993.
- AW, K. T.; OOI, K. T. A review on sliding vane and rolling piston compressors. **Machines**, v. 9, n. 6, 2021.
- BANSAL, P. K.; CHIN, T. C. Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser simulation et optimisation d'un condenseur a tubes et fils Mode. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, p. 601–613, 2003.
- BANSAL, P. K.; MARTIN, A. Comparative study of vapour compression, thermoelectric and absorption refrigerators. **International Journal of Energy Research**, v. 24, n. 2, p. 93–107, 2000.
- BARBOSA, J. R.; RIBEIRO, G. B.; DE OLIVEIRA, P. A. A state-of-the-art review of compact vapor compression refrigeration systems and their applications. **Heat Transfer Engineering**, v. 33, n. 4–5, p. 356–374, 2012.
- BENFORD, D. J.; POWERS, T. J.; MOSELEY, S. H. Thermal conductivity of Kapton tape. **Cryogenics**, v. 39, n. 1, p. 93–95, 1999.
- BERIZZI, Alberto et al. Multiobjective optimization techniques applied to modern power systems. In: 2001 IEEE Power Engineering Society Winter Meeting. Conference Proceedings (Cat. No. 01CH37194). **IEEE**, 2001. p. 1503-1508.
- BOENG, Joel. **Uma metodologia para a seleção do par tubo capilar-carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.
- CHOW L. C., Carter III H. C., Kapat J. S., Laveau A., Sundaram K. B., Vaidya J. Component Fabrication and Testing for a Meso-Scale Refrigerator. **American Institute of Aeronautics and Astronautics** 99-4154, 1999.

- DESCHAMPS, Cesar José. **Teoria e modelagem de compressores de refrigeração** – EMC410174. 5 de out. à 30 de nov. de 2019. Notas de aula da disciplina de pós-graduação.
- DE PAULA, I. B., **Análise de Incertezas**, Laboratório de Engenharia de Fluidos, Engenharia Mecânica, PUC-RIO, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- DOMANSKI, P. A. e DIDION, D. A. Evaluation of suction-line/liquid -line heat exchange in the refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 17, n. 7, p. 487–493, 1994.
- GHOLAP, A. K.; KHAN, J. A. Design and multi-objective optimization of heat exchangers for refrigerators. **Applied Energy**, v. 84, n. 12, p. 1226-1239, 2007.
- GOMES, A. R. **Análise comparativa de mecanismos de compressão para aplicação em refrigeração doméstica**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.
- GONÇALVES, Joaquim Manoel. **Desenvolvimento e aplicação de uma metodologia para a análise térmica de refrigeradores domésticos em regime permanente**. 2004. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.
- GONÇALVES, J. M.; MELO, C.; HERMES, C. J. L. A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 8–9, p. 1622–1630, 2009.
- GOSNEY, William Bell. **Principles of Refrigeration**. Cambridge: Cambridge University Press, 1982.
- GRANRYD, Eric. **Introduction to refrigerating engineering**. Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Royal Institute of Technology, 1998.
- HERMES, Christian Johann Losso. **Uma metodologia para a simulação transiente de**



- refrigeradores domésticos.** 2006. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.
- HERMES, C. J. L. et al. Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation. **Applied Energy**, v. 86, n. 7–8, p. 1311–1319, 2009.
- HERMES, C. J. L. Alternative evaluation of liquid-to-suction heat exchange in the refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 8, p. 2119–2127, 2013.
- HERMES, C. J. L.; BARBOSA, J. R. Thermodynamic comparison of Peltier, Stirling, and vapor compression portable coolers. **Applied Energy**, v. 91, n. 1, p. 51–58, 2012.
- HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T. Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p. 1029–1034, 2013.
- HESSELGREAVES, John E.; LAW, Richard; REAY, David. **Compact heat exchangers: selection, design and operation.** Oxford: Butterworth-Heinemann 2016.
- HORN, J.; NAFFLOITIS, N.; GOLDBERG, D. E. Pareto genetic-algorithm for multi-objective optimization. In: **Proceedings of the 1st IEEE conference on evolutionary algorithm.** pp. 82–7, 1994.
- IIR, T. et al. 29th Informatory Note on refrigeration technologies: The role of refrigeration in the economy. **Vacuum**, v. 13, n. 5, p. 210, 2020.
- ISOGUM. **Avaliação de Dados de Medição: Guia para a Expressão de Incerteza de Medição**, 1ª Edição brasileira, ABNT, INMETRO, 2008.
- ISO 8561. “Household Frost-free Refrigerating Appliances e Refrigerators, Refrigerator-freezers, Frozen Food Storage Cabinets and Food Freezers Cooled by Internal Forced Air Circulation e Characteristics and Test Methods”. **International Organisation for Standardisation.** Geneva, Switzerland, 1995.

ISO/FDIS 15502. “Household refrigerating appliances – characteristics and test methods”.

**International organization for standardization.** Geneva, Switzerland, 2005.

IEC 62552. “Household Refrigerating Appliances e Characteristics and Test Methods”,

**International Electrotechnical Commission.** Geneva, Switzerland, 2007.

JEONG, S. How difficult is it to make a micro refrigerator? **International Journal of**

**Refrigeration**, v. 27, n. 3, p. 309–313, 2004.

KAHN, A. L.; KRISTENSEN, D.; RAO, R. Extending supply chains and improving

immunization coverage and equity through controlled temperature chain use of vaccines. **Vaccine**, v. 35, n. 17, p. 2214–2216, 2017.

KAYS, William Morrow; LONDON, Alexander Louis. **Compact heat exchangers.** USA, 1984.

KLEIN, S.A. Engineering Equation Solver. Version 10.834-3D. F-Chart Software, Madison, WI, USA, 1998.

LIANG, K. A review of linear compressors for refrigeration. **International Journal of**

**Refrigeration**, v. 84, p. 253–273, 2017.

MELO, C.; TORQUATO VIEIRA, L. A.; PEREIRA, R. H. Non-adiabatic capillary

tube flow with isobutane. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, n. 14, p. 1661–1672, 2002.

MERTES, A. **The Cool History of Portable Coolers - Quality Logo Products.pdf.**

Disponível em: <<https://www.qualitylogoproducts.com/blog/the-history-of-portable-coolers/>>. Acesso em: 21 abr. 2020.

