

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

***ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE EVAPORADORES DE FLUXO
ACELERADO APLICADOS A REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA***

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

PAULO JOSÉ WALTRICH

Florianópolis, Setembro de 2008.

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

***ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE EVAPORADORES DE FLUXO
ACELERADO APLICADOS A REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA***

PAULO JOSÉ WALTRICH

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Jader Riso Barbosa Junior - Orientador

Prof. Cláudio Melo – Co-orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. António Fábio Carvalho da Silva - Presidente

Prof. Júlio César Passos

Prof. César José Deschamps

“A felicidade não é um estágio da vida a ser alcançado, e sim, um breve momento de alegria quando atingidos nossos objetivos e desejos.”

Do filme *“The pursuit of Happyness”*

Aos meus pais, **Darci e Paulo**,
e aos meus irmãos, **Gierri e Maicon**,
pelo amor, constante incentivo e aprendizado que sempre tive com as suas presenças.

A **Ticiane e Família**
pelo amor e presença nas horas difíceis.

AGRADECIMENTOS

Aos meus professores, em especial, a Jader Riso Barbosa Junior, pelo imenso comprometimento e imensurável contribuição na orientação deste trabalho e na minha formação tanto profissional quanto pessoal, se portando muitas vezes não só como orientador, mas também como um amigo, a Cláudio Melo, pela experiência e conhecimentos transmitidos ao longo desse trabalho, a Christian Johann Losso Hermes pela co-orientação, visão crítica e conhecimentos transmitidos;

Aos colegas do POLO, em especial, a Joel Boeng pela amizade, competência e comprometimento na realização das suas atividades, a Robson Olímpio Piucco pela amizade, valorosas discussões e contribuições especialmente nas atividades experimentais, a Diogo Lôndero da Silva pela amizade e conhecimentos prestados principalmente nas estimativas das análises das incertezas experimentais, a Luiz Gustavo Pereira pelo suporte na construção da bancada experimental e no processamento dos dados, a João Ernesto Schreiner, Guilherme Borges Ribeiro, Rovani Baungartner, Thiago Dutra e André Morriensen pela amizade, discussões e contribuições, a Giovani Adão Rodrigues, Israel Machado, Taffarel Schweitzer Souza e Rodrigues Stahelin pelo apoio técnico;

A todos os demais professores e integrantes do POLO pela companhia, conhecimentos prestados e apoio na realização deste trabalho e em minha formação acadêmica;

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Ao corpo docente e ao próprio Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelos imensos conhecimentos técnicos a mim transmitidos e a oportunidade da realização deste trabalho;

Ao CNPq e a Whirlpool S.A. – Unidade Multibrás, pelo financiamento deste trabalho;

E a todos aqueles que ajudaram de alguma, que sabem a quem me refiro, muito obrigado!

LISTA DE SÍMBOLOS	viii
RESUMO	xi
ABSTRACT	xii
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Motivação	4
1.2. Objetivos.....	7
1.3. Estrutura da Dissertação	9
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
2.1. Trocadores de Calor Compactos Tubo-Aleta	11
2.2. Modelos Matemáticos de Refrigeradores Domésticos	15
2.3. Metodologias de Otimização de Sistemas de Refrigeração.....	16
2.4. Escopo do Trabalho	19
3. EVAPORADOR DE FLUXO ACELERADO (EFA)	21
3.1. Aspectos Gerais	21
3.1.1. Equações Básicas para Trocadores de Calor: Transferência de calor	21
3.1.2. Equações Básicas para Trocadores de Calor: Queda de Pressão.....	27
3.1.3. Conceito do Evaporador de Fluxo Acelerado	31
3.2. Análise Experimental	32
3.2.1. Lei de formação dos tubos e Confecção dos protótipos	33
3.2.2. Aparato Experimental	40
3.2.3. Resultados experimentais.....	57
3.2.4. Conclusões Parciais.....	65
3.3. Modelo Matemático do EFA	66
3.3.1. Queda de pressão	69

3.3.2.	Transferência de calor	85
3.3.3.	Validação do Modelo Matemático	90
4.	MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	97
4.1.	Aspectos Gerais.....	97
4.2.	Sub-Modelo do Compressor	98
4.3.	Sub-Modelo do Condensador.....	103
4.4.	Sub-modelo do Trocador de calor Tubo capilar – Linha de Sucção.....	105
4.5.	Sub-modelo do Gabinete.....	107
4.5.1.	Modelo de Carga Térmica	109
4.5.2.	Modelo de circulação interna de ar	112
4.6.	Integração dos Componentes do Sistema.....	114
5.	CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO (PEC)	117
5.1.	Aspectos Gerais.....	117
5.2.	Formulação dos PEC Lambda e Kappa	118
5.2.1.	PEC Lambda (Λ).....	118
5.2.2.	PEC Kappa (K).....	120
5.3.	Método de Otimização	122
5.4.	Implementação Computacional.....	127
5.4.1.	Aspectos gerais.....	127
5.4.2.	Acoplamento entre os códigos EES e modeFRONTIER.....	127
5.4.3.	Interface Gráfica do código de Simulação	128
6.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	131
6.1.	Avaliação do Desempenho dos EFA	131
6.1.1.	Potência de bombeamento em função da transferência de calor	131
6.1.2.	Efeito do <i>by-pass</i> sobre a transferência de calor e a queda de pressão.....	135
6.1.3.	Conclusões Parciais.....	139
6.2.	Validação do Modelo do Sistema de Refrigeração.....	140
6.2.1.	Trabalho experimental.....	140

