

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Joel Boeng

***UMA METODOLOGIA PARA A SELEÇÃO DO PAR TUBO
CAPILAR - CARGA DE REFRIGERANTE QUE MAXIMIZA O
DESEMPENHO DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS***

Florianópolis, SC

Janeiro de 2012

Joel Boeng

***UMA METODOLOGIA PARA A SELEÇÃO DO PAR TUBO
CAPILAR - CARGA DE REFRIGERANTE QUE MAXIMIZA O
DESEMPENHO DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS***

Dissertação submetida ao Programa
de Pós-Graduação da Universidade
Federal de Santa Catarina para a ob-
tenção do Grau de Mestre em En-
genharia Mecânica.

Orientador: Prof. Cláudio Melo,
Ph.D

Florianópolis, SC

Janeiro de 2012

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária
da
Universidade Federal de Santa Catarina

B671m Boeng, Joel

Uma metodologia para a seleção do par tubo capilar - carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos [dissertação] / Joel Boeng ; orientador, Cláudio Melo. – Florianópolis, SC, 2012.

141 p.: il, grafs., tabs.

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

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Refrigeradores. 3. Carga de resfriamento. 4. Energia - Consumo. I. Melo, Cláudio. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

Joel Boeng

***UMA METODOLOGIA PARA A SELEÇÃO DO PAR TUBO
CAPILAR - CARGA DE REFRIGERANTE QUE MAXIMIZA O
DESEMPENHO DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS***

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica" e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 27 de Janeiro de 2012

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Orientador

Prof. Júlio César Passos, Dr. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Presidente

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr. (UFSC)

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D. (UFSC)

Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, Dr. (IF-SC)

***" Não me envergonho de mudar de ideia
porque não me envergonho de pensar"***

Blaise Pascal

***"A educação sozinha não transforma a sociedade,
sem ela tampouco a sociedade muda."***

Paulo Freire

Aos meus pais, **Marinês e Jucelino,**

e à minha irmã, **Júlia,**

pelo amor, apoio e compreensão.

À linda **Beatriz e Família,**

pelo carinho e incentivo.

AGRADECIMENTOS

Aos meus professores, em especial a Cláudio Melo, pelo constante incentivo, comprometimento e dedicação na orientação, ao Dr. Eng. Christian Johann Losso Hermes e Dr. Eng. Joaquim Manoel Gonçalves pela orientação e objetividade que tornaram possível a concretização deste trabalho, ao Eng. Luis Torquato e Eliana Camassola pelos inúmeros livros emprestados e burocracias vencidas;

Agradecimento especial aos amigos Gil Goss Júnior, Paulo Palomino, Rafael Borin e Rafael Moser pelas incontáveis horas de estudo e intermináveis discussões durante as seis disciplinas da pós-graduação;

Aos amigos de longa data, Amanda Dams, Fábio Machado, Gustavo Lobenwein, Paula Pereira, Rafael Freitas, Ricardo Freitas, Thayse Tessaro e Tiago Matsuo pela amizade e cumplicidade;

Aos engenheiros Robson Piucco, Rodrigues Stahelin e Paulo Waltrich pelo intenso aprendizado durante minha graduação;

A todos amigos do POLO, em especial a Augusto Guelli, pelo companheirismo, discussões e contribuições, ao Eng. Gustavo Portella e Eng. Fernando Knabben, pelas relevantes contribuições técnicas, aos alunos Pedro Saynovich e Rodrigo Schuhmacher, pela competência na realização das suas tarefas, aos amigos Pedro de Oliveira e Paulo Sedrez, pela imensa contribuição nas fotos e vídeos, ao técnico Eduardo Ludgero, pelos algoritmos fornecidos, ao tecnólogo Alexsandro Silveira e ao aluno Edilson Frutuoso, pela concepção inicial do projeto, ao Prof. Júlio César Passos pelo empréstimo da câmera de alta velocidade e a toda equipe do Laboratório de Aplicação do POLO, Seu Milton, Rodrigo Freitas, Luciano Vambommel, Rafael Goes, Deivid Oliveira, Daniel Hartmann, William Longen, Joel Faustino e Carlos de Souza pelos esforços dedicados na realização dos trabalhos experimentais;

Aos amigos e colegas de laboratório, Dalton Bertoldi, Moisés Marcelino, Evandro Pereira, Marco Diniz, Ernane Silva, Tiago Macarios, João Schreiner, Rodrigo Kremer, Cláudio dos Santos, Ricardo Brancher, Ricardo Hellman, Fábio Kulicheski, Marco Macarini, João Paulo Dias, Rafael

Baungartner, Bruno Borges e muitos outros, pelo companheirismo e momentos de descontração;

A todos os demais professores e integrantes do POLO pelos sete anos de companheirismo, orientação, discussões e apoio prestados durante toda minha formação acadêmica e na realização deste trabalho;

À Universidade Federal de Santa Catarina, em especial ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pela oportunidade de obtenção de uma formação gratuita e de qualidade;

Aos membros da banca examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq, à Fundação de Ensino e Engenharia de Santa Catarina - FEESC e à Empresa Brasileira de Compressores - EMBRACO, pelo financiamento do projeto;

E a todos aqueles que, de alguma forma, ajudaram na concretização deste trabalho.

LISTA DE SÍMBOLOS	i
RESUMO	v
ABSTRACT	vii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Contexto histórico.....	1
1.2 Panorama energético.....	3
1.3 Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor	8
1.4 Dispositivo de expansão	10
1.5 Carga de refrigerante.....	12
1.6 Motivação	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
3 APARATO EXPERIMENTAL	27
3.1 Refrigerador doméstico	27
3.2 Dispositivo de carga.....	28
3.3 Dispositivo de expansão	31
3.4 Câmara de testes	32
3.5 Sistema de medição e controle.....	33
3.5.1 Controle da carga de refrigerante.....	35
3.5.2 Controle do motor de passo	37
4 METODOLOGIA	41
4.1 Método de ensaio	41

4.2	Cômputo do consumo de energia.....	42
4.3	Processamento de Dados	49
5	MODELO NUMÉRICO	51
5.1	Equações fundamentais e simplificações	51
5.2	Equações complementares.....	57
5.3	Algoritmo numérico	58
5.4	Validação	60
6	RESULTADOS	63
6.1	Resultados Experimentais	63
6.1.1	Análise do efeito da RDE.....	63
6.1.2	Análise do efeito da carga de refrigerante	70
6.1.3	Efeito combinado-mapeamento do consumo de energia	73
6.2	Tubo capilar equivalente.....	80
6.2.1	Correlação empírica	85
6.2.2	Cálculo do tubo capilar equivalente	87
6.2.3	Validação dos resultados.....	90
6.3	Método de busca.....	92
6.3.1	Correlação empírica	93
6.3.2	Ponto de mínimo consumo de energia.....	94
6.3.3	Verificação da correlação empírica.....	95
6.3.4	Avaliação dos métodos de ensaio.....	97
6.3.5	Amostra mínima de dados	101
6.4	Ponto ótimo passo-a-passo	102
7	CONSIDERAÇÕES FINAIS	105

REFERÊNCIAS	111
APÊNDICE I - Substituição do tubo capilar.....	117
APÊNDICE II - Calibração do medidor de vazão mássica.....	119
APÊNDICE III - Calibração da célula de carga.....	123
APÊNDICE IV - Determinação da condutância global.....	125
APÊNDICE V - Bancada para medição de vazão de nitrogênio....	127
APÊNDICE VI - Perda de carga na linha de sucção.....	133
APÊNDICE VII - Incertezas de medição.....	137

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
A	Área	$[m^2]$
A_f	Constante de correlação	$[-]$
B_f	Constante de correlação	$[-]$
C	Carga de fluido refrigerante	$[g]$
CE	Consumo de energia	$[W]$
COP	Coefficiente de desempenho	$[-]$
$c_1 \dots c_5$	Constantes de correlação	$[-]$
c_p	Calor específico	$[Jkg^{-1}C^{-1}]$
D	Diâmetro	$[m]$
D_h	Diâmetro hidráulico	$[m]$
DP	Desvio padrão	$[-]$
e_{rug}	Rugosidade média	$[m]$
F	Fator de correção	$[-]$
FF	Fração de funcionamento	$[-]$
G	Fluxo mássico	$[kgs^{-1}m^{-2}]$
GP	Grau do polinômio	$[-]$
h	Entalpia específica	$[Jkg^{-1}]$
h	Coefficiente de convecção	$[Wm^{-2}C^{-1}]$
I	Incerteza expandida	$[-]$
k	Condutividade térmica	$[Wm^{-1}C^{-1}]$
k_{st}	Coefficiente de Student	$[-]$
L	Comprimento	$[m]$
m	Massa	$[g]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kgs^{-1}]$
n	Número de elementos	$[-]$
NUT	Número de unidades de transferência	$[-]$
P, p	Pressão	$[Pa]$
P_{er}	Perímetro	$[m]$
PV	Posição de válvula	$[-]$
q	Fluxo de calor	$[Wm^{-2}]$
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	$[W]$
\bar{Q}	Taxa de transferência de calor média	$[W]$
r	Coefficiente de correlação	$[-]$
s	Entropia	$[JK^{-1}]$

Símbolo	Descrição	Unidade
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[°C]
u	Incerteza	[-]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[Wm ⁻² °C ⁻¹]
UA	Condutância global de transferência de calor	[W°C ⁻¹]
v	Volume específico	[m ³ kg ⁻¹]
V	Velocidade	[ms ⁻¹]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[l min ⁻¹]
Vt	Tensão	[mV]
w	Variável genérica	[-]
\bar{w}	Valor médio	[-]
\dot{W}	Potência	[W]
\bar{W}	Potência média	[W]
x	Variável independente	[-]
y	Variável independente	[-]
z	Comprimento	[m]

Símbolos gregos

ε	Efetividade	[-]
λ	Constante arbitrária	[-]
κ	Constante de correlação	[-]
μ	Viscosidade	[Pa s]
τ	Tensão de cisalhamento	[Pa]
χ	Fração mássica	[%]

Sub-índices

Símbolo	Descrição
<i>a</i>	Ambiente
<i>aj</i>	Ajuste
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>bif</i>	Bifásico
<i>c</i>	Condensação
<i>cal</i>	Calibração
<i>calc</i>	Calculado
<i>cap</i>	Capilar
<i>cg</i>	Congelador
<i>cond</i>	Condensador
<i>cor</i>	Correção
<i>correl</i>	Correlação
<i>desc</i>	Descarga
<i>desl</i>	Desligado
<i>e</i>	Evaporação
<i>ent</i>	Entrada
<i>exp</i>	Experimental
<i>evap</i>	Evaporador
<i>flash</i>	Ponto <i>flash</i>
<i>fr</i>	Fluido refrigerante
<i>g</i>	Gabinete
<i>hx</i>	Trocador de calor
<i>i</i>	Contador
<i>j</i>	Contador
<i>k</i>	Compressor
<i>l</i>	Líquido
<i>lig</i>	Ligado
<i>lm</i>	logarítmica
<i>med</i>	Ponto médio
<i>N₂</i>	Nitrogênio
<i>num</i>	Numérico
<i>o</i>	Externo
<i>pd</i>	Padrão
<i>rec</i>	Recipiente
<i>s</i>	Sucção
<i>sai</i>	Saída
<i>sat</i>	Saturação

Símbolo	Descrição
---------	-----------

<i>sem cor</i>	Sem correção
<i>serp</i>	Serpentina
<i>sist</i>	Sistema de refrigeração
<i>sm</i>	Sistema de medição
<i>sub</i>	Sub-resfriamento
<i>sup</i>	Superaquecimento
<i>t</i>	Carga térmica
<i>v</i>	Vapor
<i>v, e</i>	Ventilador do evaporador
<i>vent</i>	Ventilador
<i>w</i>	Água

Grupamentos adimensionais

Símbolo	Descrição	Relação
---------	-----------	---------

<i>f</i>	Fator de atrito	$f = \frac{\Delta P}{(L/D_h)(G^2 v/2)}$
<i>Nu</i>	Número de Nusselt	$Nu = \frac{hD}{k}$
<i>Pr</i>	Número de Prandtl	$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$
<i>Re</i>	Número de Reynolds	$Re = \frac{VD}{v\mu}$

No Brasil, o consumo de energia no setor residencial é liderado pelo segmento de refrigeração e condicionamento de ar, com uma participação percentual da ordem de 50%, o que corresponde a aproximadamente 10% de toda eletricidade produzida no país. Tal valor se deve tanto ao grande número de produtos no mercado como ao seu baixo desempenho termodinâmico.

Em um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor, largamente utilizado na refrigeração doméstica, o ponto de operação do sistema depende da interação entre seus componentes. As pressões de condensação e evaporação afetam diretamente a capacidade do compressor e vazão mássica fornecida pelo tubo capilar e vice-versa. Já a carga de refrigerante afeta tanto a pressão de condensação como a de evaporação, através do excesso ou da falta de fluido nos trocadores de calor. Diferentes autores mostraram que o coeficiente de desempenho de um refrigerador doméstico pode ser melhorado pela simples escolha do tubo capilar e da carga de refrigerante. Porém, há escassez de trabalhos na literatura com foco no efeito simultâneo de tais parâmetros.

Neste trabalho desenvolveu-se um procedimento experimental que permite a variação da carga de refrigerante e da restrição do dispositivo de expansão em refrigeradores domésticos. Para tanto, utilizou-se um dispositivo de carga de fluido refrigerante e uma válvula de expansão micrométrica instalada em série com um tubo capilar de diâmetro superior ao original. O dispositivo de carga é constituído por um cilindro suspenso em uma célula de carga e por duas válvulas solenoides de ação direta, conectadas às linhas de sucção e descarga do compressor. A combinação “válvula + tubo capilar” permite aumentar ou restringir a abertura do dispositivo de expansão em relação à situação original.

Um modelo numérico foi também desenvolvido para simular o escoamento de fluido refrigerante através de tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos. Esse programa permitiu a determinação do diâmetro interno do tubo capilar que origina a mesma vazão mássica obtida com o conjunto válvula mais capilar. O consumo de energia foi medido em regime permanente, o que diminuiu substancialmente o tempo de ensaio, sem comprometer as análises realizadas.

O ponto ótimo de operação do refrigerador foi obtido através do mapeamento do consumo de energia em todas as condições de operação

impostas ao sistema. Ao todo, foram realizados 95 ensaios experimentais. Verificou-se que há uma ampla região de operação onde o consumo de energia é mínimo, região esta que engloba diversas combinações de tubo capilar e carga de refrigerante. Por sua vez, uma combinação inadequada de carga de refrigerante e restrição do dispositivo de expansão pode provocar aumentos de consumo de energia de até 30%.

Por fim, propôs-se uma correlação empírica para estimar o consumo de energia de um refrigerador doméstico específico em função da restrição do dispositivo de expansão e da carga de refrigerante. Um procedimento, baseado num número reduzido de testes experimentais, foi também desenvolvido e validado para derivar tais parâmetros. Um algoritmo de minimização foi utilizado para determinar o ponto ótimo de operação.

Palavras-chave: refrigerador doméstico, dispositivo de expansão, tubo capilar, carga de refrigerante, consumo de energia.

According to the 2007 National Brazilian Energy Consumption Habits Research, the refrigeration and air conditioning equipment are responsible by 50% of the total energy consumption of the residential sector, which correspond to approximately 10% of the Brazilian overall energy production. This figure highlights the importance of undertaking research activities focused on the energy consumption of household refrigerators.

There is plenty of evidence in the literature showing that each system requires an optimum refrigerant charge in order to reach a maximum efficiency level. In other words, the energy consumption is not only affected by the system components but also by the refrigerant charge.

In this study an experimental apparatus was developed to simultaneously vary the refrigerant charge and the restriction of the expansion device. This apparatus is comprised of a charging device connected to a modified household refrigerator with a larger inner diameter capillary tube, and a step motor actuated needle valve installed in series and before the capillary tube. The charging device is comprised of a refrigerant cylinder, a load cell and two solenoid valves connected to the compressor suction and discharge lines. The combination of needle valve plus capillary tube allows the modulation of the restriction of the expansion device to values lower or higher than that of the original system.

A mathematical model to simulate the refrigerant flow through diabatic capillary tubes was developed, validated and used to calculate the internal diameter of a capillary tube which is equivalent in terms of mass flow rate to the restriction imposed by the capillary tube and needle valve combination.

Steady-state energy consumption tests were carried out, varying the refrigerant charge and the restriction of the expansion device. Such an approach was adopted to speed up the process without losing the experimental tendency. A total of 95 measurements were made. The energy consumption was plotted in a contour map with the restriction of the expansion device on the x-axis and the refrigerant charge on the y-axis. It was shown that there is a wide region where the energy consumption reaches a minimum, which stretches over a range of expansion device restriction and refrigerant charge. It was also shown that an inappropriate combination of charge and expansion device can increase the energy consumption by up to 30%.

Ultimately, an empirical correlation was proposed to estimate the energy consumption of a household refrigerator based on the restriction of the expansion device and refrigerant charge. A new methodology, based on a small amount of experimental data was proposed and validated. A minimization algorithm was also developed and used to identify the point of minimum energy consumption.

Keywords: household refrigerator, expansion device, capillary tube, refrigerant charge, energy consumption.

1.1 Contexto histórico

Desde tempos pré-históricos, o homem sabia que os alimentos conservavam-se por mais tempo quando armazenados em cavernas ou envoltos em neve. Na China, antes do primeiro milênio, o armazenamento de gelo extraído da natureza era prática usual. Gregos e romanos conservavam grandes quantidades de neve em buracos cavados no solo e tampados com madeira e palha. No século XVI, substâncias químicas como nitrato de sódio, nitrato de potássio e salitre eram adicionados à água, para reduzir a sua temperatura. Em 1755, William Cullen conseguiu, pela primeira vez, produzir gelo a partir da evaporação do éter, utilizando um processo descontinuo. Em 1806, um jovem empresário chamado Frederic Tudor deu início ao comércio de gelo natural, que logo se tornou uma atividade bastante rentável. O gelo era então extraído de rios e lagos e distribuído por diversos meios de transporte (Gosney, 1982). O gelo era armazenado nas residências em armários isolados, chamados de geladeira (Figura 1.1).



Figura 1.1 - Extração de gelo natural e uma ilustração da geladeira utilizada no século XIX

Contudo, as dificuldades de extração e transporte do gelo natural e o inconveniente da necessidade de reposição inspirou o trabalho de cientistas que buscavam uma alternativa ao gelo natural. A primeira máquina de refrigeração operando de forma contínua foi introduzida por Jacob Perkins, em 1834, utilizando o éter como fluido refrigerante. Nesta época, entretanto, o comércio de gelo natural ainda estava bem estabelecido, o que inibiu a disseminação da invenção de Perkins.

Somente em 1856, James Harrison patenteou o primeiro equipamento comercial de produção de frio por compressão mecânica de vapor, o qual foi apresentado à sociedade em 1862 (Figura 1.2).

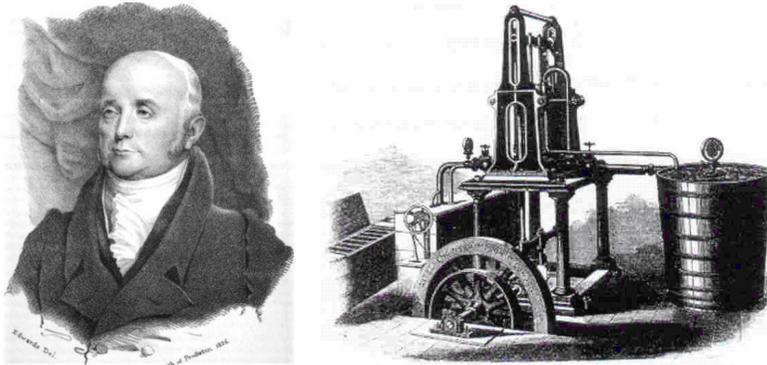


Figura 1.2 - Jacob Perkins e ilustração do invento de James Harrison (Gosney, 1982)

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. Tais substâncias, denominadas de fluidos refrigerantes, devem ainda, entre outras características, possuir alta volatilidade. Os primeiros sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor utilizavam a amônia, o dióxido de enxofre ou o éter como fluido refrigerante, substâncias altamente inflamáveis e tóxicas. Vazamentos eram freqüentes, inclusive com acidentes fatais. Por este motivo, em meados de 1928 a indústria de refrigeração estava sob pressão da mídia que desestimulava a compra de refrigeradores domésticos. Foi então que Thomas Midgley, líder de um grupo de cientistas da General Electric, introduziu os hidrocarbonetos halogenados (CFCs), substâncias estáveis, atóxicas e não inflamáveis. Além das características relacionadas à segurança, tais substâncias possuíam também boas propriedades termodinâmicas.

A introdução dos CFCs foi um marco na indústria de refrigeração, tornando-a indispensável para a sociedade moderna nos âmbitos doméstico, comercial e industrial. Entretanto, em 1974, os CFCs foram associados com a depleção da camada de ozônio da estratosfera. Em 1987, uma expedição com 150 cientistas de 19 diferentes organizações à Antártida, confirmou o que cientistas ingleses haviam anunciado dois anos antes: a concentração de ozônio sobre a Antártida havia sofrido uma redução de mais de 40% entre 1970 e 1984. Neste mesmo ano, quando o efeito dos CFCs sobre a camada de ozônio da estratosfera já era incontestável, o Protocolo

de Montreal foi assinado com o objetivo de reduzir pela metade a utilização dos CFCs nos 10 anos seguintes, o que resultou na eliminação quase total destes fluidos em 1996. Desde então, a indústria de refrigeração vem utilizando outros fluidos refrigerantes. No setor doméstico, por exemplo, os principais são o HFC-134a e o HC-600a (isobutano). Contudo, o HFC-134a foi recentemente associado ao efeito estufa, o que tem gerado pressões cada vez mais fortes para a sua eliminação. Nos próximos anos, é provável que a indústria de refrigeração doméstica seja quase que totalmente convertida para o refrigerante HC-600a e passará então a ser dominada, cada vez mais, por aspectos relacionados ao consumo de energia.

1.2 Panorama energético

O setor residencial vem aumentando significativamente a sua participação na matriz energética nacional, com a expectativa de consumir o equivalente a um terço de toda energia elétrica produzida no país durante a próxima década. A Figura 1.3, extraída da última Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Consumo (Eletrobrás, 2007), mostra que, atualmente, esse setor responde por 22,2% do consumo nacional de eletricidade. A Figura 1.4, mostra que o consumo de energia no setor residencial é liderado pelo segmento de refrigeração e condicionamento de ar, com uma participação percentual da ordem de 50%.

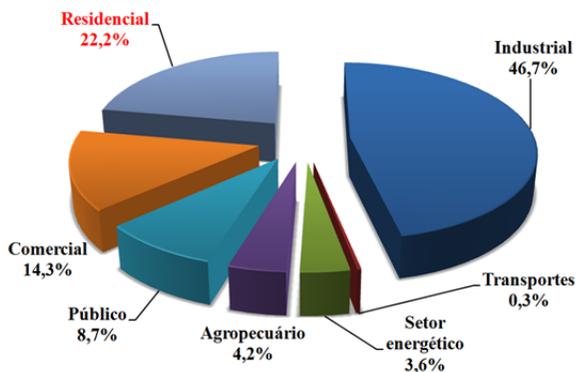


Figura 1.3 - Consumo setorial de eletricidade (Eletrobrás, 2007)

Percebe-se, portanto, que aproximadamente 10% de toda eletricidade produzida no país é destinada aos equipamentos residenciais de refrigeração e condicionamento de ar, dos quais os congeladores e refrigeradores domésticos são responsáveis por 6%. Tal valor se deve tanto ao grande número de produtos no mercado como ao seu baixo desempenho termodinâmico.

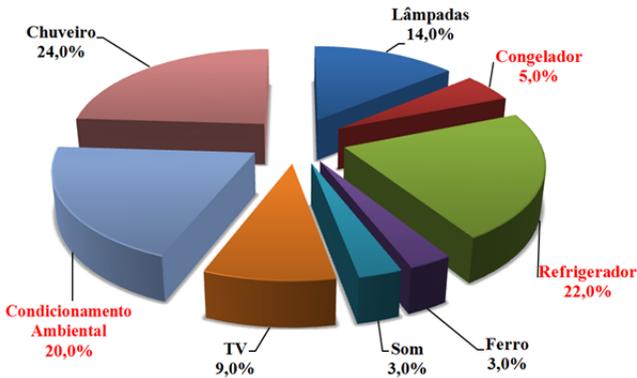


Figura 1.4 - Consumo final na carga residencial (Eletrobrás, 2007)

O Relatório da Pesquisa de Posse de Eletrodomésticos (Eletrobrás, 2007) também mostra que 96% dos domicílios brasileiros possuem pelo menos um refrigerador doméstico. Ainda de acordo com o relatório, verifica-se que entre 1998 e 2006, a média de refrigeradores por domicílio aumentou em quase 20%. Tais números indicam um forte crescimento no número de refrigeradores em operação.

Em 1984, o Inmetro (Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia) identificou a necessidade de introduzir no Brasil programas para racionalizar o uso dos diversos tipos de energia. Nesta época, um protocolo firmado entre o antigo Ministério da Indústria e do Comércio e a Associação Brasileira da Indústria Elétrica e Eletrônica (ABINEE) deu origem ao atual Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), que informa ao consumidor a eficiência energética de vários produtos (MME, 2011). A adesão dos fabricantes ao Programa Brasileiro de Etiquetagem é voluntária. Todos os produtos participantes são testados e classificados em escalas de consumo de energia. Tal avaliação estimula a competitividade do mercado, uma vez que os fabricantes procuram atingir níveis de desempenho energético cada vez maiores.

Em 1993, um decreto presidencial instituiu o Selo Procel de Economia de Energia (PROCEL INFO, 2011). O Selo é um produto desenvolvido e concedido pelo Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Procel), coordenado pelo Ministério de Minas e Energia em parceria com a Eletrobrás. O Selo Procel é concedido aos produtos que apresentam os melhores níveis de eficiência energética, orientando o consumidor no ato da compra e estimulando a fabricação e a comercialização dos produtos mais eficientes. Atualmente, o Inmetro é o órgão responsável pelos programas de fiscalização e avaliação dos eletrodomésticos brasileiros (INMETRO, 2011).

Os níveis máximos de consumo de energia que integram a escala de classificação dos produtos são estabelecidos com base em valores técnicos e economicamente viáveis, considerando também a vida útil dos eletrodomésticos. Até 2005, os refrigeradores no Brasil eram classificados, em termos de consumo de energia, de A (mais eficiente) até G (menos eficiente), como ilustrado na Figura 1.5.

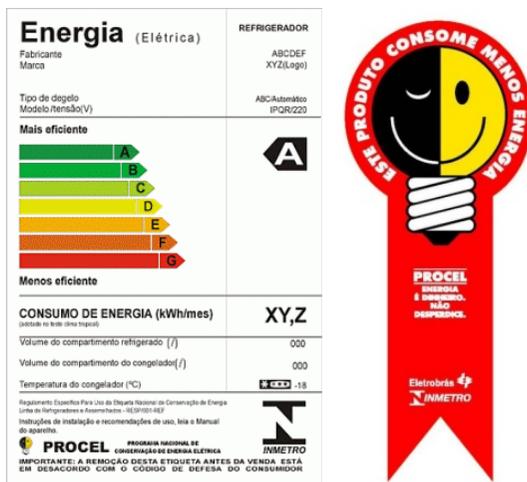


Figura 1.5 - Etiqueta de consumo de energia e selo PROCEL

Em 2006, os níveis mínimos de eficiência energética para cada classe foram reduzidos, incentivando a produção de produtos cada vez mais eficientes. Além disso, a comercialização de refrigeradores classificados como F e G foi proibida. De acordo com um relatório elaborado pelo Inmetro em 2011, aproximadamente 60% dos refrigeradores comercializados no Brasil possuem classificação A, em termos de consumo de energia.

Em maio de 2011, a SECOM (Secretaria de Comunicação Social da Presidência da República) estabeleceu novos níveis mínimos de eficiência energética para eletrodomésticos comercializados no Brasil. O principal objetivo é aumentar a qualidade dos equipamentos, incentivando o consumo de produtos mais econômicos e retirando do mercado os ineficientes. A fabricação e importação dos produtos que não se enquadram na nova determinação foi proibida a partir de 31 de dezembro de 2011.

O nível de eficiência energética é definido como a razão entre o consumo declarado e o consumo padrão, sendo este último função do volume e da categoria do sistema de refrigeração. A Tabela 1.1 mostra os níveis mínimos de eficiência energética estabelecidos em 2006 e os novos níveis de 2011 para refrigeradores *frost-free* comercializados no Brasil. Cons-

tata-se que os novos níveis são em torno de 3% menores do que os anteriores.

Tabela 1.1 - Níveis mínimos de eficiência energética estabelecidos em 2006 e 2011 no Brasil

Classes	Refrigerador frost-free	
	2006	2011
A	0,846	0,818
B	0,921	0,893
C	1,003	0,972
D	1,092	1,059
E	> 1,092	1,174

O impacto dos refrigeradores domésticos sobre a matriz energética não é um caso único do Brasil. Nos Estados Unidos, por exemplo, a etiqueta energética *Energy Guide* contém informações relevantes sobre o consumo de energia do aparelho, inclusive com o custo anual estimado de operação. Em 1992, a Agência de Proteção Ambiental e o Departamento de Energia dos Estados Unidos (DOE) criaram o *Energy Star*, um programa de etiquetagem para identificar e promover produtos com alta eficiência energética e reduzida emissão de gases do efeito estufa (U.S. DOE, 2011b).

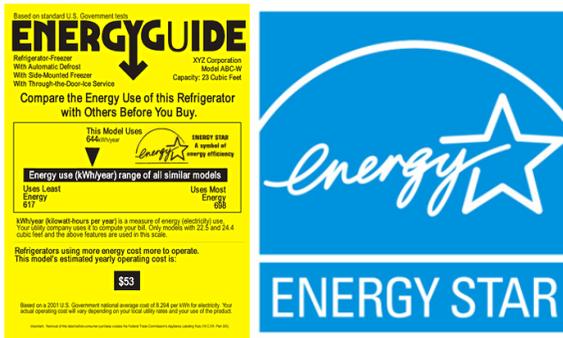


Figura 1.6 - Etiqueta energética americana e selo *Energy Star*

O programa *Energy Star* engloba mais de 60 diferentes categorias de produtos. A adesão do fabricante também é voluntária. Em 1995, o programa foi expandido para equipamentos de aquecimento e resfriamento residenciais. No caso dos refrigeradores domésticos, o selo *Energy Star* é oferecido ao produto que possui consumo de energia 20% inferior ao recomendado pelo governo e 40% inferior aos produtos similares vendidos em 2001. O governo americano estima que este programa já economizou aproximadamente 18 bilhões de dólares desde a sua criação.

Em 2010, o Departamento de Energia dos Estados Unidos (DOE) propôs uma mudança rigorosa nos padrões de consumo de energia de refrigeradores domésticos. Segundo o DOE, o refrigerador doméstico atual consome menos de um terço da energia consumida por um refrigerador da década de 70. A nova proposta prevê uma redução adicional de até 25% no consumo destes produtos a partir de 2014, o que irá poupar mais de 18 bilhões de dólares e evitar a emissão de 305 milhões de toneladas métricas de CO₂ nos próximos 30 anos. A Associação de Fabricantes de Eletrodomésticos dos Estados Unidos (*Association of Home Appliance Manufacturers*) declarou total apoio ao programa e o novo padrão de consumo entrará em vigor em Janeiro de 2014 (U.S. DOE, 2011a).

Na Europa, os produtos eram classificados de A (mais eficiente) a G (menos eficiente). Porém, a partir de setembro de 1999, todos os fabricantes de refrigeradores foram obrigados a encerrar a produção de produtos classificados de D a G. Mais tarde, em Julho de 2004, a classificação máxima até então existente foi subdividida em três novas categorias: A, A+ e A++.

Recentemente, em maio de 2010, foram estabelecidos novos níveis mínimos de eficiência energética para eletrodomésticos comercializados na União Européia e, além disso, uma nova classe foi introduzida, a A+++ (CECED, 2011). A Tabela 1.2 mostra os índices de eficiência energética por classe de consumo de 2004 e os novos índices de 2010. Tais índices são calculados com base no consumo de energia do aparelho, no consumo normalizado da União Européia e nas características do produto.

Tabela 1.2 - Níveis mínimos de eficiência energética estabelecidos em 2004 e 2010 na Europa (EUROPEAN COMMISSION ENERGY, 2011)

Classes	Refrigerador doméstico	
	2004	2010
A+++	-	22
A++	30	33
A+	42	44
A	55	55
B	75	75
C	90	95
D	100	110

A nova categoria A+++ , 30% mais eficiente que a categoria A++ de 2004, já aparece nos selos utilizados pela União Européia, como mostra a Figura 1.7. A partir de novembro de 2011, a utilização da nova etiqueta européia tornou-se obrigatória. Tudo isso evidencia a importância de pesquisas para redução do consumo de energia em refrigeradores domésticos.

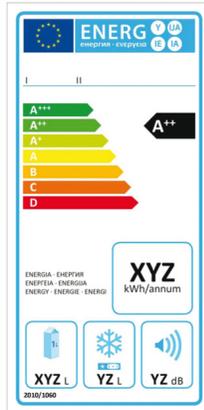


Figura 1.7 - Selo informativo europeu de consumo de energia

1.3 Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor

Os refrigeradores domésticos, na sua maioria, empregam sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor, os quais são constituídos, basicamente, por cinco componentes - condensador, evaporador, compressor, dispositivo de expansão e trocador de calor interno -, que formam um ciclo termodinâmico, como ilustra a Figura 1.8.

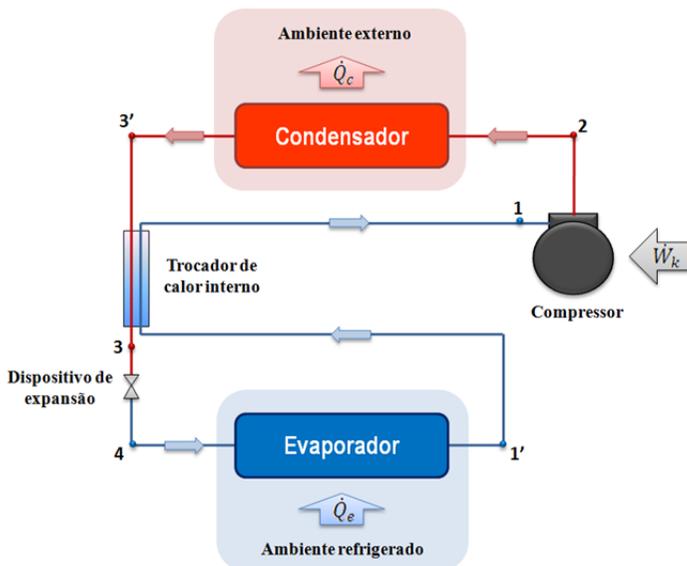


Figura 1.8 - Sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor

O dispositivo de expansão e o compressor estabelecem duas regiões distintas: a de baixa pressão (evaporação) e a de alta pressão (condensação). A evaporação de líquido a baixa temperatura no evaporador permite e remoção de calor do ambiente refrigerado. O condensador é responsável pela rejeição do calor mediante a condensação do vapor a alta pressão. De um modo geral, refrigeradores domésticos empregam tubos capilares como dispositivos de expansão.

O tubo capilar é soldado ou introduzido na linha de sucção, dando origem a um trocador de calor contra-corrente. Este trocador de calor interno tem por finalidade aumentar a capacidade de refrigeração do sistema e evitar a entrada de líquido no compressor. Isso ocorre mediante a transferência de calor do fluido vindo do condensador para o fluido que sai do evaporador, aumentando o sub-resfriamento ($T_{3'} - T_3$) e garantindo um superaquecimento ($T_1 - T_{1'}$) (ver Figura 1.9).

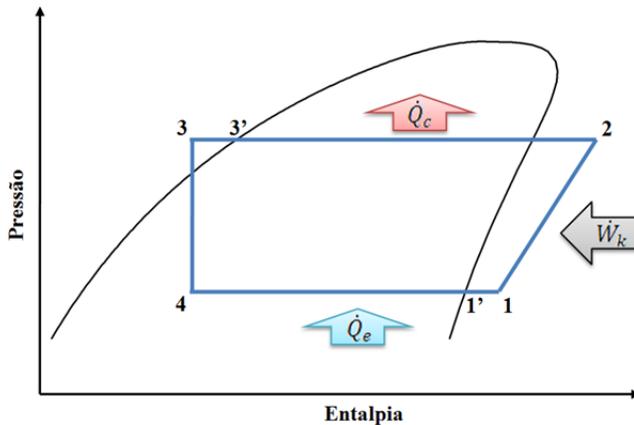


Figura 1.9 - Diagrama P-h de um ciclo padrão de refrigeração com trocador de calor interno

No ponto 1, o fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido a baixa pressão entra no compressor, onde recebe trabalho (\dot{W}_k) e tem a sua temperatura e pressão elevadas (ponto 2). Do compressor, o fluido passa para o condensador, onde é condensado devido a transferência de calor para o ambiente (\dot{Q}_c) (2 - 3'), e sub-resfriado através da transferência de calor no trocador de calor interno (3' - 3). Após o condensador, o refrigerante no estado de líquido sub-resfriado a alta pressão e temperatura (ponto 3) entra no dispositivo de expansão, onde ocorre uma redução de pressão e temperatura, proporcionada pela evaporação de parte do líquido. Do dispositivo de expansão o fluido passa para o evaporador, onde é evaporado mediante a absorção de calor (\dot{Q}_e) do meio a ser refrigerado e logo

após superaquecido pela absorção de calor da linha de líquido (1' - 1). A Figura 1.9 ilustra os estados termodinâmicos do refrigerante em um diagrama pressão-entalpia, ao longo de um ciclo com trocador de calor interno.

A capacidade de refrigeração e potência de compressão podem ser calculadas respectivamente através das Equações (1.1) e (1.2).

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_{1'} - h_4) \quad (1.1)$$

$$\dot{W}_k = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1.2)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica de refrigerante, e h_1 , $h_{1'}$, h_2 e h_4 são respectivamente as entalpias específicas do refrigerante na sucção do compressor, saída do evaporador, descarga do compressor e na entrada do evaporador.

O desempenho de um sistema de refrigeração pode ser expresso através da relação entre a capacidade de refrigeração e a potência de compressão, denominada de Coeficiente de Desempenho (COP):

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_k} \quad (1.3)$$

Todos os componentes do ciclo de refrigeração têm sido exaustivamente estudados ao longo dos últimos anos. Nesse trabalho, em particular, o foco estará no dispositivo de expansão e na carga de fluido refrigerante, como comentado a seguir.

1.4 Dispositivo de expansão

Os dispositivos de expansão têm a função de controlar a vazão de fluido refrigerante fornecida ao evaporador e de manter uma diferença de pressão apropriada entre os lados de alta e baixa pressão do sistema. O dispositivo de expansão mais empregado em sistemas domésticos é o tubo capilar, que consiste em um tubo longo ($\sim 4\text{m}$), geralmente de cobre, de diâmetro reduzido ($\sim 0,7\text{mm}$) e seção transversal constante. Dos componentes principais de um sistema de refrigeração, o tubo capilar é o de geometria mais simples e de menor custo, mas não o menos importante. Tal dispositivo, por ser de restrição fixa, não responde adequadamente às variações das condições de operação do sistema. Quando tais variações acontecem o sistema se ajusta sempre com degradação do desempenho (Stoecker e Jones, 1985). A Figura 1.10 mostra os estados do refrigerante ao longo de um tubo capilar adiabático.