MITISHITA, R. S. *et al.* Thermoeconomic design and optimization of frost-free refrigerators.

**Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p. 1376–1385, 2013.

MONTAGNER, Gustavo Portella. **Um estudo da aplicação de ciclos transcíticos de**

**CO<sub>2</sub> em sistemas comerciais de refrigeração.** 2013. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

- NEGRÃO, C. O. R.; HERMES, C. J. L. Energy and cost savings in household refrigerating appliances: A simulation-based design approach. **Applied Energy**, v. 88, n. 9, p. 3051–3060, 2011.
- NGATCHOU, P.; ZAREI, A.; EL-SHARKAWI, A. Pareto multi objective optimization. In: Proceedings of the 13th International Conference on, Intelligent Systems Application to Power Systems. **IEEE**, 2005. p. 84-91.
- NIHF. **National Inventors Hall of Fame**. Disponível em: <<https://www.invent.org/inductees/otis-ray-mcintire>>. Acesso em: 22 abr. 2020.
- OLIVEIRA, K. S. M.; CARDOSO, R. P.; HERMES, C. J. L. Numerical assessment of the thermodynamic performance of thermoelectric cells via two-dimensional modelling. **Applied Energy**, v. 130, p. 280–288, 2014.
- SENGUPTA, Raghu Nandan; GUPTA, Aparna; DUTTA, Joydeep. **Decision sciences: theory and practice**. Crc Press, 2016.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill, 1981.
- SUNG, T. et al. Development of a novel meso-scale vapor compression refrigeration system (mVCRS). **Applied Thermal Engineering**, v. 66, n. 1–2, p. 453–463, 2014.
- VINEYARD, E. et al. Superinsulation in Refrigerators and Freezers \*. 1998.
- WALTRICH, Maicon. **Projeto e otimização de cassetes de refrigeração para aplicações comerciais**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.
- WARREN W. L., DUBOIS L. H., WAX S. G., GARDOS M.N. and FEHRENBACHER L. L. “Mesoscale Machines and Electronics—“There’s Plenty of Room in the Middle”.” **International Mechanical Engineering Congress and Exhibition**, 1999: 3-8.

- YEE, Ricardo Peng. **Aplicabilidade de sistemas de refrigeração por compressão mecânica d vapor na mesoescala: uma análise termodinâmica**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2017.
- YEE, R. P.; HERMES, C. J. L. Thermodynamic design of a mesoscale vapor compression cooling device. **Applied Thermal Engineering**, v. 147, n. April 2018, p. 509–520, 2019.

## APÊNDICE I – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

---

Os resultados experimentais obtidos *in-loco* no decorrer do presente projeto estão dispostos nas Tabelas 8.1 a 8.4. A potência consumida engloba o consumo do sistema inteiro e a capacidade de refrigeração é dada pela soma da carga térmica e da potência consumida pelos resistores para manter o sistema na condição especificada.

Legenda das variáveis:

$Index$ : número do teste em ordem cronológica

$T_{gab}$ : Média dos termopares distribuídos no interior do gabinete

$T_{evap}$ : Temperatura de evaporação, medida na entrada do evaporador

$T_{cond}$ : Temperatura de condensação, medida no meio do trocador

$T_{suc}$ : Temperatura de sucção medida no tubo, a 10 cm do compressor

$T_{desc}$ : Temperatura de descarga, a 10 cm do compressor

$T_{amb}$ : Temperatura do ambiente externo

$\dot{Q}_{ev}$ : Capacidade de refrigeração em regime permanente

$\dot{W}_k$ : Potência total consumida pelo sistema

$ROT$ : Frequência de operação do compressor

$T_f$ : Temperatura do sumidouro frio (Termoelétrico)

$T_q$ : Temperatura do sumidouro quente (termoelétrico)

Tabela I.1 - Dados experimentais para o sistema com o compressor biela-manivela

Index	T <sub>gab</sub>	T <sub>amb</sub>	T <sub>evap</sub>	T <sub>cond</sub>	T <sub>suc</sub>	T <sub>desc</sub>	Q <sub>ev</sub>	W <sub>k</sub>
-	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W	W
1	-4,2	15,9	-17,4	23,8	21,6	35,9	32,6	27,0
2	-0,4	16,0	-15,0	24,8	23,0	36,8	37,0	28,1
3	3,8	15,8	-12,9	24,9	24,2	36,8	41,4	28,9
4	7,7	15,8	-10,8	25,3	25,5	36,6	45,9	29,7
5	12,0	16,2	-8,4	26,7	27,3	36,7	50,9	30,5
6	-4,3	25,4	-15,8	32,0	29,6	46,6	29,2	28,6
7	-0,8	25,4	-14,0	32,7	30,6	47,4	32,4	29,7
8	3,2	25,9	-11,1	33,5	32,5	48,1	37,6	31,4
9	7,9	25,8	-9,1	33,0	33,7	47,6	41,9	32,4
10	12,0	24,9	-7,0	34,4	34,4	45,9	47,2	33,2
11	-4,0	32,6	-14,7	38,3	35,4	54,8	26,0	28,9
12	0,7	32,1	-12,4	40,7	36,6	55,9	30,2	30,7
13	4,0	32,5	-10,1	39,7	37,9	56,0	34,7	32,4
14	8,1	32,6	-7,8	40,7	39,3	55,5	39,2	33,8
15	12,1	32,6	-5,6	40,7	40,7	54,5	44,0	35,0