6.2.2.	Resultados.....	142
6.2.3.	Conclusões Parciais.....	145
6.3.	Otimização e Utilização dos PEC.....	146
6.3.1.	Restrições e limites das variáveis de otimização.....	146
6.3.2.	Resultados do processo de Otimização	148
6.3.3.	Conclusões Parciais.....	155
6.4.	Análises de Sensibilidade	156
6.4.1.	Conclusões Parciais.....	157
7.	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	159
7.1.	Conclusões Finais.....	159
7.2.	Sugestões para Trabalhos Futuros	161
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	163
	APÊNDICE I - Cálculo da eficiência de aleta	167
	APÊNDICE II - Desenhos, dimensões e relações geométricas dos efa	169
	APÊNDICE III - Calibração do medidor de fluxo de massa	173
	APÊNDICE IV - Análises das incertezas experimentais	177
	APÊNDICE V - Testes de fluxo de calor reverso	181
	APÊNDICE VI - Caracterização experimental da circulação interna de ar e do ventilador	185
	APÊNDICE VII - Instrumentação e modificações no refrigerador	191
	APÊNDICE VIII - Câmara e procedimento de testes de validação	197
	APÊNDICE IX - Resultados experimentais dos testes de validação	201

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área de troca	$[m^2]$
A_c	Área mínima de passagem da seção transversal	$[m^2]$
c_p	Calor específico a pressão constante	$[J/kgK]$
COP	Coefficiente de performance	[adimensional]
$C\$$	Custo	[adimensional]
d	Diâmetro do tubo	$[m]$
D_h	Diâmetro hidráulico	$[m]$
F_s	Espaçamento entre aleta	$[m]$
F_t	Espessura de aleta	$[m]$
$\dot{g}$	Geração de calor	$[W]$
G	Velocidade mássica	$[kg/m^2s]$
h	Coefficiente de transferência de calor	$[W/m^2K]$
H	Altura da seção transversal do evaporador	$[m]$
H_1	Altura da seção transversal de saída	$[m]$
H_2	Altura da seção transversal de entrada	$[m]$
k	Condutividade térmica	$[W/mK]$
K	Fator de perda de carga	[adimensional]
L	Comprimento do evaporador	$[m]$
$\dot{m}$	Fluxo de massa	$[kg/s]$
p	Pressão	$[Pa]$
P_l	Espaçamento longitudinal dos tubos	$[m]$
P_t	Espaçamento Transversal dos tubos	$[m]$

$\dot{Q}$	Transferência de calor	[W]
R	Resistência ao escoamento	[1/ms]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[K]
UA	Condutância térmica global	[W/K]
V	Velocidade	[m/s]
$\dot{V}$	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
W	Largura do evaporador	[m]
$\dot{W}$	Potência consumida	[W]

Índices

Símbolo	Descrição
α	Ar
ad	Adimensionalizado
b	Bombeamento
bp	<i>By-pass</i>
c	Condensador, contração
cg	Compartimento do congelador
e	Entrada, evaporador, expansão
f	aleta
fr	Frontal
i	Interno
k	Volume de controle genérico
m	Médio
ml	Média logarítmica
o	Externo
r	Compartimento do refrigerador
s	Saída

t	Total, tubos, feixe de tubos
v	Ventilador
VC	Volume de controle
w	Água, parede

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
δ	Espessura	[m]
η_o	Eficiência da superfície	[adimensional]
η_f	Eficiência de aleta	[adimensional]
θ	Ângulo do EFA	[rad]
μ	Viscosidade do fluido	[Pa s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Razão de área	[adimensional]
τ	Tensão de cisalhamento	[kg/ms ²]

Grupamentos Adimensionais

Símbolo	Descrição	Relação
f	Fator de atrito	$f = \frac{\Delta P}{(L/D_h)(G^2/2\rho)}$
j	Fator de Colburn	$j = \frac{h}{Gc_p} \text{Pr}^{2/3}$
Nu	Número de Nusselt	$Nu = \frac{hL}{k}$
Pr	Número de Prandtl	$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k}$
Re	Número de Reynolds	$\text{Re} = \frac{\rho V d}{\mu}$

O presente trabalho apresenta uma análise teórica e experimental de trocadores de calor tubo-aleta aplicados a refrigeração doméstica. O desempenho de um conceito alternativo de evaporador, o chamado Evaporador de Fluxo Acelerado (EFA), foi investigado sistematicamente. Neste evaporador, a área de seção transversal do lado do ar diminui com a distância da região de entrada, causando a aceleração do escoamento e promovendo um aumento no coeficiente de transferência de calor do lado ar. Um estudo de otimização também foi realizado com o objetivo de obter uma configuração otimizada para o EFA aplicado a um refrigerador doméstico.

Uma bancada experimental foi construída para avaliar a perda de carga e a transferência de calor em 15 protótipos de evaporadores, em função da vazão, da razão da seção transversal entre a entrada e a saída, do número de aletas e do comprimento do trocador. O aparato experimental é constituído de um túnel de vento e de um circuito de água para circulação interna dentro dos tubos.

Um modelo de evaporador que simula o comportamento termo-hidráulico do lado ar também foi desenvolvido. Este modelo divide o evaporador em regiões (volumes de controle) e em geometrias elementares (tubos e aletas), para fazer uso das informações de geometrias mais simples disponíveis na literatura e, assim, modelar os fenômenos que ocorrem neste componente. Um modelo simplificado de um refrigerador doméstico (duas portas, ‘frost-free’) também foi elaborado para avaliar o impacto global da utilização de um determinado evaporador no sistema de refrigeração. Os resultados numéricos dos modelos do evaporador e do sistema de refrigeração foram validados através da comparação com dados experimentais, verificando-se uma razoável concordância de $\pm 15\%$.