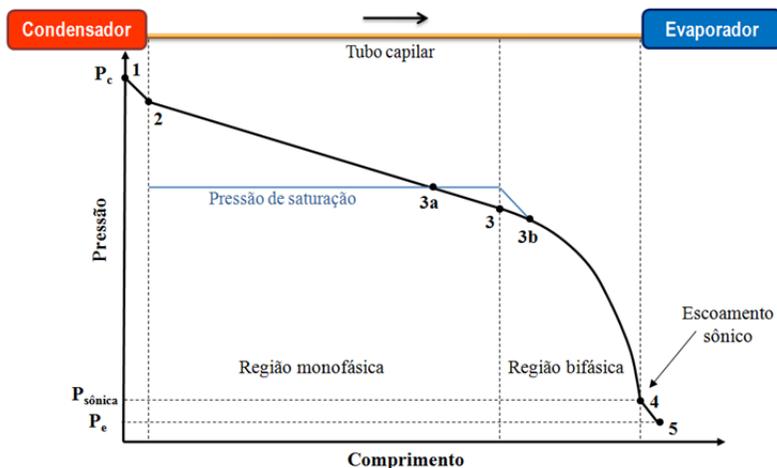
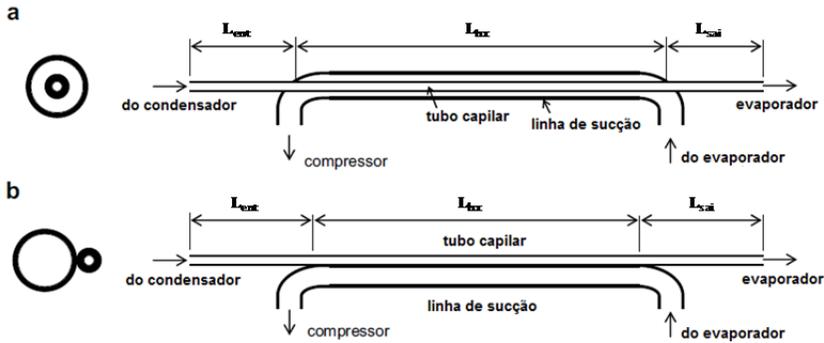


Figura 1.10 - Escoamento de fluido refrigerante através de um tubo capilar adiabático (Adaptado de SILVA, 2008)

O tubo capilar liga a saída do condensador (ponto 1) com a entrada do evaporador (ponto 5). Na entrada do tubo capilar a pressão do refrigerante é inferior à pressão de condensação devido à perda de carga na conexão de entrada. Do ponto 2 ao ponto 3, a pressão se reduz linearmente devido aos efeitos viscosos, enquanto que a temperatura se mantém aproximadamente constante. No ponto 3a, o escoamento atinge a condição de saturação, onde deveria se iniciar o processo de mudança de fase. No entanto, evidências experimentais indicam a presença de uma região de escoamento metaestável, caracterizada pela presença de líquido (ou líquido e vapor, do ponto 3 até o ponto 3b) com pressão inferior à pressão de saturação. A região bifásica inicia no ponto 3. A partir deste ponto, a queda de pressão se acentua progressivamente devido à aceleração do escoamento. Caso o escoamento atinja a velocidade do som na extremidade do tubo capilar (ponto 4), a pressão de evaporação deixa de influenciá-lo e a pressão sônica passa a dominá-lo. Do ponto 4 ao ponto 5, o escoamento sofre uma expansão abrupta, como reportado por Gonçalves (1994).

Os sistemas domésticos de refrigeração geralmente utilizam tubos capilares não-adiabáticos, caracterizados pela transferência de calor do tubo capilar para a linha de sucção através de trocadores de calor interno (TCI). Além de diminuir o título na entrada do evaporador e assim aumentar o efeito refrigerante específico, tais trocadores aumentam o desempenho do ciclo e previnem condensação externa sobre a linha de sucção. Os TCI mais comuns são os do tipo lateral, onde o tubo capilar é soldado à superfície externa da linha de sucção, e o do tipo concêntrico, onde o tubo capi-

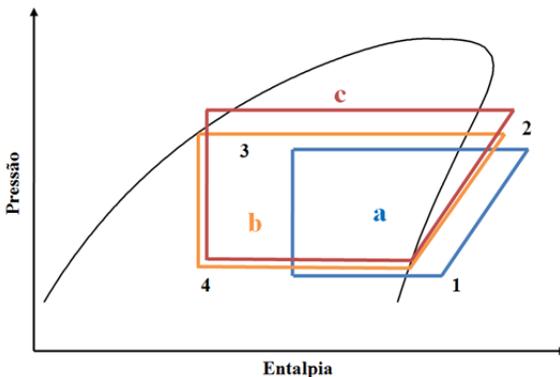
lar é introduzido na linha de sucção. A Figura 1.11 ilustra um esquema da geometria dos trocadores de calor interno concêntrico e lateral.



1.5 Carga de refrigerante

O consumo de energia de um sistema de refrigeração depende de cada um dos seus componentes, e também da carga de refrigerante. Segundo Gonçalves (2004) e Vjacheslav et al. (2001), para cada sistema de refrigeração existe sempre uma carga de fluido refrigerante ideal que maximiza o coeficiente de desempenho. Tal carga também é função das condições externas e das temperaturas dos compartimentos refrigerados.

De acordo com Vjacheslav et al. (2001), num sistema de refrigeração com déficit de refrigerante (Figura 1.12a), o fluido não é totalmente condensado.



A expansão da mistura de líquido e vapor gera um decréscimo da temperatura de evaporação e um fluxo de massa insuficiente para alimentar adequadamente o evaporador, ambos com impactos negativos sobre a capacidade de refrigeração.

Com o aumento da carga de refrigerante, o fluido atinge a condição de líquido saturado na saída do condensador (Figura 1.12b). Geralmente, nessa condição, a expansão gera uma temperatura de evaporação adequada. Contudo, essa condição é bastante instável, pois qualquer leve alteração na carga térmica pode provocar o aparecimento de escoamento bifásico na saída do condensador, degradando a capacidade de refrigeração. Com um pouco mais de carga, tal instabilidade é evitada às custas do aumento das pressões de evaporação e condensação, e conseqüentemente do aumento do trabalho de compressão e diminuição da capacidade de refrigeração (Figura 1.12c).

A Figura 1.13 mostra a variação do coeficiente de desempenho em função da carga de refrigerante, com foco nos três casos descritos anteriormente.

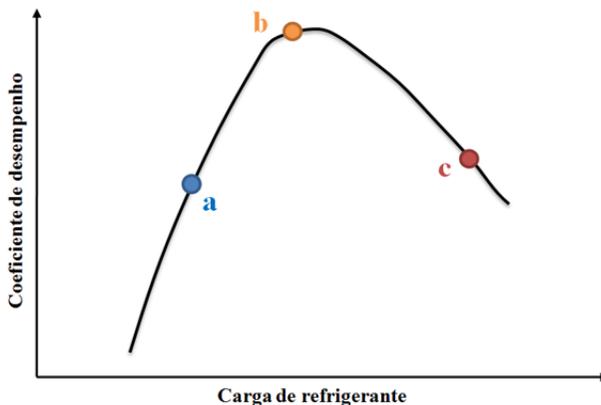


Figura 1.13 - Relação entre o coeficiente de desempenho e a carga de fluido refrigerante (Adaptado de Vjacheslav et al, 2001)

1.6 Motivação

Segundo Gosney (1982), para uma determinada geometria e condição de operação, há apenas uma pressão de evaporação na qual o capilar fornecerá uma vazão mássica de refrigerante igual à deslocada pelo compressor. Tal ponto de equilíbrio pode ser determinado através da interseção das curvas características do compressor e do tubo capilar, como ilustrado na Figura 1.14.

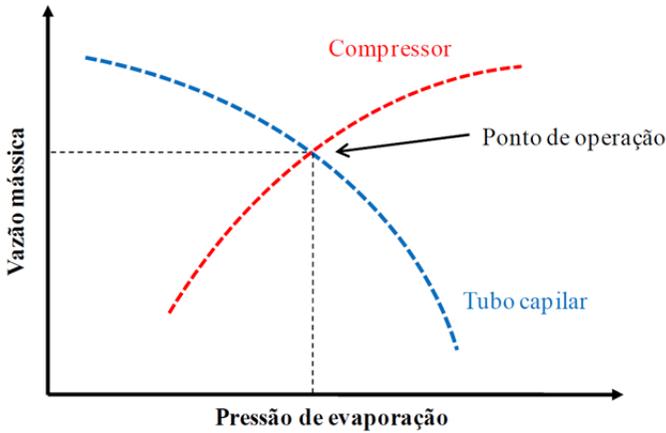


Figura 1.14 - Ponto de operação do sistema

Para uma pressão de evaporação inferior à de equilíbrio, a vazão mássica fornecida pelo tubo capilar será maior do que a deslocada pelo compressor. O retorno à condição de equilíbrio se dá através do rompimento do selo de líquido na saída do condensador, ou seja, quando o capilar começa a admitir vapor saturado. Nessa condição, o título do refrigerante na entrada do evaporador será maior e conseqüentemente o coeficiente de desempenho será menor. Quando a pressão de evaporação for superior à de equilíbrio, o tubo capilar fornece uma vazão mássica inferior à deslocada pelo compressor. Nesse caso, o retorno à condição de equilíbrio ocorre mediante o acúmulo de líquido no condensador, que provoca a elevação da pressão de condensação e, conseqüentemente, o aumento da vazão mássica através do capilar e a diminuição da vazão mássica deslocada pelo compressor. No entanto, com uma maior pressão de condensação, o sistema opera com um menor coeficiente de desempenho.

O ponto de operação de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor depende não apenas dos seus componentes, mas também das condições externas impostas ao sistema, como mostra a Figura 1.15. Verifica-se ainda que os componentes de um sistema de refrigeração são totalmente interdependentes. As pressões de condensação e evaporação afetam diretamente a capacidade do compressor e a vazão mássica fornecida pelo tubo capilar e vice-versa. A temperatura ambiente afeta diretamente a pressão de condensação e apenas levemente a pressão de evaporação, devido ao isolamento térmico das paredes do refrigerador. Já a carga de refrigerante afeta tanto a pressão de condensação como a de evaporação, através do excesso ou da falta de fluido nos trocadores de calor.

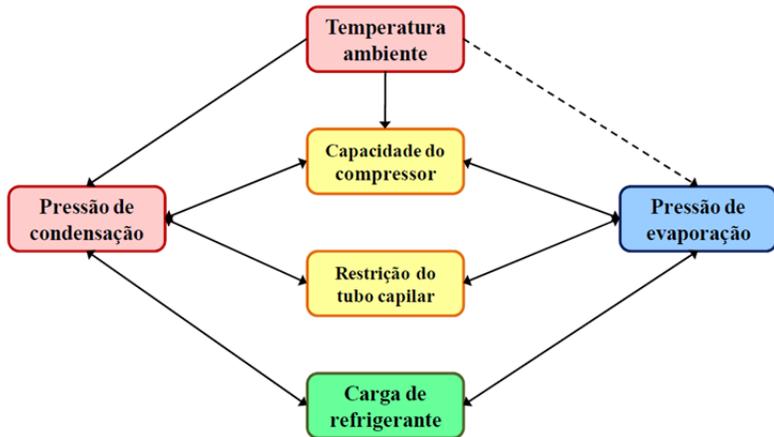


Figura 1.15 - Interdependência entre os componentes de um sistema de refrigeração

Em face do exposto, pode-se concluir que a escolha do par tubo capilar - carga de refrigerante possui um impacto direto sobre o desempenho de um sistema de refrigeração. Além disso, deve-se mencionar que o ajuste de tais parâmetros representa a melhor relação custo-benefício, já que todos os demais componentes do sistema possuem um maior valor agregado. Por esse motivo, o ajuste do par tubo capilar – carga de refrigerante que maximiza o COP do sistema é o foco do presente trabalho.

Como já comentado, o coeficiente de desempenho de um refrigerador doméstico pode ser maximizado através da simples escolha do par tubo capilar – carga de refrigerante. Além disso, tanto o tubo capilar como a carga de refrigerante de um determinado produto podem ser alterados sem custos significativos. Neste contexto, trabalhos com foco no efeito da carga de fluido refrigerante sobre o desempenho de sistemas de refrigeração podem ser facilmente encontrados na literatura. Porém, estudos com foco no efeito simultâneo da carga de refrigerante e da restrição do dispositivo de expansão são raros e ainda com lacunas consideráveis.

Dmitriyev e Pisarenko (1982) desenvolveram um método para determinação da carga ótima de fluido refrigerante para refrigeradores domésticos que empregam tubo capilar como dispositivo de expansão. Segundo os autores, a carga ótima de fluido refrigerante depende fortemente do volume interno do sistema de refrigeração, mais particularmente dos volumes internos do evaporador e do condensador. Experimentos foram conduzidos em dois estágios. Primeiramente, realizou-se uma bateria de testes para determinar a carga ótima de refrigerante utilizando-se evaporadores com volumes internos distintos, porém com a mesma área externa de transferência de calor. Diversos protótipos de refrigeradores foram montados e testados em um ambiente com temperatura controlada, com o intuito de quantificar a variação do coeficiente de desempenho em função da carga de fluido refrigerante e da fração de funcionamento do compressor.

A Figura 2.1 mostra os resultados desses experimentos, para duas temperaturas ambientes e três frações de funcionamento distintas. Pode-se observar que, independentemente da temperatura ambiente, há uma determinada carga de refrigerante onde o coeficiente de desempenho do sistema atinge um valor máximo. Os autores verificaram ainda que a carga ótima de refrigerante não depende da temperatura ambiente ou da fração de funcionamento do compressor, e que uma carga de refrigerante insuficiente gera um grau de superaquecimento excessivo na entrada do compressor, o que diminui o coeficiente de desempenho. Por outro lado, uma carga de refrigerante excessiva reduz a área efetiva de condensação, o que eleva a pressão de condensação e também reduz o coeficiente de desempenho. Os autores reportam ainda que a taxa de decréscimo do coeficiente de desempenho em um sistema com excesso de carga é superior ao observado num sistema com déficit de carga.

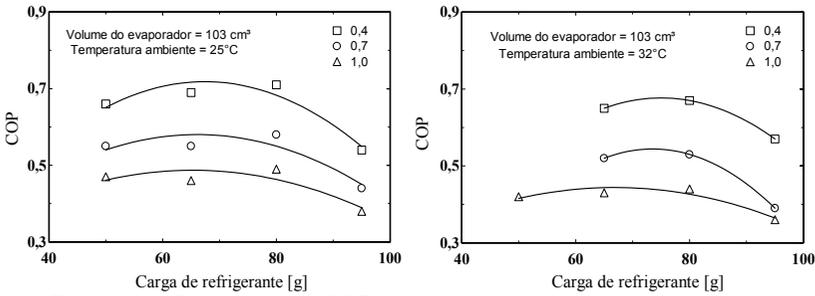


Figura 2.1 - Relação entre COP e carga de refrigerante para diferentes temperaturas ambiente (Adaptado de Dmitriyev e Pisarenko, 1982)

Num segundo estágio de testes, Dmitriyev e Pisarenko (1982) exploraram a variação do volume interno do condensador. Eles observaram que a carga ótima de refrigerante é afetada pelo volume interno do condensador, como ilustrado na Figura 2.2. No entanto, o efeito da variação da geometria do tubo capilar sobre a carga ótima de refrigerante não foi explorado.

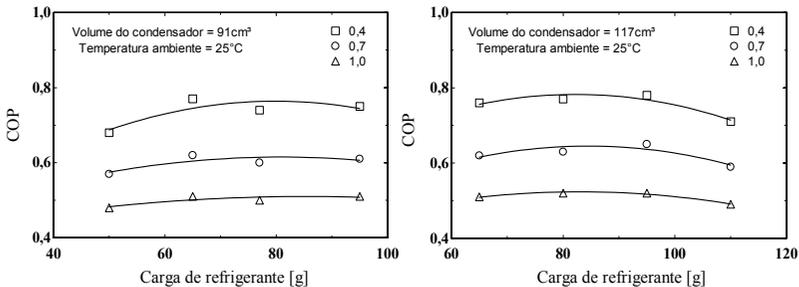


Figura 2.2 - Relação entre COP e carga de refrigerante para diferentes volumes do condensador (Adaptado de Dmitriyev e Pisarenko, 1982)

Vjacheslav et al. (2001) apresentaram um modelo para avaliar a carga ótima de refrigerante para um sistema de refrigeração. Eles afirmam que apesar da forte influência da carga de refrigerante sobre o desempenho do sistema, as técnicas usuais de determinação da carga ótima ainda são baseadas no método de tentativa e erro. Os autores modelaram cada componente do sistema de refrigeração isoladamente, explorando o efeito da carga de refrigerante sobre cada um deles e conseqüentemente sobre o desempenho do sistema. Da mesma forma que Dmitriyev e Pisarenko (1982), os resultados de Vjacheslav et al. (2001) indicam que o desempenho do sistema de refrigeração é fortemente dependente da carga de refrigerante.

Conforme ilustrado na Figura 2.3, à medida que refrigerante é adicionado ao sistema, o coeficiente de desempenho passa por um ponto de máximo, quando o fluido torna-se saturado na saída do condensador. À esquerda do ponto de máximo, o COP cai rapidamente com a carga de refrigerante, devido à redução das trocas de calor latente no evaporador. À direita do ponto de máximo observa-se uma redução menos acentuada do coeficiente de desempenho em decorrência do aumento da pressão de condensação.

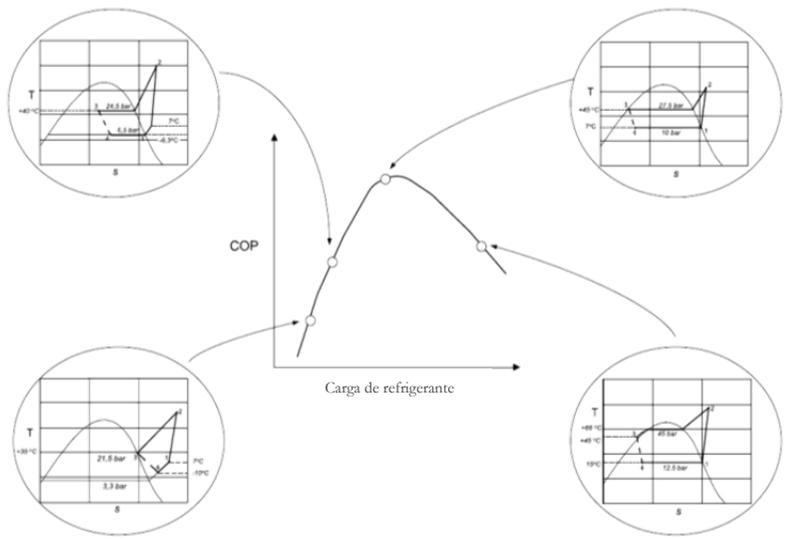


Figura 2.3 - Variação do COP do sistema em função da carga de refrigerante (Vjacheslav et al., 2001)

Assim como Dmitriyev e Pisarenko (1982), o trabalho de Vjacheslav et al. (2001) não considera a interação do dispositivo de expansão com a carga de fluido refrigerante. Além disso, as previsões do modelo de Vjacheslav et al. (2001) não reproduzem os dados experimentais obtidos por Wei e Wang (1998), como ilustrado na Figura 2.4.

Vjacheslav et al. (2001) afirmam que a discrepância entre os resultados do modelo e os dados experimentais de Wei e Wang (1998) deve-se provavelmente a dois motivos: (i) o modelo não inclui o acumulador de líquido utilizado no sistema de refrigeração e (ii) o dispositivo de expansão modelado não corresponde ao utilizado no experimento.

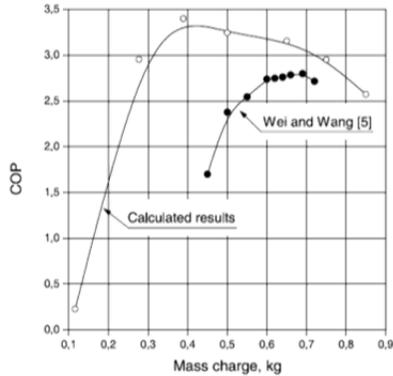


Figura 2.4 - Variação do COP em função da carga de refrigerante: resultados experimentais e computacionais (Vjacheslav et al., 2001)

Choi e Kim (2002) afirmam que o consumo de energia de um sistema de refrigeração é diretamente afetado pela carga de fluido refrigerante. Os autores afirmam ainda que falta ou excesso de carga degrada o desempenho e deteriora a confiabilidade do sistema, porém, a determinação da carga ótima não é tarefa fácil devido a sua relação com as condições de operação e com o tipo de dispositivo de expansão utilizado. Neste contexto, Choi e Kim (2002) estudaram o efeito da carga de fluido refrigerante sobre o desempenho de uma bomba de calor. O trabalho foi realizado numa bancada experimental especialmente desenvolvida para a atividade em questão (Figura 2.5). Esta bancada operava com R-22 e possuía uma capacidade nominal de 3,5kW.

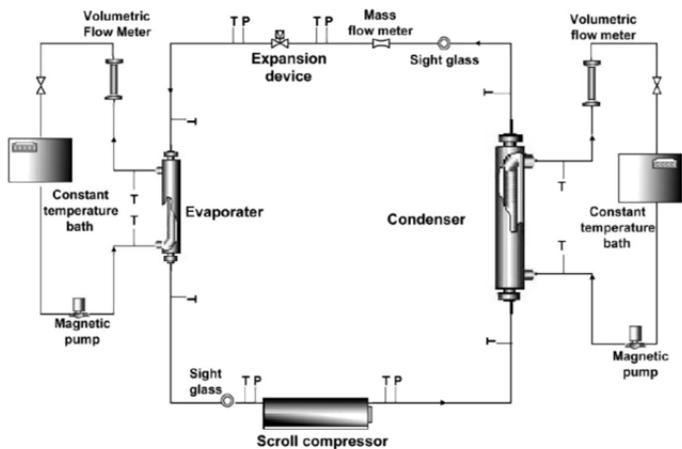


Figura 2.5 - Aparato experimental desenvolvido por Choi e Kim (2002)

Os trocadores de calor tipo tubo-em-tubo eram alimentados por circuitos externos de fluido secundário, cujas temperaturas eram controladas por banhos termostáticos. Nos testes realizados por Choi e Kim (2002), a carga de refrigerante foi variada entre -20% e +20% em relação à carga nominal do sistema com tubo capilar. Os autores concluíram que quando há excesso de carga, o consumo de energia aumenta devido ao aumento da vazão mássica e da relação de compressão. Quando há falta de carga, a capacidade de refrigeração é reduzida e a temperatura de descarga do compressor aumenta. Da mesma forma que Dmitriyev e Pisarenko (1982), Choi e Kim (2002) mostraram que a redução no coeficiente de desempenho é mais acentuada com falta de fluido do que com excesso. Eles mostraram que o COP foi reduzido em torno de 16% e 5%, respectivamente, com -20% e +20% da carga nominal de refrigerante.

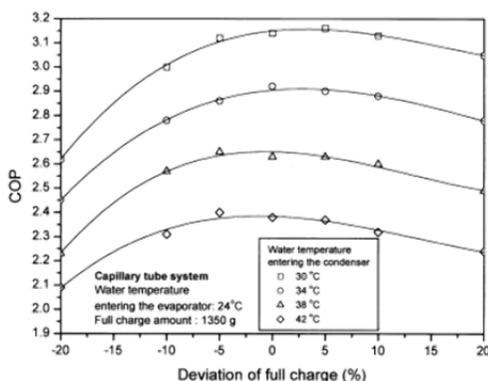


Figura 2.6 - Variação do COP em função da carga de refrigerante (Choi e Kim, 2002)

Da mesma forma que Choi e Kim (2002) e diversos outros autores, Grace et al. (2005) também evidenciam a forte dependência do COP de um sistema com a carga de refrigerante. O trabalho de Grace et al. (2005) foi focado num chiller comercial de pequeno porte que opera com R-404 e utiliza trocadores de calor tipo placas, compressor alternativo e uma válvula termostática. A Figura 2.7 ilustra o aparato experimental de Grace et al. (2005).

A carga de refrigerante original do sistema era de aproximadamente 1,20kg. Nos testes experimentais, os autores variaram a carga de 0,60kg até 1,70kg. A Figura 2.8 mostra a variação do coeficiente de desempenho em função da carga de refrigerante.

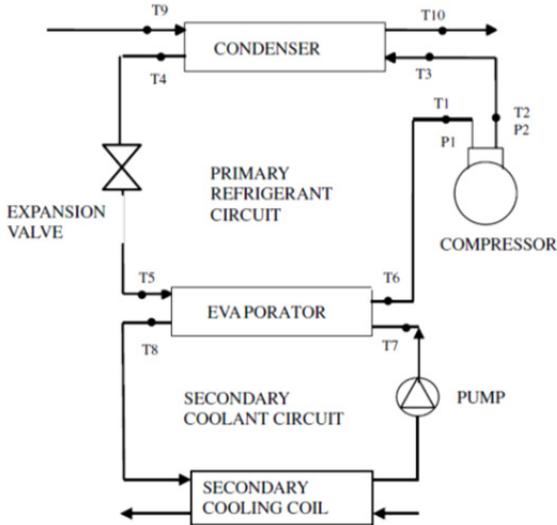


Figura 2.7 - Aparato experimental desenvolvido por Grace et al. (2005)

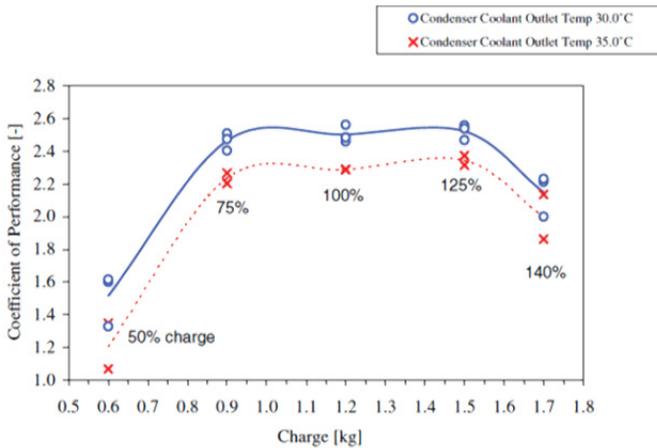


Figura 2.8 - Variação do COP em função da carga de refrigerante (Grace et al., 2005)

Pode-se observar que o COP permanece praticamente constante na faixa entre -25% a +25% de variação em relação à carga original do sistema. No entanto, este decresce até 50% quando há déficit de carga, e de 13% a 40% quando há excesso de carga. Além disso, percebe-se que o COP do sistema diminui com o aumento da temperatura de condensação devido ao aumento da razão de pressão.

Björk e Palm (2006) realizaram testes experimentais com um refrigerador doméstico operando em regime cíclico, sujeito à variações da abertura do dispositivo de expansão, da carga de refrigerante e da temperatura ambiente. O dispositivo de expansão original era constituído por um tubo capilar de 2,54m de comprimento e 0,60mm de diâmetro interno e por um trocador de calor interno do tipo concêntrico, com 2m de comprimento. As regiões adiabáticas de entrada e saída do tubo capilar tinham respectivamente 0,5m e 0,04m de comprimento. A região de entrada adiabática foi eliminada para permitir a instalação de uma válvula de expansão do tipo agulha, controlada por um motor de passo. Desta forma, a restrição do dispositivo de expansão pôde ser variada. Um cilindro com refrigerante foi conectado na linha de serviço do compressor, através de uma válvula solenoide. A quantidade de refrigerante inserida no sistema, neste caso isobutano, foi controlada através de uma balança de precisão. O consumo de energia do refrigerador foi medido, em operação cíclica, através de um integrador de potência. O aparato experimental empregado por Björk e Palm (2006) é mostrado na Figura 2.9.

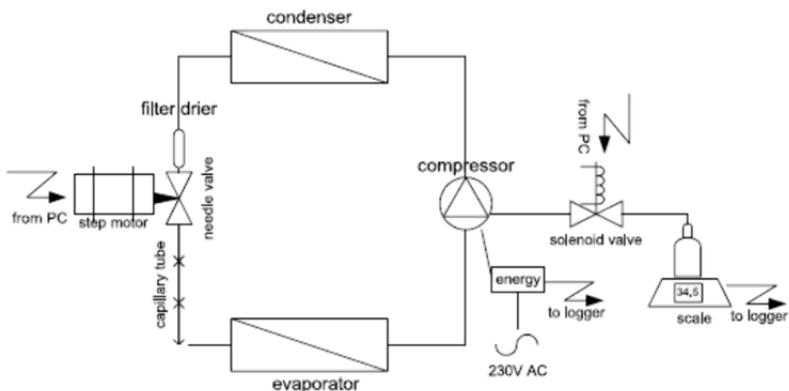


Figura 2.9 - Aparato experimental utilizado por Björk e Palm (2006)

Os experimentos foram realizados em temperaturas ambientes de 16°C, 25°C e 31°C, adicionando-se carga ao sistema a partir de um valor mínimo e com a válvula agulha na posição de maior abertura. Após 20 ciclos, o consumo de energia era obtido através da integração de todos os ciclos. Na seqüência, a válvula é fechada gradativamente, e o consumo de energia novamente medido. Quando a válvula agulha atinge a posição de menor abertura, carga de refrigerante é adicionada, a válvula volta para a posição de abertura máxima e os testes são reiniciados. Foram realizados 600 experimentos com diferentes combinações de carga de refrigerante, restrição do dispositivo de expansão e temperatura ambiente. A Figura 2.10

ilustra os resultados obtidos para uma temperatura ambiente de 25°C. Como pode ser observado, existe uma região onde o consumo de energia é mínimo, região esta que pode ser atingida mediante uma dupla combinação de carga de refrigerante e restrição do dispositivo de expansão. As irregularidades do mapa devem-se às oscilações aleatórias da temperatura ambiente e aos períodos do ciclo. Além disso, Björk e Palm (2006) mostraram que a carga ótima de fluido refrigerante é a mesma nos testes com temperaturas ambientes de 25°C e 31°C. Em 16°C, a carga ótima é levemente maior. Segundo os autores, essa diferença deve-se à solubilidade do refrigerante no óleo do compressor. Os testes experimentais realizados por Björk e Palm (2006) exigiram muito tempo, uma vez que o mapeamento requer centenas de testes, todos com medição do consumo de energia em regime cíclico.

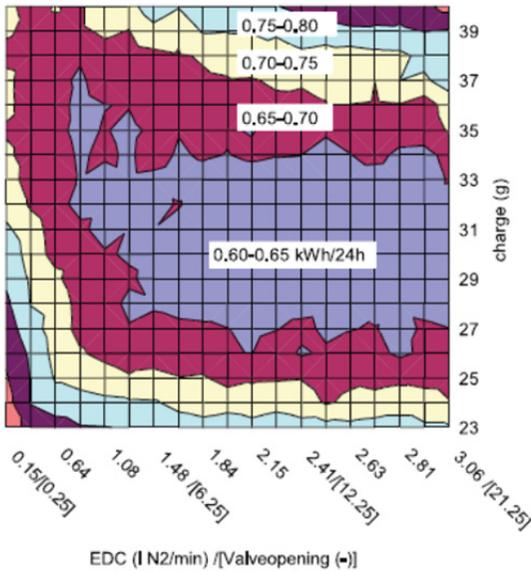


Figura 2.10 - Consumo de energia na temperatura ambiente de 25°C (Björk e Palm, 2006)

Além disso, Björk e Palm (2006) não mapearam completamente o consumo de energia devido à limitação do aparato experimental empregado. A eliminação do comprimento de entrada adiabático do tubo capilar, de apenas 0,5m, não foi suficiente para gerar vazões superiores a 3,06lN₂/min, inviabilizando o mapeamento em pequenas restrições.

Li e Braun (2009) comentam que a carga de fluido refrigerante é crítica para qualquer sistema de refrigeração e que as práticas atuais para a sua

determinação são custosas e exigem um tempo relativamente longo. Por essa razão, eles desenvolveram um método para estimar a carga de refrigerante usando medições não-invasivas de temperatura. O método desenvolvido detecta automaticamente um excesso ou déficit de refrigerante. Os autores afirmam que o dispositivo pode ser usado tanto para determinar, como também para ajustar a carga de refrigerante. Primeiramente, os autores modelam separadamente a carga de refrigerante nos lados de alta e baixa pressão do sistema. Os modelos foram agrupados numa equação que permite a determinação da carga de refrigerante em função do grau de superaquecimento e sub-resfriamento prescritos. O método baseia-se em sete diferentes sistemas de refrigeração, abordando diversas combinações de capacidade de refrigeração, tipos de dispositivo de expansão e fluidos refrigerantes. Os resultados obtidos para um sistema que utiliza um dispositivo de expansão do tipo orifício e o refrigerante R-410a são ilustrados na Figura 2.11.

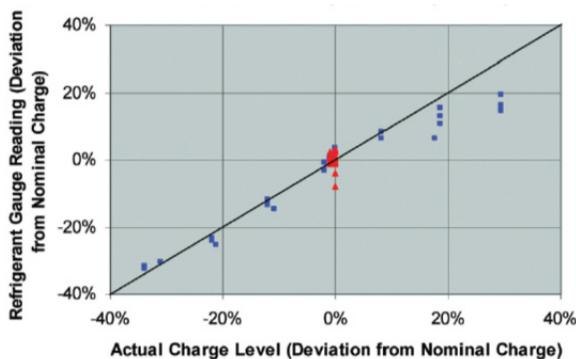


Figura 2.11 - Desempenho do sistema de monitoramento de carga desenvolvido por Li e Braun (2009)

O trabalho de Li e Braun (2009) se mostrou bastante efetivo para estimar a carga ótima de refrigerante para um determinado sistema de refrigeração. Porém, diferentemente de Björk e Palm (2006), o efeito da variação da restrição do dispositivo de expansão não foi explorado.

Da literatura percebe-se a forte influência do par tubo capilar – carga de refrigerante sobre o coeficiente de desempenho de um sistema de refrigeração. Porém, a maioria dos trabalhos disponíveis se limita a estudar apenas os efeitos da carga de refrigerante, deixando de lado os efeitos do dispositivo de expansão. Além disso, nenhum dos trabalhos é capaz de identificar o par tubo capilar – carga de refrigerante que maximiza o COP do sistema de forma rápida e eficaz.

O presente trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de uma metodologia para determinar o par tubo capilar - carga de refrigerante que minimiza o consumo de energia de um refrigerador doméstico. Para tanto, foi desenvolvida uma bancada experimental que permite a adição e subtração de carga de fluido refrigerante e, simultaneamente, a variação da restrição do dispositivo de expansão em um refrigerador doméstico específico. Primeiramente, assim como Björk e Palm (2006), obteve-se o ponto ótimo de operação do refrigerador através do mapeamento do consumo de energia em todas as condições de operação que puderam ser impostas ao sistema. Posteriormente, propôs-se uma metodologia capaz de estimar a geometria do tubo capilar que equivale à restrição imposta por qualquer dispositivo de expansão e desenvolveu-se um método de ensaio que determina o ponto ótimo de operação com base em um número reduzido de testes.

O aparato experimental é constituído basicamente por um dispositivo para carga de fluido refrigerante acoplado a um refrigerador doméstico modificado. O tubo capilar original do refrigerador foi substituído por um tubo de mesmo comprimento e maior diâmetro, montado em série com uma válvula de expansão micrométrica. Tal combinação permite aumentar ou diminuir a restrição do dispositivo de expansão em relação a configuração original. O dispositivo para carga permite a inserção e a retirada de fluido refrigerante do sistema e é conectado ao refrigerador através dos passadores de descarga e de sucção do compressor. Desta forma, o aparato experimental é capaz de ajustar simultaneamente a restrição do dispositivo de expansão e a carga de refrigerante.

3.1 Refrigerador doméstico

Os refrigeradores domésticos utilizados no presente trabalho são de fabricação *Bosch*, modelo KDN42, tipo top-mount (ver Figura 3.1).



Características do refrigerador	
Modelo	KDN42/127V
Dimensões	[mm]
Altura	1735
Largura	700
Profundidade	705
Capacidade de armazenagem	[litros]
Total	403
Compartimento refrigerador	314
Compartimento congelador	89
Fluido refrigerante	R600a
Classificação PROCEL	A
Consumo de energia da etiqueta	55 kWh/mês
Temperatura do congelador	-18°C

Figura 3.1 - Foto e características do refrigerador Bosch KDN42

O sistema de refrigeração original é composto por um compressor alternativo, modelo EGAS70CLP, um condensador do tipo arame-sobre-tubo, um tubo capilar com comprimento total de 3,32m e diâmetro interno de 0,70mm, um evaporador de alumínio do tipo tubo-aleta e por um tro-

gador de calor interno do tipo concêntrico com comprimento de 2,05m. A temperatura do gabinete é controlada manualmente através de um *damp*er que permite alterar a vazão de ar insuflada nesse compartimento. A carga nominal de fluido refrigerante é de 47g de HC-600a (isobutano). A troca de calor no evaporador ocorre por convecção forçada e no condensador por convecção natural.

Um primeiro refrigerador, utilizado como referência, foi testado com sua configuração original. Um segundo refrigerador, utilizado no decorrer deste trabalho, foi modificado através da substituição do tubo capilar original por um de 0,83mm de diâmetro interno.

3.2 Dispositivo de carga

O dispositivo para carga de fluido refrigerante é constituído por um cilindro suspenso em uma célula de carga e por duas válvulas solenoides de ação direta, conectadas às linhas de sucção e descarga. Tais componentes são mostrados na Figura 3.2.

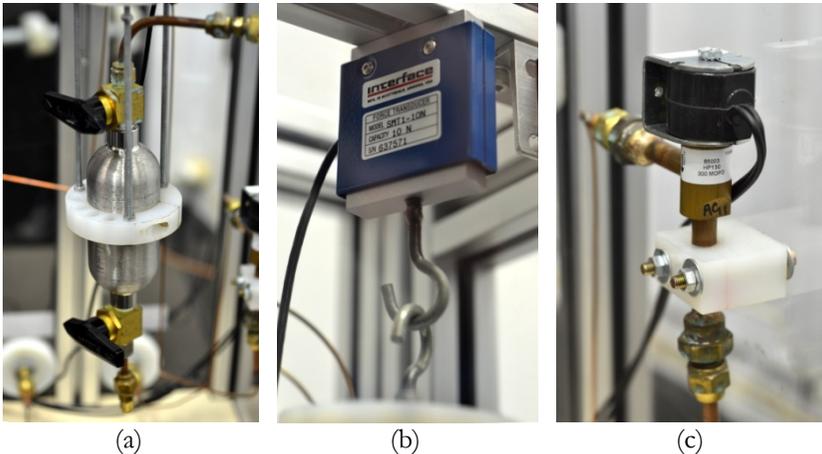


Figura 3.2 - (a) Cilindro, (b) célula de carga e (c) válvula solenóide

A célula de carga é basicamente um dispositivo que converte força em sinal elétrico através do uso de extensômetros. A célula de carga em questão é de alta precisão e possui capacidade máxima de 10N. As válvulas solenoides possuem diâmetro interno de 0,76mm e são acionadas através de bobinas elétricas com alimentação de 12V.