Tabela I.2 – Dados experimentais para o sistema operando com o compressor linear

Index	T <sub>gab</sub>	T <sub>amb</sub>	T <sub>evap</sub>	T <sub>cond</sub>	T <sub>suc</sub>	T <sub>desc</sub>	Q <sub>ev</sub>	W <sub>k</sub>
-	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W	W
1	0,1	25,4	-10,3	34,3	28,7	39,1	36,9	18,6
2	-4,0	25,3	-13,3	33,3	28,0	38,6	33,4	18,6
3	4,0	24,9	-7,4	34,8	28,8	39,0	40,5	18,6
4	7,9	25,2	-4,3	35,7	29,5	39,5	43,2	18,6
5	12,3	25,2	-1,0	36,4	30,0	39,7	46,2	18,6
6	12,1	16,0	-3,8	28,8	22,8	31,5	52,9	18,7
7	-0,1	15,8	-12,7	26,2	20,5	30,4	42,7	18,7
8	8,1	16,1	-6,5	28,0	22,0	31,2	49,4	18,8
9	4,0	15,8	-9,6	26,9	21,0	30,6	45,6	18,8
10	-4,1	16,1	-15,8	25,5	20,1	30,2	38,1	18,8
11	4,4	32,2	-4,8	40,2	34,8	45,1	32,0	18,5
12	8,1	32,1	-2,0	40,8	35,1	45,3	34,9	18,5
13	11,9	31,8	1,0	41,3	35,3	45,4	38,1	18,5
14	0,0	32,1	-7,8	38,9	34,2	44,4	27,8	18,5
15	-3,9	32,1	-10,6	38,0	33,8	43,9	24,6	18,5

Tabela I.3 – Dados experimentais para o sistema operando com o compressor rotativo

Index	T <sub>gab</sub>	T <sub>amb</sub>	T <sub>evap</sub>	T <sub>cond</sub>	T <sub>suc</sub>	T <sub>desc</sub>	Q <sub>ev</sub>	W <sub>k</sub>	ROT
-	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W	W	Hz
1	-4,1	16,1	-24,0	35,2	20,9	61,8	61,8	63,4	58
2	-0,2	16,0	-21,1	37,5	21,4	65,0	75,1	68,0	58
3	3,9	15,9	-21,5	37,4	21,3	64,6	69,7	66,7	58
4	8,0	16,2	-18,6	40,2	21,7	68,3	78,5	71,9	58
5	12,0	16,1	-15,8	43,5	21,9	72,7	89,4	77,7	58
6	-4,1	25,0	-22,2	44,5	30,6	75,4	62,2	70,8	58
7	0,2	25,3	-18,1	49,0	31,4	81,7	75,5	77,0	58
8	4,0	25,2	-16,8	49,4	30,4	83,3	79,9	83,3	58
9	7,8	25,1	-16,0	49,8	32,3	83,8	80,1	83,8	58
10	12,2	25,1	-14,6	50,9	31,9	85,8	83,6	86,5	58
11	-4,1	32,0	-21,7	50,6	39,8	85,0	49,8	75,5	58
12	0,0	32,0	-19,3	52,8	38,5	88,8	56,3	78,5	58
13	4,0	32,1	-15,1	56,9	39,1	95,8	68,6	82,6	58
14	7,9	32,1	-13,5	58,0	41,8	98,1	71,9	97,2	58
15	12,1	32,1	-12,5	58,8	42,9	100,0	74,5	99,3	58
16	-4,1	16,1	-22,9	30,2	20,6	47,8	49,5	44,4	40
17	-0,1	16,0	-19,7	32,6	20,9	51,1	59,8	47,7	40
18	4,0	16,0	-17,3	33,8	21,2	52,8	65,6	49,3	40
19	8,0	16,1	-14,4	36,6	21,3	55,7	74,0	52,9	40
20	12,0	15,9	-14,8	35,6	20,4	55,0	70,9	51,5	40
21	-4,1	25,2	-20,4	40,2	29,2	61,8	50,0	51,9	40
22	0,0	25,0	-17,8	41,8	29,2	64,6	56,8	54,9	40
23	3,9	25,1	-16,4	42,4	29,4	65,5	59,7	56,6	40
24	8,1	25,1	-13,9	44,2	29,8	68,4	66,8	60,0	40
25	12,1	24,9	-11,0	46,4	30,3	72,4	74,2	64,5	40
26	-4,0	32,1	-18,4	47,4	36,0	73,2	46,6	58,6	40
27	0,0	31,9	-16,9	48,1	36,3	74,4	49,7	59,0	40
28	4,1	31,9	-14,2	49,8	36,8	78,1	56,9	63,7	40
29	8,0	31,9	-11,1	52,5	37,6	81,8	65,5	66,4	40
30	12,1	32,0	-9,0	54,0	37,8	84,8	71,3	72,3	40



Tabela I.4 – Dados experimentais para o sistema termoeletrico

Index	T <sub>gab</sub>	T <sub>amb</sub>	T <sub>f</sub>	T <sub>q</sub>	Q <sub>ev</sub>	W <sub>k</sub>
-	°C	°C	°C	°C	W	Wk
1	5,4	16,2	-3,1	33,1	10,0	49,0
2	10,5	16,2	0,6	33,7	14,9	49,1
3	0,1	16,1	-7,1	32,2	5,1	48,9
4	15,6	15,9	4,3	34,2	19,9	49,3
5	-4,4	16,0	-10,1	32,1	0,0	48,3
6	2,1	24,2	-4,1	39,1	0,0	46,7
7	13,1	24,2	4,0	40,6	10,1	47,0
8	7,5	24,1	-0,2	39,8	5,0	46,8
9	18,4	24,1	7,8	41,3	15,0	47,1
10	23,8	24,2	11,7	42,0	19,9	47,2
11	1,8	23,8	-4,7	38,5	0,0	46,8
12	19,2	23,7	8,6	41,3	20,1	47,3
13	9,8	32,1	3,2	46,7	0,0	44,9
14	15,0	32,1	7,1	47,2	5,0	44,7
15	20,2	32,2	10,9	47,9	9,9	44,8
16	3,8	25,7	-2,7	40,2	0,0	45,8
17	4,0	25,0	-2,5	39,8	0,9	46,2
18	7,9	24,6	0,7	40,5	4,9	46,1
19	11,8	24,8	3,3	41,0	8,3	46,4
20	7,8	24,9	0,4	40,7	4,3	46,1
21	3,9	24,8	-2,4	40,4	1,2	46,0
22	3,6	25,1	-2,6	40,5	0,0	46,0
23	3,6	25,2	-2,5	40,6	0,0	46,0
24	11,4	16,0	1,2	33,8	15,0	48,0
25	8,0	15,8	-1,4	32,9	12,2	48,1
26	4,1	16,1	-4,3	32,7	8,2	47,9
27	0,1	15,8	-7,3	31,8	4,7	48,0
28	-3,9	16,1	-10,2	31,4	1,6	47,8
29	10,0	32,2	3,7	46,5	0,0	44,1
30	10,0	32,1	3,7	46,5	0,0	43,9
31	12,5	31,8	5,6	46,6	2,7	43,9