Através dos estudos de otimização verificou-se que o conceito do EFA apresenta um grande potencial para a aplicação em refrigeradores domésticos, já que todas as configurações dos evaporadores obtidos pela otimização apresentaram alguma aceleração. Com a utilização de um EFA, foi possível constatar reduções de massa do evaporador de até 40%, com uma redução no COP do sistema de apenas 1%.

A theoretical and experimental analysis of tube-fin evaporators utilized in household top-mount ‘no-frost’ refrigerators is carried out in the present dissertation. The performance of an alternative evaporator concept, the so-called Accelerated Flow Evaporator (AFE) is systematically investigated. In this evaporator, the air-side cross sectional area decreases with the distance from the air flow inlet causing the air flow to accelerate and promote an enhancement of the air-side heat transfer coefficient. This heat transfer enhancement allows a reduction of the heat exchanger volume and hence its material cost. An optimization analysis is also carried out to identify an optimized configuration of the AFE utilized in household refrigerators.

An experimental apparatus was constructed to measure the air-side pressure drop and the heat transfer in 15 evaporators prototypes as a function of the air flow rate, the ratio of the outlet and inlet cross-section area and the number of fins. The test facility consists of an open wind tunnel connected to a water loop.

A mathematical model which simulates the air-side thermal-hydraulic behavior of the evaporator was also developed. The modeling approach consists of dividing the evaporator into n control volumes in the direction of the air flow. The tube pitches, fin density and inlet and outlet cross-sectional areas can be set independently for each control volume. A mathematical model for the refrigeration system was also developed to take into account the overall impact on the system performance due to a change in the configuration of the evaporator. The agreement between the models and the experimental results is within $\pm 15\%$.

The optimization results have shown that the AFE concept presents a significant potential for household refrigeration applications, since all configurations obtained from the optimization runs contained evaporators with some acceleration. When the AFE concept was employed, the mass of the evaporator could be reduced by as much as 40%, with an associated COP reduction of only 1%.

1. INTRODUÇÃO

Pode-se definir a refrigeração como a arte de resfriar corpos sólidos ou fluidos para temperaturas abaixo das disponíveis no ambiente, num determinado tempo e local (Gosney, 1982). Esta importante área da engenharia vem sendo aprimorada através dos séculos para atender às diversas necessidades geradas com a evolução do estilo de vida da humanidade. No dias atuais, é praticamente impossível dissociar as atividades da sociedade moderna dos benefícios proporcionados pelas tecnologias de refrigeração, seja no resfriamento e conservação de alimentos, no conforto térmico e climatização de ambientes, medicina ou na melhoria do desempenho de dispositivos eletrônicos.

Dentre os segmentos da indústria de refrigeração, a refrigeração doméstica (refrigeradores e *freezers*) é um dos setores de maior importância econômica. Em escala mundial, estima-se que existam mais de um bilhão de refrigeradores domésticos em operação nos dias de hoje (Coulomb, 2006). Por consequência da grande quantidade de equipamentos em funcionamento e pela baixa eficiência termodinâmica dos mesmos (cerca de 15% da eficiência de Carnot), os refrigeradores domésticos têm um impacto relevante no consumo de energia elétrica. Por consequência, pode-se verificar também a importância destes sistemas do ponto de vista ambiental, já que a geração de energia elétrica tem um impacto direto sobre a deterioração do meio ambiente.

Dentre os refrigeradores existentes no mercado, o refrigerador do tipo *no-frost* (ou *frost-free*) de duas portas representa uma porção importante (40%) dos aparelhos vendidos atualmente. A principal diferença entre o refrigerador *no-frost* e os convencionais diz respeito ao tipo de evaporador utilizado e ao método de circulação do ar no interior dos compartimentos. Nos refrigeradores *no-frost* são utilizados trocadores de calor tubo-aleta (Figura 1.1) e a circulação de ar é realizada por meio de um ventilador (convecção forçada). Já nos refrigeradores convencionais, são utilizados evaporadores de placa (os chamados *roll-bond*) e a circulação do ar nos compartimentos é governada pela convecção natural (Figura 1.2).

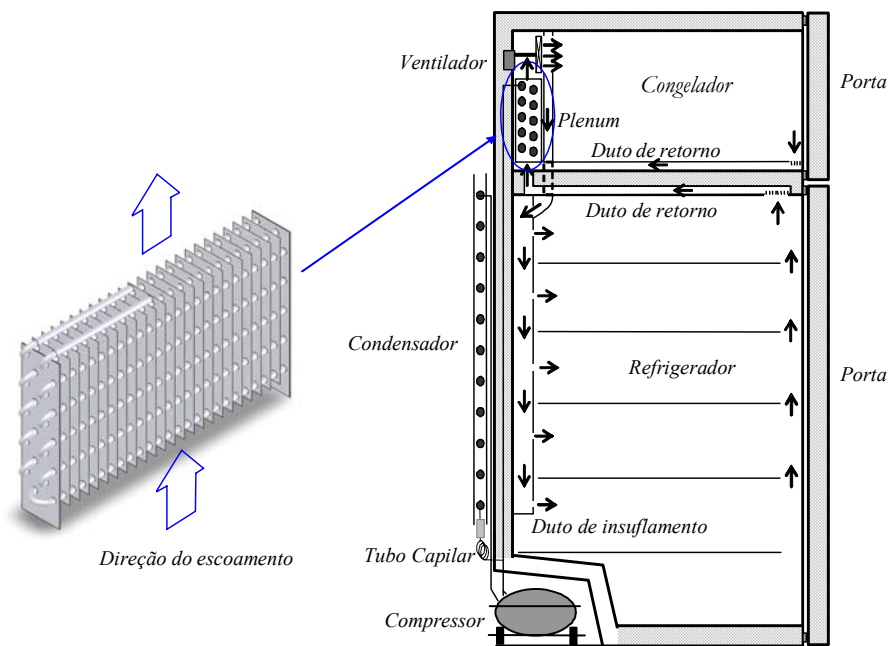


Figura 1.1 – Evaporador padrão e uma vista lateral do circuito de ar de um refrigerador *no-frost*.