O fluido refrigerante é armazenado no cilindro de onde sai para e retorna do circuito de refrigeração. A transferência de fluido refrigerante

do cilindro para o sistema, ou vice-versa, se dá através da diferença de pressão controlada pela abertura das válvulas solenoides. A pressão do fluido refrigerante no cilindro é a pressão de saturação correspondente à temperatura ambiente. Tal pressão é sempre intermediária às pressões de descarga e sucção do sistema de refrigeração. Assim, a passagem de refrigerante para o sistema ocorre mediante a abertura da válvula solenoide que liga o cilindro à sucção do sistema, enquanto o recolhimento do fluido se dá pela abertura da válvula solenoide ligada à linha de descarga. A Figura 3.3 ilustra o esquema do dispositivo de carga acoplado ao sistema de refrigeração do refrigerador doméstico.

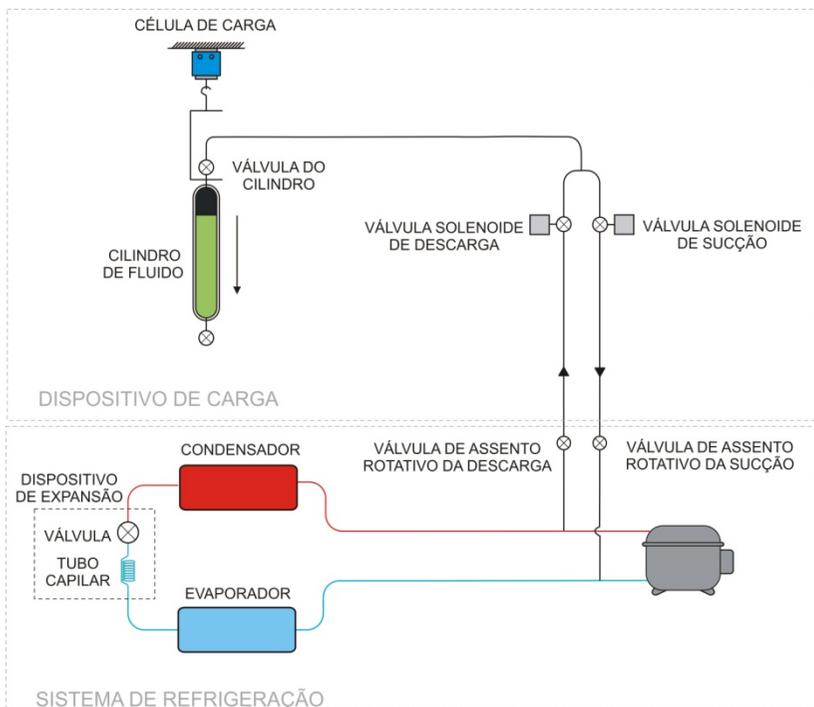


Figura 3.3 - Esquema do aparato experimental

A massa de refrigerante transferida é computada através da diferença entre a massa contida no cilindro antes e após a abertura da válvula. O processo de transferência de massa deve ocorrer de forma lenta para garantir a precisão desejada. Para tanto, todas as tubulações do dispositivo de carga são compostas por tubos capilares de diâmetro igual a 0,91mm, o que propicia um pequeno volume e impõe uma perda de carga adequada. Válvulas de assento rotativo, controladas manualmente, foram também insta-

ladas para garantir estanqueidade quando o sistema de refrigeração estiver desligado. A Figura 3.4 mostra o dispositivo de carga e as ligações com os passadores de sucção e descarga.

O procedimento de carga se inicia com a ligação do dispositivo de carga aos passadores de sucção e descarga do compressor do sistema. Com todas as válvulas do dispositivo abertas, exceto a válvula do cilindro, realiza-se vácuo em todo o conjunto. Em seguida, as válvulas de assento rotativo são fechadas e as válvulas do cilindro e solenoides são abertas. Neste ponto, vapor de fluido refrigerante ocupa todas as linhas do dispositivo de carga. As válvulas solenoides são então fechadas e as válvulas de assento rotativo abertas. A partir daí, fluido refrigerante pode ser inserido e retirado do sistema pela simples atuação das válvulas solenoides. O procedimento de vácuo, realizado somente no momento inicial de instalação do dispositivo, é essencial para eliminar umidade e gases incondensáveis que podem comprometer o pleno funcionamento do sistema de refrigeração.



Figura 3.4 - Dispositivo de carga e conexões de sucção e descarga

3.3 Dispositivo de expansão

A restrição do dispositivo de expansão do refrigerador foi variada através da utilização de uma válvula micrométrica instalada em série com um tubo capilar. Para tanto, o tubo capilar original com diâmetro interno de 0,70mm foi substituído por um novo tubo capilar de mesmo comprimento e de diâmetro interno igual a 0,83mm. Com exceção do tubo capilar, todos os demais componentes do refrigerador foram mantidos na configuração e posição originais. A válvula micrométrica, ou válvula agulha, é um tipo de válvula que possui um pequeno orifício cuja abertura é controlada pela posição de um obturador movimentado através de uma rosca fina. A associação tubo capilar de maior diâmetro e válvula micrométrica permite portanto aumentar ou diminuir a restrição do dispositivo de expansão em relação à restrição imposta pelo tubo capilar original. O processo de substituição do tubo capilar é descrito no Apêndice I.



Figura 3.5 - Válvula micrométrica

A válvula micrométrica é aberta e fechada através de um motor de passo com discretização de $1,8^\circ$ (200 passos). Motores de passo são dispositivos mecânicos com bobinas eletro-magnéticas alimentadas em série e que podem ser controladas digitalmente através de *hardware* e *software* específicos. Desta forma, a restrição do dispositivo de expansão pode ser variada remotamente e de forma precisa.

A válvula micrométrica utilizada é de fabricação *Swagelok*, modelo *SS-4MG*, com diâmetro interno máximo de 3,25mm e uma faixa de regulação de $9\frac{3}{4}$ voltas. O acoplamento do motor de passo à válvula micrométrica foi confeccionado em alumínio e o suporte do acoplamento em nylon. Tal dispositivo é mostrado na Figura 3.6.

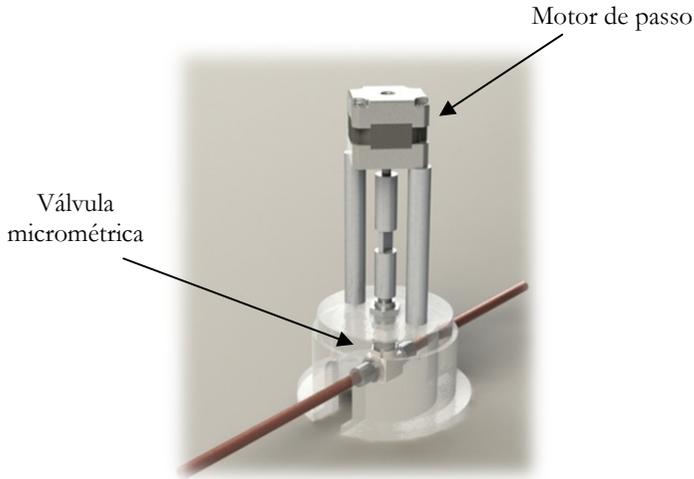


Figura 3.6 - Esquema do motor de passo acoplado à válvula micrométrica

3.4 Câmara de testes

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°C e 43°C, com uma incerteza de $\pm 0,1^\circ\text{C}$. A umidade relativa também é controlada, entre 30% e 95%, com uma incerteza inferior a $\pm 5\%$. A velocidade do ar dentro da câmara não excede 0,25m/s, conforme recomendado pela norma.

A câmara é composta por um sistema de refrigeração, um sistema de circulação de ar (ventiladores e *dampers*), um sistema de aquecimento (resistências elétricas) e um umidificador (resistência elétrica submersa em um reservatório d'água). A temperatura interna da câmara, medida através de quatro termopares localizados próximos ao forro, é controlada por um controlador do tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo), que atua sobre uma bateria de resistências elétricas. A umidade relativa, medida através de um sensor posicionado no centro geométrico da câmara e próximo ao forro, é também controlada por um controlador do tipo PID que recebe o sinal enviado por uma sonda capacitiva e atua sobre as resistências do sistema de umidificação. Um esquema da câmara de teste é ilustrado na Figura 3.7.

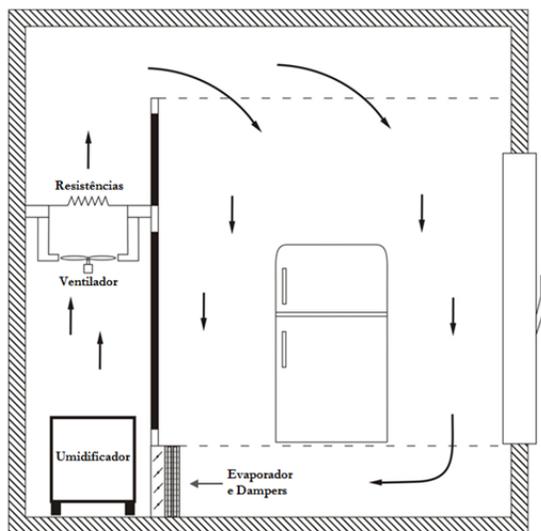


Figura 3.7 - Esquema da câmara de testes

3.5 Sistema de medição e controle

As temperaturas dos ambientes interno e externo do refrigerador foram medidas com transdutores de temperatura (termopares tipo T) brastados dentro de cilindros de cobre padronizados. As temperaturas do fluido refrigerante foram medidas com termopares, também do tipo T, fixados sobre a tubulação mediante o uso de cinta plástica e fita adesiva dielétrica. Pasta térmica foi utilizada para diminuir a resistência de contato entre o termopar e a superfície.

As pressões de sucção e descarga do sistema de refrigeração foram medidas através de transdutores de pressão absoluta. Tais transdutores utilizam uma fonte de alimentação constante de 10V e geram um sinal de tensão proporcional à pressão imposta e à tensão de alimentação. A vazão mássica de fluido refrigerante foi medida por um transdutor do tipo Coriolis, instalado na descarga do compressor e devidamente calibrado (Apêndice II). A potência das resistências, do ventilador e do compressor do refrigerador foram medidas com transdutores específicos que geram sinais de tensão diretamente proporcionais aos valores das grandezas medidas. A variação da massa de fluido refrigerante contida no interior do cilindro do dispositivo de carga foi medida através de uma célula de carga com capacidade máxima de 10N, devidamente calibrada (Apêndice III). A Tabela 3.1 mostra as características dos transdutores utilizados no aparato e suas respectivas incertezas de medição.

Tabela 3.1 - Transdutores e respectivas incertezas

Medição	Transdutor	Faixa de medição	Incerteza
Temperatura [°C]	Termopar tipo T	-30,0 - 200,0	±0,1
Pressão alta [bar]	Extensômetro	0 - 20,0	±0,04
Pressão baixa [bar]	Extensômetro	0 - 10,0	±0,02
Vazão mássica [kg/h]	Coriolis	0 - 65	±0,06
Massa de refrigerante [g]	Célula de carga	0 - 1000	±0,3
Potência do sistema [W]	Watímetro	0 - 1500	±1,5
Potência resistências [W]	Watímetro	0 - 75	±0,07

Os dados de pressão, temperatura e vazão mássica foram adquiridos através de um sistema de aquisição *Agilent HP34980*. As potências do compressor, ventilador e resistências dos compartimentos refrigerados foram medidas com um integrador de potência *Yokogawa*, modelo *WT230*. Os dados de pressão, temperatura, vazão mássica e potência foram gerenciados e gravados num microcomputador, utilizando o *software HP-VEE*. A Tabela 3.2 lista os componentes do aparato experimental e suas principais características técnicas.

Tabela 3.2 - Principais componentes do aparato experimental

Componente	Fabricante	Modelo	Inf. Adicionais
Cilindro	Swagelok	304L-HDF4-150	Capacidade: 150ml
Célula de carga	Interface Force	SMT1	Cap. Máxima: 10N
Válvula solenoide	Parker	HP130	Orifício: 0,03 pol
Bobina solenoide	Parker	H-23	Tensão: 24 Vcc
Válvula de assento rotativo	Swagelok	B-14DKS4	-
Relé de estado sólido	Contemp	SS244007	-
Controlador PID	Eurotherm	2216e	-
Motor de passo	Akiyama	AK39H/12-1.8	Torque: 1,1 kgf.cm Ângulo de passo: 1,8°
Válvula micrométrica	Swagelok	SS-4MG	Vazão máxima: 0,16Cv Faixa: 9,75 voltas
Refrigerador	Bosch - Mabe	KDN42	-

O sinal gerado pela célula de carga é adquirido por um segundo sistema de aquisição *Agilent HP34970A*. A célula de carga transmite um sinal de tensão ao sistema de aquisição correspondente à massa do cilindro suspenso. Tal sinal é convertido em massa através da curva da calibração previamente obtida. O *software Labview* é utilizado no gerenciamento do sinal de massa da célula de carga, além de realizar o controle do motor de passo acoplado à válvula micrométrica e o controle da abertura e fechamento das válvulas solenoides do dispositivo de carga. Os sinais de controle são enviados ao aparato experimental através da comunicação via porta paralela do microcomputador. A alteração da posição da válvula micrométrica e da

carga de fluido refrigerante é portanto realizada remotamente, através de uma interface desenvolvida no *software Labview*.

3.5.1 Controle da carga de refrigerante

A primeira parte do *software* desenvolvido permite a inserção ou retirada de fluido refrigerante do sistema de refrigeração através do acionamento remoto das válvulas solenoides do dispositivo de carga. A interface do programa é simples. O usuário seleciona inserção ou retirada de fluido e escolhe a quantidade de massa a ser transferida. Com um clique, o programa abre a válvula solicitada, fechando-a quando a massa desejada é atingida. A interface do programa é mostrada na Figura 3.8.

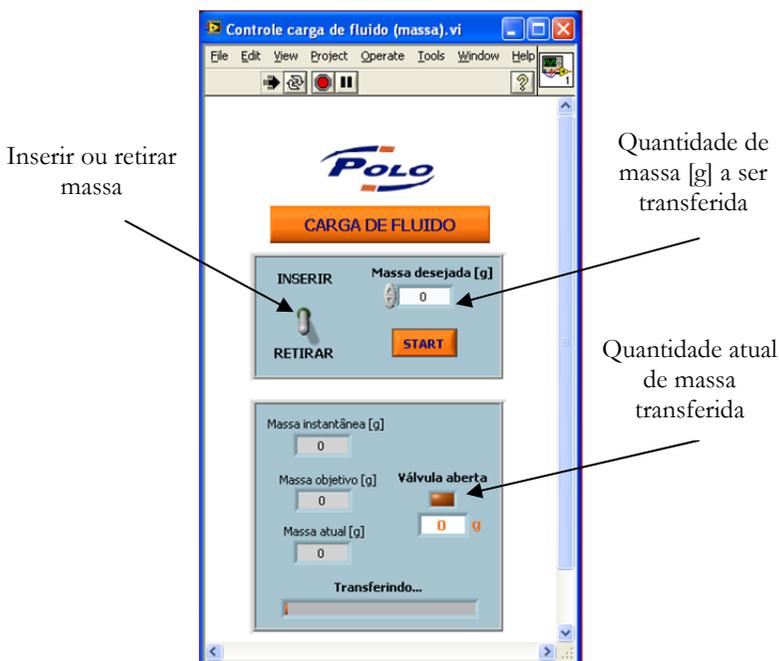


Figura 3.8 - Interface do programa desenvolvido para inserção e retirada controlada de fluido refrigerante

Para tanto, o programa monitora constantemente a massa medida pela célula de carga. Quando o usuário seleciona a quantidade a ser transferida, o programa calcula a massa a ser atingida e abre a válvula solenoide correspondente. Assim que a massa do cilindro atinge o valor desejado, o programa fecha a válvula. Esse processo tem boa precisão pois o sistema

de aquisição possui uma taxa de aquisição de dados de 100ms e o tempo de resposta da válvula é elevado.

As bobinas das válvulas solenoides são acionadas através de um relé de estado sólido. Tal relé é ativado pelo programa através da porta paralela do microcomputador. A válvula solenoide de sucção ou descarga é aberta quando o usuário seleciona respectivamente "INSERIR" ou "RETIRAR". A Figura 3.9 mostra o esquema de acionamento das válvulas solenoides.



Figura 3.9 - Esquema de acionamento das válvulas solenoides do dispositivo de carga

A Figura 3.10 ilustra um processo de transferência de fluido para dentro do sistema de refrigeração.

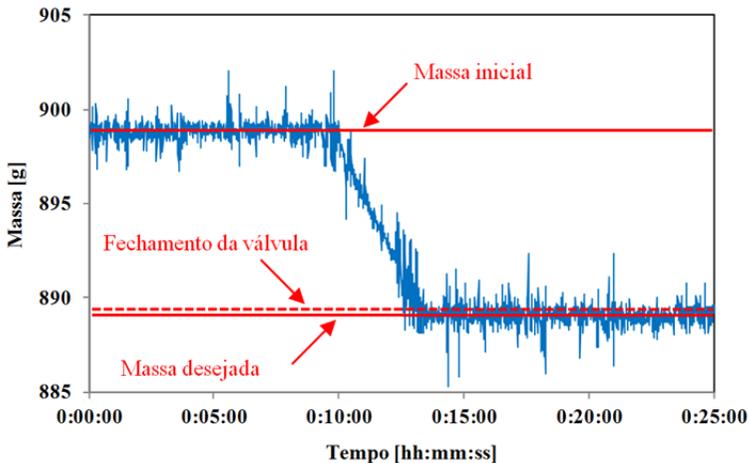


Figura 3.10 - Exemplo de inserção de carga em um sistema de refrigeração

Percebe-se que a massa total medida pela célula de carga, que equivale ao conjunto fluido refrigerante + suporte + cilindro, decresce durante o processo e a diferença entre a média dos valores de massa antes da aber-

tura e após o fechamento da válvula corresponde à massa inserida no sistema.

No processo de inserção ou retirada, após o fechamento da válvula solenoide correspondente, ainda ocorre transferência de uma pequena quantidade de fluido refrigerante devido à inércia inerente ao processo. Portanto, a válvula solenoide deve ser fechada um pouco antes da massa desejada ter sido atingida, conforme ilustra a Figura 3.10.

Testes adicionais foram então realizados com o objetivo de inferir o erro inerente ao processo de carga. Tais ensaios indicaram que o fechamento deve ocorrer 0,2g antes da massa desejada ter sido atingida.

A Figura 3.11 mostra a quantidade exata de massa inserida no sistema quando o programa é solicitado a inserir 5g. Percebe-se que com exceção de um, todos os ensaios se mantiveram dentro de uma faixa de erro de $\pm 0,2$ g.

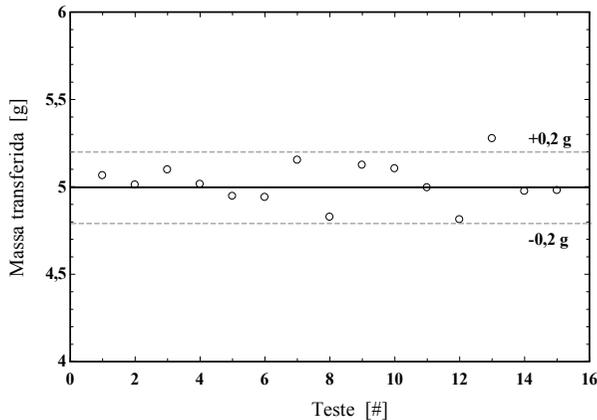


Figura 3.11 - Erro do processo de carga de fluido refrigerante

3.5.2 Controle do motor de passo

A segunda parte do *software* desenvolvido tem por finalidade controlar o motor de passo acoplado à válvula micrométrica. O usuário seleciona o fechamento ou a abertura da válvula e o número de passos desejado. Cada passo do motor corresponde a $1,8^\circ$. A válvula possui uma abrangência de $9\frac{3}{4}$ voltas, o que equivale a 1950 passos. A interface do *software* desenvolvido é mostrada na Figura 3.12.

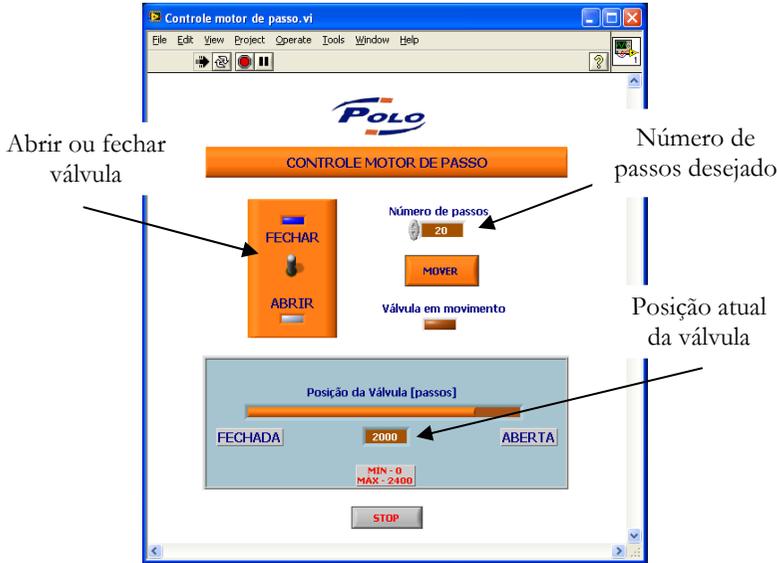


Figura 3.12 - Programa desenvolvido em *Labview* para controle da válvula micrométrica

A comunicação entre o *software* e o motor de passo também é realizada via porta paralela do microcomputador. O motor de passo utilizado é de relutância variável, de seis fios e com quatro enrolamentos. O *software* é responsável pelo controle lógico de acionamento de cada enrolamento na seqüência e freqüência adequada. O sinal enviado à porta paralela deve ser gerenciado através de um circuito eletrônico dedicado, construído conforme a Figura 3.13.

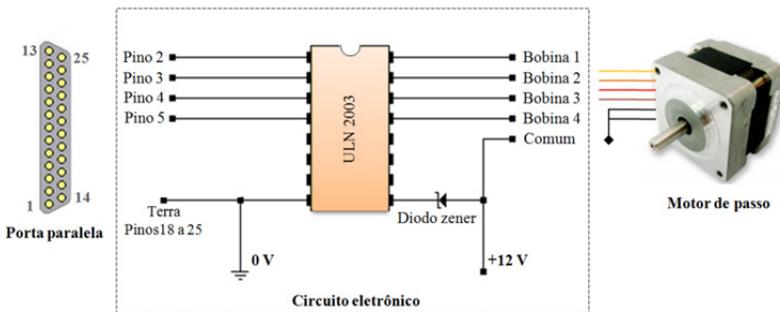


Figura 3.13 - Hardware para controle do motor de passo via microcomputador (Adaptado de Messias, 2006)

O circuito eletrônico utiliza um diodo zener como regulador de tensão e um circuito integrado ULN2003 para amplificar o nível de tensão da porta paralela na entrada do motor de passo. Este *hardware* é indispensável para a correta amplificação do sinal e acionamento do motor de passo, assim como para proteger a porta paralela de eventuais danos elétricos.

4.1 Método de ensaio

Os ensaios experimentais consistem no mapeamento do consumo de energia para diferentes pares tubo capilar – carga de refrigerante em todas as possíveis condições de operação. O primeiro ensaio é realizado com a válvula micrométrica completamente aberta e com o sistema carregado com a mínima carga possível. Para tanto, fluido refrigerante é adicionado ao sistema até que o refrigerador possua capacidade de refrigeração suficiente para atingir as temperaturas de projeto nos compartimentos refrigerados. Em seguida, a válvula é fechada gradativamente até que a posição de máxima restrição seja atingida. Na seqüência, fluido refrigerante é adicionado ao sistema, a válvula retorna à posição de máxima abertura e os testes são reiniciados. Os ensaios são encerrados quando a carga de refrigerante atinge o máximo valor desejado. A Figura 4.1 mostra um esquema dos ensaios realizados. O código C corresponde à carga de fluido refrigerante, que varia de 1 (mínima) até j (máxima). O código PV corresponde à posição da válvula, variando de 1 (máxima abertura) até i (mínima abertura).

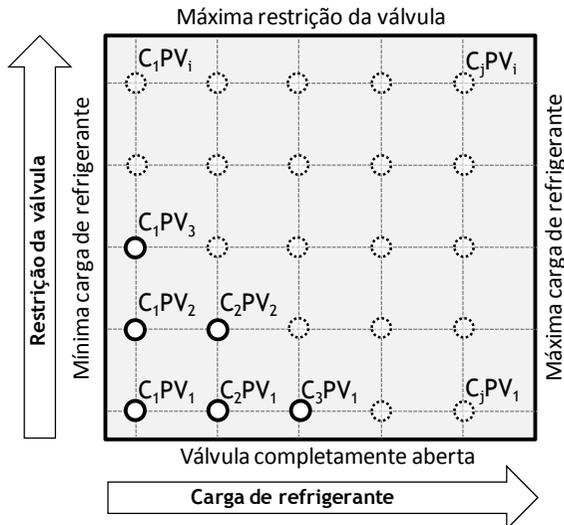


Figura 4.1 - Codificação dos ensaios realizados

Vale ressaltar que C_1 é a carga mínima de fluido refrigerante obtida num ensaio com a válvula completamente aberta (PV_1). A mínima abertura PV_i corresponde à posição da válvula onde ainda se consegue atingir as temperaturas de projeto e a máxima carga de fluido C_j corresponde à carga que não ponha em risco a integridade do compressor. O incremento na quantidade de fluido refrigerante é de aproximadamente 3g. Já o incremento na movimentação da válvula não é constante pois depende da posição da válvula em relação à máxima abertura. Quando a válvula está mais aberta, a vazão mássica varia significativamente após 0,5 ou 0,75 voltas, diferente do que acontece quando a válvula está próxima do fechamento máximo, onde 0,05 voltas são suficientes para uma variação considerável na vazão mássica. A Figura 4.2a ilustra o tipo de mapeamento desejado ao final dos ensaios experimentais.

Numa segunda etapa, um método de ensaio foi desenvolvido para determinar o ponto de mínimo consumo de energia a partir do menor número de ensaios experimentais possível. A Figura 4.2b esquematiza o objetivo da metodologia adotada.

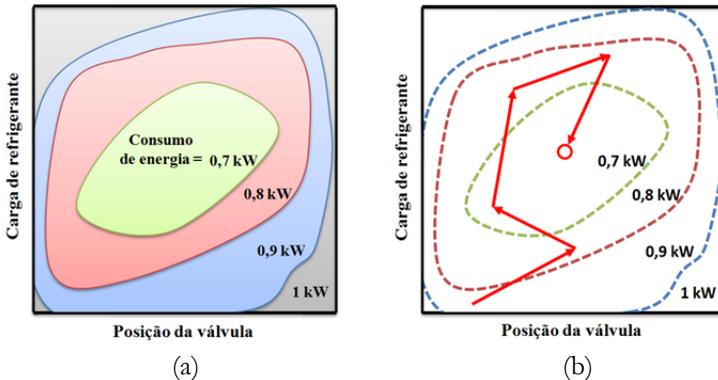


Figura 4.2 - (a) Mapeamento do consumo de energia; (b) Determinação do ponto de mínimo consumo de energia

4.2 Cômputo do consumo de energia

O compressor utilizado em um refrigerador doméstico é dimensionado para fornecer uma capacidade de refrigeração superior àquela necessária para vencer a carga térmica imposta ao sistema. Tal prática é utilizada para diminuir o tempo necessário para o produto atingir o regime permanente após a partida do compressor. Portanto, para compensar o excesso de capacidade de refrigeração, o compressor trabalha em regime cíclico, ou seja, no regime liga/desliga. O tempo de funcionamento do compressor

dividido pelo tempo total de um ciclo é definido como fração de funcionamento.

$$FF \equiv \frac{t_{lig}}{t_{lig} + t_{dest}} \quad (4.1)$$

Segundo Hermes et al. (2009), existem diversos procedimentos normalizados para medir o consumo de energia de refrigeradores domésticos, dentre os quais se destaca a norma adotada pelos fabricantes brasileiros de refrigeradores, a ISO 15502 (2007). Tal norma prevê que um teste de consumo de energia deve ser baseado no monitoramento da potência do compressor ao longo de dois testes cada qual com duração de 24 horas. Tal norma especifica também as temperaturas de referências para os compartimentos refrigerados. No caso do congelador, a temperatura depende da classificação do produto: -6°C (*), -12°C (**), e -18°C (***). Já para o gabinete, a temperatura de referência é fixada em 5°C .

Tabela 4.1 - Temperaturas de referência dos compartimentos refrigerados

Temperatura do Congelador	Temperatura do Gabinete	Temperatura Ambiente
-6°C *	5°C	25°C
-12°C **		32°C
-18°C ***		

Um dos testes de consumo é realizado com as temperaturas internas acima e o outro abaixo da referência. O consumo de energia é obtido pela interpolação dos resultados dos dois testes, com base nas temperaturas de referência. Os ensaios são realizados com o congelador carregado com pacotes de *tylose*, um produto sintético de calor específico equivalente ao da carne congelada. A temperatura da câmara de testes também é padronizada e depende do clima para o qual o refrigerador foi projetado: $25 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$ para clima temperado ou subtropical e $32 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$ para regiões de clima tropical, predominante no Brasil. Tal procedimento exige um tempo demasiadamente longo, para que o produto atinja o regime cíclico periódico. O processamento dos resultados é também demorado e complexo, devido ao comportamento transiente do refrigerador.

Em face do exposto, resolveu-se adotar a metodologia proposta por Hermes et al. (2009) para o cômputo do consumo de energia. Tal metodologia se baseia na realização de testes em regime permanente, o que reduz o tempo de ensaio e mantém a qualidade dos resultados. Para tanto, o excesso de capacidade de refrigeração é compensado pelo calor dissipado por resistências elétricas instaladas nos compartimentos refrigerados.

No método normalizado, as temperaturas dos compartimentos são controladas pelo termostato e pelo *dampner* termo-mecânico. O termostato liga ou desliga o compressor de acordo com a temperatura de um dos compartimentos, geralmente o congelador. Já o *dampner* termo-mecânico controla indiretamente as temperaturas internas através da alteração da relação de vazão de ar entre os compartimentos. Tal mecanismo de controle origina o comportamento cíclico do sistema.

Na metodologia de Hermes et al. (2009) as temperaturas dos compartimentos refrigerados são controladas por controladores PID (Proporcional-Integral-Derivativo) que atuam sobre resistências elétricas dispostas no interior do produto, como mostra a Figura 4.3. O termostato é desativado e o *dampner* é mantido na posição de abertura máxima. Dessa forma, o refrigerador trabalha em regime permanente, sem o desligamento do compressor, com termostato e *dampner* desativados, e com as temperaturas internas controladas por resistências elétricas.

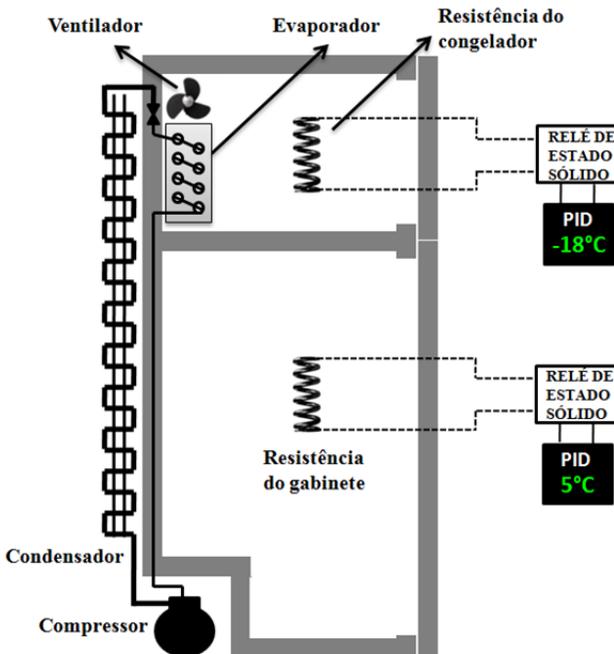


Figura 4.3 - Controle independente das temperaturas dos compartimentos refrigerados

Para determinar o consumo de energia através dessa metodologia deve-se, primeiramente, calcular a carga térmica imposta ao produto, com

base nas temperaturas dos compartimentos, na temperatura ambiente e na condutância global de cada compartimento (UA). Tais condutâncias foram obtidas através de testes de fluxo de calor reverso (Apêndice IV). Assim, na condição de regime permanente, a carga térmica do produto pode ser calculada através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_t = UA_{cg}(T_a - T_{cg}) + UA_g(T_a - T_g) + \dot{W}_{v,e} \quad (4.2)$$

onde $\dot{W}_{v,e}$ é a potência consumida pelo ventilador do evaporador, T_g é a temperatura do gabinete, T_{cg} é a temperatura do congelador, T_a é a temperatura ambiente e UA_{cg} e UA_g são respectivamente as condutâncias térmicas do congelador e do gabinete.

A capacidade de refrigeração é a energia retirada do produto para manter as temperaturas internas de projeto. Em regime permanente, tal energia é resultado da soma da carga térmica com as potências elétricas dissipadas pelas resistências do congelador e do gabinete, \dot{W}_{cg} e \dot{W}_g .

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_t + \dot{W}_{cg} + \dot{W}_g \quad (4.3)$$

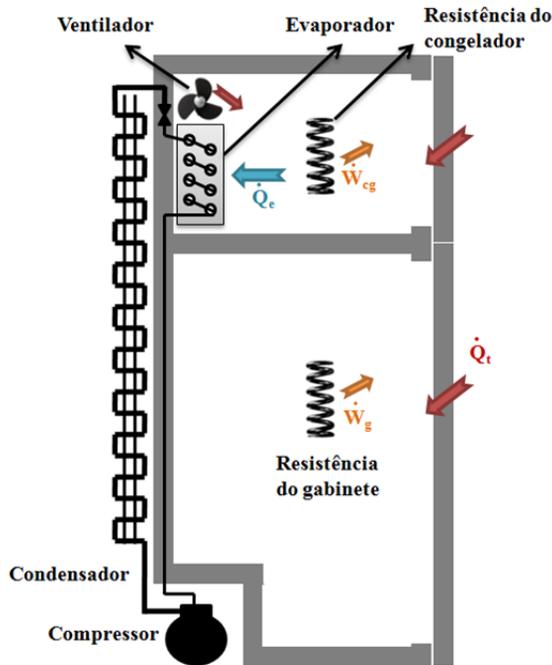


Figura 4.4 - Balanço de energia no refrigerador

Como mencionado anteriormente, quando o refrigerador opera em regime cíclico, toda a energia que entra no produto durante um ciclo deve ser eliminada pelo compressor. Assim, a fração de funcionamento (FF) pode ser aproximada através de um balanço de energia durante um ciclo:

$$\int_{t_{lig}} \dot{Q}_e \cdot dt + \int_{t_{desl}} \dot{Q}_{e,desl} \cdot dt = \int_{t_{lig}} \dot{Q}_t \cdot dt + \int_{t_{desl}} \dot{Q}_{t,des} \cdot dt \quad (4.4)$$

Em regime cíclico, a capacidade de refrigeração quando o compressor está desligado ($\dot{Q}_{e,desl}$) é nula. Neste período, o ventilador do evaporador é desligado juntamente com o compressor. Assim, a potência do ventilador deve ser subtraída da carga térmica imposta ao produto no período de desligamento ($\dot{Q}_{t,desl} = \dot{Q}_t - \dot{W}_{v,e}$).

Desta forma, a Equação (4.4) pode ser simplificada:

$$\bar{Q}_e \cdot t_{lig} = \bar{Q}_t \cdot t_{lig} + (\bar{Q}_t - \bar{W}_{v,e}) \cdot t_{desl} \quad (4.5)$$

Rearranjando a equação anterior para a fração de funcionamento:

$$FF \equiv \frac{t_{lig}}{t_{lig} + t_{desl}} \cong \frac{\bar{Q}_t - \bar{W}_{v,e}}{\bar{Q}_e - \bar{W}_{v,e}} \quad (4.6)$$

Isso significa que a fração de funcionamento pode ser obtida através de um teste em regime permanente, a partir da carga térmica e da capacidade de refrigeração do produto. O consumo de energia, por sua vez, pode ser obtido multiplicando-se a fração de funcionamento pelo consumo de energia em regime permanente, como indicado a seguir:

$$CE = FF \cdot \bar{W}_{sist} \quad (4.7)$$

onde \bar{W}_{sist} é a potência média consumida pelo sistema ($\bar{W}_k + \bar{W}_{v,e}$).

Finalmente, o coeficiente de desempenho (COP) do sistema pode ser calculado por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{sist}} = \frac{\bar{Q}_t + \bar{W}_{v,e}(FF - 1)}{CE} \quad (4.8)$$

É importante salientar que em todos os testes experimentais, as temperaturas dos compartimentos foram mantidas constantes e iguais às temperaturas de referência para o produto em questão. Ensaios realizados em condições extremas, onde o refrigerador não atingiu as temperaturas de referência, não foram considerados nesse trabalho.

Validação da metodologia

A metodologia proposta por Hermes et al. (2009) foi utilizada em todos os ensaios experimentais do presente trabalho. O tempo total para realização de cada teste foi de aproximadamente 12 horas, enquanto que o teste normalizado exigiu 48 horas. Houve, portanto, uma economia de tempo de mais de três vezes para realização de um teste de consumo de energia. É importante lembrar também que a metodologia adotada possibilita ainda o cômputo da capacidade de refrigeração, da carga térmica e do coeficiente de desempenho do sistema, parâmetros dificilmente medidos em testes normalizados.

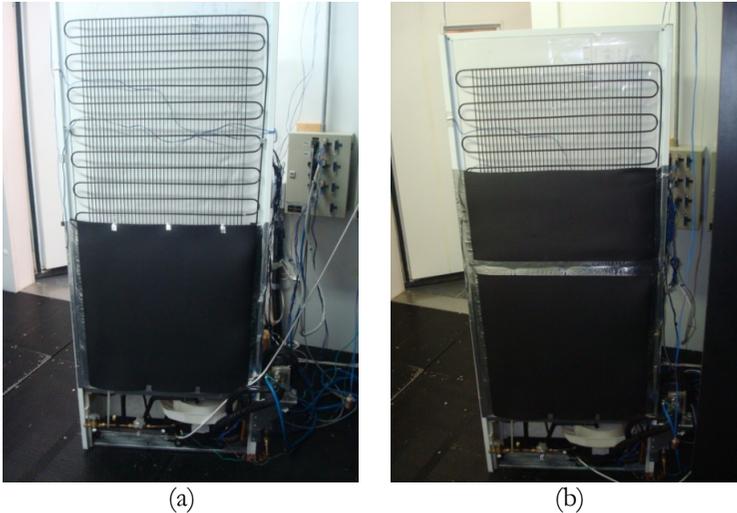
A norma ISO 15502 (2007) estabelece que o consumo de energia seja inferido a partir da realização de dois testes distintos, ambos com duração de 24 horas. Em tais testes, as parcelas de consumo referentes à partida do compressor e à resistência de degelo são levadas em consideração. Na metodologia adotada o compressor está constantemente ligado e a resistência de degelo desligada. Dessa forma, a metodologia adotada não prevê exatamente o consumo de energia medido pela metodologia normalizada, porém, é capaz de prever a variação do consumo de energia quando o refrigerador é submetido à diferentes geometrias e condições de operação.