## APÊNDICE II – COMPARAÇÃO ENTRE OS REFRIGERANTES UTILIZADOS

Adotando a configuração original do sistema (compressor biela-manivela) como base, o consumo com o linear foi ~50 % menor, contabilizando também a mudança de fluido refrigerante. Para avaliar o impacto da mudança do refrigerante no sistema, foi realizada uma avaliação em um ciclo padrão de refrigeração, com temperatura em uma condição média de  $T_{cond} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_{evap} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$  (o que reflete a condição de  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  para o ambiente considerando o  $\Delta T$  nos trocadores), considerando  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  de superaquecimento útil no evaporador. Os parâmetros avaliados foram:

- (i) Efeito refrigerante e trabalho de compressão específicos
- (ii) COP para um ciclo padrão
- (iii) Efeito refrigerante e trabalho específico volúmicos

A Figura II.1 mostra o efeito refrigerante específico, o trabalho específico de compressão isentrópica e o COP para a condição analisada.

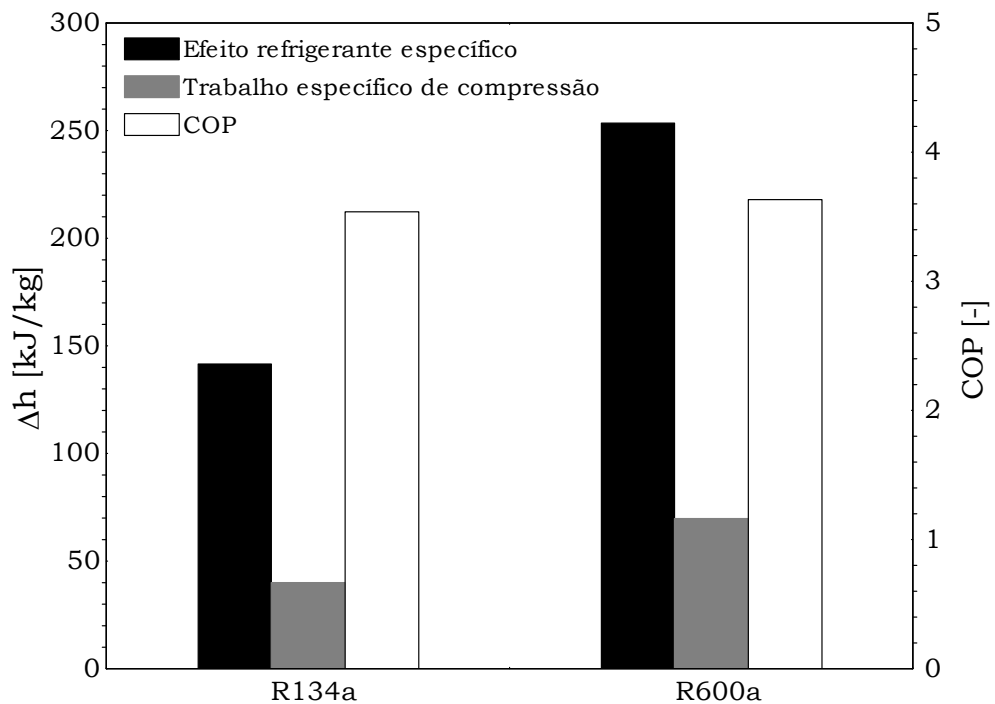


Figura II.1 – Comparação de propriedades específicas entre R-134a e R-600a

Observando apenas o ciclo de refrigeração padrão, apesar de haver uma diferença significativa entre os valores de efeito refrigerante específico, o aumento do observado para o COP utilizando o R-134a para o R-600a é de apenas ~3 %.

Para avaliar o efeito da mudança de fluido refrigerante no tamanho do compressor (deslocamento volumétrico), o efeito refrigerante volúmico e o trabalho volúmico de compressão isentrópica são apresentados na Figura II.2.

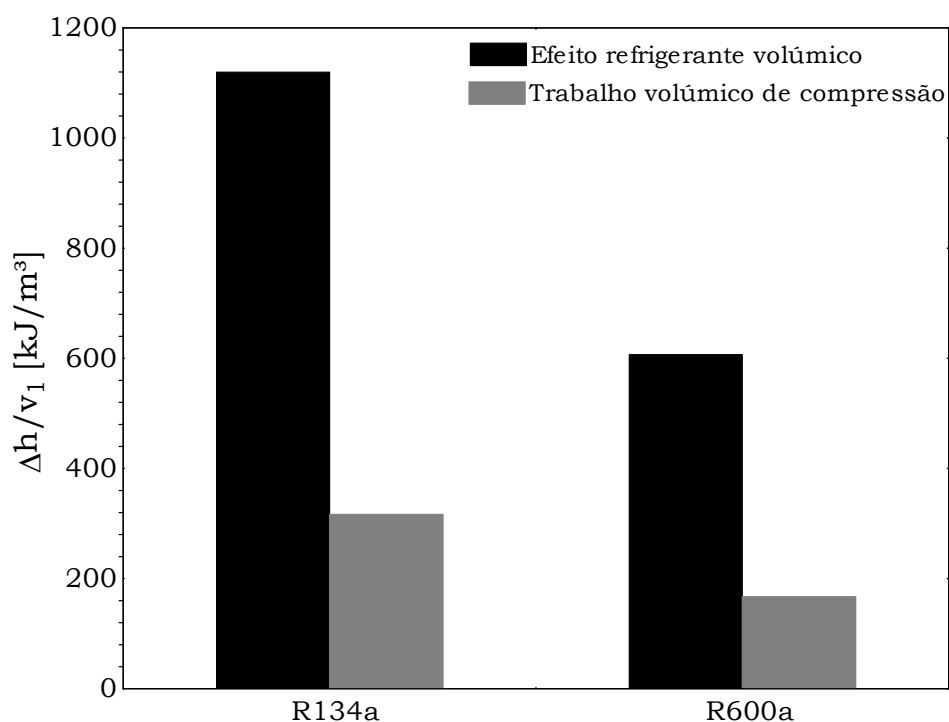


Figura II.2 – Comparação de propriedades volúmicas entre R-134a e R-600a

Na prática, um maior efeito refrigerante volúmico significa um menor deslocamento volumétrico (tamanho do compressor), para uma mesma capacidade de refrigeração (MONTAGNER, 2013). Assim, o que se percebe é que o uso do isobutano como refrigerante acarreta em um compressor maior, apesar de que o efeito no COP ser pouco significativo. No entanto o deslocamento volumétrico do compressor é dado pelo produto entre a frequência de operação do pistão e o volume deslocado, tal que:

$$\dot{V} = Vf \quad (\text{II.1})$$

onde  $f$  representa o número de ciclos realizados por segundo (frequência), em Hz e  $V$  o tamanho da câmara de compressão, em  $\text{m}^3$ . O compressor biela-manivela analisado opera

com rotação fixa em 60 Hz, enquanto o compressor linear atinge frequências de operação mais elevadas, por necessitar operar na frequência de ressonância. Dessa forma, o deslocamento volumétrico pode ser compensado tanto pela frequência de operação como pelo tamanho da câmara de compressão. Como o compressor linear possui menos pares tribológicos e não necessita de um mecanismo de transmissão biela-manivela, maiores frequências de operação podem ser atribuídas, mantendo-se uma configuração compacta.

Adicionalmente, a Figura II.3 apresenta o comportamento do efeito refrigerante volúmico em função da temperatura de evaporação para um ciclo padrão de refrigeração para os dois refrigerantes escolhidos para 3 níveis de temperatura de condensação. Conforme a temperatura de evaporação aumenta, a distância entre os efeitos refrigerantes volúnicos do R-134a e do R-600a também aumenta, confirmando a necessidade de um deslocamento volumétrico maior para o caso do isobutano.

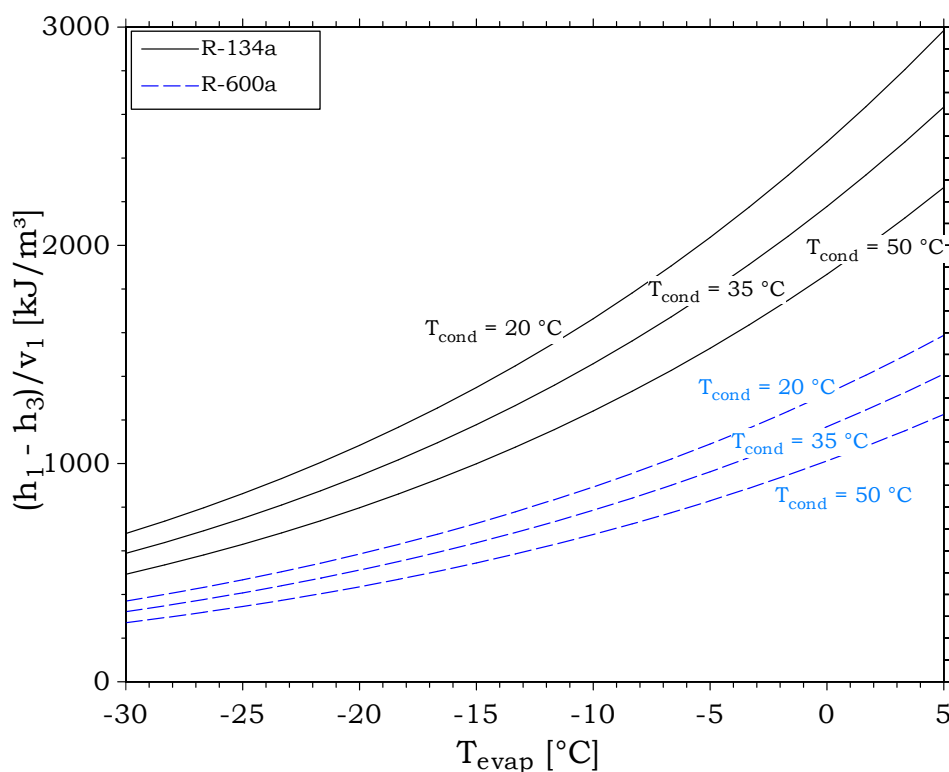


Figura II.3 – Efeito refrigerante volúmico R-134a e R-600a

De forma similar, o trabalho volúmico de compressão isentrópica é apresentado na Figura II.4 em função da temperatura de evaporação, de acordo com um ciclo padrão de refrigeração, para o R-134a e o R-600a.