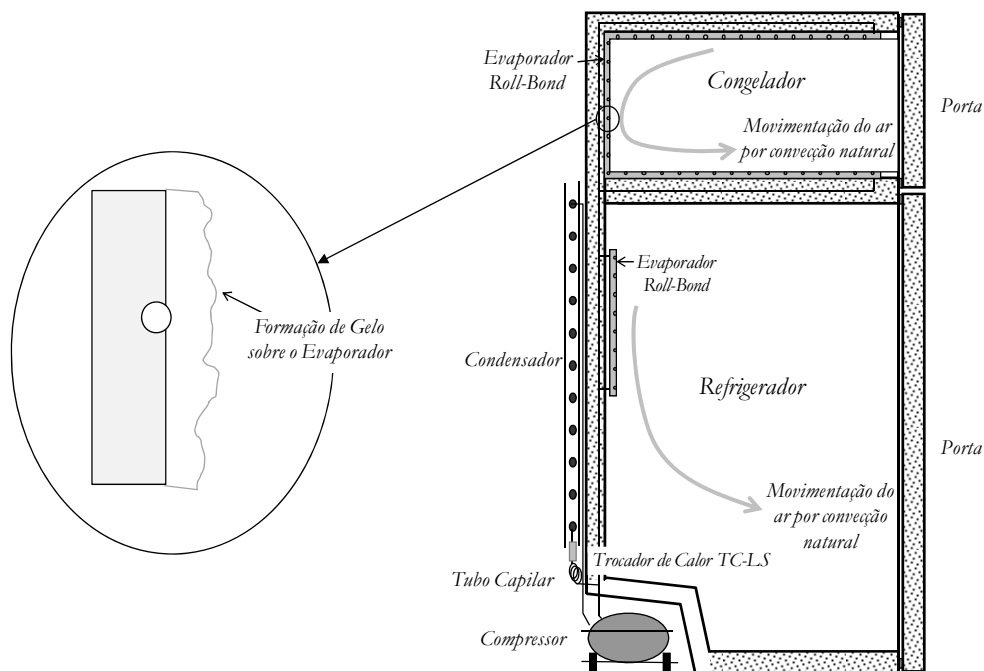


Figura 1.2 – Formação de gelo sobre um evaporador *roll-bond* e uma vista lateral da circulação de ar em um refrigerador convencional.

Nos refrigeradores, o evaporador está acoplado aos outros componentes do sistema de refrigeração como ilustrado na Figura 1.3. O sistema de refrigeração utilizado em refrigeração doméstica é normalmente baseado no princípio de compressão mecânica de vapor, embora uma pequena fração dos sistemas utilize os princípios termoelétrico ou de absorção.

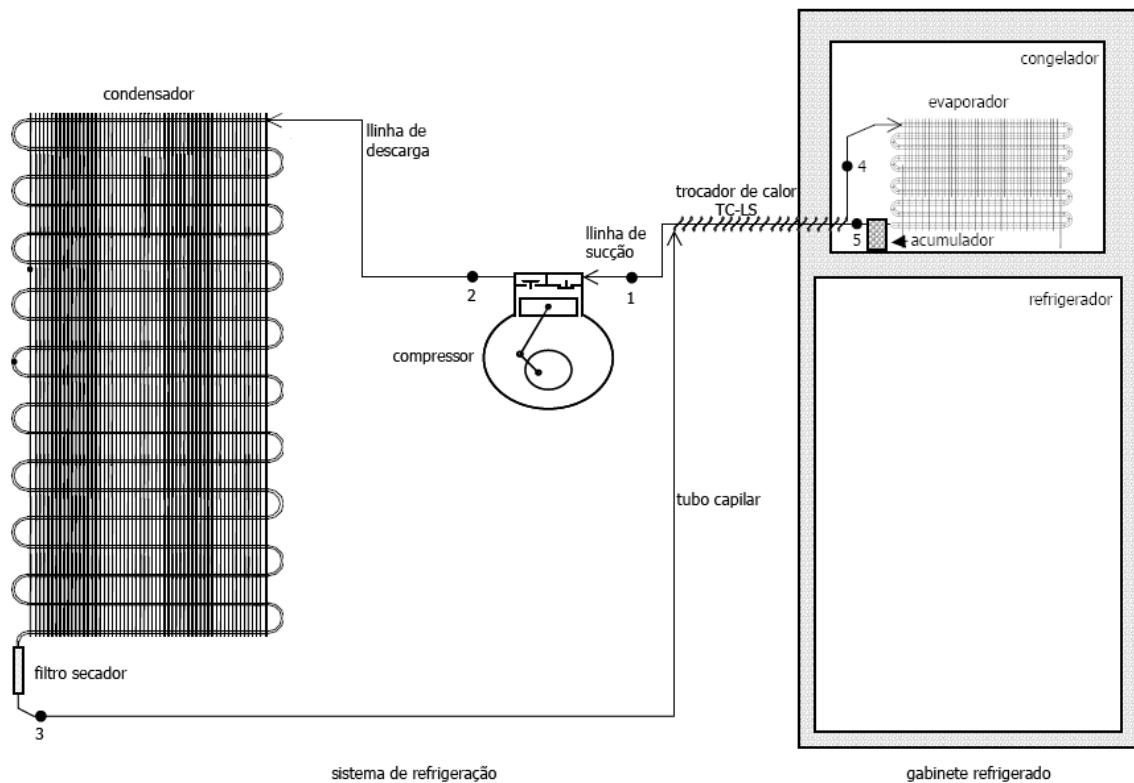


Figura 1.3 – Esquema de um sistema de refrigeração aplicado a um refrigerador doméstico *no-frost* (Hermes, 2006).