A metodologia proposta por Hermes et al. (2009) foi validada por Knabben et al. (2011), através da realização de testes com os dois procedimentos em um produto igual ao utilizado no presente trabalho. Para tanto, ensaios foram realizados em três etapas: (i) condensador livre; (ii) condensador 50% bloqueado e; (iii) condensador 75% bloqueado. O bloqueio proposital do condensador teve por objetivo a diminuição da troca de calor e conseqüentemente o aumento das temperaturas de condensação e de evaporação do sistema. A Figura 4.5 ilustra o condensador bloqueado.

Os consumos de energia medidos em regime permanente (RP) e segundo a norma ISO 15502 (2007) são mostrados na Tabela 4.2 e na Figura 4.6. Pode-se perceber que a metodologia adotada subestima o consumo de energia normalizado em aproximadamente 6%.

Tabela 4.2 - Testes normalizados vs. testes em regime permanente

Isolamento condensador	Consumo	
	RP [kWh/mês]	Norma [kWh/mês]
0%	50,3	54,6
50%	53,0	56,2
75%	54,1	57,4



(a)

(b)

Figura 4.5- Isolamento do condensador. (a)50% bloqueado; (b)75% bloqueado

A Figura 4.6 mostra ainda que as curvas de consumo são praticamente paralelas, o que indica que a metodologia adotada consegue prever a mesma tendência dos testes normalizados. Tais resultados ilustram o potencial desta nova ferramenta para o presente trabalho, uma vez que o mapeamento do consumo de energia e a busca do ponto ótimo de operação exige a realização de dezenas de testes.

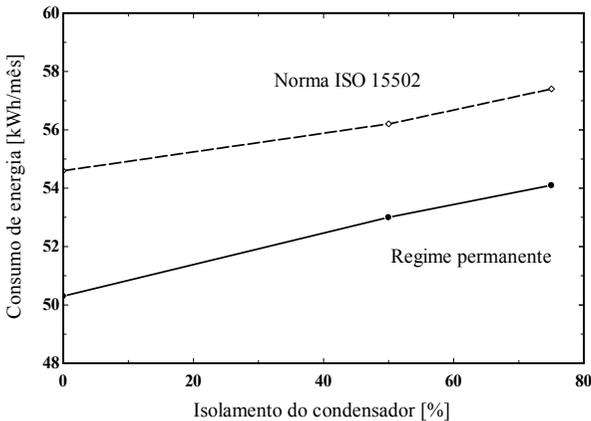


Figura 4.6 - Testes normalizados vs. testes em regime permanente

Os resultados obtidos no exercício de validação comprovam a potencialidade dessa nova ferramenta na avaliação de sistemas de refrigeração.

ção. No entanto, é importante salientar que o uso de tal metodologia não visa substituir o padrão normalizado de testes de consumo de energia, mas sim agilizar o processo de avaliação de um produto.

4.3 Processamento de Dados

Um modelo numérico foi desenvolvido para simular a vazão mássica de refrigerante através de um tubo capilar com regiões adiabáticas e não-adiabáticas. Tal modelo, descrito no capítulo seguinte, é capaz de estimar a vazão mássica, o diâmetro interno ou o comprimento do tubo capilar, dependendo das condições de entrada impostas pelo usuário. É importante destacar que inúmeras combinações de diâmetro e comprimento do tubo capilar servem para obter a expansão desejada. A Tabela 4.3 a seguir mostra as três variações do algoritmo em questão.

Tabela 4.3 - Variações do modelo numérico desenvolvido

Versão	Dados de entrada	Dado de saída
1	Vazão mássica e diâmetro interno	Comprimento
2	Vazão mássica e comprimento	Diâmetro interno
3	Comprimento e diâmetro interno	Vazão mássica

Após a realização dos testes com o refrigerador, a carga de refrigerante e a restrição do dispositivo de expansão que fornecem o máximo coeficiente de desempenho são determinadas. Porém, o dispositivo de expansão utilizado é uma combinação de um tubo capilar com uma válvula de expansão. Desta forma, ainda há a necessidade de se especificar um tubo capilar comercial que forneça uma restrição equivalente à imposta pelo par tubo capilar - válvula de expansão, o que ocorreu de acordo com o procedimento mostrado na Figura 4.7.

Primeiramente, a vazão mássica, as condições de operação e as características geométricas do tubo capilar e do trocador de calor interno são fornecidas como dados de entrada para o modelo desenvolvido. Tal modelo (versão 2) calcula o diâmetro interno do capilar correspondente. Caso o diâmetro calculado não corresponda a um diâmetro disponível comercialmente, faz-se o uso da metodologia de medição da vazão de nitrogênio através de tubos capilares, descrita no Apêndice V. A vazão de nitrogênio do tubo capilar em questão é então estimada através da correlação proposta por Kipp e Schmidt (1961), descrita posteriormente. Em seguida, escolhe-se um tubo capilar com diâmetro comercial e executa-se testes em uma bancada de medição de vazão de nitrogênio (Apêndice V), até que se encontre o comprimento de capilar que origina a vazão mássica de nitrogênio desejada.

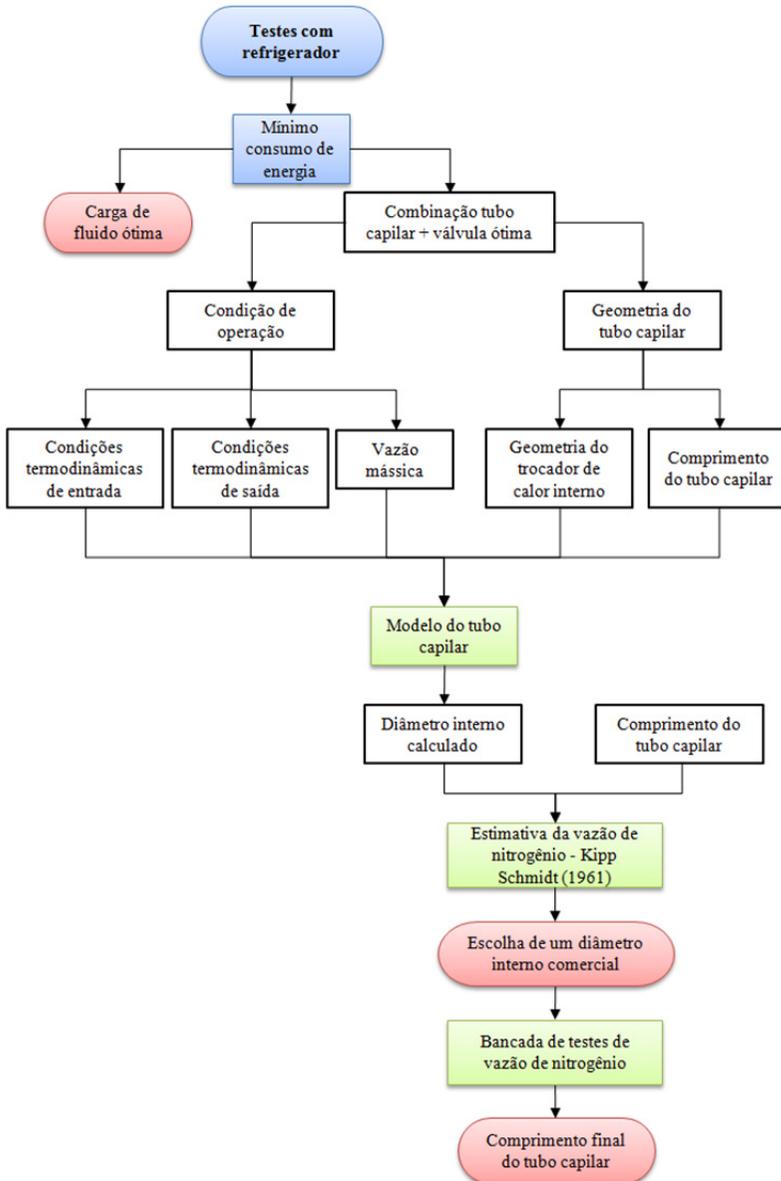


Figura 4.7 - Fluxograma para obtenção do tubo capilar ideal

Os tubos capilares utilizados em refrigeração doméstica são do tipo não-adiabáticos, o que significa que existe um trocador de calor interno (TCI). Os TCI são ou do tipo lateral, quando o tubo capilar é soldado à superfície externa da linha de sucção, ou do tipo concêntrico, quando o tubo capilar é introduzido na linha de sucção. O refrigerador em questão utiliza um trocador de calor do tipo concêntrico, que pode ser dividido em três regiões distintas: (i) região adiabática de entrada (L_{ent}), (ii) região não-adiabática (L_{hx}) e (iii) região adiabática de saída (L_{sai}).

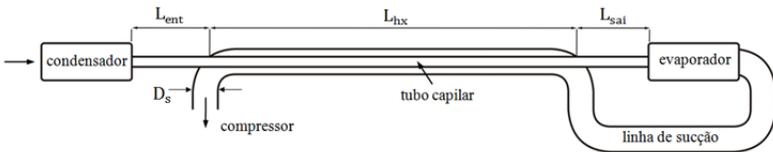


Figura 5.1 - Tubo capilar não-adiabático do tipo concêntrico

O fluido refrigerante sofre primeiramente uma redução de pressão devido aos efeitos viscosos, até que a condição de saturação seja atingida. A partir desse ponto ocorre uma redução progressiva de pressão em decorrência da aceleração do escoamento provocada pela redução da densidade do fluido. Em algumas condições, o fluido atinge a velocidade do som, quando então a vazão mássica se desacopla da pressão de evaporação (Fox et al., 2006).

5.1 Equações fundamentais e simplificações

O escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares é considerado bastante complexo por envolver fenômenos como mudança de fase, compressibilidade e metaestabilidade. O modelo desenvolvido é do tipo distribuído, pois se baseia nas equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, aplicadas a volumes de controle unidimensionais distribuídos ao longo do domínio (Mezavila e Melo, 1996; Hermes et al., 2000). Apesar de bastante preciso, o modelo distribuído apresenta grande dificuldade de convergência, como é ressaltado por Negrão e Melo (1999) e Bansal e Yang (2005). A abordagem proposta por Hermes et al. (2008b) resolve esse problema sem comprometer a qualidade dos resultados.

As equações conservativas na sua forma completa são complexas e exigem simplificações para serem resolvidas. As seguintes simplificações foram adotadas no presente trabalho.

- Escoamento em regime permanente e plenamente desenvolvido;
- Tubo capilar horizontal, reto, com seção transversal e rugosidade da superfície interna constantes;
- Fluido Newtoniano;
- Escoamento incompressível na região monofásica;
- Escoamento sem dissipação viscosa (Hermes, 2006);
- Escoamento sem perdas de carga localizadas nas regiões de entrada e saída do tubo capilar (Melo et al., 1999);
- Escoamento sem metaestabilidade (Boabaid Neto, 1994);
- Escoamento homogêneo na região bifásica (Seixlack, 1996);
- Tubo capilar e TCI totalmente isolados do ambiente externo;
- Refrigerante puro (sem óleo);
- Há apenas vapor superaquecido na linha de sucção;
- Fluxo de calor uniforme ao longo do trocador de calor interno (Hermes et al., 2008b);
- Escoamento isentálpico na região adiabática (Yılmaz e Unal, 1996).

Com base nas simplificações anteriores, as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento para um volume elementar de fluido dz , podem ser escritas da seguinte forma (Hermes et al., 2008b):

$$\frac{dG}{dz} = 0 \quad (5.1)$$

$$G \frac{dV}{dz} + \frac{dp}{dz} + \tau \frac{4}{D} = 0 \quad (5.2)$$

onde G é o fluxo de massa de refrigerante [$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$], V representa a velocidade média do escoamento na direção axial z [$m \cdot s^{-1}$], p é a pressão [Pa], $\tau = fGV/8$ é a tensão de cisalhamento na parede interna do tubo [Pa], f representa o fator de atrito de Darcy, D é o diâmetro interno do tubo capilar e h representa a entalpia específica [$J \cdot kg^{-1}$].

Sabendo que o fluxo de massa é definido como $G = V/v$, onde v é o volume específico [$m^3 \cdot kg^{-1}$], pode-se facilmente mostrar que $dV = Gdv$. Substituindo dV e V na Equação (5.2), tem-se:

$$G^2 dv + dp + \frac{4\tau}{D} dz = 0 \quad (5.3)$$

Como o volume específico é função da pressão e entalpia do fluido, $v = f(p, h)$, das relações de Maxwell, dv é definido como:

$$dv = \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_h dp + \left(\frac{\partial v}{\partial h} \right)_p dh \quad (5.4)$$

Para um dado fluxo de massa G , as equações (5.3) e (5.4) e a equação da conservação da energia, abordada posteriormente, formam um sistema de 3 equações e 4 incógnitas (v, p, z, h), de maneira que uma incógnita deve ser escolhida como domínio de integração. Para tanto, a coordenada espacial z tem sido largamente empregada (Mezavila, 1995; Hermes, 2000). Porém, neste trabalho adotou-se a pressão como domínio de integração, a exemplo de trabalhos anteriores (Chung, 1998; Hermes, 2006).

Desta forma, as equações (5.3) e (5.4) podem ser rearranjadas conforme segue (Hermes et al., 2008b):

$$\frac{dz}{dp} = -\frac{D}{4} \frac{1 + G^2 \left[v \left(\frac{\partial v}{\partial h} \right)_p + \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_h \right]}{\tau \left[1 + G^2 v \left(\frac{\partial v}{\partial h} \right)_p \right] + qG \left(\frac{\partial v}{\partial h} \right)_p} \quad (5.5)$$

A Equação (5.5) expressa a variação do comprimento do tubo para qualquer região do tubo capilar.

Reescrevendo a Equação (5.5) para a região adiabática ($q = 0$), onde o escoamento é considerado isentálpico ($\partial v / \partial h = 0$) e substituindo ainda a definição de τ , tem-se:

$$\frac{dz}{dp} = -\frac{2D}{fG^2v} \left[1 + G^2 \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_h \right] \quad (5.6)$$

Yilmaz e Unal (1996) propuseram um modelo matemático para cálculo do fluxo de massa através de tubos capilares adiabáticos considerando o escoamento isentálpico ($h = \text{constante}$). A mesma abordagem foi utilizada no presente trabalho. Já na região não-adiabática, segundo Hermes et al. (2008b), o efeito da variação de energia cinética na entalpia também é insignificante. Portanto, a variação da entalpia pode ser expressa apenas pela troca de calor do tubo capilar com a linha de sucção. Desta forma, faz-se um balanço de energia no trocador de calor interno, conforme Equação (5.7).

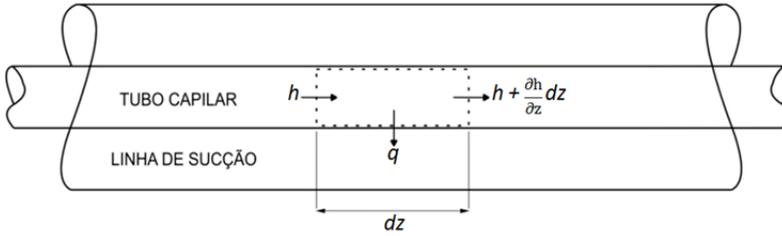


Figura 5.2 - Balanço de energia no trocador de calor interno

$$qP_{er}dz + \dot{m} \left(h + \frac{\partial h}{\partial z} dz \right) = \dot{m}h \quad (5.7)$$

$$\dot{m}dh = -qP_{er}dz \quad (5.8)$$

onde $P_{er} = \pi D$ representa o perímetro do tubo capilar [m] e $\dot{m} = G\pi D^2/4$ é a vazão mássica [kg/s]. Desta forma, a equação da conservação de energia pode ser reescrita simplesmente como:

$$Gdh = -\frac{4q}{D}dz \quad (5.9)$$

Considerando que há apenas vapor superaquecido na linha de sucção ($c_p = \frac{dh}{dT}$):

$$Gc_{ps}dT_s = \frac{4q}{D}dz \quad (5.10)$$

As equações diferenciais (5.5), (5.9) e (5.10) são todas de primeira ordem, exigindo apenas uma condição de contorno. As condições de contorno são definidas pelo estado termodinâmico do fluido refrigerante na entrada do tubo capilar (temperatura e pressão de condensação) e na entrada da linha de sucção (temperatura e pressão de evaporação). Nota-se que há 4 condições de contorno para apenas 3 equações. Uma das condições de contorno é utilizada no cálculo iterativo do fluxo de massa ou do diâmetro interno do tubo, sendo esta a pressão de evaporação ou a pressão sônica, caso o escoamento seja bloqueado (Melo et al., 1992). A bloqueio do escoamento ocorre na saída do tubo capilar e é geralmente definida pelo critério de Fanno, $ds/dh \rightarrow 0$ (Stoecker e Jones, 1985) ou pelo critério de Fauske (1962), $dp/dz \rightarrow -\infty$, os quais são matematicamente equivalentes (Silva, 2008). Embora todos os trabalhos da literatura tradicionalmente adotem tais critérios, optou-se aqui pelo simples alcance da velocidade

sônica como critério de blocagem. A velocidade sônica foi definida como (Klein e Alvarado, 2004):

$$V_{sônica} = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s} \tag{5.11}$$

Portanto, resumidamente, o escoamento de fluido refrigerante em tubos capilares não-adiabáticos foi modelado conforme Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Equações utilizadas para cálculo do comprimento do tubo capilar e entalpia do fluido nas regiões adiabática e não-adiabática

Região adiabática	Região não-adiabática
$\frac{dz}{dp} = -\frac{2D}{fG^2v} \left[1 + G^2 \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_h \right]$	$\frac{dz}{dp} = -\frac{D}{4\tau} \frac{1 + G^2 \left[v \left(\frac{\partial v}{\partial h}\right)_p + \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_h \right]}{\left[1 + G^2 v \left(\frac{\partial v}{\partial h}\right)_p \right] + qG \left(\frac{\partial v}{\partial h}\right)_p}$
$h = \text{constante}$	$\frac{dh}{dz} = -\frac{4q}{GD}$

Para resolver simultaneamente as equações (5.5), (5.9) e (5.10), a temperatura de saída da linha de sucção deve ser inicialmente arbitrada e sucessivamente corrigida de acordo com a diferença entre a temperatura real e a temperatura calculada na entrada da linha de sucção.

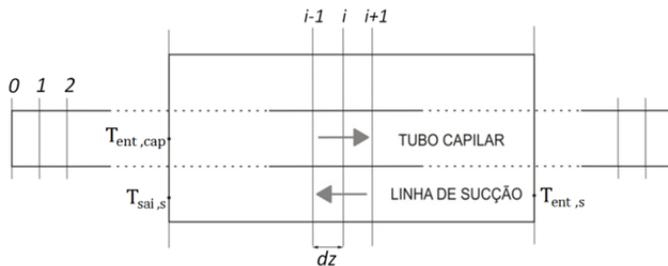


Figura 5.3 - Esquema iterativo para cálculo da temperatura na saída da linha de sucção

onde $T_{ent,cap}$ representa a temperatura de entrada no tubo capilar (conhecida), $T_{ent,s}$ a temperatura de entrada na linha de sucção (conhecida) e $T_{sai,s}$ a temperatura de saída da linha de sucção.

Tal procedimento iterativo onera o processo de convergência, criando instabilidades no modelo e aumentando o tempo computacional. Para evitar esse processo iterativo adicional, Hermes et al. (2008b) propuseram uma nova abordagem quanto à troca de calor na região não-adiabática, tratando tal região como um trocador de calor contra-corrente. O método da ε -*NUT* foi utilizado considerando fluidos com capacidades térmicas equivalentes (Incropera e DeWitt, 2003). Para este caso, a efetividade é expressa como:

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (5.12)$$

onde ε é a efetividade, $NUT = 4UL_{hx}/c_{ps}GD$ é o número de unidades de transferência, L_{hx} é o comprimento do trocador de calor interno e U é o coeficiente global de transferência de calor [$Wm^{-2}C^{-1}$] o qual é calculado através da equação a seguir:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{cap}} + \frac{1}{h_s} \frac{D}{D_o} \quad (5.13)$$

onde h_{cap} e h_s são respectivamente os coeficientes de convecção no interior do tubo capilar e da linha de sucção e D_o é o diâmetro externo do tubo capilar. Ainda segundo Hermes et al. (2008b), uma análise dimensional mostrou que $D/h_s D_o$ é no mínimo 100 vezes maior que $1/h_{cap}$, o que significa que $U \cong h_s D_o / D$.

A temperatura de saída da linha de sucção, $T_{sai,s}$, e o fluxo de calor, q [Wm^{-2}], podem ser portanto calculados da seguinte forma:

$$q = \frac{\varepsilon c_{ps} G (T_{ent,cap} - T_{ent,s}) D}{4L_{hx}} \quad (5.14)$$

$$T_{sai,s} = T_{ent,s} + \varepsilon (T_{ent,cap} - T_{ent,s}) \quad (5.15)$$

As equações (5.14) e (5.15) permitem o cálculo do fluxo de calor na região do trocador de calor interno e da temperatura de saída da linha de sucção, reduzindo o sistema de equações principais para apenas 2 equações, conforme mostra a Tabela 5.1. Tal artifício elimina a dificuldade de convergência do modelo distribuído.

A rigor, a utilização do método da ε -*NUT* neste caso é indevida. Na derivação das equações que dão origem ao método, assume-se que não há mudança de fase. Essa condição é desobedecida quando há *flashing* de refrigerante no interior do tubo capilar. Ou seja, a variação de temperatura não

ocorre exclusivamente pela transferência de calor com a outra corrente. De qualquer forma, estima-se que os erros inerentes ao uso indevido deste método não comprometem significativamente os resultados.

A Figura 5.4 ilustra um esquema de solução do modelo simplificado.

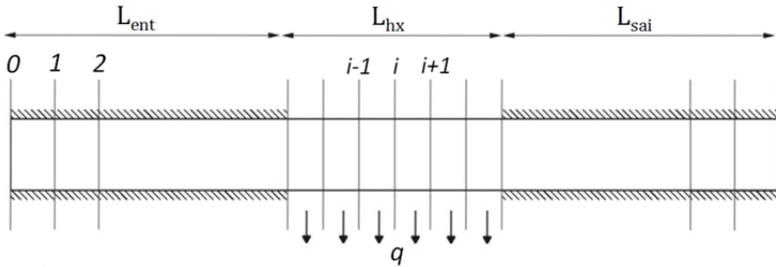


Figura 5.4 - Esquema de solução do modelo simplificado

5.2 Equações complementares

Para resolver as equações anteriores é preciso utilizar correlações empíricas para os fatores de atrito em ambas regiões (monofásica e bifásica) e também para a viscosidade na região bifásica. Tais correlações são escolhidas de forma que o modelo matemático represente da melhor maneira possível os resultados experimentais. Assim como Yilmaz e Unal (1996) e Hermes et al. (2008b), o fator de atrito foi calculado através da correlação proposta por Churchill (1977), indicada a seguir:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A_f + B_f)^{1.5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (5.16)$$

$$A_f = \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{e_{rug}}{D}} \right] \right\}^{16} \quad (5.17)$$

$$B_f = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (5.18)$$

onde Re é o número de Reynolds do escoamento e e_{rug} representa a rugosidade da parede interna do tubo capilar [m]. O coeficiente de transferência de calor por convecção entre o tubo capilar e a linha de sucção é estimado pela correlação de Gnielinski (1976), indicada a seguir:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (Pr^{2,3} - 1)} \quad (5.19)$$

$$h_s = \frac{kNu}{D_h} \quad (5.20)$$

O Número de Nusselt e o Número de Reynolds são baseados no diâmetro equivalente, considerando a região anular entre os tubos concêntricos. As propriedades do fluido foram avaliadas à pressão de evaporação e temperatura de entrada da linha de sucção.

O Número de Reynolds da região bifásica foi obtido através da correlação para a viscosidade bifásica proposta por Cicchitti et al. (1960):

$$\mu_{bif} = \mu_l + \chi(\mu_v - \mu_l) \quad (5.21)$$

onde μ_v e μ_l são as viscosidades do vapor e do líquido [$kgm^{-1}s^{-1}$] e χ representa o título do refrigerante.

Todas as propriedades termofísicas e termodinâmicas do fluido refrigerante foram obtidas com o *software* REFPROP, integrado à plataforma de cálculo EES (Klein e Alvarado, 2004).

5.3 Algoritmo numérico

O algoritmo desenvolvido permite a escolha da variável a ser calculada: vazão mássica ou diâmetro interno do tubo capilar. Especificando uma, a outra é calculada iterativamente. O incremento da variável de interesse é fixa e da mesma ordem de grandeza da incerteza da medição dos ensaios experimentais: $\Delta\dot{m} = 0,01 \text{ kg/h}$ e $\Delta D = 0,01 \text{ mm}$. A convergência é obtida quando a pressão sônica ou a pressão de evaporação é atingida. Resultados satisfatórios foram obtidos utilizando apenas 300 pontos de integração ($\Delta P = 0,02 \text{ bar}$), como indicado na Tabela 5.2. A Figura 5.5 mostra o algoritmo de solução do modelo.

Tabela 5.2 - Sensibilidade do modelo vs. discretização

Análise de sensibilidade (R600a, $d_{int} = 0,553 \text{ mm}$, $d_{ext} = 1,8 \text{ mm}$, $D_{suc} = 6,3 \text{ mm}$, $L = 3 \text{ m}$, $L_{in} = 0,6 \text{ m}$, $L_{hx} = 1 \text{ m}$, $T_c = 48^\circ\text{C}$, $T_e = -25^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sub} = 10^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sup} = 10^\circ\text{C}$)						
Discretização espacial	10000	1000	300	100	50	30
ΔP [bar]	0,0005	0,005	0,02	0,05	0,1	0,15
Tempo [s]	634	51,2	14,5	5,3	2,5	1,4
Vazão mássica [kg/h]	1,29	1,29	1,29	1,28	1,27	1,27

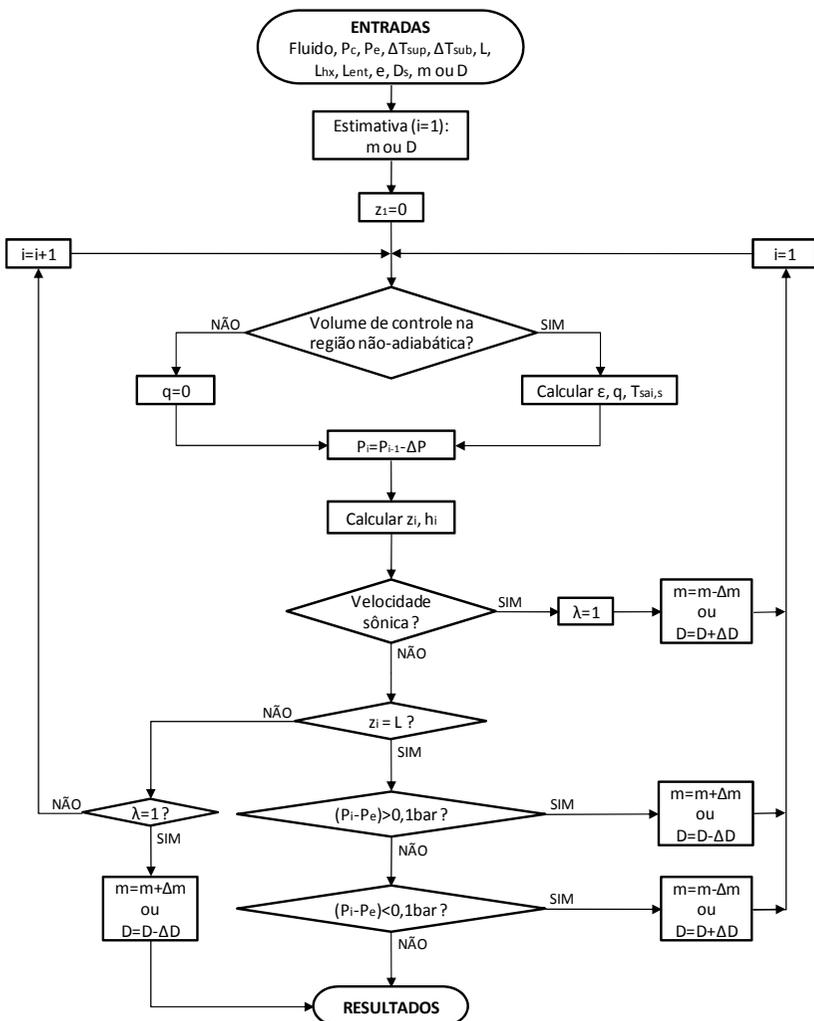


Figura 5.5 - Algoritmo de solução

Uma variação do modelo numérico permite o cálculo do comprimento do tubo capilar. Neste caso, não há iteração. Além da vazão e diâmetro interno, o comprimento de entrada adiabático e o comprimento não-adiabático são dados de entrada para essa versão. O comprimento final é obtido quando a velocidade sônica ou a pressão de evaporação é atingida.

5.4 Validação

O modelo numérico desenvolvido neste trabalho foi validado utilizando-se resultados experimentais obtidos para HC-600a e HFC-134a em tubos capilares não-adiabáticos (Melo et al., 2002; Zangari, 1998). Tais dados experimentais referem-se a diferentes geometrias (diâmetro interno entre 0,553mm e 0,830mm e comprimento entre 3m e 4m) e diversas condições de operação (pressão de condensação, pressão de evaporação e graus de superaquecimento e sub-resfriamento). A Figura 5.6 compara a vazão mássica prevista pelo modelo com os dados experimentais obtidos por Melo et al. (2002) e Zangari (1998).

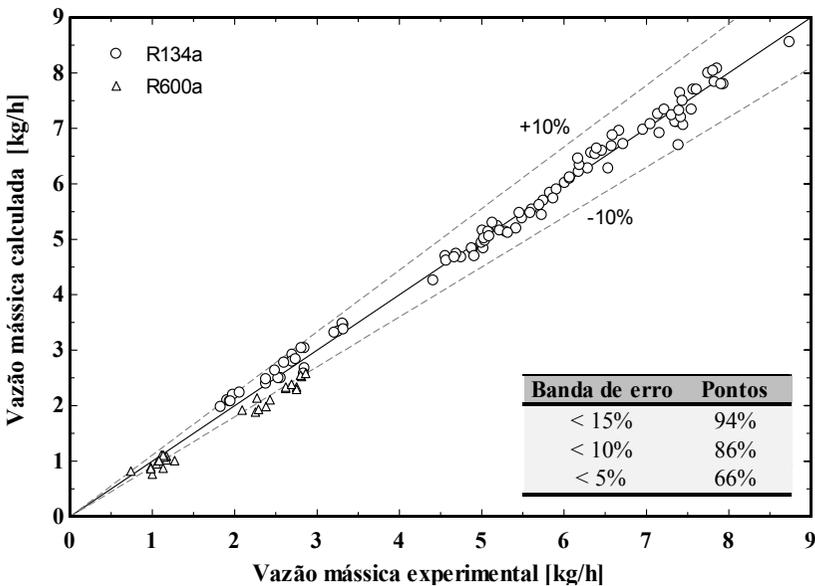


Figura 5.6 - Comparação entre a vazão calculada pelo modelo e dados experimentais obtidos por Melo et al. (2002) e Zangari (1998)

Como indicado na Figura 5.6, 86% e 94% dos dados experimentais foram respectivamente estimados pelo modelo com erro inferior a $\pm 10\%$ e $\pm 15\%$.

O diagrama pressão-entalpia da Figura 5.7 ilustra a previsão dos estados termodinâmicos do refrigerante ao longo de um tubo capilar não-adiabático. É possível distinguir claramente as regiões adiabáticas de entrada e saída e a região onde há a troca de calor com a linha de sucção.

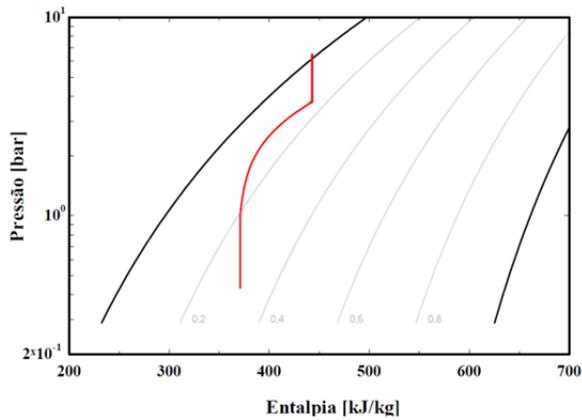


Figura 5.7 - Estados termodinâmicos do refrigerante ao longo de um tubo capilar não-adiabático (R600a; $P_c = 6,5\text{bar}$; $P_e = 0,5\text{bar}$; $\Delta T_{\text{sub}} = 2^\circ\text{C}$; $L = 4\text{m}$; $L_{\text{ent}} = 2,5\text{m}$; $L_{\text{hx}} = 0,5\text{m}$; $D = 0,766\text{mm}$)

6.1 Resultados Experimentais

Os testes experimentais foram realizados de acordo com a metodologia descrita no item 4.1. No total foram realizados 95 ensaios experimentais. A carga de refrigerante mínima utilizada foi de 36,7g. A carga máxima foi de 64,7g. A abertura da válvula micrométrica foi variada entre a posição máxima e a posição de 0,425 voltas. Os ensaios tiveram por objetivo avaliar os efeitos da restrição do dispositivo de expansão e da carga de refrigerante sobre o desempenho do sistema de refrigeração.

Os resultados foram analisados da seguinte forma: (i) análise do efeito da restrição do dispositivo de expansão (RDE) com carga constante, (ii) análise do efeito da carga de refrigerante com restrição constante e (iii) análise combinada do efeito da restrição do dispositivo de expansão e da carga de refrigerante.

Definições e considerações relevantes

As pressões de descarga e sucção foram medidas através de transdutores de pressão absoluta instalados respectivamente na descarga e sucção do compressor. O sub-resfriamento foi calculado através da diferença entre a temperatura de saturação correspondente à pressão de descarga e a temperatura na saída do condensador. O superaquecimento foi calculado a partir da diferença entre as temperaturas na saída e entrada do evaporador. Nesse caso, optou-se por não usar o sinal da pressão de sucção devido à considerável perda de carga existente na região de baixa pressão, como mostrado no Apêndice VI.

6.1.1 Análise do efeito da RDE

A restrição do dispositivo de expansão foi variada através da abertura e fechamento da válvula micrométrica. O motor de passo acoplado à válvula possui discretização de $1,8^\circ$ (0,005 voltas), ou seja, uma volta completa da válvula equivale a 200 passos. A abertura da válvula (AV) foi designada de acordo com o número de voltas que faltam para o fechamento total. A válvula micrométrica possui uma faixa de regulagem de $9\frac{3}{4}$ voltas, desde a abertura máxima até a mínima. Portanto, a posição completamente

aberta corresponde a abertura (AV) $9\frac{3}{4}$, enquanto a posição totalmente fechada corresponde a abertura nula (0).

Os testes foram iniciados partindo-se do ponto de maior abertura. A válvula era então progressivamente fechada até que a vazão mássica apresentasse uma variação significativa. Quando a válvula está mais próxima da abertura máxima, uma movimentação de 0,5 voltas é praticamente insignificante. Porém, quando ela está mais próxima da abertura mínima, 0,05 voltas são suficientes para provocar uma alteração significativa na vazão mássica. Portanto, como o comportamento do sistema não varia linearmente com a abertura da válvula (AV), decidiu-se empregar a posição da válvula (PV) como uma variável, a fim de facilitar a análise dos resultados. A posição 11 corresponde à maior abertura, enquanto a posição 0 corresponde à menor abertura da válvula.

A Tabela 6.1 mostra a vazão mássica, as pressões do sistema, a temperatura de evaporação, os graus de sub-resfriamento e superaquecimento, a potência consumida pelo compressor e a capacidade de refrigeração em função da posição da válvula (PV), para uma carga de isobutano de 46,9g. Tal tabela mostra também a relação entre a abertura (AV) e a posição da válvula (PV). Essa relação é idêntica para todas as cargas de fluido refrigerante utilizadas. Para a carga em questão, na posição 0, o sistema não atingiu as temperaturas requeridas nos compartimentos refrigerados.

Tabela 6.1 - Ensaios com diferentes restrições e com 46,9g de isobutano

AV	PV	m_{exp}	P_{desc}	P_s	T_e	ΔT_{sup}	ΔT_{sub}	W_k	Q_e
[voltas]	[-]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W]
aberta	11	1,38	6,30	0,38	-26,1	0,8	3,3	104,6	106,5
1,750	10	1,37	6,32	0,38	-26,2	0,8	3,4	104,1	107,5
1,000	9	1,35	6,36	0,38	-26,3	1,0	3,7	103,7	108,2
0,750	8	1,33	6,34	0,37	-26,6	1,7	4,2	102,5	107,6
0,650	7	1,31	6,33	0,36	-26,7	2,2	4,4	102,1	107,2
0,600	6	1,30	6,30	0,36	-26,9	2,7	4,6	101,4	106,7
0,550	5	1,28	6,28	0,36	-27,0	3,0	4,8	100,8	105,8
0,525	4	1,25	6,27	0,35	-27,4	3,9	4,9	99,58	103,3
0,500	3	1,22	6,21	0,34	-27,7	4,4	5,0	98,25	100,6
0,475	2	1,18	6,14	0,33	-28,3	5,5	5,0	96,69	97,87
0,450	1	1,14	6,09	0,33	-28,9	6,5	5,0	94,86	94,89
0,425	0	-	-	-	-	-	-	-	-

A Figura 6.1 mostra a vazão mássica em função da posição da válvula para diferentes cargas de fluido refrigerante. Tal variação mostrou-se linear, visto que a posição da válvula foi escolhida com base na variação da vazão mássica. A Figura 6.1 mostra ainda que quando o sistema é carregado

do com apenas 40,5g de refrigerante, o sistema funciona adequadamente até a posição 7 (0,65 voltas). Abaixo desta posição, a combinação de carga e vazão mássica faz com que o sistema não atinja as temperaturas de referência nos compartimentos refrigerados. O ajuste linear para a carga de 40,5g apresentou uma tendência levemente diferente dos demais devido ao menor número de pontos experimentais.