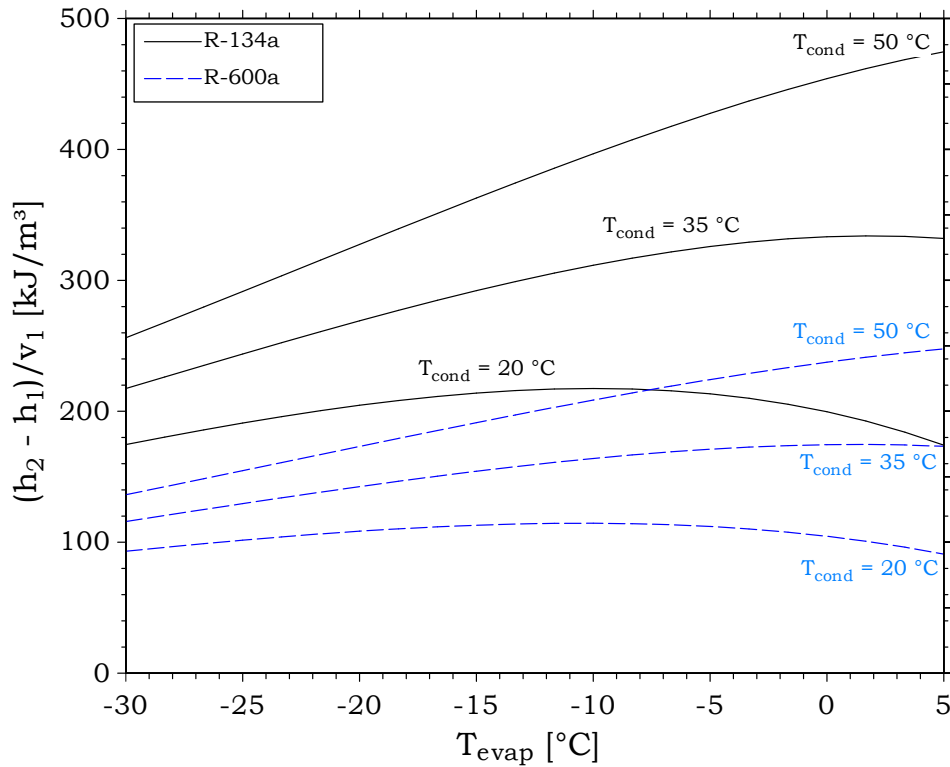


Figura II.4 – Trabalho volúmico de compressão R-134a e R-600a

Para uma temperatura de condensação constante, o trabalho de compressão isentrópica  $(h_2 - h_1)_s$  aumenta com a temperatura de evaporação, mas o volume específico na sucção ( $v_1$ ) também aumenta, demonstrando um ponto de máximo para a sua razão, representada pelo trabalho volúmico de compressão. O trabalho volúmico de compressão isentrópica pode ser visto também como a pressão média efetiva atuando sobre o pistão de um compressor de deslocamento positivo ideal, onde a potência necessária para levar o refrigerante da pressão de sucção até a condensação aumenta com a temperatura de evaporação e depois diminui, sendo uma característica importante na seleção do fluido e do compressor (GOSNEY, 1982).

Portanto, embora seja necessário um compressor maior para a operação com o refrigerante R-600a, o coeficiente de performance não é fortemente influenciado pela mudança de fluido, como visto na Figura II.1, atribuindo o aumento de eficiência do sistema operando com o linear diretamente à eficiência do compressor em si.

## APÊNDICE III – ANÁLISE DE INCERTEZA

---

### CONCEITOS

Nenhuma medição de grandeza física é exata, há sempre um erro atribuído ao valor encontrado. De acordo com De Paula (2014), este erro é a diferença entre o valor medido e o valor verdadeiro da grandeza, o qual raramente é conhecido. Portanto é necessária a determinação de uma incerteza experimental, um valor possível para o erro de medição, que define uma faixa para o valor verdadeiro.

Através da incerteza de medição é possível avaliar a confiabilidade dos dados obtidos, validando qualitativamente o resultado e verificando se o objeto das medições está dentro das especificações e requisitos de qualidade.

Há vários fatores que influenciam no resultado de uma incerteza de medição, a qual é composta por componentes agrupados em duas categorias principais (ISOGUM, 2008):

Incerteza do Tipo A: proveniente da repetibilidade dos experimentais, baseada em métodos estatísticos, com um desvio padrão dado por:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_i^N (X_i - \bar{X})^2}{N - 1}} \quad (\text{III.1})$$

Onde  $s$  é o desvio padrão da amostra,  $N$  a quantidade de medições realizadas,  $X_i$  o valor medido e  $\bar{X}$  a média da medição.

Incerteza do Tipo B: baseada em métodos não estatísticos, como a especificação do aparelho utilizado.

### METODOLOGIA

#### **Medições diretas**

Medições diretas são feitas comparando a grandeza a ser medida com uma unidade. No presente trabalho, as variáveis de medição direta incluem todas as temperaturas medidas pelos termopares do tipo T, e as medições aferidas pelo analisador digital de potência Yokogawa WT230.

De acordo com Gonçalves (2004), as incertezas podem ser calculadas da seguinte maneira:

$$u = \sqrt{u_0^2 + s^2} \quad (\text{III.2})$$

onde  $u_0$  é a incerteza padrão do tipo B do aparelho de medição e  $s$  a incerteza do tipo A, dada pelo desvio padrão.

### Medições indiretas

Medições indiretas são aquelas obtidas por derivação matemática de grandezas medidas diretamente. Tomando por exemplo uma variável  $G$ , onde  $G = f(X_1, X_2, X_3)$ , a incerteza pode ser expressa por:

$$u(G) = \sqrt{\left(\frac{\partial G}{\partial X_1} u(X_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial X_2} u(X_2)\right)^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial X_3} u(X_3)\right)^2} \quad (\text{III.3})$$

De forma geral, a incerteza de medição de uma variável indireta, denominada lei de propagação das incertezas de medição, e pode ser expressa por:

$$y = f(X_1, X_2, \dots, X_N) \rightarrow u = \sqrt{\sum_{i=0}^N \left(\frac{\partial y}{\partial X_i} u(X_i)\right)^2} \quad (\text{III.4})$$

Que será a forma utilizada para derivar as incertezas de medições indiretas neste trabalho.

### Incerteza expandida

Ainda de acordo com o ISOGUM (2008), incerteza expandida é a medida adicional de incerteza que permite fornecer um intervalo de valores que podem ser razoavelmente atribuídos ao mensurando, podendo ser obtida através de:

$$U = ku(y) \quad (\text{III.5})$$

em que  $U$  é a incerteza expandida para determinada variável,  $u(y)$  é a incerteza-padrão combinada, e  $k$  é o coeficiente de *t-student*, sendo igual a 2, para um nível de confiança de 95%. Os resultados dos mensurandos são então expressos por:

$$Y = y \pm U \quad (\text{III.6})$$

em que  $Y$  é o mensurando,  $y$  o valor médio da medição e  $U$  a incerteza expandida.

## RESULTADOS

Como discutido anteriormente, cada incerteza está relacionada a um desvio padrão de dados obtidos, portanto foi encontrada uma incerteza para cada condição dos testes realizados baseada em amostras de 30 minutos de teste com uma aquisição realizada a cada 10 segundos. A incerteza final para cada variável foi adotada como o maior valor obtido entre todos os testes. A Tabela III.1 mostra as incertezas obtidas para as medições diretas do sistema CMV, seguida pela Tabela III.2 que dispõe das medições indiretas.