A refrigeração obtida por ciclos de compressão mecânica de vapor consiste em se retirar calor (a uma taxa $\dot{Q}_e$) de um determinado ambiente por meio de um evaporador onde ocorre a evaporação de um fluido volátil (refrigerante). No ciclo de refrigeração padrão, o fluido refrigerante deixa o evaporador no estado de vapor saturado e é comprimido por um compressor mediante a realização de trabalho a uma taxa líquida $\dot{W}_k$. O refrigerante deixa o compressor a uma alta pressão e temperatura (no estado de vapor superaquecido) e vai para o condensador, onde se condensa, rejeitando calor ao ambiente externo (a uma taxa $\dot{Q}_c$) a uma pressão constante. Então, o fluido se encaminha para o dispositivo de expansão, onde tem a sua pressão reduzida em um processo aproximadamente isentálpico. Neste ponto, o refrigerante está a uma baixa pressão e temperatura, e se dirige ao evaporador fechando o ciclo. As transformações de estado do fluido refrigerante ao longo de um ciclo padrão são mostradas no diagrama $p-h$ da Figura 1.4.

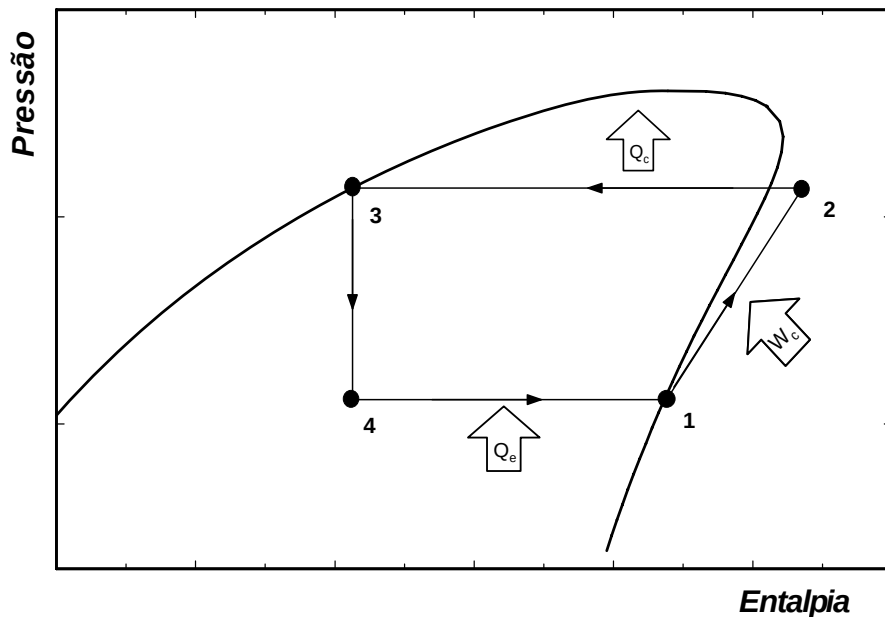


Figura 1.4 – Diagrama $p-h$ de um ciclo padrão de refrigeração por compressão a vapor.

O desempenho dos sistemas de refrigeração é usualmente avaliado com referência ao coeficiente de performance (COP), definido como,

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_k} \quad (1.1)$$

onde $\dot{Q}_e$ é a taxa de transferência de calor do evaporador (capacidade de refrigeração) e $\dot{W}_k$ é a potência consumida pelo compressor.

Dentre os componentes do sistema de refrigeração, o evaporador exerce um papel fundamental no desempenho do refrigerador, uma vez que tem influência direta sobre o espaço interno e a remoção de calor dos compartimentos. Devido a esta importância no desempenho do sistema de refrigeração, melhorias na eficiência deste componente podem influir significativamente no desempenho global do sistema, reduzindo as irreversibilidades externas e refletindo numa diminuição considerável do consumo de energia.

1.1. Motivação

A desvantagem dos refrigeradores convencionais em relação aos *no-frost* é a presença da formação de gelo na superfície do evaporador, que se forma em contato direto com os alimentos a serem refrigerados no compartimento do congelador. Nos refrigeradores *no-frost* o ar é resfriado em um compartimento interno, separado do ambiente do congelador, não apresentando contato com os alimentos, mas exigindo um espaço exclusivo para a

acomodação do evaporador e dos dutos de ar. Assim, os refrigeradores *no-frost* exigem um custo adicional e um compartimento maior para o evaporador do que os refrigeradores convencionais, diminuindo o volume útil dos compartimentos do congelador e refrigerador e, ainda, aumentando o custo final do produto. Pode-se afirmar, então, que melhorias no desempenho do evaporador têm um impacto positivo tanto no custo quanto no aumento do espaço interno do refrigerador.

No interior dos compartimentos refrigerados, o ar é utilizado como fluido de trabalho para resfriar os alimentos, já que este fluido se encontra no ambiente externo e interno, e não interfere de maneira significativa na conservação dos alimentos. O ar então retira calor dos produtos estocados e cede calor ao circular no lado externo do evaporador, que por sua vez é transferido ao fluido refrigerante que se evapora no lado interno. Assim, pode-se verificar a existência do escoamento de dois fluidos de trabalho distintos no evaporador: ar e fluido refrigerante.