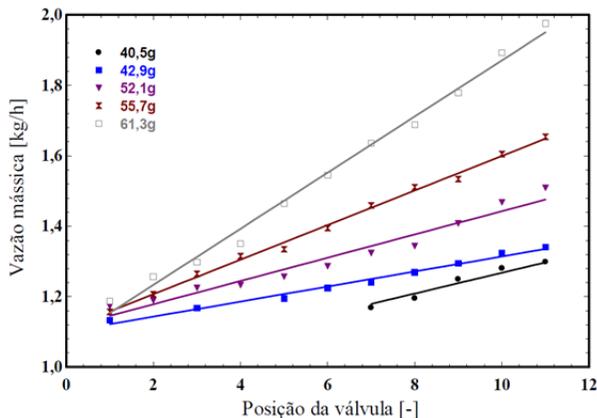


Figura 6.1 - Vazão mássica em função da posição da válvula e da carga de refrigerante

Com o aumento da restrição do dispositivo de expansão, o refrigerante se acumula no condensador e se torna mais escasso no evaporador, provocando a diminuição da temperatura de evaporação e o aumento do grau de superaquecimento. Com a queda da pressão de evaporação e o aumento do superaquecimento (ver Figura 6.2), o volume específico do fluido na sucção do compressor aumenta, provocando a diminuição da vazão mássica em circulação, como ilustrado na Figura 6.1.

Com o aumento da restrição, a temperatura na saída do condensador diminui, devido a redução da vazão mássica. A pressão de condensação primeiramente aumenta e depois diminui com o aumento da restrição. O efeito desses dois parâmetros combinados provoca o aumento do grau de sub-resfriamento, ilustrado na Figura 6.2.

A Figura 6.3 ilustra a variação do efeito refrigerante específico ($h_1 - h_4$) (Figura 1.8) e da vazão mássica em função da posição da válvula para o sistema carregado com 46,9g. A vazão mássica varia linearmente com a posição da válvula, como visto anteriormente, enquanto o efeito refrigerante específico (ERE) aumenta com o aumento da restrição imposta ao sistema.

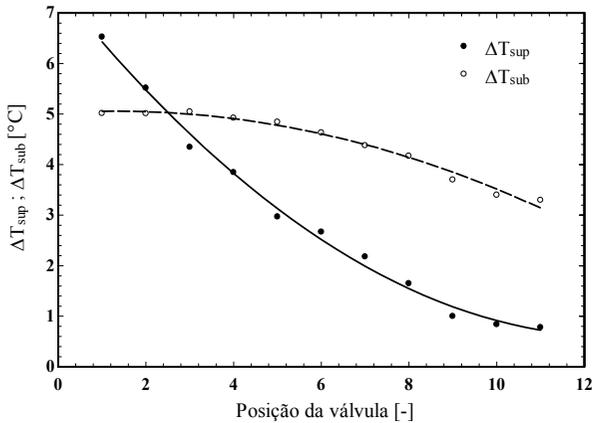


Figura 6.2 - Superaquecimento e sub-resfriamento em função da posição da válvula para carga fixa de 46,9g

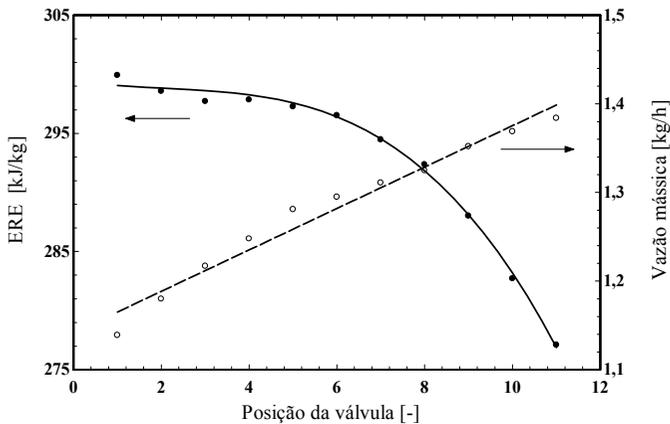


Figura 6.3 - Efeito refrigerante específico e vazão mássica em função da posição da válvula para carga fixa de 46,9g

Quando a válvula está na posição menos restritiva, o sistema opera com uma maior pressão de evaporação e menores graus de superaquecimento e sub-resfriamento, como indicado na Tabela 6.1 e Figura 6.2. À medida que a válvula se torna mais restritiva, a combinação da redução da pressão de evaporação e aumento do sub-resfriamento e superaquecimento provoca o aumento do efeito refrigerante específico (ERE). Para maiores restrições, a variação do ERE tende a diminuir devido à acentuada diminuição da pressão de condensação (Figura 6.5) combinada com um sub-resfriamento relativamente constante (Figura 6.2). A Figura 6.4 mostra um

esquema da variação do ERE em função das pressões de condensação e evaporação, graus de sub-resfriamento e superaquecimento.

A capacidade de refrigeração é obtida através do produto da vazão mássica pelo efeito refrigerante específico, e como esses parâmetros variam de maneira oposta, a capacidade de refrigeração passa por um ponto de máximo, como ilustrado na Figura 6.5.

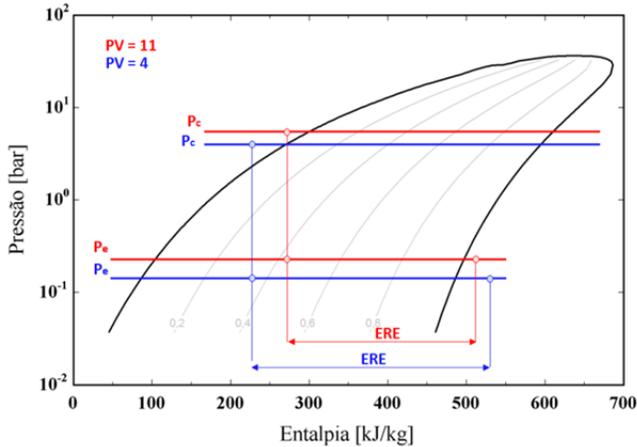


Figura 6.4 - Efeito refrigerante específico em função da restrição do dispositivo de expansão

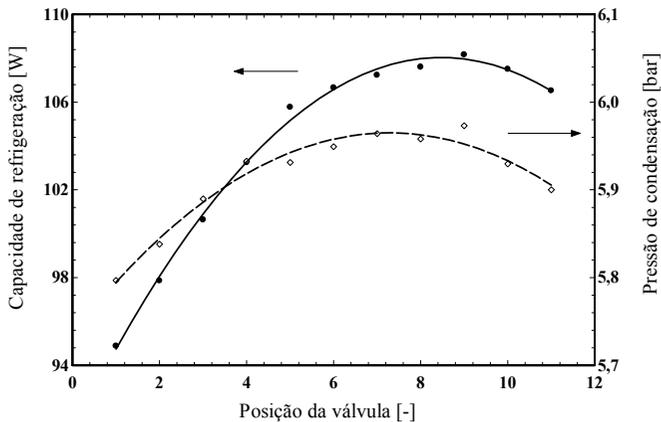


Figura 6.5 - Capacidade de refrigeração e pressão de condensação em função da posição da válvula para carga de 46,9g

A Figura 6.5 mostra também a pressão de condensação em função da posição da válvula. Inicialmente, a abertura da válvula provoca um au-

mento da vazão mássica (Figura 6.1) e também da pressão de condensação. A partir de um certo ponto, quando a frente de líquido começa a atingir o trocador de calor interno, a situação se inverte e a pressão de condensação começa a cair com a diminuição da restrição. A intensificação da transferência de calor no trocador de calor interno muda o padrão de escoamento ao longo do tubo capilar, o que aumenta levemente a vazão mássica e reduz, também levemente, a pressão de condensação. Tal variação, no entanto, não é grande o suficiente para alterar a variação linear da vazão mássica com a posição da válvula, mostrada na Figura 6.1. A Figura 6.6 mostra a capacidade de refrigeração e a pressão de condensação em função da posição da válvula em ensaios realizados com uma carga de refrigerante de 42,9g. Nota-se que com essa carga, a frente de líquido praticamente não atinge o trocador de calor interno, o que pode ser comprovado tanto pela ausência do ponto de máximo na capacidade de refrigeração como pela variação ínfima da pressão de condensação.

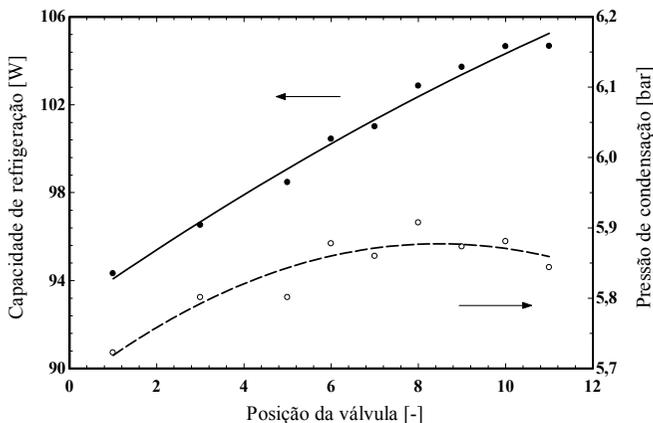


Figura 6.6 - Capacidade de refrigeração em função da posição da válvula para carga de 42,9g

A Figura 6.7 mostra a razão de pressão em função da posição da válvula. Pode-se perceber que a razão de pressão aumenta com o fechamento da válvula micrométrica. Via de regra, o aumento da razão de pressão degrada o rendimento volumétrico do compressor, causando a diminuição da vazão mássica e o aumento do trabalho específico.

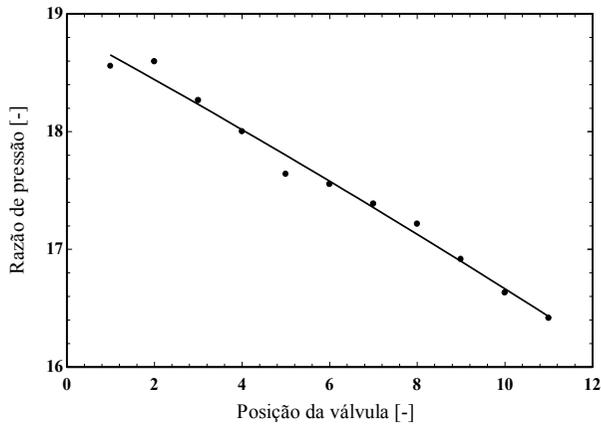


Figura 6.7 - Razão de pressão em função da posição da válvula para 46,9g de carga

A Figura 6.8 mostra a variação do trabalho específico de compressão e da vazão mássica em função da posição da válvula micrométrica, para ensaios com o sistema carregado com 46,9g.

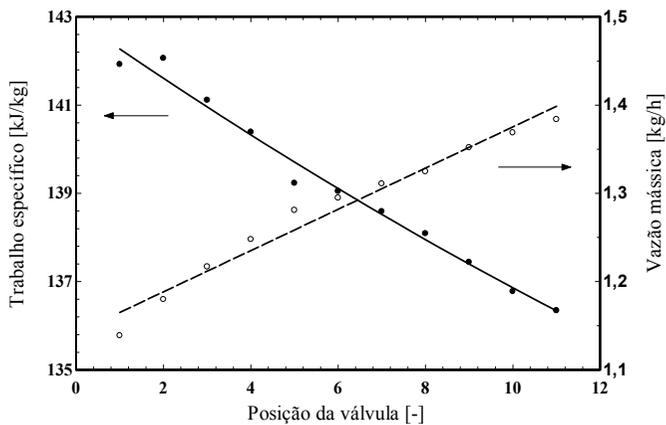


Figura 6.8 - Trabalho específico e vazão mássica em função da posição da válvula para 46,9g de carga

A potência de compressão é obtida através do produto do trabalho específico pela vazão mássica. Devido ao comportamento oposto desses dois parâmetros, a potência de compressão tende a passar por um máximo, como ilustrado na Figura 6.9.

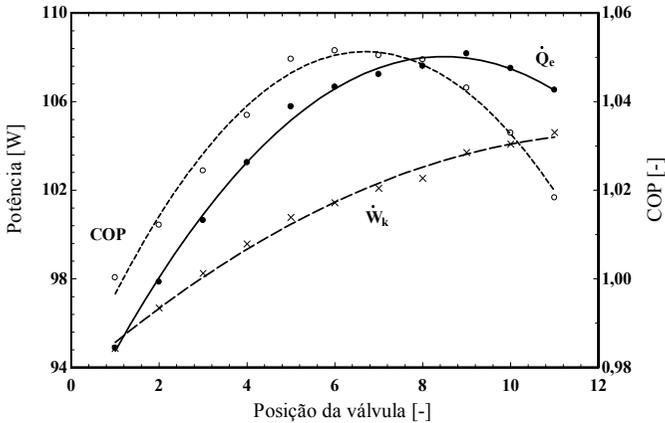


Figura 6.9 - Capacidade de refrigeração, potência de compressão e coeficiente de desempenho em função da posição de válvula para carga de 46,9g

A Figura 6.9 ilustra ainda a capacidade de refrigeração e o coeficiente de desempenho (COP) do sistema em função da posição da válvula. Assim, numa determinada posição de válvula onde a variação percentual da capacidade de refrigeração é maior que a variação percentual da potência de compressão, o COP aumenta. Em caso contrário, o COP diminui.

A análise anterior mostrou resultados específicos de ensaios realizados com uma carga de 46,9g. Porém, os parâmetros analisados variam de forma similar, independentemente da carga de fluido refrigerante.

6.1.2 Análise do efeito da carga de refrigerante

A carga de fluido refrigerante foi variada através de um dispositivo de carga especialmente desenvolvido para tal finalidade. A Tabela 6.2 mostra a vazão mássica, pressões de descarga e sucção, graus de sub-resfriamento e superaquecimento, potência de compressão, capacidade de refrigeração e consumo de energia em função da carga de refrigerante. Em todos os casos a válvula foi mantida na posição 11 (totalmente aberta).

A Figura 6.10 ilustra a vazão mássica em função da carga de fluido refrigerante para algumas posições de válvula. O aumento da carga aumenta a massa de fluido refrigerante nos trocadores de calor, aumentando assim as pressões de condensação e evaporação e diminuindo o superaquecimento. Com a diminuição do superaquecimento e o aumento da pressão de sucção, o volume específico do vapor na sucção do compressor diminui, aumentando assim a vazão mássica. Tal comportamento se manifesta com maior intensidade em maiores aberturas.

Tabela 6.2 - Ensaio com diferentes cargas e válvula totalmente aberta

Carga [g]	m_{exp} [kg/h]	P_{desc} [bar]	P_s [bar]	ΔT_{sup} [°C]	ΔT_{sub} [°C]	W_k [W]	Q_e [W]	CE [kWh/mês]
36,7	1,21	6,01	0,34	5,8	2,7	97,3	93,6	55,6
37,7	1,24	6,07	0,35	5,0	2,8	98,6	96,0	55,2
40,5	1,30	6,17	0,36	3,6	3,1	101,1	101,1	53,4
42,9	1,34	6,23	0,37	2,1	3,2	102,6	104,7	52,2
46,9	1,38	6,30	0,38	0,8	3,3	104,6	106,5	52,6
49,3	1,42	6,36	0,40	1,5	3,3	105,9	106,1	53,6
52,1	1,51	6,41	0,42	2,1	3,4	108,6	100,7	58,0
55,7	1,65	6,59	0,44	2,0	3,9	113,2	91,7	66,1
58,7	1,85	6,84	0,49	2,2	4,4	119,5	94,7	68,1
61,3	1,98	6,96	0,51	2,3	4,9	123,0	91,9	71,5
64,7	2,15	7,23	0,54	2,0	5,3	128,6	86,5	78,6

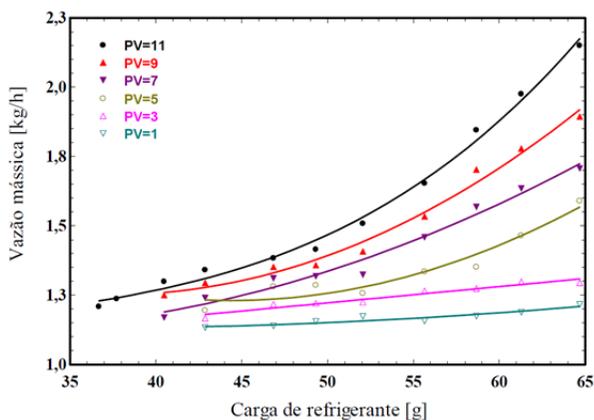


Figura 6.10 - Vazão mássica em função da carga de refrigerante

O aumento da vazão mássica se deve principalmente ao fato de grandes aberturas combinadas com elevadas cargas facilitarem a entrada de líquido na linha de sucção. A presença de líquido nesta linha provoca a diminuição da temperatura na sucção do compressor e, conseqüentemente, do volume específico. A Figura 6.11 mostra a temperatura na sucção do compressor em função da carga de fluido refrigerante. Nota-se que nas posições de válvula de maior abertura há uma queda acentuada da temperatura na sucção do compressor, o que não ocorre em aberturas menores.

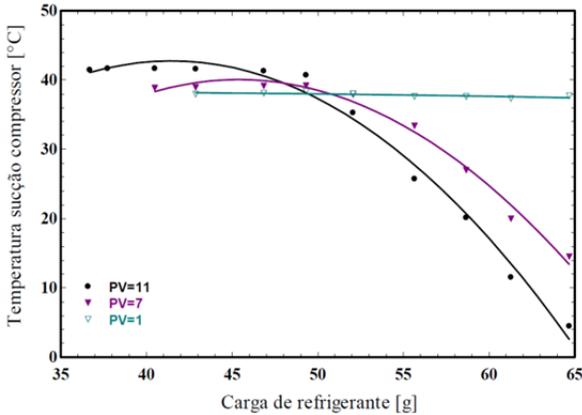


Figura 6.11 - Temperatura do fluido refrigerante na sucção do compressor em função da carga

O efeito da carga de refrigerante sobre o sub-resfriamento é mostrado na Figura 6.12. Em grandes aberturas, o sub-resfriamento apresentou um leve acréscimo com o aumento da carga. Em pequenas aberturas, com o aumento da carga e da massa de líquido no condensador, o sub-resfriamento cresce devido principalmente ao aumento da pressão de condensação.

O superaquecimento, efeito refrigerante específico, trabalho específico e razão de pressão variam com o aumento da carga de refrigerante de forma similar a observada com a diminuição da restrição do dispositivo de expansão (ver item 6.1.1).

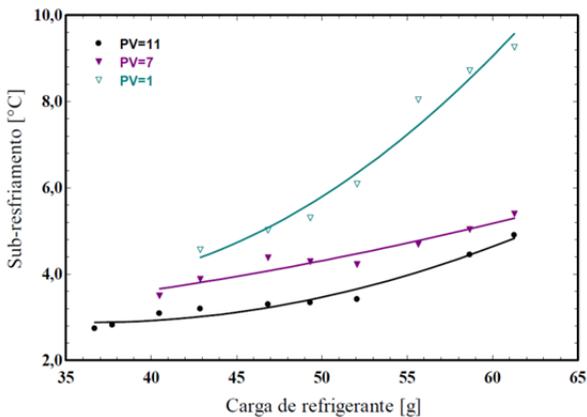


Figura 6.12 - Sub-resfriamento em função da carga de refrigerante

A Figura 6.13 mostra a variação da capacidade de refrigeração, potência de compressão e coeficiente de desempenho em função da carga de fluido refrigerante para a condição de máxima abertura ($PV=11$).

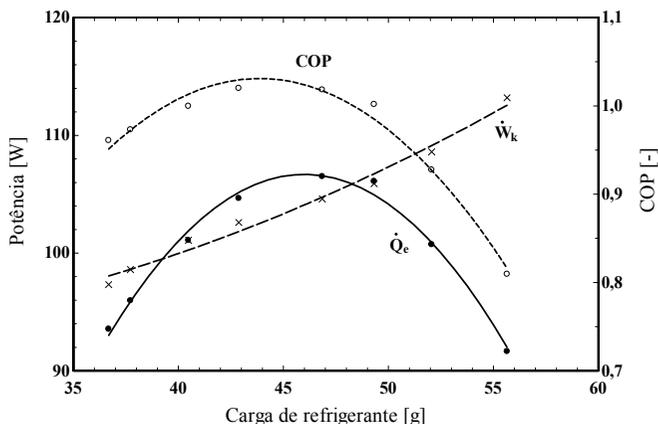


Figura 6.13 - Capacidade de refrigeração, potência do compressor e COP em função da carga de refrigerante para $PV=11$

A carga mínima de fluido refrigerante com a qual o sistema é ainda capaz de atingir as temperaturas de referência foi de 36,7g. Nesta condição, uma parte significativa do volume do evaporador é ocupada por vapor, degradando a capacidade de refrigeração. Ou seja, quando o sistema está subalimentado, o consumo de energia é prejudicado pela alta fração de funcionamento do compressor necessária para compensar a baixa capacidade de refrigeração. Incrementos na carga de fluido propiciam o enchimento do evaporador, aumentando a capacidade de refrigeração e reduzindo o consumo de energia. No entanto, quando o sistema fica sobrealimentado, a massa de líquido no condensador aumenta, as pressões de condensação e evaporação aumentam, o trabalho de compressão aumenta e a capacidade de refrigeração diminui, degradando o coeficiente de desempenho. Ou seja, à medida que refrigerante é adicionado ao sistema, mantendo a posição da válvula constante, o coeficiente de desempenho passa por um ponto de máximo.

6.1.3 Efeito combinado - mapeamento do consumo de energia

O ponto ótimo de operação do refrigerador foi obtido através do mapeamento do consumo de energia em todas as condições de operação impostas ao sistema. Como mencionado anteriormente, os 95 experimen-

tos foram realizados com diferentes combinações de carga de refrigerante e restrição do dispositivo de expansão.

A capacidade de refrigeração foi calculada através da metodologia descrita no item 4.2. Sabe-se que esta é diretamente proporcional à diferença entre a temperatura de entrada do ar e a temperatura média da serpentina do evaporador. A temperatura média da serpentina depende da temperatura de evaporação e do superaquecimento, e a temperatura de entrada do ar é constante (ver item 4.2). Desta forma, pode-se concluir que quanto menor a temperatura de evaporação e o superaquecimento, menor a temperatura média da serpentina e, conseqüentemente, maior a capacidade de refrigeração.

A Figura 6.14 mostra a temperatura média da serpentina e a temperatura de evaporação como uma função da carga. Com o aumento da carga de fluido refrigerante, mais líquido se acumula no evaporador, diminuindo o superaquecimento e aumentando a capacidade de refrigeração até um ponto de máximo. A partir desse ponto, o aumento da carga de fluido gera um aumento da pressão de evaporação e da temperatura de evaporação. Nesta condição, o evaporador continua inundado, porém com uma temperatura média da serpentina superior, o que reduz a capacidade de refrigeração.

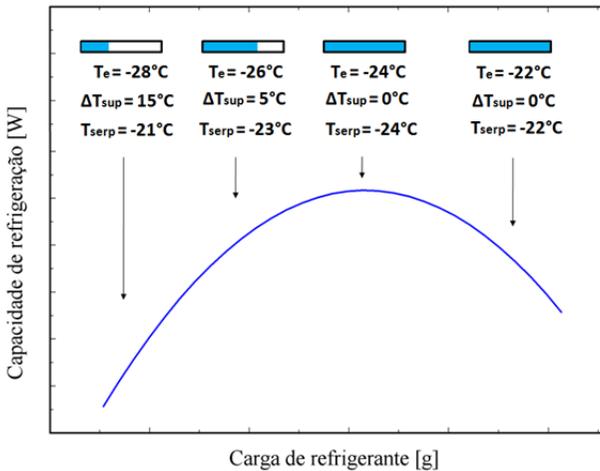


Figura 6.14 - Temperatura média do evaporador com diferentes cargas de fluido refrigerante

A Figura 6.15 mostra a variação da capacidade de refrigeração em função da carga de refrigerante para diferentes restrições. Quando o sistema de refrigeração opera com a menor restrição possível ($PV=11$), a capa-

cidade máxima de refrigeração é atingida com uma carga de aproximadamente 48g.

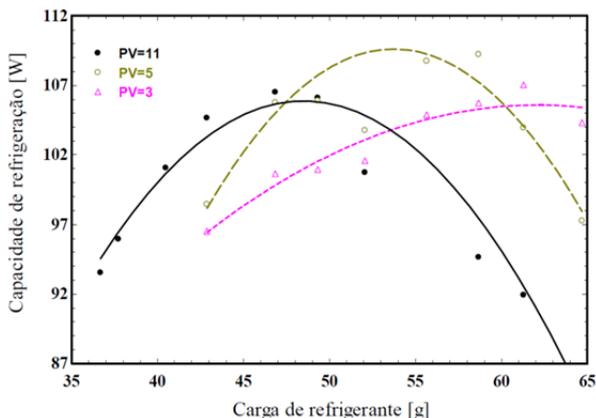


Figura 6.15 - Capacidade de refrigeração em função da carga e da restrição

À medida que a restrição aumenta, a carga que gera a capacidade de refrigeração máxima também aumenta. Observa-se também que a capacidade máxima depende tanto da carga como da restrição. A Figura 6.16 mostra a posição da válvula que fornece a máxima capacidade de refrigeração em função da carga de refrigerante.

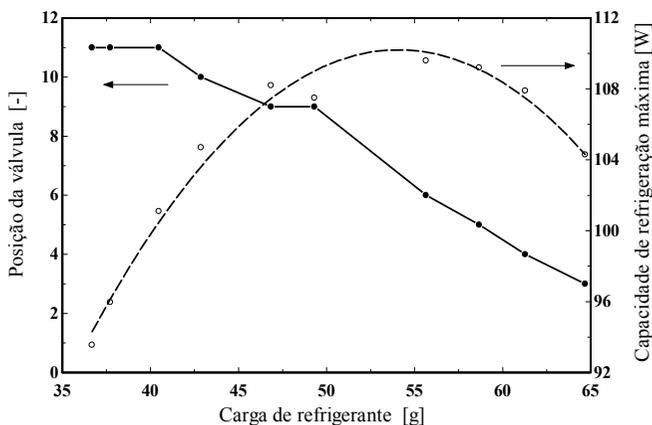


Figura 6.16 - Posição da válvula que proporciona a máxima capacidade de refrigeração em função da carga de fluido refrigerante

A Figura 6.17 mostra a pressão de sucção em função da carga de refrigerante e da restrição do dispositivo de expansão. Com o aumento da

carga, a pressão de sucção aumenta devido ao acúmulo de líquido no evaporador. Como esperado, o efeito da carga sobre a pressão de sucção se manifesta com maior intensidade em menores restrições.

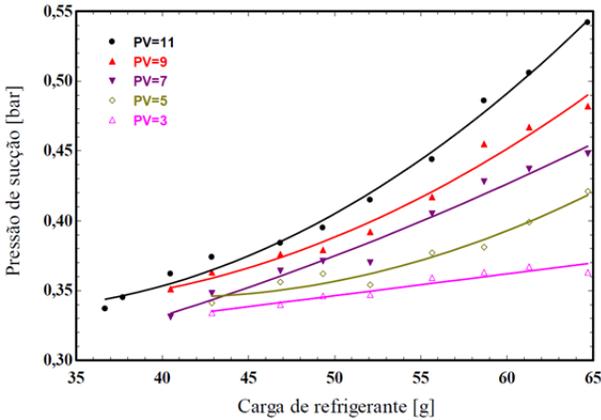


Figura 6.17 - Pressão de sucção em função da carga e da restrição

A Figura 6.18 mostra o grau de superaquecimento para diferentes restrições em função da carga de fluido refrigerante.

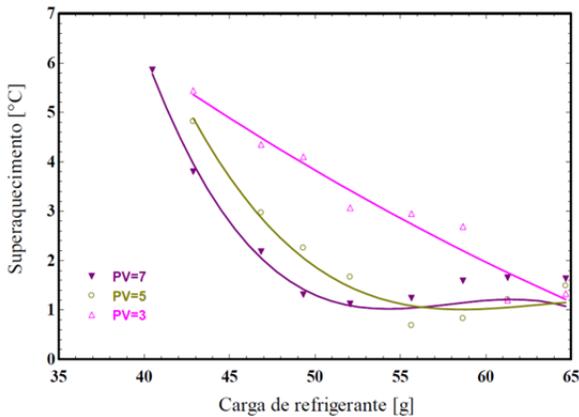


Figura 6.18 - Grau de superaquecimento em função da carga e da restrição

Percebe-se que o superaquecimento decresce até um valor mínimo ($\Delta T_{sup} \sim 1^{\circ}C$), onde permanece mesmo que a carga seja aumentada. A figura mostra também que maiores restrições exigem mais carga de fluido refrigerante para encher o evaporador.

A Figura 6.19 mostra o coeficiente de desempenho em função da carga de fluido refrigerante para diferentes restrições do dispositivo de expansão. Conforme já mostrado na Figura 6.9, com o aumento da carga de fluido refrigerante, o coeficiente de desempenho passa por um ponto de máximo. À medida que a restrição da válvula aumenta, o ponto de máximo desloca-se para a direita, ou seja, para maiores cargas de refrigerante.

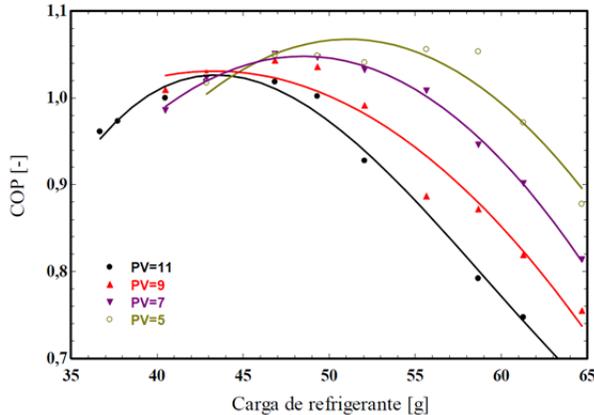


Figura 6.19 - Coeficiente de desempenho em função da carga e da restrição

A Figura 6.20 ilustra a posição da válvula que fornece o máximo coeficiente de desempenho em função da carga de refrigerante. Percebe-se que para se obter o máximo desempenho, à medida que fluido é adicionado ao sistema, a restrição do dispositivo de expansão deve ser aumentada.

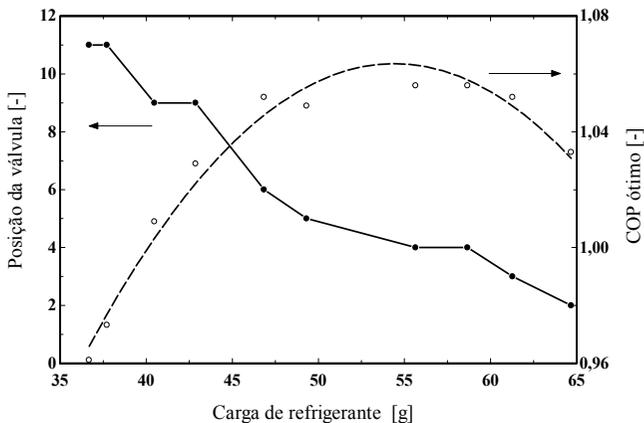


Figura 6.20 - Posição da válvula que proporciona o ótimo COP em função da carga de fluido refrigerante

A Figura 6.21 mostra as posições de válvula que proporcionam o máximo coeficiente de desempenho e a máxima capacidade de refrigeração em função da carga de fluido refrigerante. Observa-se que as restrições que geram o máximo COP e a máxima capacidade não coincidem. Para uma mesma carga de fluido, a restrição que maximiza o COP é sempre inferior àquela que maximiza a capacidade de refrigeração. Tal comportamento é também claramente observado na Figura 6.9, e se deve ao fato da taxa de variação da potência de compressão ser diferente daquela referente à capacidade de refrigeração.

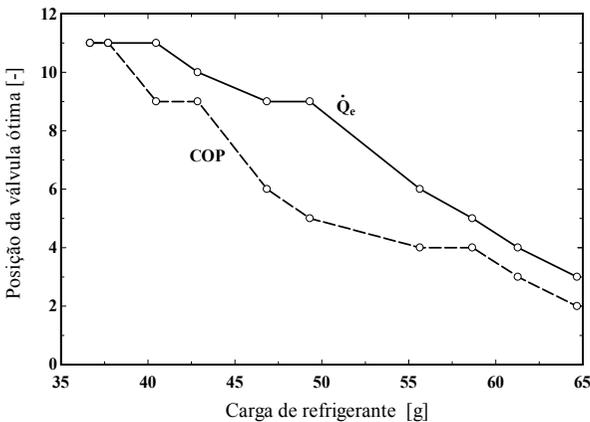


Figura 6.21 - Posição da válvula que fornece o máximo coeficiente de desempenho e a máxima capacidade de refrigeração em função da carga de fluido refrigerante

Maapeamento do consumo de energia

O consumo de energia dos 95 ensaios experimentais é ilustrado na Figura 6.22, em função da posição da válvula e da carga de fluido refrigerante. Tal figura é caracterizada por curvas de nível que delimitam regiões de mesmo consumo de energia.

A Figura 6.22 foi construída com o auxílio do *software EES*, utilizando-se o método de interpolação denominado *Multi-quadric Radial Basis Function Interpolation (RBF)*. O método RBF é uma das principais ferramentas para interpolação multidimensional de dados dispersos (Wright, 2003). Tal método faz uso de fatores de ponderação e de parâmetros que definem a suavização das curvas de nível, resolvendo um sistema linear de N equações (onde N = número de pontos) para prever a função de melhor ajuste.

Cada curva de nível corresponde à uma faixa de consumo de energia e são representadas por uma escala de cor, do azul ao vermelho. As

regiões azuis, predominantes na zona central da figura, são as de menor consumo de energia. As curvas de nível subsequentes correspondem a regiões de maior consumo, aumentando à medida que se afasta radialmente da região central. Como mostrado anteriormente por Björk e Palm (2006), observa-se que há uma ampla região de operação onde o consumo de energia é mínimo, região esta que contempla diversas combinações de carga e RDE.

Tomando como referência a região central da figura, quando o sistema está subalimentado ou sobrealimentado de fluido refrigerante, o consumo de energia aumenta, independentemente da restrição. Da mesma forma, para uma mesma carga, um tubo capilar pouco ou muito restritivo, aumenta o consumo de energia.

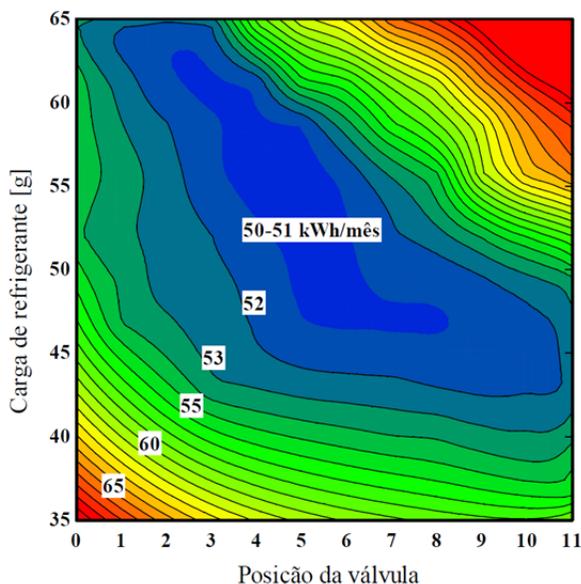


Figura 6.22 - Consumo de energia em função da carga e da restrição

A Figura 6.22 mostra ainda que em cargas elevadas a região de consumo mínimo se aproxima das maiores restrições. O oposto ocorre em cargas reduzidas. Isso deve-se ao superaquecimento na saída do evaporador que tende a diminuir com o acréscimo de carga e a aumentar com o aumento da restrição.

A Figura 6.22 é semelhante à obtida por Björk e Palm (2006), indicando que há um padrão de comportamento comum entre refrigeradores domésticos distintos. Nesse trabalho, no entanto, o efeito da

restrição pôde ser melhor explorado porque o dispositivo de expansão permitia aumentos e reduções consideráveis de vazão mássica. No trabalho de Björk e Palm (2006) o aumento de vazão foi conseguido mediante o corte de um pequeno comprimento do tubo capilar, o que não se refletiu em aumentos significativos de vazão.

Além disso, Björk e Palm (2006) não se preocuparam em associar a restrição imposta ao sistema com a obtida através de um sistema de expansão convencional, tipo trocador de calor tubo capilar - linha de sucção. Tal associação será abordada a seguir.

6.2 Tubo capilar equivalente

Os ensaios experimentais possibilitaram a determinação do consumo de energia para cada combinação de carga de refrigerante e restrição do dispositivo de expansão. Como o dispositivo de expansão é uma combinação de tubo capilar com válvula de expansão, existe a necessidade de se determinar um tubo capilar equivalente, ou seja, um capilar que forneça a mesma vazão mássica do dispositivo de expansão em questão. Para tanto, um modelo numérico foi desenvolvido e utilizado (ver Capítulo 5). A Figura 6.23 ilustra a interface do programa desenvolvido na plataforma EES.

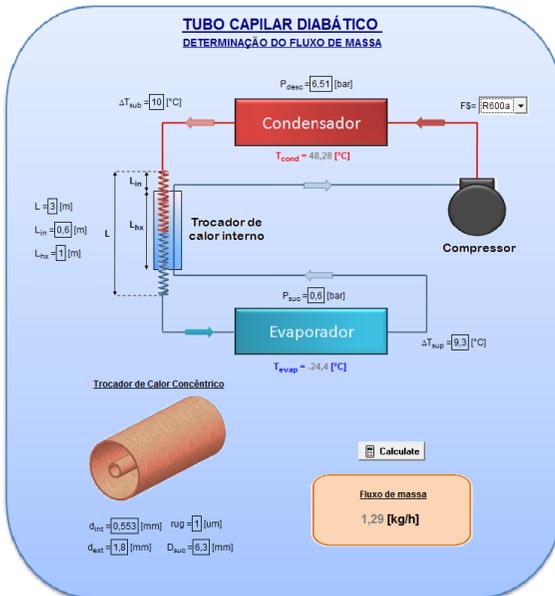


Figura 6.23 - Interface do programa de simulação de tubos capilares não-adiabáticos

Como mencionado anteriormente, o modelo numérico desenvolvido é capaz de prever a vazão mássica de fluido refrigerante através de um tubo capilar não-adiabático com erros inferiores a $\pm 10\%$ em 86% dos casos analisados.

Parte dos ensaios experimentais foram realizados com a válvula micrométrica completamente aberta, ou seja, o dispositivo de expansão, nesse caso, era composto unicamente por um tubo capilar de 0,83mm. Ensaios preliminares mostraram que a válvula na posição totalmente aberta não impõe uma perda de carga significativa ao sistema. Isso permitiu uma comparação adicional das previsões computacionais com resultados experimentais. A Tabela 6.3 mostra a comparação entre a vazão mássica medida (\dot{m}_{exp}) e a vazão mássica prevista pelo modelo numérico (\dot{m}_{calc}).

Tabela 6.3 - Vazão mássica experimental vs. calculada

Carga [g]	ΔT_{sub} [°C]	\dot{m}_{exp} [kg/h]	\dot{m}_{calc} [kg/h]
36,7	2,7	1,21	2,69
37,7	2,8	1,24	2,72
40,5	3,1	1,30	2,76
42,9	3,2	1,34	2,78
46,9	3,3	1,38	2,81
49,3	3,3	1,42	2,80
52,1	3,4	1,51	2,77
55,7	3,9	1,65	2,78
58,7	4,4	1,85	2,85
61,3	4,9	1,98	2,87
64,7	5,3	2,15	2,94

Pode-se observar que, dependendo da condição analisada, os erros se situam entre 36 e 122%. Essa é uma discrepância muito maior do que a esperada, uma vez que o modelo numérico foi previamente validado e todos os instrumentos de medição foram devidamente calibrados. Verifica-se também que os graus de sub-resfriamento são relativamente baixos, tornando possível a presença de bolhas de vapor na entrada do tubo capilar, fenômeno que causaria a diminuição da vazão mássica. A Figura 6.24 ilustra um tubo vertical com fluxo de calor uniforme ao longo do comprimento e alimentado com líquido sub-resfriado na entrada (o fluxo ocorre de baixo para cima). A figura mostra os diversos padrões de escoamento encontrados ao longo da tubulação, além das correspondentes regiões de transferência de calor.