Tabela III.1 – Incertezas associadas às medições diretas para o sistema CMV

Variável	$U$
$T_{ev}$ , °C	0,93
$\dot{W}_{res}$ , W	0,38
$\dot{W}_k$ , W	1,04

Tabela III.2 – Incertezas associadas às medições indiretas para o sistema CMV

Variável	$U$
$T_{gab}$ , °C	0,19
$T_{cond}$ , °C	0,58
$T_{suc}$ , °C	0,37
$T_{amb}$ , °C	0,23
$\Delta T_f$ , °C	0,69
$\Delta T_q$ , °C	0,61
$\dot{Q}_{ev}$ , W	0,50
$COP_r$ , W/W	0,04
$COP_i$ , W/W	0,17
$COP_{ii}$ , W/W	0,10
$\eta_i$ , -	0,01
$\eta_e$ , -	0,01
$\eta_{ref}$ , -	0,01
$RTR$ , -	0,03
$CE$ , kWh/mês	0,89



As Tabelas 10.3 e 10.4 apresentam as incertezas encontradas para as principais variáveis do sistema TE.

Tabela III.3 – Incertezas associadas às medições diretas para o sistema TE

Variável	$U$
$T_q, \text{ }^\circ\text{C}$	0,71
$T_f, \text{ }^\circ\text{C}$	0,53
$\dot{W}_{res}, \text{ W}$	0,33
$\dot{W}_k, \text{ W}$	0,16

Tabela III.4 – Incertezas associadas às medições indiretas para o sistema TE

Variável	$U$
$T_{gab}, \text{ }^\circ\text{C}$	0,20
$T_{amb}, \text{ }^\circ\text{C}$	0,23
$\Delta T_f, \text{ }^\circ\text{C}$	0,57
$\Delta T_q, \text{ }^\circ\text{C}$	0,75
$\dot{Q}_{ev}, \text{ W}$	0,36
$COP_r, \text{ W/W}$	0,01
$COP_i, \text{ W/W}$	0,32
$COP_{ii}, \text{ W/W}$	0,22
$\eta_i, \text{ -}$	0,01
$\eta_e, \text{ -}$	0,01
$\eta_{ref}, \text{ -}$	0,01
$RTR, \text{ -}$	0,04
$CE, \text{ kWh/mês}$	0,89

## APÊNDICE IV – ENSAIOS COM OS COMPRESSORES

### O CALORÍMETRO DE CICLO QUENTE

De forma genérica, ensaios experimentais podem ser realizados para a determinação dos parâmetros operacionais dos compressores através de calorímetros de ciclo quente, que basicamente controlam a capacidade de refrigeração através de um *by-pass* de gás quente na descarga do compressor, como mostra a Figura IV.1.

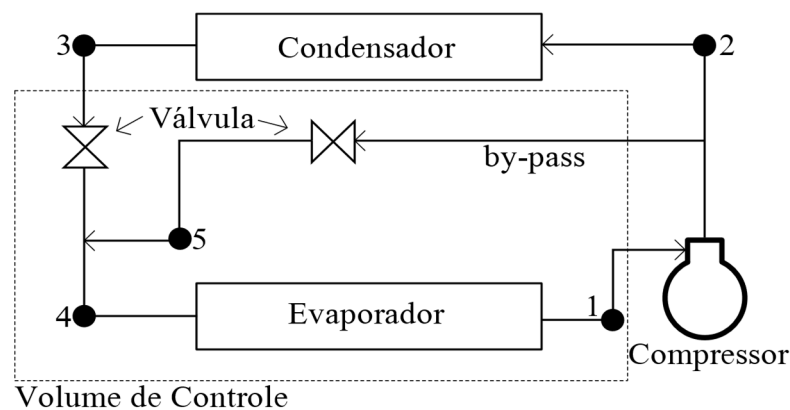


Figura IV.1 – Ciclo de refrigeração com *by-pass* de gás quente  
Fonte: Hermes, 2006

Analisando o ciclo, e deduzindo um balanço de energia no volume de controle, obtemos a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{ev} = \omega(h_1 - h_3) - y\omega(h_2 - h_3) \quad (\text{IV.1})$$

onde  $\omega$  é a vazão mássica total do refrigerante,  $y$  a fração de massa que escoou pelo *by-pass*. A capacidade de refrigeração quando não há o *by-pass* pode ser expressa por  $\omega(h_1 - h_3)$ , já  $y\omega(h_2 - h_3)$  representa a redução de capacidade na presença do *by-pass*. Para uma capacidade de refrigeração nula, obtém-se:

$$y = \frac{(h_1 - h_3)}{(h_2 - h_3)} \quad (\text{IV.2})$$

Esta expressão mostra que as condições de operação não dependem do evaporador, que pode ser completamente eliminado do sistema termodinâmico (HERMES, 2006). Gosney (1982)

afirma que a retirada do evaporador do circuito, elimina uma fonte de calor que deveria ser removida no condensador, assim o condensador tem seu tamanho reduzido.

O princípio termodinâmico de um calorímetro de ciclo quente é ilustrado no diagrama pressão-entalpia pela Figura IV.3. As condições de operação são controladas por válvulas de expansão que controlam as pressões de sucção e descarga além do fluxo de massa no *by-pass* e no compressor. A temperatura de sucção é controlada pela mistura nos pontos 4 e 5. O calorímetro de ciclo quente, opera apenas na região de vapor superaquecido, comais detalhes constitutivos disponíveis na norma ASHRAE Standard S23 (1993) (HERMES, 2006).