Como a resistência térmica do lado do ar é significativamente maior do que a do lado do escoamento interno, o grande desafio do projeto de evaporadores tubo-aleta aplicados a refrigeração doméstica é a obtenção de um aumento significativo na efetividade da troca de calor do lado do ar. Este ganho em efetividade pode ser alcançado pelo aumento da área de troca (com ou sem um aumento do volume do trocador) ou pelo aumento do coeficiente de transferência de calor do lado do ar. Ao contrário do que geralmente se busca nos trabalhos encontrados na literatura sobre trocadores de calor, onde o foco é a intensificação da transferência de calor por meio de uma alteração no projeto das aletas (geradores de vórtice, aletas ventiladas, etc.), o presente trabalho enfoca na análise da intensificação da transferência de calor por meio da aceleração do fluxo de ar, mantendo fixo o tipo de aleta utilizado.

Cur e Anselmino (1992) propuseram um conceito alternativo de evaporadores tubo-aleta para aplicações de refrigeração doméstica, o *Evaporador de Fluxo Acelerado* (EFA¹). A principal idéia por trás deste conceito é a redução do tamanho do evaporador (e, com isso, a redução de massa de alumínio) através da intensificação local da transferência de calor. Esta intensificação é obtida por meio de uma redução progressiva (neste caso, linear) da área da seção transversal ao escoamento do ar, o que resulta em um aumento da velocidade da corrente e, conseqüentemente, do número de Reynolds local. A principal desvantagem do EFA é um aumento intrínseco das componentes reversível e irreversível da queda de pressão

¹ A abreviação EFA será usada tanto no singular para “Evaporador de Fluxo Acelerado” quanto para o plural “Evaporadores de Fluxo Acelerado” ao longo de toda dissertação.

ao longo do escoamento de ar. A Figura 1.5 ilustra de forma qualitativa as curvas do coeficiente global de transferência de calor local ($U(VC_n)$) e da queda de pressão total ($\Delta p_T(z)$) acumulada ao longo do trocador, os quais são definidos, respectivamente, por,

$$U(VC_n) = \frac{\Delta \dot{Q}(VC_n)}{\Delta A(VC_n) \Delta T_{ml}(VC_n)}, \quad n = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (1.2)$$

$$\Delta p_T(z) = \int_0^z \frac{dp}{dz} dz, \quad 0 < z < L \quad (1.3)$$

onde $\Delta \dot{Q}(VC_n)$, $\Delta A(VC_n)$ e $\Delta T_{ml}(VC_n)$ representam, respectivamente, a taxa de troca de calor, a área de troca e a média logarítmica da diferença de temperaturas para cada volume de controle hipotético. Estes parâmetros serão descritos com maiores detalhes no Capítulo 3.

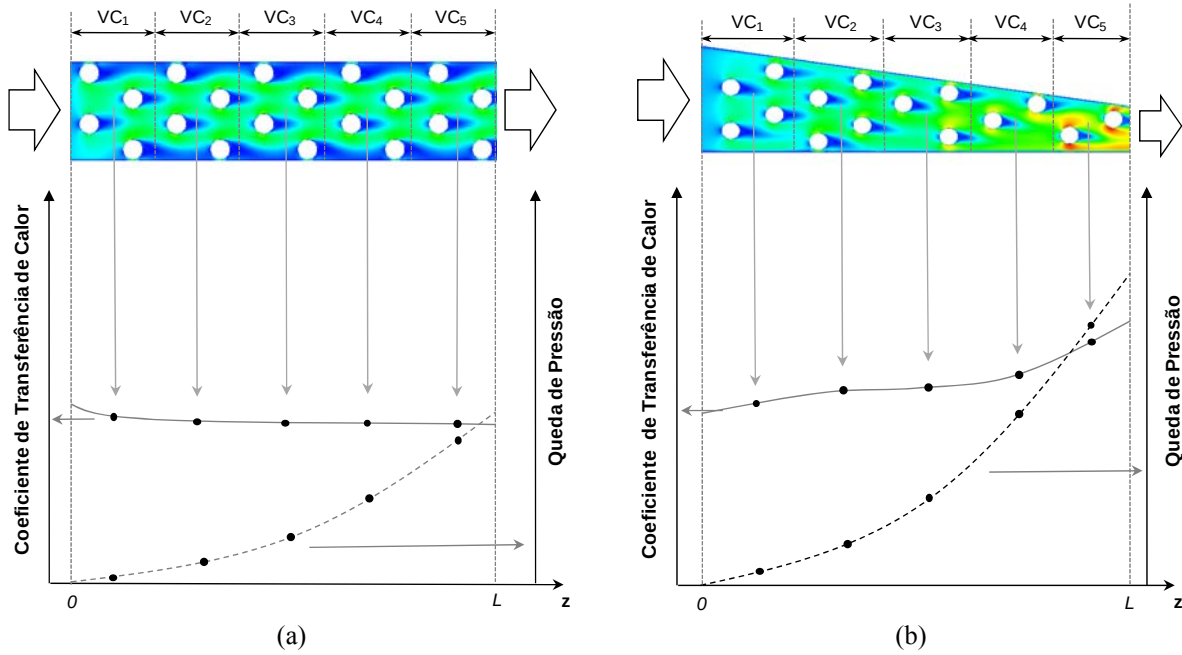


Figura 1.5 – Intensificação da transferência de calor e perda de carga do escoamento de ar ao atravessar (a) um evaporador convencional e (b) um EFA, em função da posição z .

Pode-se perceber na Figura 1.5a que o coeficiente de transferência de calor externo é praticamente constante ao longo do trocador convencional, já que a geometria, velocidade e padrão de escoamento são praticamente os mesmos entre os volumes de controle. Entretanto, no EFA (Figura 1.5b), o coeficiente de transferência de calor aumenta ao longo do evaporador, em função da aceleração do escoamento, e conseqüentemente do número de Reynolds. Contudo, como desvantagem, o aumento do número de Reynolds causa um acréscimo considerável na queda de pressão do escoamento do ar ao atravessar o trocador, quando comparado com o evaporador convencional.