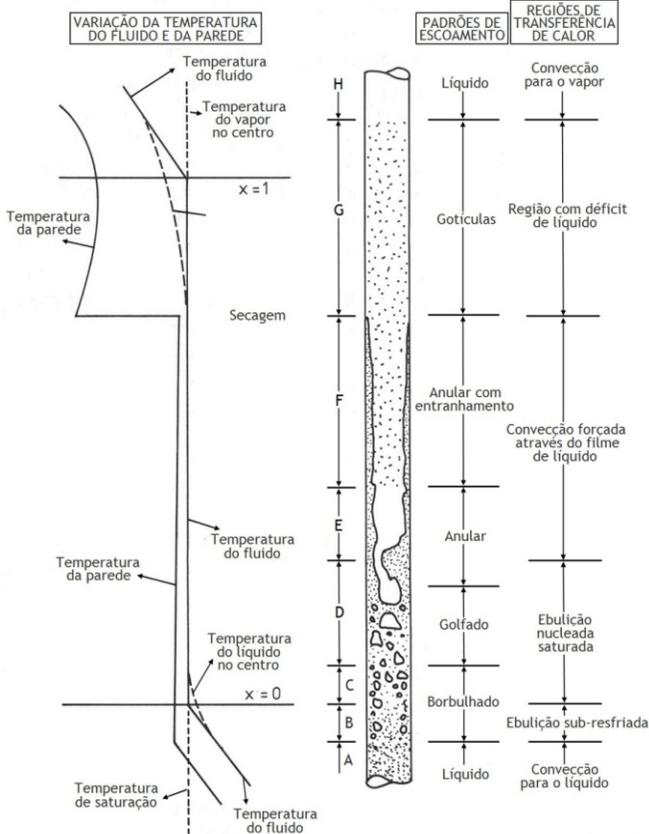


Figura 6.24 - Padrões de escoamento e regiões de transferência de calor em ebulição convectiva (Adaptado de Collier e Thome, 1994)

Enquanto o líquido é aquecido até a temperatura de saturação e a temperatura da parede permanece abaixo da necessária à nucleação, o fluido encontra-se monofásico (região A). A partir de um determinado ponto, as condições adjacentes à parede são tais que facilitam a formação de vapor nos sítios de nucleação. Inicialmente, a formação de vapor acontece na presença de líquido sub-resfriado (região B). Nesta região, a temperatura da parede permanece relativamente constante e levemente acima da temperatura de saturação, enquanto a temperatura média do fluido cresce até a temperatura de saturação (Collier e Thome, 1994). Ou seja, há presença de vapor na região onde a temperatura média do fluido ainda está abaixo da temperatura de saturação.

A Figura 6.24 refere-se ao processo de ebulição. O processo de condensação é análogo. A existência da região de ebulição sub-resfriada

fortalece a hipótese da presença de vapor na região de saída do condensador, mesmo com as medições indicando algum grau de sub-resfriamento. Portanto, a discrepância entre a vazão experimental e a vazão calculada pode ser justificada pela "falsa" condição sub-resfriada na entrada do tubo capilar. Ou seja, o sub-resfriamento medido não deve ser utilizado como dado de entrada do modelo numérico, mas sim a condição do fluido na entrada do tubo capilar, que é desconhecida.

Com o objetivo de confirmar essa hipótese, instalou-se um pequeno tubo de vidro na entrada do tubo capilar, com comprimento de 30mm e diâmetro interno idêntico ao diâmetro da tubulação original, 5,05mm. Imagens do escoamento foram então capturadas com uma câmera de alta velocidade.

A Figura 6.25 e a Figura 6.26 mostram, respectivamente, o escoamento na entrada do tubo capilar com cargas de 37g e 65g, com a válvula micrométrica totalmente aberta e em regime permanente. Cada figura mostra três instantes distintos do escoamento intermitente.

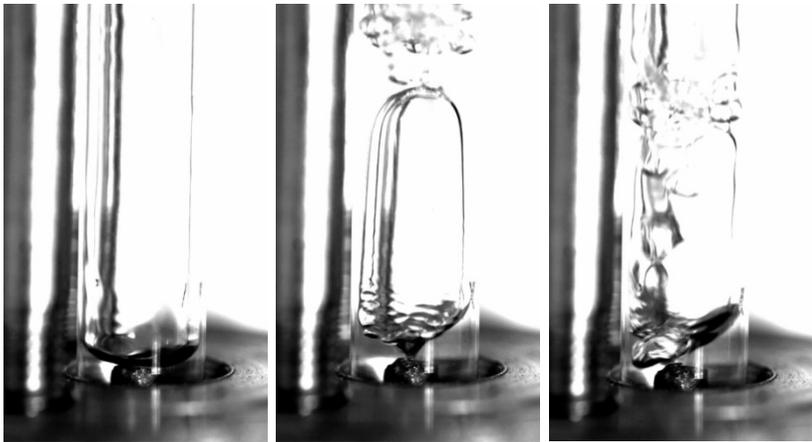


Figura 6.25 - Visualização do escoamento na entrada do tubo capilar com carga de 37g

O sub-resfriamento medido com cargas de 37g e 65g foi respectivamente de $2,7^{\circ}\text{C}$ e $5,3^{\circ}\text{C}$. No entanto, as imagens mostram claramente a presença de vapor na entrada do tubo capilar, confirmando a hipótese levantada anteriormente. Ou seja, há uma mistura bifásica de líquido sub-resfriado com presença de bolhas de vapor. Nesta condição de desequilíbrio termodinâmico, a entalpia e o título mássico não mais se relacionam. Desta forma, não há um estado termodinâmico definido.

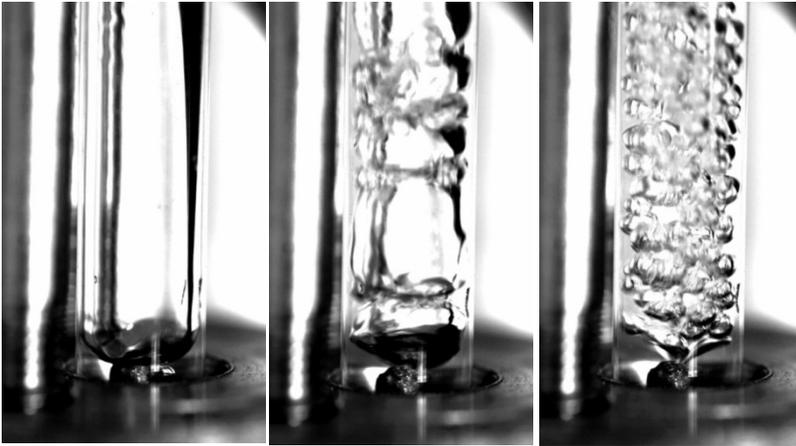


Figura 6.26 - Visualização do escoamento na entrada do tubo capilar com carga de 65g

Em ambas as condições visualizadas, o escoamento é intermitente e pode ser caracterizado como pistonado (*slug*). Com 65g de fluido, percebe-se um escoamento com bolhas menores, mais denso de líquido e com períodos de escoamento borbulhado (*bubble*), indicando uma menor quantidade de vapor na entrada do tubo capilar quando comparado com a carga de 37g.

Uma variação do modelo numérico foi então desenvolvida para estimar a condição do fluido na entrada do tubo capilar como uma função da vazão mássica e da geometria do tubo. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 - Estimativa da fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar

Carga [g]	ΔT_{sub} [°C]	m_{exp} [kg/h]	χ_v [%]
36,7	2,7	1,21	11,8
37,7	2,8	1,24	11,5
40,5	3,1	1,30	10,6
42,9	3,2	1,34	10,1
46,9	3,3	1,38	9,7
49,3	3,3	1,42	9,3
52,1	3,4	1,51	7,9
55,7	3,9	1,65	6,4
58,7	4,4	1,85	5,0
61,3	4,9	1,98	4,0
64,7	5,3	2,15	3,2

Percebe-se que a maior fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar, de 11,8%, ocorre com a menor carga de fluido refrigerante. À medida que fluido é adicionado ao sistema, a fração mássica de vapor diminui. A fração estimada através do modelo numérico ratifica as visualizações, que indicam a diminuição da quantidade de vapor com o aumento da carga de refrigerante.

A fração mássica de vapor pôde ser calculada em todos os ensaios realizados com a válvula totalmente aberta. Nos demais ensaios, com capilar e válvula, a fração não pôde ser calculada da mesma maneira, pois o diâmetro interno do capilar não era representativo do escoamento.

Nesse caso, tornou-se necessário o levantamento de uma correlação empírica para estimar a fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar em função das variáveis mais relevantes do processo.

Deve-se mencionar que a válvula micrométrica foi instalada entre a saída do condensador e a entrada do tubo capilar. Portanto, dependendo da posição, a válvula pode gerar um pouco mais de vapor na entrada do capilar.

6.2.1 Correlação empírica

Nos ensaios experimentais onde o diâmetro interno do tubo capilar é conhecido, ou seja, quando a válvula micrométrica está totalmente aberta, a fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar pôde ser estimada através do modelo numérico desenvolvido. No entanto, nos demais ensaios, a condição de entrada não pôde ser calculada, o que impossibilitou a determinação do tubo capilar equivalente. A alternativa foi desenvolver uma correlação empírica para estimar a fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar com base nos testes realizados com a válvula totalmente aberta.

A Tabela 6.4 mostra que quanto maior o sub-resfriamento, menor a fração mássica na entrada do tubo capilar. Portanto, em princípio, uma correlação pode ser desenvolvida relacionando a fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar com o sub-resfriamento. A Figura 6.27 mostra a função ajustada (Equação (6.1)).

$$\chi_{v,sem\ cor,i} = 98,884 \cdot \Delta T_{sub,i}^{-2,015} \quad (6.1)$$

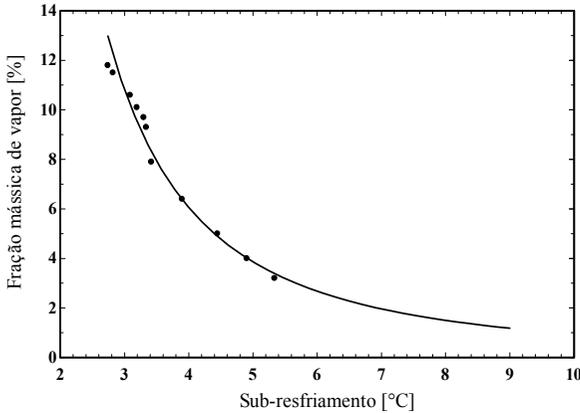


Figura 6.27 - Fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar em função do sub-resfriamento

A Figura 6.28 mostra um mapa de contorno do sub-resfriamento e da vazão mássica para todas as condições testadas.

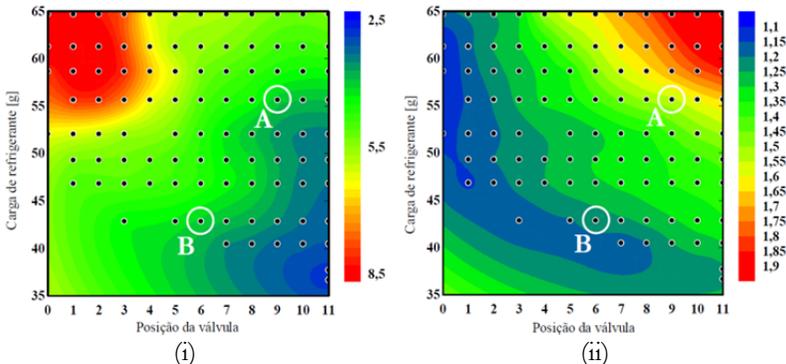


Figura 6.28 - Mapa do (i) sub-resfriamento e (ii) vazão mássica para todos os testes

A função proposta na Equação (6.1) correlaciona a fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar com o sub-resfriamento. Desta forma, as condições de operação A e B representadas na Figura 6.28, que possuem o mesmo sub-resfriamento, teriam a mesma fração na entrada do tubo capilar. Porém, as condições A e B possuem vazão mássica bastante diferentes, o que indica que a fração mássica na entrada do tubo capilar provavelmente não seja a mesma. A Figura 6.29 mostra a vazão mássica em função do sub-resfriamento referente aos ensaios com máxima abertura. Tal relação pôde ser expressa através da seguinte regressão linear:

$$\dot{m}_{0,83mm} = 0,368 \cdot \Delta T_{sub,i} + 0,195 \quad (6.2)$$

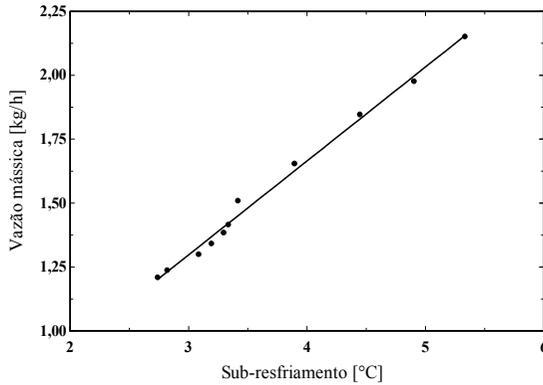


Figura 6.29 - Vazão mássica em função do sub-resfriamento

A fração mássica de vapor calculada através da Equação (6.1) foi então corrigida por uma constante, expressa através da razão entre a vazão mássica da condição de ensaio e a vazão mássica estimada através da Equação (6.2).

$$C_{cor,i} = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{0,83mm}} = \frac{\dot{m}_i}{0,368 \cdot \Delta T_{sub,i} + 0,195} \quad (6.3)$$

Desta forma, para um mesmo sub-resfriamento, quando as vazões mássicas são iguais o fator de correção é igual a 1. Quando a vazão do ensaio em questão é menor que a vazão estimada pela Equação (6.2), o fator de correção é menor que 1 e vice-versa.

Portanto, a fração mássica de vapor na entrada do dispositivo de expansão em todas as condições de teste foi estimada pela Equação (6.4):

$$\chi_{v,i} = \chi_{v,sem\ cor,i} \cdot C_{cor,i} = \frac{\dot{m}_i \cdot 98,884 \cdot \Delta T_{sub,i}^{-2,015}}{0,368 \cdot \Delta T_{sub,i} + 0,195} \quad (6.4)$$

6.2.2 Cálculo do tubo capilar equivalente

Como mencionado, uma versão do modelo numérico desenvolvido calcula o diâmetro interno do tubo capilar a partir das condições de entrada e saída do fluido, da vazão mássica e das características geométricas do tubo capilar e do trocador de calor interno. Porém, como o estado do refrigerante na entrada do tubo capilar não é exatamente conhecido na maioria dos testes, o diâmetro interno não pôde ser determinado. Isso

exigiu o desenvolvimento de uma correlação empírica, apresentada na seção anterior.

Os testes experimentais foram realizados de acordo com a metodologia apresentada no item 4.1. No total foram realizados 95 ensaios. A carga de refrigerante foi variada entre 36,7g e 64,7g. Para cada carga, variou-se a abertura da válvula entre 12 diferentes posições pré-determinadas. Cada posição da válvula corresponde a um tubo capilar equivalente cujo diâmetro interno foi calculado através do modelo numérico, utilizando-se a fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar estimada através da correlação empírica. Em todos os cálculos, o comprimento do tubo capilar foi mantido fixo em 3,32m, idêntico ao original.

A Figura 6.30 mostra o diâmetro interno equivalente para todos os testes realizados. O diâmetro interno correspondente a cada posição é igual à média aritmética dos resultados obtidos com diferentes cargas de refrigerante.

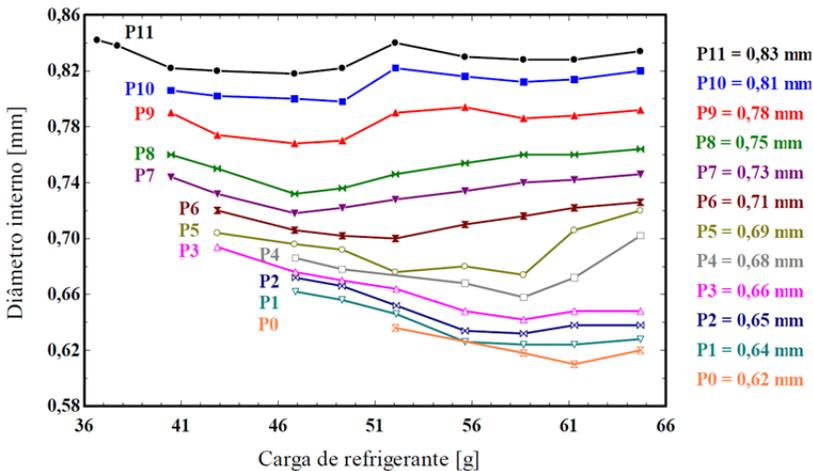


Figura 6.30 - Diâmetro interno equivalente para todos os ensaios experimentais

Em posições menos restritivas, os resultados foram muito satisfatórios, uma vez que o diâmetro equivalente se manteve praticamente constante, independentemente da carga. Em posições mais restritivas, os desvios foram mais significativos, talvez devido ao aumento da fração mássica de vapor na entrada do capilar devido ao fechamento da válvula. De qualquer maneira, obteve-se uma razoável relação entre a posição da válvula e o diâmetro equivalente, como ilustrado na Figura 6.31.

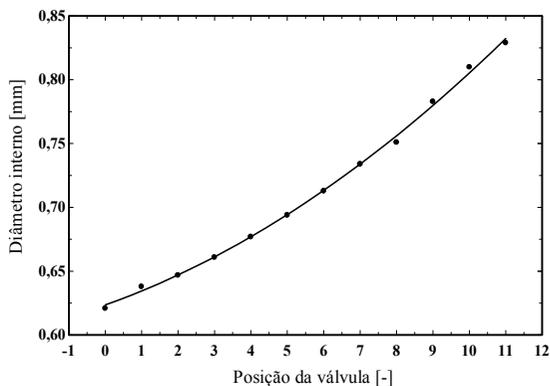


Figura 6.31 - Diâmetro equivalente em função da posição da válvula

Os dados apresentados na Figura 6.31 foram correlacionados através da Equação (6.5).

$$D = 0,623 + 0,0102 \cdot PV + 0,000802 \cdot PV^2 \quad (6.5)$$

A Figura 6.32 mostra o consumo de energia, agora em função do diâmetro interno do tubo capilar e da carga de fluido refrigerante.

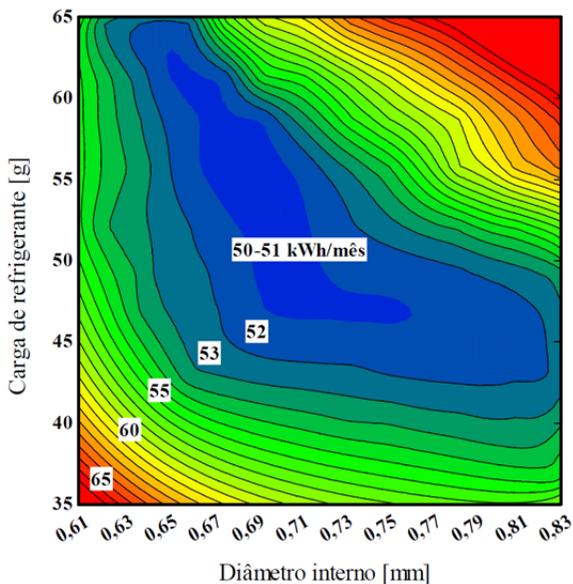


Figura 6.32 - Mapa de consumo em função da carga de refrigerante e do diâmetro interno do tubo capilar

6.2.3 Validação dos resultados

Comparação com o refrigerador original

Neste trabalho foram utilizados dois refrigeradores domésticos. Um deles foi utilizado como referência, com todas as configurações originais de fábrica. Tal refrigerador possuía uma carga nominal de HC-600a de 47g e um tubo capilar com diâmetro interno de 0,70mm. O consumo de energia desse produto foi medido através da metodologia de regime permanente.

O outro refrigerador, com o tubo capilar modificado, foi testado com diferentes combinações de carga de fluido e restrição do dispositivo de expansão. Com uma carga de 46,9g e com uma restrição de 0,55 voltas (posição 5), o comportamento desse produto era bastante similar ao do outro.

Os resultados dos testes de consumo de energia realizados com os dois refrigeradores são mostrados na Tabela 6.5. Deve-se ressaltar que o diâmetro equivalente da posição 5 é 0,69mm, o que quando comparado com o valor original de 0,70mm, confere credibilidade à estratégia adotada na seção anterior.

Tabela 6.5 - Teste de consumo de energia - refrigerador original vs. modificado

	Refrigerador de referência	Refrigerador modificado
Diâmetro interno [mm]	0,70	P5 + 0,83mm
Carga de fluido [g]	47,0	46,9
Vazão mássica [kg/h]	1,28	1,28
Capacidade de refrigeração [W]	107,4	105,8
Consumo de energia [kWh/mês]	50,9	51,1

Testes de vazão de nitrogênio

A restrição imposta por um tubo capilar depende essencialmente da sua geometria. Quanto menor o diâmetro interno ou maior o comprimento do tubo, maior a restrição imposta ao escoamento. Kipp e Schmidt (1961) mostraram que tubos capilares com geometrias distintas podem oferecer a mesma restrição ao escoamento. Por exemplo, um tubo capilar de 1,0mm e outro de 1,2mm de diâmetro interno podem ser equivalentes, desde que o capilar de 1,2mm seja mais longo na proporção exata que compense o maior diâmetro.

Kipp e Schmidt (1961) realizaram ensaios experimentais com tubos capilares de diferentes geometrias, utilizando um aparato experimental similar ao descrito no Apêndice V. Eles desenvolveram uma correlação

empírica que relaciona a vazão de nitrogênio com a geometria do tubo capilar e com a pressão na entrada. Tal correlação é mostrada na Equação (6.6):

$$\dot{V}_{N_2} = c_1 L^{-c_2} D^{c_3} \sqrt{p_{ent}^2 - 1} \quad (6.6)$$

onde $c_1 = 2,5$, $c_2 = 0,5$ e $c_3 = 2,5$.

A metodologia desenvolvida por Kipp e Schmidt (1961) é de uso bastante difundido na indústria de refrigeradores domésticos, já que ela permite a especificação das dimensões do tubo capilar a partir de uma vazão de nitrogênio conhecida.

No presente trabalho, a metodologia de Kipp e Schmidt (1961) foi utilizada para calcular o diâmetro interno do tubo capilar equivalente ao par válvula de expansão - tubo capilar. Medindo-se a vazão de nitrogênio que passa através do par válvula - tubo capilar e sabendo o comprimento do tubo e a pressão de entrada, é possível calcular o diâmetro interno equivalente através da Equação (6.7), derivada da Equação (6.6).

$$D = \left(\frac{\dot{V}_{N_2} L^{c_2}}{c_1 \sqrt{p_{ent}^2 - 1}} \right)^{\frac{1}{c_3}} \quad (6.7)$$

A bancada de medição de vazão de nitrogênio foi projetada e construída no POLO, seguindo a norma ASHRAE 28 (1996). Primeiramente, foram realizados 28 testes com tubos capilares de diferentes geometrias (diâmetro interno entre 0,64mm e 1,07mm e comprimento total de 1m a 3m), quando se constatou que a correlação de Kipp e Schmidt (1961) previa 65% dos resultados experimentais com erros inferiores a $\pm 10,0\%$. Apesar disso e com o intuito de melhorar ainda mais o processo de cálculo, resolveu-se recalcular os parâmetros da equação em questão, com base no *software ModeFrontier*. Esse procedimento é descrito em detalhes no Apêndice V. Os novos parâmetros são os seguintes: $c_1 = 2,362$, $c_2 = 0,496$ e $c_3 = 2,657$.

Posteriormente, mediu-se a vazão de nitrogênio através do par capilar - válvula. Foram realizadas medições em todas as 12 posições pré-determinadas da válvula micrométrica. A pressão de entrada utilizada em todos os ensaios foi 7,89bar (ASHRAE 28, 1996). A Tabela 6.6 mostra os resultados obtidos.

Tabela 6.6 - Diâmetro interno equivalente vs. posição de válvula

PV	experimental			correlação	comparação	
	D	L	$V_{N^2,exp}$	D_{N^2}	D_{num}	Diferença
[-]	[mm]	[m]	[l/min]	[mm]	[mm]	[%]
11	0,83	3,32	6,23	0,83	0,83	-0,7
10	0,83	3,32	5,71	0,81	0,81	0,3
9	0,83	3,32	4,87	0,76	0,78	2,8
8	0,83	3,32	4,30	0,73	0,75	3,2
7	0,83	3,32	3,91	0,71	0,73	2,7
6	0,83	3,32	3,79	0,70	0,71	2,3
5	0,83	3,32	3,64	0,68	0,69	1,6
4	0,83	3,32	3,53	0,67	0,68	0,4
3	0,83	3,32	3,33	0,66	0,66	0,3
2	0,83	3,32	3,17	0,65	0,65	-0,1
1	0,83	3,32	2,99	0,63	0,64	0,7
0	0,83	3,32	2,85	0,62	0,62	-0,2

A Tabela 6.6 permite ainda uma comparação entre os diâmetros equivalentes calculados pelo modelo numérico e pelas medições de vazão de nitrogênio. Pode-se perceber que as diferenças são inferiores a $\pm 3\%$, o que, mais uma vez, confere credibilidade à estratégia desenvolvida na seção 6.2.2.

6.3 Método de busca

Os ensaios experimentais permitiram a construção de um mapa de contorno, relacionando diâmetro interno, carga de fluido refrigerante e consumo de energia. Os resultados experimentais de Björk e Palm (2006) foram relacionados da mesma forma, embora esses autores não tenham se preocupado com a determinação do diâmetro interno equivalente. A Figura 6.33 mostra os resultados desse trabalho ao lado dos resultados de Björk e Palm (2006), para temperatura ambiente de 25°C.

Björk e Palm (2006) utilizaram um refrigerador doméstico, modelo Electrolux ER8893C, com isobutano, com um único compartimento de 350 litros e com um evaporador do tipo *roll-bond*. O refrigerador do presente trabalho também utiliza isobutano como fluido refrigerante, porém possui dois compartimentos com volume total de 403 litros e um evaporador *no-frost*.

Apesar dos refrigeradores serem bem diferentes, nota-se que o padrão dos resultados é bem semelhante. Para ambos os refrigeradores, à medida que carga é adicionada ao sistema, nota-se que a região de mínimo consumo tende à maiores restrições do dispositivo de expansão. Embora a base de dados seja restrita, especula-se que todos os refrigeradores domésticos devem se comportar de modo semelhante.

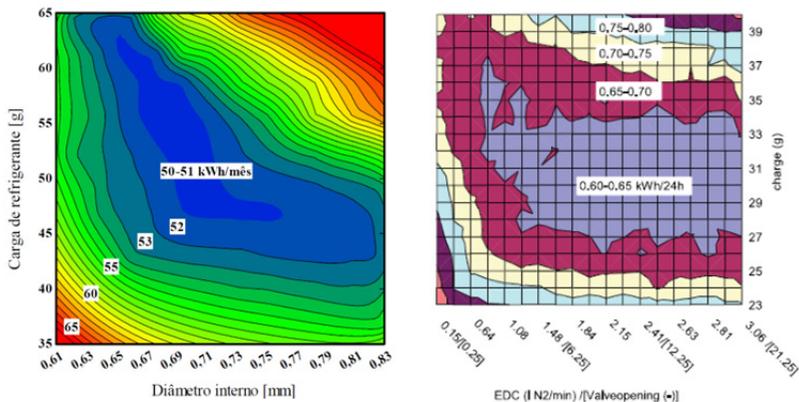


Figura 6.33 - Resultados experimentais do presente trabalho e de Björk e Palm (2006)

6.3.1 Correlação empírica

Nesta seção, obteve-se uma correlação empírica para estimar o consumo de energia de um refrigerador doméstico em função da restrição do dispositivo de expansão e da carga de fluido refrigerante, com base nos resultados experimentais obtidos. Para tanto, o *software TableCurve 3D* foi utilizado. Este *software* possui mais de 36582 funções simples de ajuste, além de 310 funções polinomiais, 300 funções racionais e 168 funções não-lineares. A regressão é realizada através do método dos mínimos quadrados.

Optou-se por uma correlação que fosse relativamente simples, utilizasse o menor número de parâmetros possível e que tivesse um alto coeficiente de determinação (R^2). A Equação (6.8), com coeficiente de determinação de 0,94, foi então escolhida. A Tabela 6.7 mostra o valor dos parâmetros da correlação obtida. A Figura 6.34 mostra tal correlação ajustada aos 95 dados experimentais.

$$CE = c_1 + c_2D + c_3C_{fr} + c_4D^2 + c_5C_{fr}^2 + c_6DC_{fr} \quad (6.8)$$

Tabela 6.7 - Parâmetros da correlação empírica

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6
641,62	-9,8728	-972,11	0,045827	424,68	7,4451

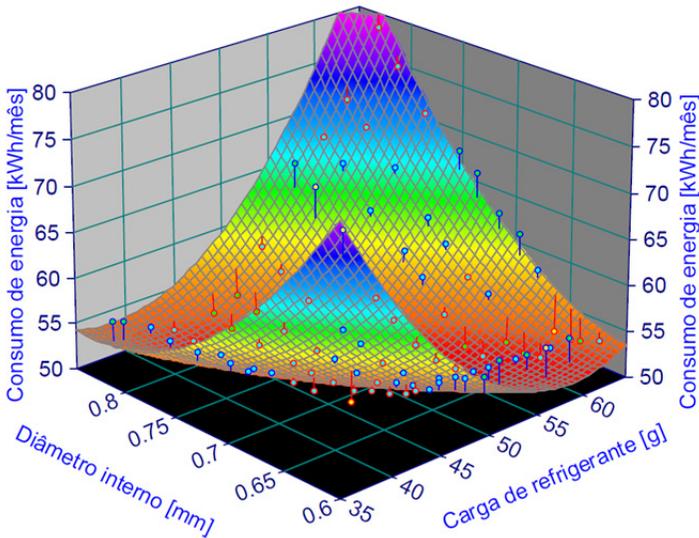


Figura 6.34 - Correlação empírica derivada dos ensaios experimentais (Extraído do *software TableCurve 3D*)

6.3.2 Ponto de mínimo consumo de energia

Conhecendo-se a função que fornece o consumo de energia em função da carga de refrigerante e da restrição do dispositivo de expansão (neste caso, o diâmetro interno do tubo), é possível encontrar a carga e o diâmetro interno que fornecem o mínimo consumo de energia através de um processo de minimização. Para tanto, o *software EES* foi utilizado. Tal *software* possibilita a minimização ou maximização de uma função com até 10 graus de liberdade. Para dois graus de liberdade, há dois diferentes métodos de minimização que podem ser utilizados: Método de Busca Direta (*Direct Search Method*) e Método da Métrica Variável (*Variable Metric Method*).

O Método de Busca Direta é um método para minimização multi-variável que não calcula derivadas, ou seja, não faz uso de aproximações das derivadas nem do valor explícito da função nas suas operações. A idéia básica é encontrar o valor ótimo da função variando apenas uma das variáveis independentes de cada vez. Já o Método da Métrica Variável ajusta a função objetivo como uma função quadrática com todas as variáveis independentes. Tal função é então diferenciada e igualada a zero, o que permite a determinação do novo ponto de partida. O Método da Métrica Variável, adotado nesse trabalho, é normalmente mais eficiente que o Método de Busca Direta (Klein e Alvarado, 2004).

O processo de minimização originou um consumo de energia de 50,7kWh/mês, uma carga de fluido refrigerante de 51,2g e um diâmetro interno do tubo capilar de 0,70mm. O ponto de mínimo foi marcado sobre o mapa de consumo, conforme ilustrado na Figura 6.35. Como pode ser visto, por ser uma função relativamente simples, a precisão na determinação do ponto de mínimo da função é elevada.

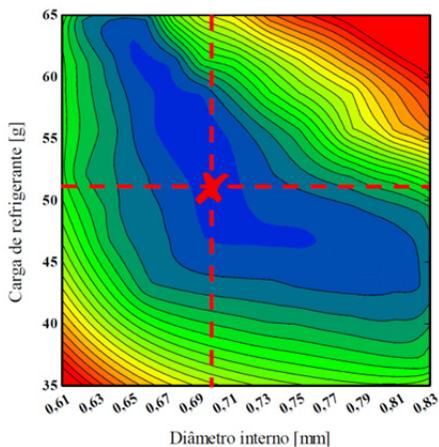


Figura 6.35 - Ponto ótimo de operação calculado pelo Método da Métrica Variável

O refrigerador original utiliza um capilar com diâmetro interno de 0,70mm e uma carga de 47g. Dessa forma verifica-se que o refrigerador em análise já está bem equilibrado em termos de capilar e carga, embora essa não seja a situação dominante no mercado.

Caso isso não ocorresse seria necessário escolher um tubo capilar comercial e com base na vazão de nitrogênio, determinar o comprimento. Esse novo capilar e a carga resultante do processo de otimização seriam então incorporados ao refrigerador com o objetivo de reduzir o consumo de energia.

6.3.3 Verificação da correlação empírica

Como mencionado, utilizou-se o *software TableCurve 3D* para gerar uma função que represente o comportamento do consumo de energia do refrigerador em função de capilar e carga. No entanto, o processo de regressão pode ser mais facilmente realizado com o *software EES*. Utilizando o *EES* e 90 pontos experimentais fornecidos por Björk e Palm (2006), obteve-se as constantes representadas na Tabela 6.8.

Tabela 6.8 - Parâmetros da correlação referentes aos dados experimentais de Björk e Palm (2006)

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6
2,863	-0,2811	-0,1268	0,03194	0,001878	0,00511

O processo de minimização, com base nas constantes da Tabela 6.8 e no Método da Métrica Variável, originou um consumo de energia de 0,62kWh/24h, uma carga de fluido refrigerante de 31,16g e uma vazão de nitrogênio de 1,91 lN₂/min. O ponto de mínimo foi então marcado sobre o mapa de Björk e Palm (2006), como ilustrado na Figura 6.36.

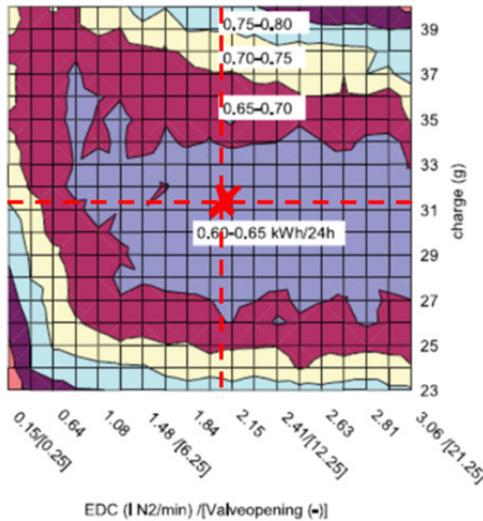


Figura 6.36 - Ponto ótimo de operação no trabalho de Björk e Palm (2006)

A Figura 6.37 mostra a interface do algoritmo implementado no *software EES* para determinar os parâmetros da correlação empírica e também o ponto de mínimo, através do Método da Métrica Variável.

Os resultados obtidos mostram que a estratégia adotada para a determinação do ponto de ótimo é adequada, pois se mostrou efetiva quando utilizada com dois processos de regressão e com dois conjuntos de dados experimentais bastante distintos. No entanto, tal metodologia exige um número considerável de dados experimentais, o que representa tempo e custo.

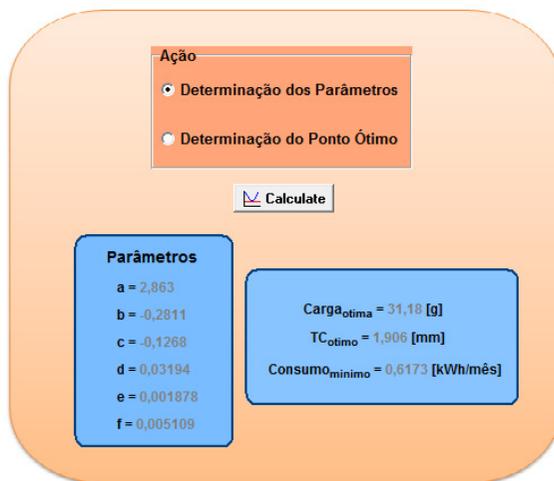


Figura 6.37 - Interface do algoritmo desenvolvido para determinar os parâmetros da correlação e do ponto de ótimo

6.3.4 Avaliação dos métodos de ensaio

O principal objetivo deste trabalho é encontrar de maneira rápida e precisa o par carga de refrigerante - diâmetro do tubo capilar que minimiza o consumo de energia de refrigeradores domésticos. Para tanto, determinou-se o número mínimo de experimentos necessários para a determinação de uma correlação adequada.

Neste contexto, realizou-se uma análise de sensibilidade que englobou dezenas de regressões utilizando-se tanto os dados experimentais do presente trabalho como também os dados de Björk e Palm (2006). Tais regressões foram realizadas com diferentes combinações de testes, variando-se o número de ensaios e o método de varredura.

O estudo avaliou o comportamento da correlação proposta com um número reduzido de dados para diferentes configurações de ensaio, quais sejam: (i) ensaios aleatórios por todo o domínio; (ii) carga e RDE fixas; (iii) carga variável com RDE fixa e; (iv.) RDE variável com carga de refrigerante fixa.

A Figura 6.38 ilustra um esquema das 4 diferentes configurações de testes. A regressão dos parâmetros e a determinação do ponto de mínimo consumo foram realizadas de acordo com a metodologia descrita anteriormente. Para cada configuração, arbitrou-se diferentes quantidade de dados e valores de carga e RDE.

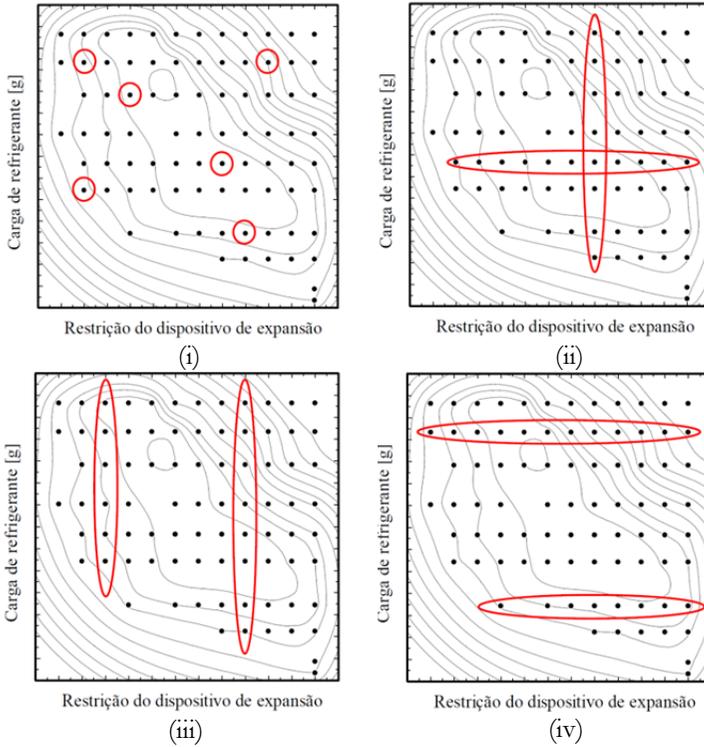


Figura 6.38 - Esquema das diversas configurações de testes

A configuração (iii), onde se varia a carga de fluido refrigerante e mantém-se a restrição do dispositivo de expansão fixa, foi ainda dividida em 2 partes, como ilustrado na Figura 6.39.