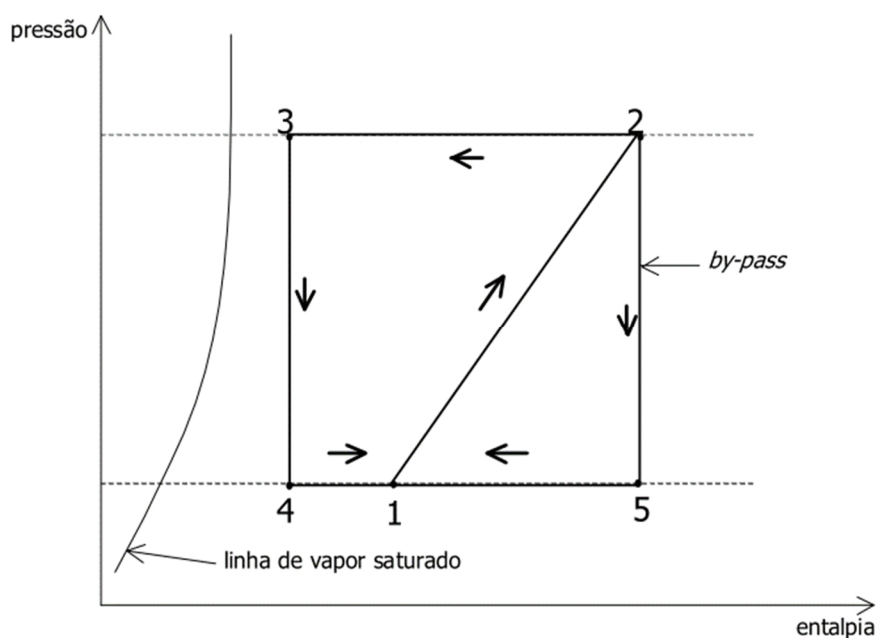


Figura IV.2 – Ciclo de refrigeração com by-pass de gás quente

Fonte: Hermes, 2006

## DESCRIÇÃO DA BANCADA UTILIZADA

O circuito de ciclo quente utilizado é referenciado na figura IV.3, onde o ponto 1 representa o compressor ensaiado, 2 o transdutor de fluxo de massa, 3 a válvula micrométrica de alta, 4 o cilindro de suprimento com resistência elétrica, 5 a válvula micrométrica de baixa e 6 o trocador de calor. A sequência numérica obedece ao sentido do escoamento de refrigerante no circuito.

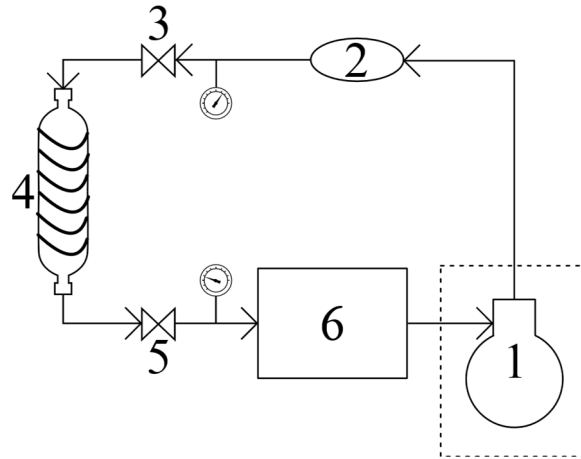


Figura IV.3 – representação esquemática do calorímetro de ciclo quente utilizado

O transdutor de fluxo de massa é responsável por medir a vazão de fluido refrigerante enquanto as válvulas regulam as pressões do sistema. O cilindro é basicamente um vaso de pressão que serve como reservatório de refrigerante, atuando como um *buffer*, de modo a providenciar carga suficiente para diversas condições de teste. O resistor serve para reduzir a inércia térmica no início do experimento, garantindo que haja penas fluido na forma de vapor superaquecido no sistema, seguido pelo trocador de calor, que garante o controle da temperatura de sucção, através da rejeição de calor para o ambiente.

As variáveis controladas são: as pressões de descarga e sucção; a temperatura de sucção e a temperatura do box. Esta última, em específico, é realizada através da ação conjunta entre um sistema secundário de refrigeração e resistências. A tensão de alimentação do compressor é fornecida de acordo com as especificações do fabricante, e, no caso de um compressor de rotação variável, a frequência de operação também é controlada. As variáveis resultantes são basicamente: a potência consumida; a vazão mássica e a temperatura de descarga, que, referenciadas nas condições de operação, fornecem as características de desempenho do compressor. A figura IV.4 ilustra o diagrama de informações do experimento.

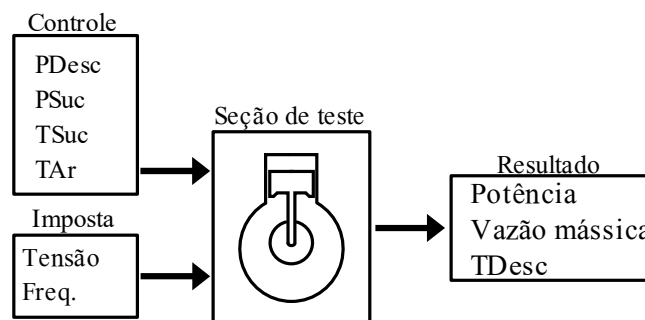


Figura IV.4 – Diagrama de informações dos testes de calorímetro

Quanto ao procedimento de ensaio, ao acoplar o compressor no ciclo quente, é ligado o controle de temperatura do *box* climatização do box e o compressor a ser testado. As pressões de sucção e descarga são controladas através da ação conjunta entre as válvulas manuais, automáticas e ação do compressor. O compressor fica em operação até que as temperaturas, pressões e fluxo de massa se estabilizem nas condições específicas, atingindo o requisito de regime permanente, dando sequência na aquisição dos dados durante um período de aproximadamente 10 minutos por teste. As variáveis de resposta são obtidas através da média do período estabilizado.

Quanto à instrumentação das amostras ensaiadas, foram medidas as pressões e temperaturas do fluido refrigerante na sucção e descarga do compressor, temperaturas na superfície externa e ambiente da seção de teste, fluxo de massa, além grandezas elétricas, como a tensão, corrente e potência. Os termopares utilizados são do tipo “pingo” para a superfície. A medição da temperatura da carcaça é realizada em 4 pontos, 3 dos quais localizados no nível do óleo lubrificante e 1 termopar na parte superior da carcaça. As temperaturas de sucção e descarga são aferidas na parte externa do tubo, localizadas à 18 e 14 centímetros do compressor respectivamente. Para o ambiente são utilizados 3 termopares do tipo “T”, distribuídos no ar circundante ao compressor. Os dados de pressão e temperatura medidos pelos transdutores foram aferidos por um sistema de aquisição *National Instruments*. Por fim, as grandezas elétricas foram medidas diretamente por um analisador digital de potência *Yokogawa*, modelo WT3000.

As condições de teste são definidas pelas pressões ou temperatura de evaporação e condensação, temperatura do fluido refrigerante na entrada da seção de testes e temperatura ambiente no qual o compressor deve operar. Para a aproximação de condições reais ao compressor em operação, optou-se por uma faixa de temperaturas de evaporação de -25 °C a -5 °C e condensação de 20 a 30 °C. A temperatura da sucção do compressor (imediatamente no passador) e da seção de testes foi mantida em 32,2, conforme as recomendações da norma ASHRAE Standard S23 (1993).