Outro ponto a ser considerado é a redução da área de troca de calor resultante do corte das aletas e diminuição do número de fileiras de tubos. Para que o EFA seja atrativo em comparação com a configuração original, o aumento do coeficiente de transferência de calor deve ser tal que compense, termodinamicamente ou economicamente, o efeito da redução da área de troca na capacidade de refrigeração e no consumo de energia do refrigerador.

Até o presente momento, não há na literatura um estudo sistemático desse tipo de evaporador. Deste modo, os potenciais benefícios da redução de volume e os reais efeitos do aumento da queda de pressão do lado do ar ainda não puderam ser amplamente quantificados. Fica evidente, então, a necessidade de um estudo sistemático a respeito de evaporadores de fluxo acelerado, visando tanto disponibilizar informações experimentais quanto analisar o real benefício de sua aplicação na refrigeração doméstica. Uma análise quantitativa sobre o potencial do conceito do EFA ficará mais bem evidenciada quando forem apresentadas, no Capítulo 3, as principais equações que regem o escoamento e a transferência de calor neste dispositivo.

1.2. Objetivos

Dada a importância da refrigeração doméstica e, mais especificamente, dos evaporadores aplicados aos refrigeradores, fica claro que o estudo destes trocadores de calor pode trazer grandes benefícios tanto para a indústria fabricante de refrigeradores, quanto para a economia do país, já que reduções significativas de energia e custo de produção podem ser alcançadas através do aumento do desempenho dos evaporadores.

Visando estes benefícios, o objetivo principal do presente trabalho é realizar um estudo teórico e experimental sobre o conceito do EFA para, por fim, disponibilizar uma metodologia computacional de projeto e de otimização de evaporadores *no-frost* aplicados a refrigeradores domésticos. De posse desta metodologia, deseja-se também entender o comportamento da eficiência do sistema de refrigeração em função dos parâmetros geométricos do EFA, com o objetivo de se alcançar o máximo desempenho do sistema para este tipo de evaporador.

Além dos objetivos principais citados acima, foram traçados ainda os seguintes objetivos específicos:

- i. Avaliar experimentalmente as características termo-hidráulicas do EFA, com o intuito de preencher a lacuna de informações experimentais disponíveis na literatura a respeito deste conceito;

- ii. Conceber e implementar computacionalmente uma “lei de formação (ou configuração) dos tubos”, de maneira a padronizar o posicionamento dos tubos no EFA em função de suas características geométricas, como o comprimento e as dimensões das seções de entrada e saída;
- iii. Desenvolver e validar um modelo matemático para avaliar a transferência de calor e queda de pressão em evaporadores *no-frost*, incluindo também o conceito do EFA;
- iv. Desenvolver um modelo que avalie a vazão de ar dentro dos compartimentos refrigerados, em função da curva característica *vazão versus perda de carga* do sistema acoplado do ventilador-evaporador com o circuito de circulação interna de ar do refrigerador;
- v. Desenvolver funções objetivo para avaliação de desempenho de trocadores de calor e sistemas de refrigeração para serem utilizadas nos processos de otimização;
- vi. Realizar análises de otimização variando além de características do evaporador, alterações em outros componentes do sistema de refrigeração, como por exemplo, no ventilador e no compressor.

Para alcançar os objetivos traçados, foi escolhido como produto de estudo um refrigerador Brastemp BRM-49, como mostra a Figura 1.6. Este refrigerador é do tipo *no-frost* duas portas, com um volume interno útil de 460 litros divididos entre os compartimentos do congelador e refrigerador. A circulação interna de ar é fornecida por um ventilador axial que está presente no compartimento do evaporador. Um *damper* termomecânico com posição ajustável que, em conjunto com o ventilador, controlam a vazão que circula no interior do refrigerador.



Figura 1.6 – Refrigerador ‘no-frost’ estudado (Fonte: www.brastemp.com.br).

1.3. Estrutura da Dissertação

A presente dissertação foi estruturada em cinco partes básicas: i) revisão bibliográfica, ii) análise experimental e teórica do EFA e do sistema de refrigeração; iii) estudo e implementação da metodologia de otimização, iv) análises dos resultados e v) conclusões finais. Estas partes básicas foram organizadas ao longo do texto em 7 capítulos.

O Capítulo 1 diz respeito à presente introdução. No Capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica, que faz um apanhado geral sobre os trabalhos que tratam sobre evaporadores *no-frost*, modelos matemáticos de sistemas de refrigeração e metodologias de otimização que serviram de fundamentação para o estudo e análises dos resultados aqui gerados.

No Capítulo 3 são apresentadas as equações básicas e detalhes do conceito do EFA, juntamente com as análises experimentais (nas quais estão descritas a confecção dos protótipos e a bancada experimental), modelo matemático do EFA e a sua validação.

No Capítulo 4 é abordado o modelo do sistema de refrigeração e seus sub-modelos matemáticos. São descritas as equações que regem os principais fenômenos físicos em cada componente e também é apresentada a integração física e matemática entre eles.

No Capítulo 5 é feita uma discussão a respeito da metodologia e dos critérios de otimização aplicados ao EFA acoplado ao sistema de refrigeração. Ainda neste capítulo, é

descrita a implementação computacional dos modelos matemáticos do EFA, do sistema de refrigeração e dos procedimentos de otimização.