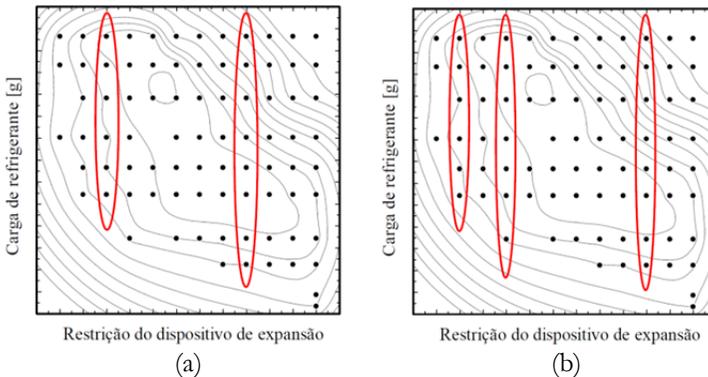


Figura 6.39 - Subdivisões da configuração (iii)

A configuração iii.a é composta por 2 séries de RDE diferentes e a configuração iii.b é composta por 3 séries de RDE.

Finalmente, a configuração onde se varia a RDE e mantém-se a carga de fluido refrigerante constante foi também dividida em 2 partes, como ilustrado na Figura 6.40.

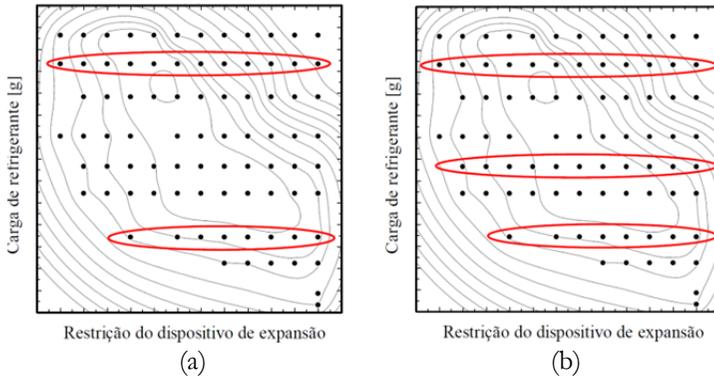


Figura 6.40 - Subdivisões da configuração (iv)

A configuração iv.a engloba 2 séries de carga de fluido diferentes e a configuração iv.b é composta por 3 séries de carga.

Em todas as configurações propostas, os pontos singulares ou níveis de RDE e carga foram escolhidos aleatoriamente por todo o domínio de operação.

A Tabela 6.9 ilustra os resultados das regressões realizadas com cada uma das 4 diferentes configurações.

Tabela 6.9 - Determinação do método de ensaio para regressão dos dados

					Ponto ótimo		
		Nº pontos	Config.	Convergência	Carga [g]	Posição/Diâmetro [mm - IN2/min]	Consumo [kWh/mês-kWh/24h]
i. Aleatórios	Presente Trabalho	5	-	Diverge	-	-	-
		5	-	Diverge	-	-	-
		8	-	Diverge	-	-	-
		8	-	Converge	53,53	0,69	50,39
		10	-	Converge	50,44	0,70	49,99
		10	-	Converge	48,14	0,71	50,79
		12	-	Converge	47,64	0,71	51,40
	Björk e Palm	12	-	Converge	51,24	0,67	50,71
		14	-	Converge	42,78	0,78	51,23
		5	-	Diverge	-	-	-
		5	-	Converge	31,24	1,95	0,61
		8	-	Converge	30,42	2,26	0,61
		8	-	Converge	31,46	2,50	0,59
		10	-	Converge	37,99	1,16	0,53
ii. Carga/posição fixas	P. Trabalho	10	-	Converge	30,71	1,73	0,63
		12	-	Converge	32,33	1,80	0,60
		12	-	Converge	31,44	1,95	0,62
		14	-	Converge	31,11	1,87	0,62
		15	-	Diverge	-	-	-
	Björk/Palm	18	-	Diverge	-	-	-
		18	-	Diverge	-	-	-
		18	-	Diverge	-	-	-
		14	-	Diverge	-	-	-
		14	-	Diverge	-	-	-
iii. Posição fixa	P. Trabalho	17	a	Diverge	-	-	-
		17	a	Diverge	-	-	-
		28	b	Diverge	-	-	-
		27	b	Diverge	-	-	-
	Björk/Palm	25	b	Converge	50,91	0,70	49,84
		18	a	Diverge	-	-	-
		18	a	Diverge	-	-	-
iv. Carga fixa	Presente Trabalho	18	b	Diverge	-	-	-
		27	b	Converge	31,43	1,78	0,63
		27	b	Converge	31,18	1,85	0,61
		19	a	Diverge	-	-	-
24		a	Diverge	-	-	-	
23		a	Diverge	-	-	-	
Björk e Palm		31	b	Converge	52,56	0,74	50,24
	31	b	Converge	45,79	0,74	50,89	
	35	b	Converge	55,11	0,67	51,50	
	33	b	Converge	46,26	0,75	50,39	
	20	a	Diverge	-	-	-	
	20	a	Diverge	-	-	-	
	20	a	Diverge	-	-	-	
	30	b	Converge	31,19	1,81	0,62	
	30	b	Converge	31,02	1,91	0,62	
	30	b	Converge	31,38	1,83	0,63	
30	b	Converge	31,20	1,74	0,60		

Nos ensaios aleatórios, foram estudadas 9 configurações com diferentes número de ensaios. Tal método mostrou-se bastante efetivo na previsão do ponto ótimo quando são realizados pelo menos 10 ensaios experimentais. Essa metodologia, no entanto, exige muitas variações de condições de ensaio (RDE e carga), tornando o processo de busca relativamente demorado.

A configuração onde se varia a RDE mantendo a carga de fluido refrigerante fixa e posteriormente varia-se a carga mantendo a RDE fixa não apresentou resultados satisfatórios. Independentemente do número de ensaios realizados, o processo sempre divergia.

No caso da configuração (iii), onde a RDE é fixa e a carga variável, quando o conjunto de dados é composto por duas séries de RDE (configuração iii.a), o processo diverge. Quando se utilizam três séries de RDE distintas, a convergência é apenas parcial, o que descarta essa opção.

Quando a carga de refrigerante é fixa e a restrição variável, o processo diverge com apenas duas séries de carga (configuração iv.a). No caso da configuração iv.b, o algoritmo converge em todas as configurações e prevê o ponto de mínimo consumo de energia com exatidão.

É importante lembrar que o ponto ótimo de operação não abrange apenas um ponto, mas sim uma ampla região. Durante essa análise, sempre que o ponto ótimo caía dentro desta região, o processo foi considerado convergente.

Portanto, das configurações analisadas, apenas a que empregava pontos aleatórios e a que empregava três valores de carga diferentes foram consideradas satisfatórias. Destas duas configurações, a última exige menos mudanças nas condições de operação do refrigerador, sendo, portanto, a mais prática e rápida.

6.3.5 Amostra mínima de dados

De acordo com a seção anterior, o método de teste adotado exige aproximadamente 30 ensaios experimentais com três cargas diferentes.

Dessa forma, alguns conjuntos de dados com diferentes tamanho de amostra foram estudados com o objetivo de identificar o número mínimo de ensaios necessários para se obter resultados confiáveis. O método foi aplicado aos dados experimentais do presente trabalho e também aos dados de Björk e Palm (2006). Foram avaliados quatro conjuntos escolhidos aleatoriamente com 10, 14, 18, 22, 26 e 30 pontos. A Tabela 6.10 mostra os resultados do estudo em questão.

Tabela 6.10 - Identificação da amostra mínima de dados

Nº de pontos	Presente trabalho				Björk e Palm (2006)			
	Carga [g]	Diâmetro [mm]	Consumo [kWh/mês]		Carga [g]	Posição [l N2/min]	Consumo [kWh/24h]	
30	52,6	0,67	50,4	Converge	31,2	1,81	0,62	Converge
	46,2	0,74	50,9	Converge	31,0	1,91	0,62	Converge
	56,0	0,68	51,5	Converge	31,4	1,83	0,63	Converge
	45,3	0,76	50,3	Converge	31,2	1,74	0,60	Converge
26	51,5	0,68	50,3	Converge	31,3	1,80	0,62	Converge
	46,1	0,74	50,9	Converge	31,1	1,90	0,62	Converge
	56,7	0,67	51,5	Converge	31,4	1,82	0,63	Converge
	45,6	0,76	50,2	Converge	31,2	1,74	0,60	Converge
22	51,0	0,69	50,5	Converge	31,2	1,79	0,63	Converge
	43,9	0,75	50,7	Converge	31,1	1,91	0,63	Converge
	56,6	0,68	51,1	Converge	31,5	1,81	0,63	Converge
	45,5	0,76	50,2	Converge	31,3	1,72	0,61	Converge
18	50,4	0,69	50,4	Converge	30,9	1,85	0,63	Converge
	43,4	0,76	50,6	Converge	31,0	1,89	0,63	Converge
	53,5	0,7	50,7	Converge	31,4	1,86	0,63	Converge
	43,9	0,77	49,9	Converge	31,4	1,72	0,60	Converge
14	49,7	0,7	50,6	Converge	31,1	1,83	0,63	Converge
	39,5	0,78	50,0	Converge	30,6	2,00	0,64	Converge
	56,4	0,69	50,9	Converge	31,6	1,82	0,62	Converge
	42,7	0,78	49,8	Converge	31,5	1,70	0,60	Converge
10	49,8	0,69	50,7	Converge	31,4	1,91	0,64	Converge
	45,0	0,74	50,0	Converge	30,5	1,96	0,62	Converge
	35,8	0,82	46,8	Minimo falso	31,7	1,82	0,63	Converge
	46,1	0,7571	50,5	Converge	31,2	1,78	0,61	Converge

A Tabela 6.10 mostra que 14 ensaios experimentais são suficientes para prever o ponto de mínimo consumo de energia através do método proposto. Tais ensaios devem ser realizados com no mínimo três cargas de fluido refrigerante, escolhidas aleatoriamente. Tomando-se por base a metodologia de testes de consumo de energia em regime permanente, seriam necessários aproximadamente 10 dias para o levantamento da base de dados.

6.4 Ponto ótimo passo-a-passo

Esta seção fornece, de forma resumida, uma lista dos passos a serem seguidos para aplicar a metodologia desenvolvida no presente trabalho.

1. Substituir o tubo capilar do refrigerador que será analisado. Sugere-se a utilização de um capilar com diâmetro interno no mínimo 20% superior ao original;
2. Instalar o dispositivo de carga;
3. Instalar a válvula micrométrica;
4. Determinar a carga mínima;
5. Aumentar a carga para um valor 15% superior ao valor mínimo. Realizar um primeiro teste com a válvula totalmente aberta;
6. Fechar a válvula até o ponto onde a vazão mássica diminua significativamente ($\sim 4\%$). Realizar pelo menos 4 ensaios;
7. Aumentar novamente a carga em aproximadamente 15%. Realizar pelo menos 5 ensaios nas posições de válvula pré-determinadas;
8. Repetir o passo 7;
9. Estimar a fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar para os ensaios com a válvula totalmente aberta, utilizando o modelo numérico;
10. Ajustar uma correlação para estimar a fração mássica de vapor em função do sub-resfriamento e da vazão mássica, a exemplo da Equação (6.4);
11. Calcular o diâmetro do tubo capilar equivalente para todas as posições e correlacionar o diâmetro interno com a posição da válvula, a exemplo da Equação (6.5);
12. Calcular os parâmetros da correlação empírica do refrigerador (Equação (6.8)) através do método dos mínimos quadrados;
13. Identificar o ponto de mínimo consumo de energia através da minimização da correlação obtida no item anterior;
14. Caso o diâmetro calculado não seja comercial, calcular a vazão de nitrogênio através da correlação de Kipp e Schmidt (1961) modificada, selecionar um tubo capilar comercial e determinar o comprimento equivalente.

Os passos 9 a 11 podem ser substituídos pelo procedimento adotado na seção 6.2.3, onde o diâmetro interno é correlacionado com a posição de válvula com base na utilização da bancada de medição da vazão de nitrogênio. A Figura 6.41 mostra um fluxograma simplificado da metodologia.

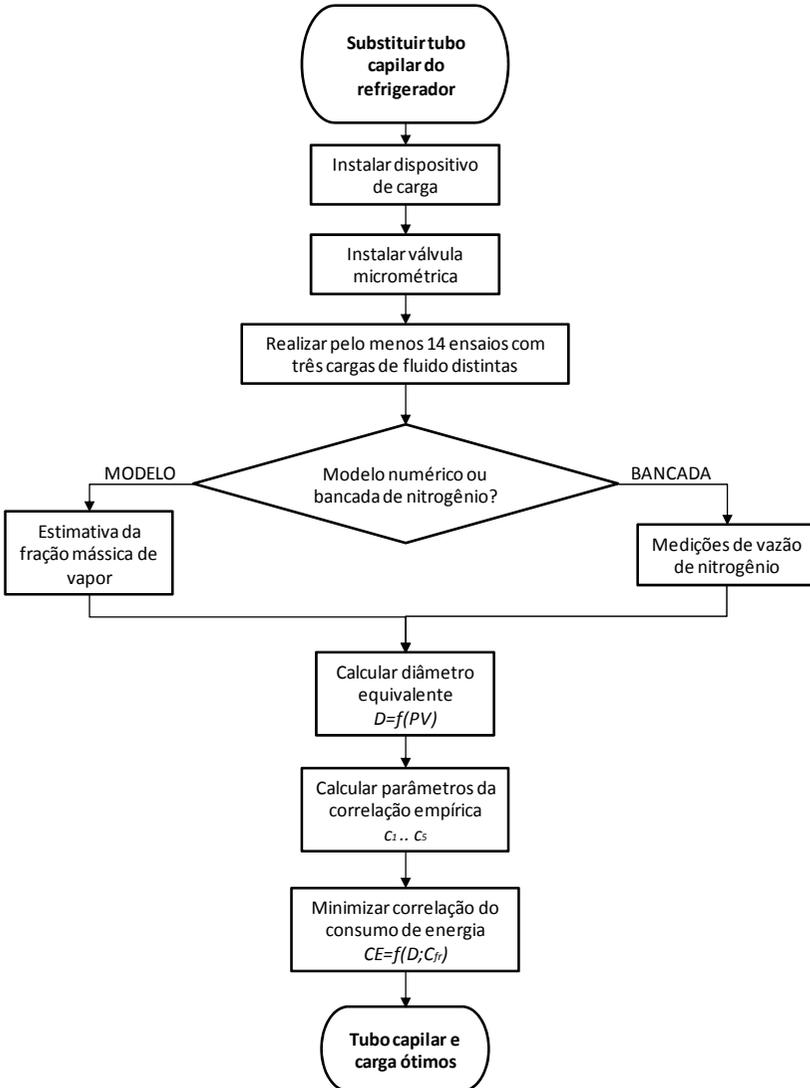


Figura 6.41 - Fluxograma para obtenção do par ideal

O presente trabalho se propôs a desenvolver uma metodologia para identificar o ponto ótimo de operação de refrigeradores domésticos, variando-se a geometria do tubo capilar e a carga de fluido refrigerante. Até então, a maioria dos pesquisadores tinham se preocupado com os efeitos da carga de refrigerante, deixando de lado a combinação desses efeitos com aqueles derivados da variação da restrição do dispositivo de expansão. Os ensaios foram realizados com um aparato experimental que permite a variação simultânea da carga de refrigerante e da restrição do dispositivo de expansão de uma forma rápida e eficaz. Além disso, um modelo numérico para simular o escoamento de fluido refrigerante através de tubo capilares adiabáticos e não-adiabáticos foi também desenvolvido. Tal modelo permitiu o cálculo do diâmetro interno do tubo capilar que fornece uma restrição equivalente à oferecida pelo par válvula - tubo capilar. O ponto de mínimo consumo de energia foi encontrado através de um mapeamento de todas as possíveis condições de operação. O consumo de energia foi medido utilizando-se a metodologia de regime permanente proposta por Hermes et. al (2009). Finalmente, propôs-se um método de ensaio para determinação do ponto ótimo de operação de um refrigerador doméstico a partir de um número mínimo de experimentos.

Trabalho experimental

Uma bancada experimental capaz de variar a carga de refrigerante e a restrição do dispositivo de expansão de um refrigerador doméstico foi projetada e construída. O aparato foi empregado para mapear o consumo de energia em todas as possíveis condições de operação. Tal mapeamento resultou em 95 pontos experimentais. Os dados experimentais foram então utilizados no desenvolvimento de uma correlação empírica para estimar o consumo de energia em função da restrição e da carga de refrigerante. O ponto de mínimo consumo de energia foi encontrado através de um processo de minimização simples. Além disso, identificou-se a melhor metodologia de ensaio para determinar o ponto ótimo de operação a partir de uma base mínima de dados.

O trabalho experimental adicionou dados significativos à literatura pois explorou os efeitos combinados da carga de refrigerante e da restrição do dispositivo de expansão em refrigeradores domésticos, de onde saem as seguintes observações principais:

- Constatou-se que quando o sistema está subalimentado, o consumo de energia é prejudicado pela alta fração de funcionamento do compressor, necessária para compensar a baixa capacidade de refrigeração. Quando o sistema está sobrealimentado, a massa de líquido no condensador aumenta assim como também as pressões de condensação e evaporação, o que aumenta o trabalho de compressão, reduz a capacidade de refrigeração e conseqüentemente degrada o coeficiente de desempenho;
- Verificou-se a existência de uma ampla região de operação onde o consumo de energia é mínimo, região esta que engloba diversas combinações de tubo capilar e carga de refrigerante. Verificou-se também que uma combinação inadequada de carga de refrigerante e restrição pode aumentar o consumo de energia em até 30%;
- Em geral, déficit de carga ou um capilar muito restritivo provoca um aumento no superaquecimento. Excesso de carga ou tubo capilar pouco restritivo tendem a inundar o evaporador e a aumentar a temperatura de evaporação. Em ambos os casos a capacidade de refrigeração é penalizada e, por conseqüência, o consumo de energia;
- A substituição do tubo capilar original por um tubo de maior diâmetro interno possibilitou a realização de ensaios com aberturas grandes o suficiente para abranger toda região de mínimo consumo de energia. Björk e Palm (2006) se limitaram a cortar um pequeno segmento do tubo capilar, o que não foi suficiente para mapear toda a região de mínimo consumo de energia;
- Apesar das diferenças significativas entre o refrigerador empregado nesse trabalho e aquele utilizado por Björk e Palm (2006), nota-se claramente uma forte semelhança nos mapas de consumo de energia, o que indica a possibilidade da existência de um comportamento padrão para a maioria dos refrigeradores domésticos;
- A metodologia empregada para cômputo do consumo de energia mostrou-se confiável e eficiente, permitindo o levantamento dos dados experimentais de forma mais rápida que a tradicional (ISO 15502, 2007);
- O refrigerador analisado utiliza 47g de isobutano, um tubo capilar de 0,70mm e possui um consumo de energia de 50,9kWh/mês. O ponto ótimo encontrado sugere um tubo capilar de 0,70mm, uma carga de refrigerante de 51,2g e um consumo de energia de 50,7kWh/mês. Conclui-se, portanto, que o refrigerador sob análise trabalha em condições muito próximas do ponto ótimo de operação;

- As imagens capturadas com a câmera de alta velocidade confirmam a hipótese da presença de vapor na região de saída do condensador, mesmo com as medições indicando algum grau de sub-resfriamento.

Modelo numérico

O modelo desenvolvido simula o escoamento de fluidos refrigerantes através de tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos. O modelo baseia-se nas equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, aplicadas a um volume de controle unidimensional distribuído ao longo do domínio (Mezavila e Melo, 1996 ; Hermes et al., 2000). As equações foram resolvidas numericamente ao longo do escoamento empregando-se um processo iterativo de cálculo para estimar a vazão mássica de refrigerante. O modelo baseou-se no modelo numérico desenvolvido por Hermes et al. (2008b), exceto pelo critério de convergência e por pequenas variações no procedimento iterativo.

O modelo numérico foi validado contra dados experimentais obtidos com HC-600a e HFC-134a em tubos capilares não-adiabáticos (Melo et al., 2002 ; Zangari, 1998) quando se mostrou capaz de prever 86% dos dados experimentais dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$. A seguir, são listadas as principais observações referentes ao modelo desenvolvido.

- Na literatura, a coordenada espacial z é largamente empregada como domínio de integração. Porém, a exemplo de Hermes et al. (2008b), este trabalho adotou a pressão como variável independente;
- Em geral, o critério adotado para identificar a condição de bloqueio do escoamento é o de Fanno, $ds/dh \rightarrow 0$ ou o de Fauske (1962), $dp/dz \rightarrow -\infty$. Porém, neste trabalho, optou-se pelo uso da velocidade sônica como critério de bloqueio;
- Para efeitos de simplificação, o escoamento na região adiabática do tubo capilar foi considerado isentálpico. A troca de calor no trocador de calor interno foi calculada pelo método da efetividade, para evitar um procedimento iterativo e nem sempre convergente adicional;
- Duas variações do modelo numérico foram ainda desenvolvidas. A primeira para estimar o diâmetro interno do tubo capilar a partir da vazão mássica. A segunda para estimar o comprimento do tubo capilar quando o diâmetro interno e vazão mássica são conhecidos.

A presença de vapor na entrada do tubo capilar exigiu o desenvolvimento de uma correlação empírica para estimar a fração mássica de vapor de refrigerante na saída do condensador em todos os ensaios. A correlação previu a fração mássica em função do sub-resfriamento e da vazão mássica. Tal correlação não pôde ser validada, devido à complexidade das medições necessárias que não faziam parte do escopo desse trabalho.

A partir da estimativa da fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar, tornou-se possível calcular o diâmetro interno de um tubo capilar equivalente à restrição imposta pelo par tubo capilar + válvula micro-métrica. O diâmetro equivalente foi calculado para todas as condições de teste. Em posições de válvula menos restritivas, os resultados foram muito satisfatórios, uma vez que o diâmetro interno calculado foi praticamente o mesmo, independentemente da carga empregada. Em posições de válvula mais restritivas, como esperado, as discrepâncias foram mais significativas. Apesar disso, o teste de referência realizado com o refrigerador com capilar original de 0,70mm equivale ao ensaio com a válvula na posição 5, cujo diâmetro equivalente é de 0,69mm. Além disso, o uso conjunto da vazão de nitrogênio através do par válvula - tubo capilar e da correlação de Kipp e Schmidt (1961) gerou diâmetros internos equivalentes com erros inferiores a $\pm 3\%$ quando comparado com os valores estimados pelo modelo numérico.

Método de busca

O mapeamento do consumo de energia em todas as condições de operação consideradas gerou 95 ensaios experimentais. Da mesma forma, Björk e Palm (2006) realizaram mais de 600 experimentos com diferentes combinações de carga de refrigerante, restrição do dispositivo de expansão e temperatura ambiente.

Outra correlação empírica foi desenvolvida a partir dos dados experimentais para estimar o consumo de energia em função da restrição do dispositivo de expansão e da carga de fluido refrigerante. As principais observações quanto ao método de busca são apresentadas a seguir.

- A correlação proposta é um polinômio de segundo grau com coeficiente de determinação igual a 0,94;
- Com base na correlação empírica desenvolvida, utilizou-se um método de minimização denominado Método da Métrica Variável para identificar o ponto de mínimo consumo de energia. O método é simples, robusto e eficaz, prevendo corretamente o ponto ótimo de operação, tanto do refrigerador do presente trabalho como daquele usado por Björk e Palm (2006);

- Foram utilizados 90 pontos experimentais extraídos do mapa de contorno de Björk e Palm (2006) para derivar os parâmetros da correlação proposta. A minimização da função gerou um consumo de energia de 0,62kWh/24h, uma carga de fluido refrigerante de 31,2g e uma vazão de nitrogênio de 1,91 lN₂/min, correspondendo exatamente ao ponto de mínimo consumo de energia;
- Diversos métodos de ensaio foram analisados para minimizar o número de experimentos necessários para a metodologia apresentada nesse trabalho;
- Os resultados sugerem que 14 ensaios experimentais são suficientes para se obter o ponto de mínimo consumo de energia de um refrigerador. Tais ensaios devem ser realizados com no mínimo três cargas distintas de fluido refrigerante.

Sugestões para trabalhos futuros

O presente trabalho representa uma contribuição à área em questão, tendo-se em vista a escassez de dados disponíveis na literatura. Visando a continuidade do estudo, sugere-se as seguintes atividades adicionais:

- Realizar experimentos com diferentes refrigeradores, com o intuito de avaliar a aplicabilidade da correlação e do método de ensaio propostos;
- Estudar outras maneiras para variar a restrição do dispositivo de expansão, evitando uma modificação muito intrusiva no produto original;
- Realizar um trabalho focado no estudo do desequilíbrio termodinâmico que ocorre na saída do condensador de refrigeradores domésticos, desenvolvendo uma metodologia para estimar a fração mássica de vapor em função das condições de operação;
- Incorporar a estimativa da fração mássica de vapor na entrada do tubo capilar no modelo experimental para cálculo do diâmetro do tubo capilar equivalente;
- Automatizar integralmente o processo de carga e de variação da restrição do dispositivo de expansão.

ASHRAE Standard 28. **Method of Testing Flow Capacity of Refrigerant Capillary Tubes**. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers. Atlanta, GA, USA, 1996.

BANSAL, P.K., YANG, C. **Reverse heat transfer and recondensation phenomena in non-adiabatic capillary tubes**. Applied Thermal Engineering, 2005. Vol. 25, 3187–3202.

Björk, E., PALM, B. **Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature**. International Journal of Refrigeration, 2006. Vol. 29, Pages 789-798.

BOABAID NETO, C. **Análise do desempenho de tubos capilares adiabáticos**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 1994. Florianópolis, SC, Brasil.

CECED. **Nova etiqueta energética da UE**. Disponível em: <<http://www.newenergylabel.com/>>. Acesso em: 20 set. 2011.

CHOI, J. M.; KIM, Y. C. **The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube**. ENERGY, 2002. Vol. 27: 391-404.

CHUNG, M., **A numerical procedure for simulation of Fanno flows of refrigerants or refrigerants mixture in capillary tubes**. ASHRAE Transactions, 104, pages 1031-1043, 1998.

CHURCHILL S. W. **Friction factor equation spans all fluid flow regimes**, 12th International Congress of Refrigeration, 1977. Madrid, Spain, pp. 1069-1077.

CICCHITTI, A., LOMBARDI, C., SILVESTRI, M., SOLDAINI, G., e ZAVATARELLI, R. **Two-phase cooling experiments – pressure drop, heat transfer and burnout measurements**, Energia Nucleare, 1960. Vol. 7, pp. 407-425.

COLLIER, J. G., THOME, J. R., **Convective boiling and condensation**. 3a. ed. New York: Clarendon Pressa - Oxford, 1994.

DMITRIYEV, V. I., PISARENKO V. E. **Determination of optimum refrigerant charge for domestic refrigerator units**. Revue Internationale du Froid, 1982.

ELETROBRÁS. **Relatório da Pesquisa de Posse de Eletrodomésticos e Hábitos de Uso - Classe Residencial - PROCEL**, 2007. Disponível em: <<http://www.eletronbras.com/pci/main.asp?View={05070313-120A-45FD-964D-5641D6083F80}>>. Acesso em: 05 set. 2011.

EUROPEAN COMMISSION ENERGY. **Energy Labelling**. Disponível em: <http://ec.europa.eu/energy/efficiency/labelling/energy_labelling_en.htm>. Acesso em: 22 set. 2011.

FAUSKE, H. K. **Contribuiton to the theory of the two phase, one component critical flow**, Internal Report, Argonne National Laboratory, 1962. Argonne, IL, USA.

FOX, R. W., PRITCHARD, P. J., MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**, 2006. 6ªed., LTC.

GNIELINSKI, V. **New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow**. International Chemical Engineering, 1976. Vol. 16, pp. 359–368.

GONÇALVES, J. M. **Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 1994. Florianópolis, SC, Brasil.

GONÇALVES, J. M., MELO, C. **Experimental and Numerical Steady-State Analysis of a Top-Mount Refrigerator**. 10th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, 2004 – USA, 8p.

GOSNEY, W. B. **Principles of refrigeration**, Cambridge University Press, Cambridge, UK, 1982.

GRACE, I. N., Datta, D., Tassou, S. A. **Sensitivity of refrigeration system performance to charge levels and parameters for on-line leak detection**. Applied Thermal Engineering, 2005. Vol. 25 (4), 557-566.

HERMES, C. J. L., MELO, C., NEGRÃO, C. O. R., MEZAVILA, M. M. **Dynamic simulation of HFC-134a flow through adiabatic and non-**

adiabatic capillary tubes. International Refrigeration Conference at Purdue, 2000. West Lafayette, USA, pp. 295–303.

HERMES, C. J. L. **Uma metodologia para simulação transiente de refrigeradores domésticos.** Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

HERMES C. J. L., MELO C., KNABBEN F. T. **Semi-empirical algebraic solution of capillary tube flows, Part I: Adiabatic capillary tubes,** Applied Thermal Engineering, 2008a.

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

HERMES, C. J. L., RESENDE, F. E., BOMMEL, L. V., MELO, C. **Uma nova metodologia para determinação do consumo de energia de refrigeradores domésticos.** XVI Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, Brasil, 2009.

INCROPERA F. P., DeWITT, D. P., **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa.** 5ª Edição. LTC Editora.

INMETRO, 2003, **Guia para a expressão da incerteza de medição,** 3a ed. Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO.

INMETRO. **Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia.** Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br>>. Acesso em: 14 set. 2011.

ISO 8561. **Household frost-free refrigerating appliances – Characteristics and test methods.** International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 1995.

ISO/FDIS 15502. **Household refrigerating appliances – Characteristics and test methods.** International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2007.

KIPP, E., SCHMIDT, H. **Bemessung von Kapillarrohren als Drosselorgan für Kaltesätze.** Kältetechnik, 13 Jahrgang, Heft 2, 1961.

KLEIN, S. A., ALVARADO, F. L. EES – **Engineering Equation Solver User's Manual**. F-Chart Software, 2004. Middleton, WI, USA.

KNABBEN, F. T., HERMES, C. J. L., MELO, C., **Alternative test method to assess the energy consumption of household refrigerators**. 14th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, 2011 (to be published).

LI, H., BRAUN, J. E. **Development, Evaluation, and Demonstration of a Virtual Refrigerant Charge Sensor**. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, HVAC&R Research, Vol. 15, No. 1, January 2009.

MELO, C., FERREIRA, R. T. S., PEREIRA, R. H. **Modeling adiabatic capillary tubes: A critical analysis**. International Refrigeration Conference: Energy Efficiency and New Refrigerantes, 1992. West Lafayette, USA, pp. 113-122.

MELO, C., MARCINICHEN, J. B., SILVEIRA, S. J., STAHELIN, R. **Construção, calibração e validação de uma bancada de medição de vazão de nitrogênio em tubos capilares**. Relatório Interno, POLO, UFSC, 1998.

MELO, C., FERREIRA, R.T.S., BOABAID NETO, C., GONÇALVES, J.M., MEZAVILA, M.M. **An experimental analysis of adiabatic capillary tubes**, *Applied Thermal Engineering*, 1999. Vol. 19, nº 6, pp. 669-684.

MELO, C., VIEIRA, L.A.T., PEREIRA, R.H. **Non-adiabatic capillary tube flow with isobutane**. *Applied Thermal Engineering*, 2002. Vol. 22 (No. 14), pages 1661–1672.

MESSIAS, A. R. **Controle de motor de passo através da porta paralela de um micro computador**. 2006. Disponível em: <<http://www.rogercom.com/pparalela/IntroMotorPasso.htm>>. Acesso em: 26 abril 2010, 16:12:20.

MEZAVILA, M. M., **Simulação do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares não-adiabáticos**. Dissertação de mestrado. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1995.

MEZAVILA, M. M., MELO, C. **CAPHEAT: an homogeneous model to simulate refrigerant flow through non-adiabatic capillary tubes.** International Refrigeration Conference at Purdue, 1996. West Lafayette, USA, pp. 95–100.

MME. **Ministério de Minas e Energia. Programa Brasileiro de Etiquetagem - PBE.** Disponível em: <http://www.mme.gov.br/spe/menu/programas_projetos/programa_brasileiro_etiquetagem.html>. Acesso em: 14 set. 2011.

NEGRÃO, C. O. R., MELO, C. **Shortcomings of the numerical modeling of capillary tube–suction line heat exchangers.** 20th International Congress of Refrigeration, 1999. Sydney, Australia, CD-ROM.

PROCEL INFO. **Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética.** Disponível em: <<http://www.procelinfo.com.br/main.asp>>. Acesso em: 12 set. 2011.

SEIXLACK, A.L. **Modelagem do escoamento bifásico em tubos capilares.** Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, 1996. Florianópolis, SC, Brasil.

SILVA, D. L. **Análise teórico-experimental da expansão transcítica de dióxido de carbono em tubos capilares adiabáticos.** Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

STOECKER, W. F., JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado,** 1985. McGraw Hill, São Paulo.

U. S. DOE. **Energy Efficiency & Renewable Energy.** Disponível em: <<http://www.energysavers.gov>>. Acesso em: 23 set. 2011a.

U. S. DOE. **Energy Star.** Disponível em: <<http://www.energystar.gov>>. Acesso em: 23 set. 2011b.

VJACHESLAV, N., ROZHENTSEV, A., WANG, C.-C. **Rationally based model for evaluating the optimal refrigerant mass charge in refrigerating machines.** Energy Conversion and Management, 2001. Volume 42, Issue 18, Pages 2083-2095.

- WALTRICH, P., J. **Análise e otimização de evaporadores de fluxo acelerado aplicados a refrigeração doméstica**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.
- WEI, C. S., WANG, C. C. **Development of R-410a air-conditioning system and its long-term reliability test**. ASIAN Journal Energy Environment, 1998. Vol. 1, p. 29.
- WRIGHT, G. B., **Radial Basis function Interpolation: Numerical and Analytical Developments**. Thesis. Department of Applied Mathematics. Faculty of the Graduate School of the University of Colorado, 2003.
- YILMAZ, T., UNAL, S. **General equations for the design of capillary tubes**. ASME Journal of Fluids Engineering, 1996. Vol. 118, pg. 150-154.
- ZANGARI, J. M. **Avaliação experimental do desempenho de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1998.
- ZHANG, C., DING, G. **Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube**, International Journal of Refrigeration, 2004. Vol. 27, 17–24.

APÊNDICE I - Substituição do tubo capilar

O tubo capilar original (0,70mm) do refrigerador foi substituído por um tubo de mesmo comprimento e maior diâmetro interno (0,83mm) para permitir o aumento ou diminuição da restrição do dispositivo de expansão em relação à configuração original.

O refrigerador com o tubo capilar original apresentou uma vazão mássica de 1,28kg/h em regime permanente. O refrigerador, com o tubo capilar modificado, apresentou uma vazão mássica de 1,36kg/h nas mesmas condições de teste. Melo et al. (2002), no entanto, sugerem que um incremento de 20% no diâmetro do tubo capilar acarreta num aumento de aproximadamente 50% na vazão mássica, contrariando as observações experimentais.

A substituição do tubo capilar é um processo complexo, e por essa razão, solicitou-se que essa operação fosse realizada pela Mabe Eletrodomésticos, fabricante do refrigerador. No entanto, o primeiro refrigerador enviado ao POLO estava com o tubo capilar entupido e o segundo com o mesmo capilar original. Ao receber a terceira amostra, e tendo em vista as pequenas diferenças de vazão mássica, resolveu-se medir o diâmetro interno do tubo capilar para ter certeza que a modificação fora efetuada.

Para tanto, mediu-se a vazão de nitrogênio através do capilar modificado diretamente no produto e usando um procedimento similar ao descrito no Apêndice V.

A Figura I.1 ilustra o arranjo empregado.

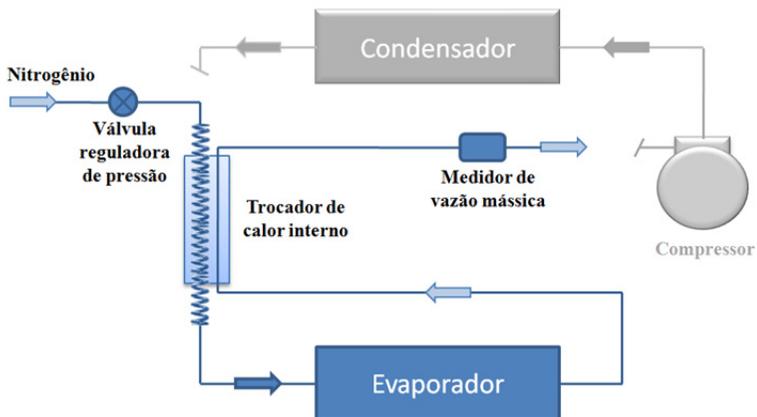


Figura I.1 - Arranjo para a medição do diâmetro interno do capilar

A pressão de nitrogênio na entrada do tubo capilar foi mantida fixa através de uma válvula reguladora de pressão e a vazão mássica foi medida através de um medidor do tipo *Coriolis*. A linha de sucção e o evaporador não foram modificados, o que significa que qualquer diferença de vazão mássica deve-se ao diâmetro do tubo capilar.

A vazão de nitrogênio através de um tubo capilar pode ser estimada através da correlação proposta por Kipp e Schimidt (1961).

$$\dot{V}_{N_2} = 2,50L^{-0,5}D^{2,5}\sqrt{p_{ent}^2 - 1} \quad (I.1)$$

A Equação (I.1) relaciona a vazão volumétrica de nitrogênio com o diâmetro interno D [mm], comprimento do tubo L [m] e pressão de entrada p_{ent} [atm].

Os refrigeradores original e modificado foram submetidos a ensaios com pressões entre 5 e 8 bar. A Figura I.2 mostra a vazão volumétrica medida em cada refrigerador em função da pressão de nitrogênio na entrada do tubo capilar. Além disso, os pontos quadrados do gráfico representam a vazão volumétrica calculada pela correlação de Kipp e Schmidt (1961), para a pressão de entrada de 6,5 bar.

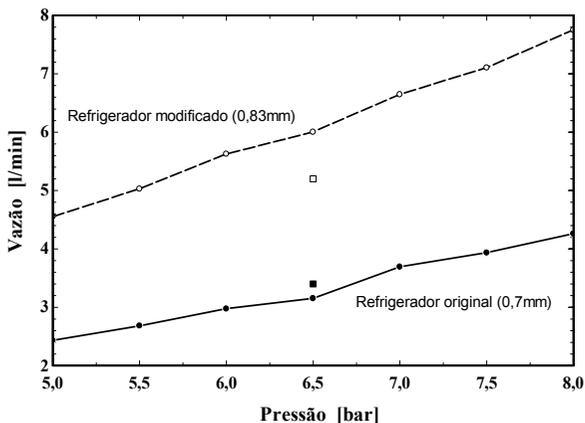


Figura I.2 - Vazão de nitrogênio em função da pressão de entrada

Conforme pode ser observado, a vazão de nitrogênio do refrigerador com o tubo capilar modificado é substancialmente maior que a vazão medida no refrigerador original, o que comprova que o capilar foi efetivamente alterado. A pequena diferença de vazão não deve-se então ao diâmetro do capilar, mas sim à alteração do padrão do escoamento na entrada do capilar, como comprovado posteriormente.

APÊNDICE II - Calibração do medidor de vazão mássica

A vazão mássica de fluido refrigerante é uma variável fundamental na análise de sistemas de refrigeração. Tal grandeza foi medida através de um medidor de vazão mássica do tipo *Coriolis*, devidamente calibrado.

O procedimento de calibração é relativamente simples. Foram utilizados um béquer, uma balança, uma válvula micrométrica e um cronômetro. O medidor em questão foi instalado num circuito aberto, onde a vazão mássica fornecida pela bomba era controlada pela abertura da válvula micrométrica. Durante o ensaio, marcava-se o tempo e pesava-se a massa de água coletada no béquer. A vazão mássica era então calculada pela seguinte relação:

$$\dot{m}_w = \frac{m_w}{t} \quad (\text{II.1})$$

A Tabela II.1 mostra os resultados obtidos através do procedimento descrito anteriormente, juntamente com o sinal de tensão enviado pelo transdutor.

Tabela II.1 - Dados da calibração

Tensão [V]	Tempo [h]	Massa [kg]	Vazão [kg/h]
1,0822	0,25000	0	0
1,2006	0,33474	0,17346	0,51819
1,3296	0,37613	0,42021	1,1172
1,4460	0,26562	0,44093	1,6600
1,5746	0,14489	0,32792	2,2633
1,6922	0,12453	0,35045	2,8141
1,8200	0,16929	0,57812	3,4150
1,9287	0,11367	0,4459	3,9227
2,0743	0,09382	0,43262	4,6112
2,1738	0,07977	0,40449	5,0709
2,3031	0,08416	0,47834	5,6838
2,4197	0,13268	0,82626	6,2274
2,5552	0,07801	0,53579	6,8686
2,7951	0,05773	0,46198	8,0027
3,0254	0,07662	0,69472	9,0668

O sinal de tensão foi então correlacionado com a vazão mássica através da expressão a seguir:

$$\dot{m} = 4,683 \cdot Vt - 5,103 \quad (\text{II.2})$$

A Figura II.1 mostra que a equação obtida correlaciona adequadamente os dados experimentais.

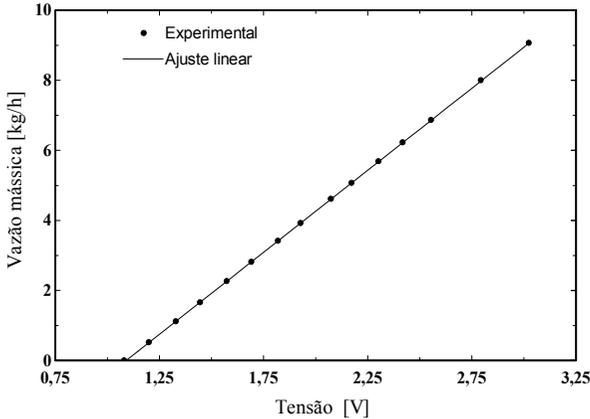


Figura II.1 - Equação (II.2) vs. dados experimentais

Estimativa da incerteza do processo de calibração

A incerteza inerente ao processo de calibração do medidor de vazão mássica foi estimada de acordo com a seguinte expressão:

$$u_{cal} = \sqrt{u_{pd}^2 + u_{aj}^2} \quad (\text{II.3})$$

onde u_{pd} é a incerteza padrão das observações realizadas durante a calibração, calculada através do desvio padrão máximo durante o processo e u_{aj} é a incerteza inerente ao ajuste da curva de calibração, calculada de acordo com a seguinte equação:

$$u_{aj} = \sqrt{\frac{\sum(\dot{m}_{pd} - \dot{m}_{aj})^2}{n - (1 + GP)}} \quad (\text{II.4})$$

onde \dot{m}_{pd} representa a vazão medida e \dot{m}_{aj} a respectiva vazão estimada. n é o número de pontos de calibração e GP é o grau do polinômio empregado.

De acordo com esse processo, obteve-se um valor de u_{aj} de $0,012\text{kg/h}$. O desvio padrão máximo foi de $0,01\text{kg/h}$, gerando um valor de u_{cal} de $0,016\text{kg/h}$, o que representa aproximadamente 1% da medição nominal de vazão em condições normais de operação do refrigerador.

APÊNDICE III - Calibração da célula de carga

O dispositivo de carga é capaz de inserir ou retirar fluido refrigerante do sistema de refrigeração. A massa de fluido transferida é obtida com base nas indicações da célula de carga antes e após o processo de transferência.

A célula de carga foi calibrada com o auxílio de uma balança de precisão e de massas distintas. Para cada massa utilizada, registrava-se o sinal de tensão enviado pelo transdutor durante 30s e obtinha-se uma média. A Tabela III.1 mostra as massas utilizadas com os seus respectivos sinais de tensão, os quais foram correlacionados de acordo com a Equação (III.1).

Tabela III.1 - Dados da calibração

Massa [g]	Tensão [mV]
0,000	1,823
105,979	3,800
198,773	5,532
300,110	7,421
408,663	9,446
510,000	11,340
612,639	13,259
700,483	14,895
803,122	16,813
910,862	18,818
987,005	20,244

$$m = 53580,5 \cdot Vt - 97,6026 \quad (\text{III.1})$$

onde m é a massa suportada pela célula de carga [g] e Vt é a tensão enviada ao sistema de aquisição [mV].

A Figura III.1 mostra que os dados experimentais são adequadamente correlacionados pela Equação (III.1).

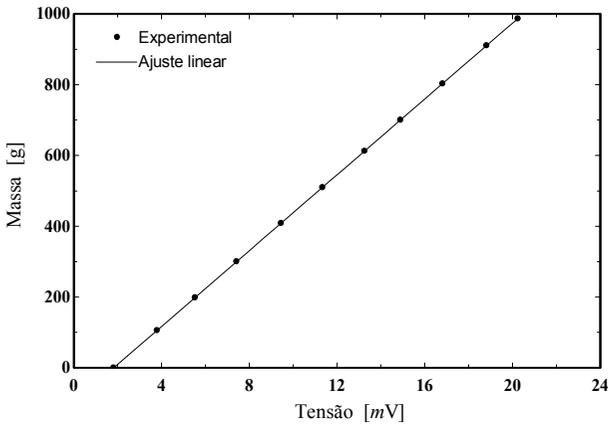


Figura III.1 - Equação (III.1) vs. dados experimentais

Estimativa da incerteza do processo de calibração

A incerteza inerente ao processo de calibração da célula de carga foi estimada de acordo com o procedimento descrito no Apêndice II. Dessa forma, estimou-se que a incerteza inerente ao ajuste da curva de calibração (u_{aj}) era de $0,12g$, com um desvio padrão máximo de $0,28g$. Com base nesses valores, estimou-se que a incerteza do processo de calibração (u_{cal}) da célula de carga era de $0,30g$.

APÊNDICE IV - Determinação da condutância global

Para determinar o consumo de energia do refrigerador através da análise em regime permanente, deve-se primeiramente calcular a carga térmica do refrigerador. Tal grandeza é composta por quatro parcelas: (i) transmissão de calor pelas paredes; (ii) transmissão de calor pelas gaxetas das portas; (iii) dissipação de calor por componentes internos (i.e. ventilador) e (iv) infiltração de ar.

O calor gerado pelos componentes internos pode ser facilmente medido através de um transdutor de potência. Porém, as outras três parcelas são de determinação mais complicada devido à não uniformidade na geometria das gaxetas e das paredes do refrigerador (Hermes, 2006). Desta forma, optou-se por caracterizá-las através das condutâncias globais (UA) específicas para cada compartimento. Para tanto, as taxas de transferências de calor no congelador e no gabinete são expressas, respectivamente, da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{cg} = UA_{cg}(T_a - T_{cg}) \quad (IV.1)$$

$$\dot{Q}_g = UA_g(T_a - T_g) \quad (IV.2)$$

Na condição de regime permanente, a carga térmica do refrigerador é dada então pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_t = UA_{cg}(T_a - T_{cg}) + UA_g(T_a - T_g) + W_{vent} \quad (IV.3)$$

As condutâncias globais são determinadas através de testes de fluxo de calor reverso, onde os compartimentos são mantidos em temperaturas superiores à temperatura ambiente, através da ação de resistências elétricas. A potência dissipada pelas resistências é controlada por controladores PID e medida através de transdutores de potência. O refrigerador é posicionado dentro de uma câmara de testes com temperatura ambiente controlada. Os testes são realizados com o refrigerador desligado e com o *damp*er na posição totalmente aberta.

As condutâncias térmicas do congelador e do gabinete são obtidas através da aplicação da equação da conservação da energia para sistemas em regime permanente. Para tanto, utiliza-se o volume de controle indicado na Figura IV.1.

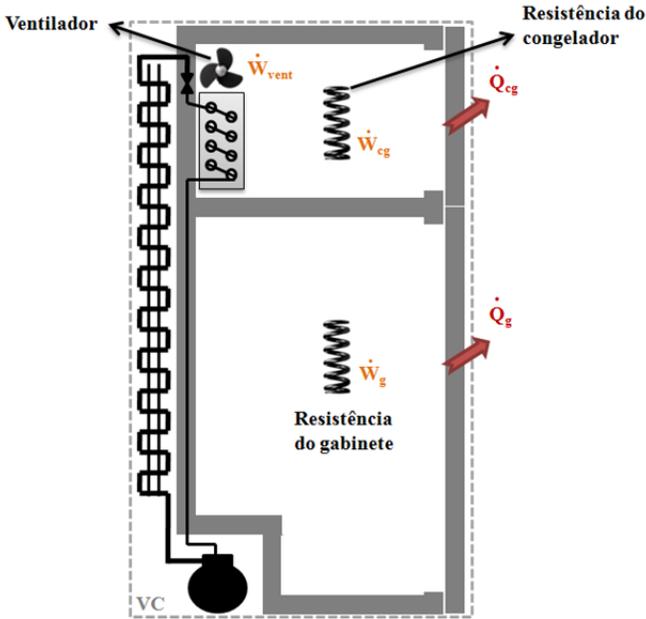


Figura IV.1 -Volume de controle para determinação das condutâncias térmicas

A equação da conservação da energia fornece então:

$$-UA_{cg}(T_{cg} - T_a) - UA_g(T_g - T_a) + \dot{W}_{vent} + \dot{W}_{cg} + \dot{W}_g = 0 \quad (IV.4)$$

As condutâncias globais poderiam ser determinadas com apenas dois testes, já que trata-se de um sistema com duas equações e duas incógnitas. No entanto, optou-se pela realização de quatro testes para melhorar o processo de ajuste. Em cada teste variou-se a temperatura de cada compartimento, como indicado na Tabela IV.1.

Os parâmetros UA_{cg} e UA_g foram obtidos através do método dos mínimos quadrados, dando origem, respectivamente, aos seguintes valores: $0,64W/K$ e $1,30W/K$.

Tabela IV.1 - Dados experimentais dos testes de fluxo reverso

		Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4
Temperatura ambiente	°C	24,9	24,9	24,9	24,9
Temperatura do gabinete	°C	31,3	35,0	39,4	43,6
Temperatura do freezer	°C	39,1	47,7	52,8	55,2
Potência do ventilador	W	6,3	6,3	6,2	6,2
Resistência do congelador	W	11,0	20,0	22,3	19,9
Resistência do gabinete	W	0,0	1,4	8,2	17,5

APÊNDICE V - Bancada para medição de vazão de nitrogênio

A norma ASHRAE 28 (1996) estabelece um método para determinar a vazão volumétrica de nitrogênio através de tubos capilares. O aparato experimental empregado nesse trabalho foi construído por Melo et al. (1998), e está detalhado na Figura V.1.

O experimento consiste em submeter o tubo capilar de interesse a uma pressão de nitrogênio conhecida, enquanto a outra extremidade é conectada a um recipiente onde existe um determinado volume de água. O nitrogênio pressiona a coluna d'água, diminuindo o volume contido no recipiente. Mede-se o tempo necessário para que a coluna d'água atinja uma determinada altura, e assim determina-se a vazão de nitrogênio.

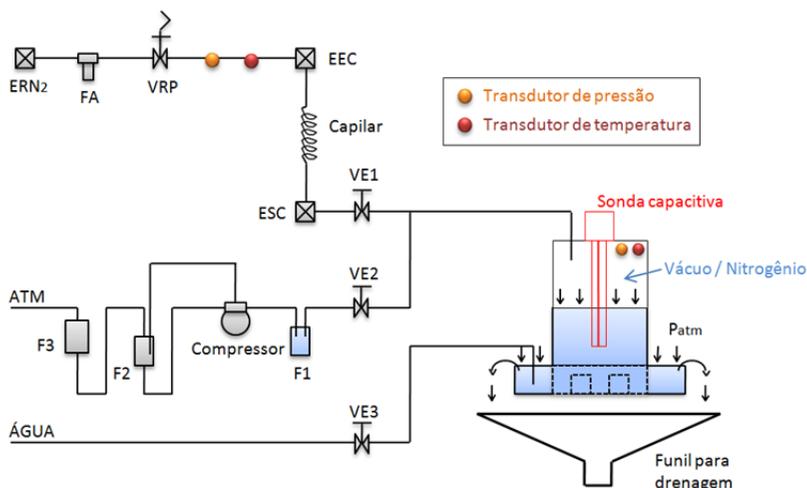


Figura V.1 - Esquema da bancada para medição da vazão de nitrogênio

- ERN_2 - Engate rápido para o nitrogênio;
- FA - Filtro de ar;
- VRP - Válvula reguladora de pressão;
- EEC - Engate para a entrada do tubo capilar;
- ESC - Engate para a saída do tubo capilar;
- $VE1$ - Válvula esfera do circuito de nitrogênio;
- $VE2$ - Válvula esfera do circuito de vácuo;
- $VE3$ - Válvula esfera do circuito de água;

F1 - Filtro de água;

F2 - Separador de óleo;

F3 - Filtro de óleo.

Para medir a vazão é necessário que o recipiente cilíndrico esteja primeiramente cheio d'água. Para tanto, evacua-se a canalização entre a saída do tubo capilar e o recipiente, o que provoca a elevação da coluna d'água.

Como a operação de vácuo é realizada por um compressor, é necessária a utilização de filtros e separadores. Quando a coluna d'água atinge a altura desejada, fecha-se a válvula do vácuo (VE2) e desliga-se o compressor.

Em seguida o circuito é pressurizado com o auxílio de uma válvula reguladora de pressão (VRP), enquanto a válvula esfera (VE1) é mantida fechada.

A válvula esfera (VE1) é então aberta, permitindo a passagem de nitrogênio através do tubo capilar. Logo que a válvula esfera é aberta, volta-se a ajustar a pressão de nitrogênio através de um ajuste fino da válvula reguladora de pressão (VRP).

A seguir, apresenta-se uma rotina padrão para a realização de testes, mostrando os cuidados a serem tomados antes, durante e após a execução dos testes.

- 1) Conectar o capilar aos engates apropriados (EEC e ESC);
- 2) Abrir a válvula de entrada d'água (VE3);
- 3) Efetuar vácuo na linha de saída do capilar até o interior do recipiente, com o objetivo de aumentar a coluna d'água;
- 4) Fechar VE2 e desligar o compressor;
- 5) Aguardar até que a base do recipiente transborde e fechar VE3;
- 6) Liberar nitrogênio com a válvula reguladora de pressão (VRP) fechada;
- 7) Ajustar VRP para a pressão desejada;
- 8) Preparar sistema de aquisição de dados para gravação dos dados;
- 9) Abrir a válvula de entrada de nitrogênio (VE1) para iniciar o teste;
- 10) Ajustar a pressão de entrada do capilar através da VRP, caso esta não esteja no valor desejado;
- 11) Após a altura da coluna atingir um valor inferior a 50mm, fechar VE1 e finalizar a aquisição de dados;
- 12) Processar os dados obtidos.

A Figura V.2 mostra uma foto do aparato de medição em questão.



Figura V.2 - Bancada para medição da vazão de nitrogênio

Correção proposta pela norma ASHRAE 28

A vazão determinada pelo procedimento descrito anteriormente é a vazão volumétrica de nitrogênio saturado com vapor d'água, na pressão e temperatura existentes no interior do reservatório. A norma ASHRAE 28 (1996) prevê a aplicação de 3 fatores de correção sobre o valor medido, sendo estes: (i) fator de correção para eliminação do efeito do vapor d'água contido no nitrogênio (F_1); (ii) fator de correção da pressão na saída do tubo (F_2) e (iii) fator de correção da temperatura (como a temperatura do nitrogênio foi mantida em $21^\circ\text{C} \pm 3^\circ\text{C}$, não houve necessidade de se incluir este terceiro fator de correção). Portanto, a vazão de nitrogênio corrigida é dada pela seguinte expressão:

$$\dot{V}_{N_2,cor} = F_1 \cdot F_2 \cdot \dot{V}_{N_2,sem\ cor} \quad (V.1)$$

onde F_1 é dado pela relação entre a pressão do recipiente e a pressão de saturação do vapor d'água:

$$F_1 = \frac{P_{rec} - P_{sat,v,w}}{P_{rec}} \quad (V.2)$$

Ainda de acordo com a norma ASHRAE 28, a pressão de saturação do vapor d'água em função da temperatura do recipiente [K] pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$\ln(P_{sat,v,w}) = \frac{c_1}{T_{rec}} + c_2 + c_3 T_{rec} + c_4 T_{rec}^2 + c_5 T_{rec}^3 + c_6 \ln(T_{rec}) \quad (V.3)$$

onde as constantes da correlação são indicadas na Tabela V.1.

Tabela V.1 - Constantes da correlação da pressão de saturação do vapor d'água

c_1	c_2	c_3
-5,8002206.1,0E+3	1,3914993	-4,8640239.1,0E-2
c_4	c_5	c_6
4,1764768.1,0E-5	-1,4452093.1,0E-8	6,5459673

O segundo fator de correção é empregado para corrigir a vazão pelo fato da pressão na saída do tubo capilar diferir da pressão atmosférica padrão. Este fator é dado pela seguinte expressão:

$$F_2 = \frac{\sqrt{r_{atm}^2 - 1}}{\sqrt{r_{rec}^2 - 1}} \quad (V.4)$$

onde:

$$r_{atm} = \frac{P_{ent}}{P_{atm}} \quad (V.5)$$

$$r_{rec} = \frac{P_{ent}}{P_{rec}} \quad (V.6)$$

Comparação com a equação de Kipp e Schmidt (1961)

A bancada foi usada para a realização de 28 ensaios experimentais com tubos capilares de diferentes geometrias (diâmetro interno de 0,64mm, 0,83mm e 1,07mm, e comprimento de 1m, 2m e 3m) e com diferentes pressões de entrada (4,5bar a 11,0bar). As vazões de nitrogênio obtidas foram comparadas com as previsões da correlação proposta por Kipp e Schmidt (1961), apresentada a seguir.

$$\dot{V}_{N_2} = c_1 L^{-c_2} D^{c_3} \sqrt{p_{ent}^2 - 1} \quad (V.7)$$

onde: $c_1 = 2,5$, $c_2 = 0,5$ e $c_3 = 2,5$. \dot{V}_{N_2} [l/min] é a vazão de nitrogênio, L [m] é o comprimento, D [mm] é o diâmetro interno do tubo capilar e p_{ent} [atm] é a pressão de entrada de nitrogênio.

Os resultados são apresentados na Tabela V.2, onde se verifica que apenas 65% dos resultados experimentais foram previstos pela correlação com erros inferiores a $\pm 10,0\%$.

Tabela V.2 - Resultados experimentais vs. estimativa da correlação de Kipp e Schmidt (1961)

Teste #	D [mm]	L [m]	P _{ent} (abs) [bar]	V _{N₂} ^{exp} [l/min]	V _{N₂} ^{correl} [l/min]	Diferença [%]
1		1,0	4,49	3,11	3,54	13,7
2		1,0	7,89	5,92	6,33	7,0
3		1,0	11,00	8,55	8,86	3,6
4		2,0	4,46	2,12	2,49	17,4
5	0,64	2,0	7,89	4,10	4,47	9,3
6		2,0	11,04	5,95	6,28	5,6
7		3,0	4,47	1,68	2,03	20,9
8		3,0	7,89	3,25	3,65	12,4
9		3,0	11,03	4,52	5,13	13,4
10		1,0	6,07	8,29	9,27	11,8
11		1,0	7,89	11,18	12,11	8,4
12		1,0	11,04	16,30	17,03	4,5
13		1,0	4,47	5,60	6,74	20,3
14		2,0	4,50	4,09	4,80	17,3
15	0,83	2,0	7,85	7,84	8,52	8,7
16		2,0	10,96	11,34	11,95	5,4
17		3,0	4,47	3,39	3,89	14,8
18		3,0	7,91	6,53	7,01	7,4
19		3,0	11,00	9,51	9,80	3,0
20		1,0	4,48	11,73	12,74	8,6
21		1,0	7,87	22,27	22,81	2,5
22		1,0	10,94	29,90	31,84	6,5
23		2,0	4,53	8,37	9,13	9,1
24	1,07	2,0	7,94	16,01	16,27	1,7
25		2,0	11,01	23,03	22,66	-1,6
26		3,0	4,49	6,62	7,38	11,5
27		3,0	7,91	12,71	13,24	4,2
28		3,0	11,02	18,69	18,51	-0,9

Novos parâmetros da correlação

Tendo-se em vista a relativa divergência entre os resultados experimentais e as estimativas da correlação original de Kipp e Schmidt (1961),

resolveu-se reajustar os parâmetros da correlação. Para tanto, empregou-se o Método de Superfície de Resposta (RSM), que pode ser entendido como uma combinação de regressão de dados experimentais com métodos de otimização. Tal método é largamente empregado em situações onde uma variável dependente é função de um grande número de variáveis independentes. O ajuste dos parâmetros foi um processo simples, uma vez que o formato da função não foi alterado. Os novos parâmetros são: $c_1 = 2,362$, $c_2 = 0,496$ e $c_3 = 2,657$. A Tabela V.3 mostra uma comparação entre os resultados experimentais com os previstos pela equação modificada, onde se verifica que 97% das previsões se mantêm dentro da faixa de $\pm 10,0\%$.

Tabela V.3 - Resultados experimentais vs. estimativa da correlação de Kipp e Schmidt modificada

Teste #	D [mm]	L [m]	P _{ent} (abs) [bar]	V _{N₂,exp} [l/min]	V _{N₂,correl,cor} [l/min]	Diferença [%]
1		1,0	4,49	3,11	3,12	0,2
2		1,0	7,89	5,92	5,57	-5,8
3		1,0	11,00	8,55	7,80	-8,7
4		2,0	4,46	2,12	2,20	3,7
5	0,64	2,0	7,89	4,10	3,95	-3,5
6		2,0	11,04	5,95	5,55	-6,7
7		3,0	4,47	1,68	1,80	7,0
8		3,0	7,89	3,25	3,23	-0,5
9		3,0	11,03	4,52	4,54	0,4
10		1,0	6,07	8,29	8,50	2,6
11		1,0	7,89	11,18	11,11	-0,6
12		1,0	11,04	16,30	15,62	-4,1
13		1,0	4,47	5,60	6,19	10,4
14	0,83	2,0	4,50	4,09	4,42	8,0
15		2,0	7,85	7,84	7,84	0,0
16		2,0	10,96	11,34	11,00	-3,0
17		3,0	4,47	3,39	3,59	5,8
18		3,0	7,91	6,53	6,46	-1,0
19		3,0	11,00	9,51	9,03	-5,1
20		1,0	4,48	11,73	12,17	3,7
21		1,0	7,87	22,27	21,79	-2,2
22		1,0	10,94	29,90	30,41	1,7
23		2,0	4,53	8,37	8,74	4,5
24	1,07	2,0	7,94	16,01	15,59	-2,6
25		2,0	11,01	23,03	21,70	-5,8
26		3,0	4,49	6,62	7,08	6,9
27		3,0	7,91	12,71	12,70	-0,1
28		3,0	11,02	18,69	17,76	-5,0

APÊNDICE VI - Perda de carga na linha de sucção

De um modo geral, a queda de pressão nos componentes do sistema é desprezada, embora possa afetar significativamente o desempenho do ciclo. Através de vários ensaios experimentais, verificou-se que a pressão indicada pelo transdutor de pressão instalado na sucção do compressor era sensivelmente menor do que a pressão de saturação correspondente à temperatura do refrigerante na entrada do evaporador.

A título de exemplo, mediu-se uma temperatura de $-26,8^{\circ}\text{C}$ na entrada do evaporador, o que corresponde a uma pressão de $0,54\text{bar}$, enquanto o sinal do transdutor de pressão indicava $0,36\text{bar}$, ou seja, nessa condição ocorria uma perda de carga de $0,18\text{bar}$.

A pressão de evaporação dos sistemas domésticos de refrigeração que operam com isobutano geralmente varia entre $0,30$ e $0,60\text{bar}$. Já no caso do refrigerante HFC-134a, também utilizado em refrigeração doméstica, esse valor varia entre $0,90$ e $1,20\text{bar}$. A Figura VI.1 mostra a variação do volume específico com a pressão para o isobutano e para o HFC-134a, nas respectivas faixas de trabalho.

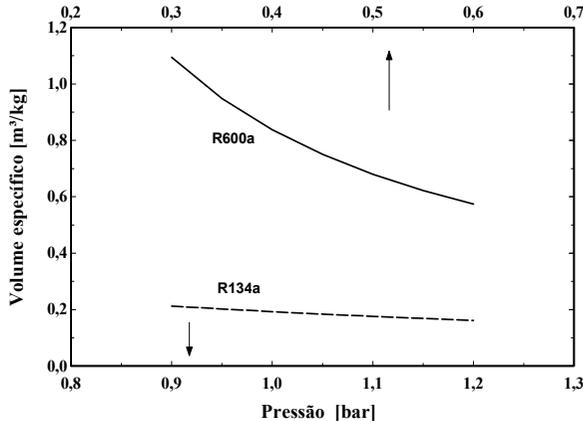


Figura VI.1 - Volume específico do fluido em função da pressão

É importante observar que no caso do refrigerante HC-600a, o volume específico do fluido varia consideravelmente com a pressão, diferentemente do que acontece para o HFC-134a. Portanto, no caso do isobutano, uma perda de carga de $0,18\text{bar}$ é significativa e afeta diretamente a vazão mássica bombeada pelo compressor. No caso em questão, o volume específico do vapor saturado é de $0,63\text{m}^3/\text{kg}$ na pressão de $0,54\text{bar}$ e de

0,92m³/kg na pressão de 0,36bar. Tal variação de volume específico provoca um decréscimo superior a 45% na vazão mássica deslocada pelo compressor.

Modelo matemático

Através de ensaios experimentais identificou-se a presença de uma perda de carga considerável ao longo da linha de sucção de refrigeradores que operam com isobutano. Para comprovar as observações experimentais, resolveu-se também calcular a perda de carga através de um modelo matemático relativamente simples. Para tanto, foram adotadas as seguintes simplificações:

- Escoamento em regime permanente e plenamente desenvolvido;
- Tubo horizontal, reto, com seção transversal e rugosidade da superfície interna constantes;
- Fluido Newtoniano;
- Escoamento sem dissipação viscosa;
- Tubo totalmente isolado do ambiente externo;
- Refrigerante puro (sem óleo);
- Escoamento de vapor superaquecido na linha de sucção;

A perda de carga para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos em um tubo foi calculada através da equação de Darcy (Fox et al., 2006):

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = - \frac{f G^2 v}{2D} \quad (\text{VI.1})$$

onde ΔP é a perda de carga [Pa], f é o fator de atrito de Darcy, ΔL é o comprimento do tubo [m] e v é o volume específico [m³/kg].

A linha de sucção foi subdividida em 100 volumes de controle unidimensionais, como ilustrado na Figura VI.2.

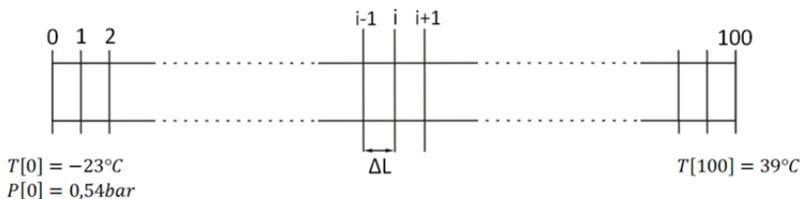


Figura VI.2 - Volume de controle ao longo da linha de sucção

Como o comprimento total da linha é 2,51m, o incremento de comprimento é constante e igual a $\Delta L = 2,51/100m$. De acordo com os dados experimentais, a temperatura de entrada e saída da linha de sucção é respectivamente de $-23^{\circ}C$ e $39^{\circ}C$. Admitiu-se que tal variação obedece um perfil linear. A pressão de entrada é de 0,54bar e a vazão mássica de refrigerante é constante e igual a 1,28kg/h. A Equação (VI.1) foi então aplicada progressivamente em cada volume de controle, como forma de calcular a perda de carga.

O fator de atrito, que é função do número de Reynolds, do diâmetro e da rugosidade média do tubo, foi calculado através da correlação proposta por Churchill (1977):

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (VI.2)$$

$$A = \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{e}{D}} \right] \right\}^{16} \quad (VI.3)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (VI.4)$$

onde e representa a rugosidade da parede interna do tubo [m]. A rugosidade para tubos trefilados foi considerada como $1,5 \times 10^{-6}m$, conforme Fox et al. (2006).

O perfil de pressão estimado pelo modelo é mostrado na Figura VI.3. Pode-se verificar que a pressão no final da linha de sucção é de 0,37bar, o que corresponde a uma perda de carga de 0,17bar e portanto corrobora as medições experimentais.

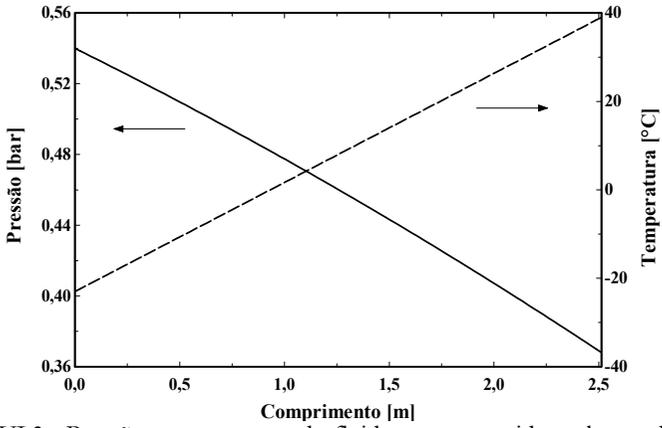


Figura VI.3 - Pressão e temperatura do fluido superaquecido ao longo da linha de sucção

APÊNDICE VII - Incertezas de medição

As incertezas experimentais de todas as grandezas utilizadas no presente trabalho foram estimadas de acordo com as recomendações do "Guia para Expressão da Incerteza de Medição" INMETRO (2003) e com base no trabalho de Waltrich (2008). As equações empregadas para o cálculo da média (\bar{w}) e do desvio padrão (DP) são essenciais para se obter a incerteza expandida (I). Tais parâmetros são calculados pelas seguintes expressões:

$$\bar{w} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n w_i \quad (\text{VII.1})$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum (w_i - \bar{w})^2}{n - 1}} \quad (\text{VII.2})$$

$$I = k_{st} \sqrt{u_{pd}^2 + u_{sm}^2} \quad (\text{VII.3})$$

onde n é o número de pontos medidos, i representa um determinado ponto medido, k_{st} é o coeficiente de Student (assumiu-se igual a 2,32, obtendo-se 95% de probabilidade), u_{pd} é a incerteza padrão das observações e u_{sm} é a incerteza inerente ao sistema de medição (i.e. incertezas de calibração ou fornecidas pelo fabricante).

A incerteza padrão das observações (u_{pd}) foi dividida em dois tipos:

a) Variáveis medidas diretamente: obtidas da medição direta por um instrumento de medição. Tais variáveis podem ainda ser divididas em dois grupos (Silva, 2008): (i) invariável no tempo e (ii) variável no tempo. Todas as variáveis do presente trabalho fazem parte do primeiro grupo, uma vez que todas as medições são realizadas em regime permanente. Desta forma, a incerteza padrão para tal grupo é obtida por:

$$u_{pd} = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (\text{VII.4})$$

b) Variáveis medidas indiretamente: variáveis que necessitam de mais de uma medição experimental para serem determinadas, como por

exemplo, a incerteza padrão da medição da temperatura do compartimento do gabinete, que é uma média aritmética da medição de cinco termopares, a capacidade de refrigeração e o consumo de energia. Portanto, o cálculo deste tipo de incerteza é realizado através da lei da propagação das incertezas, dada pela expressão a seguir.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \rightarrow u_{pd}(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2} \quad (\text{VII.5})$$

Quando as grandezas independentes da expressão anterior são correlacionadas, a incerteza padrão passa a ser calculada pela seguinte equação:

$$u_{pd}(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2 + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial y}{\partial x_i} \frac{\partial y}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j)} \quad (\text{VII.6})$$

onde $r(x_i, x_j)$ é o coeficiente de correlação das grandezas associadas x_i e x_j .

As incertezas expandidas foram calculadas para todos os 95 ensaios experimentais. A Tabela VII.1 mostra a máxima incerteza expandida das principais variáveis do problema.

Tabela VII.1 - Incerteza expandida máxima para algumas variáveis

	Incerteza máxima	
Capacidade de refrigeração	3,4 W	3,7%
Fração de funcionamento	0,05	6,5%
Consumo de energia	4,6 kWh/mês	7,5%
Coefficiente de desempenho	0,05	5,3%

A seguir são apresentadas as incertezas expandidas para os ensaios experimentais com diferentes cargas de fluido refrigerante e posições de válvula igual a 9 e 3.

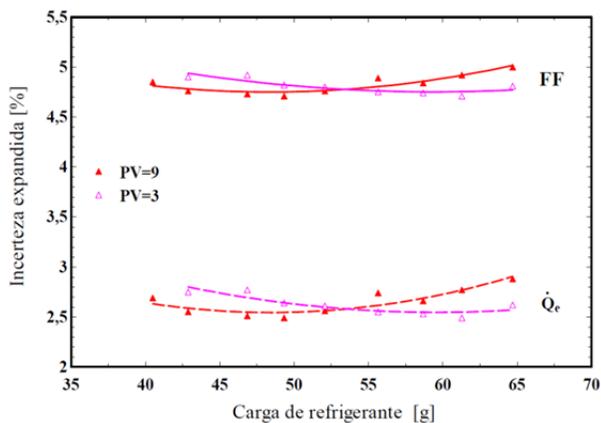


Figura VII.1 - Incerteza expandida da fração de funcionamento e da capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante

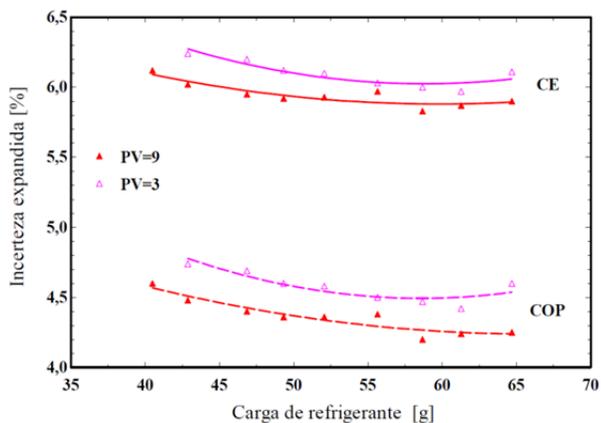


Figura VII.2 - Incerteza expandida do consumo de energia e do coeficiente de desempenho vs. carga de refrigerante

As Figuras VII.3 e VII.4 mostram esquemas de cálculo das principais variáveis deste trabalho e das suas respectivas incertezas experimentais.

Figura VII.3 - Cálculo das principais variáveis do presente trabalho

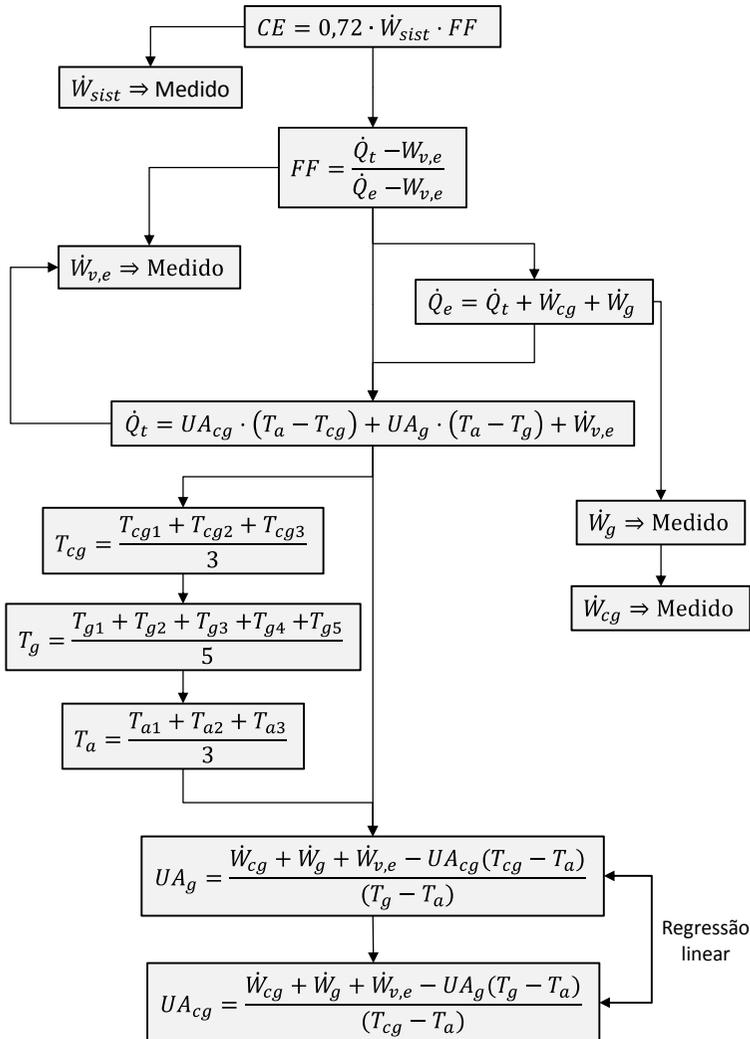


Figura VII.4 - Cálculo das incertezas de medição das principais variáveis do presente trabalho