No Capítulo 6, primeiramente, são apresentados os resultados de análise do EFA individualmente. Em seguida, são apresentados os resultados de validação do modelo matemático em relação aos dados experimentais para o modelo do EFA acoplado ao sistema de refrigeração. Tendo sido validado este modelo, são então realizadas as análises e discussões dos resultados obtidos através da metodologia de otimização.

Finalmente, no Capítulo 7, apresentam-se as conclusões do presente estudo e recomendações para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente estudo compreende a análise teórica, experimental e de otimização de evaporadores *no-frost* aplicados a refrigeração doméstica, mais especificamente, de evaporadores de fluxo acelerado (EFA) utilizados em refrigeradores domésticos. Um foco maior é dado na pesquisa de trabalhos que se dedicam a trocadores de calor, já que o objetivo principal do presente estudo é desenvolver uma metodologia de avaliação de evaporadores *no-frost* e EFA. Em segundo plano, foi realizada uma pesquisa na literatura por estudos relacionados à modelagem e otimização de sistemas de refrigeração.

A revisão da literatura foi então dividida em três tópicos principais: i) trocadores de calor tubo-aleta e *no-frost*, ii) modelos teóricos de refrigeradores domésticos e iii) estudos de otimização de sistemas de refrigeração. Nas próximas seções serão apresentadas as informações acerca dos trabalhos mais relevantes encontrados para cada um dos tópicos citados.

2.1. Trocadores de Calor Compactos Tubo-Aleta

Estes tipos de trocadores têm como característica principal uma grande área de troca externa, quando comparada com a área interna. Geralmente, trocadores de calor tubo-aleta são classificados como compactos por possuírem elevada área da superfície de troca por unidade de volume ($> 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, segundo Shah e Sekulic, 2003), pelo fato de a resistência térmica dominante normalmente se encontrar no lado externo (que geralmente tem o ar como fluido de trabalho). Comparativamente, os trocadores de calor usados como evaporadores nos refrigeradores *no-frost* não possuem alta densidade de área de aletas do lado do ar (elas são mais espaçadas) devido à formação de gelo nas superfícies externas dos mesmos quando em operação.

Uma grande quantidade de trabalhos experimentais sobre transferência de calor e perda de carga do lado do ar em trocadores de calor compactos tubo-aleta se encontra disponível na literatura. Revisões desses trabalhos e de correlações para o fator j^2 de Colburn

² O fator j de Colburn é uma representação adimensional do coeficiente de transferência de calor, e será apresentado no Capítulo 3.

e o fator de atrito f^3 são apresentadas por Shah e Sekulic (2003), Jacobi *et al.* (2001) e Webb e Kim (2005).

O estudo de Jacobi *et al.* (2001) faz um apanhado geral sobre o estado da arte de trocadores de calor tubo-aletados aplicados à refrigeração doméstica e condicionamento de ar. Os autores realizaram uma extensa revisão bibliográfica em busca de correlações experimentais para o fator de atrito f e fator j de Colburn para trocadores com tubos circulares e tubos achatados, sob condições secas, molhadas e com formação de gelo. Dentre os estudos pesquisados por Jacobi *et al.* (2001), se destacam os trabalhos de Gray e Webb (1986) e Wang e Chang (1998) para avaliação da transferência de calor, e Wang *et al.* (1996) para o cálculo da perda de carga em feixes de tubos aletados.

Segundo Jacobi *et al.* (2001), o trabalho de Gray e Webb (1986) é o estudo mais freqüentemente citado em pesquisas acerca de trocadores de calor tubo-aleta plana. Contudo, Wang e Chang (1998) realizaram algumas alterações e atualizações nas correlações de Gray e Webb (1986), fornecendo uma maior generalidade para o cálculo da transferência de calor através da ampliação das faixas de parâmetros geométricos utilizados. Logo, o presente estudo selecionou o trabalho de Wang e Chang (1998) como a base para a avaliação da transferência de calor em feixe de tubos aletados.

Wang e Chang (1998) realizaram testes experimentais com 11 amostras de trocadores tubo-aleta para avaliação da troca de calor e da perda de carga, variando os seguintes parâmetros geométricos: espaçamento entre as aletas, diâmetro dos tubos e espaçamentos longitudinal e transversal dos tubos. Essas amostras foram testadas também com um revestimento hidrofílico, para verificar o comportamento termo-hidráulico do trocador sob presença de água sobre os tubos e aletas no lado do ar. Segundo os autores, este tipo de revestimento tem o objetivo de reduzir o ângulo de contato e drenar a água que pode se acumular sobre a superfície das aletas. Em algumas aplicações, quando a temperatura da superfície é menor que a temperatura de orvalho do ar, há condensação de água na forma de gotas sob as superfícies das aletas, bloqueando a passagem do ar e aumentando assim a perda de carga. Analisando os resultados experimentais, Wang e Chang concluíram que superfícies com revestimento hidrofílico não têm influência significativa sobre a transferência de calor sob condições secas. Estes autores também propuseram modificações nas correlações de j de

³ O fator de atrito f é uma representação adimensional da perda de carga, e será apresentado no Capítulo 3.

Colburn obtidas por Gray e Weeb (1986), mostrando uma boa concordância tanto com os dados por eles gerados quanto com os originais de Gray e Webb (1986).

Wang *et al.* (1996) realizaram ensaios experimentais em túnel de vento com 15 amostras de trocadores de calor de diferentes geometrias, incluindo número de fileiras de tubos, espaçamento e espessura das aletas. Dos resultados, os autores concluíram que o espaçamento entre as aletas não afeta de forma significativa a transferência de calor na faixa testada. Também foi observado que o número de fileiras de tubos não acarretava grandes mudanças sobre o fator de atrito e que a espessura das aletas não tinha efeito sobre o coeficiente de troca de calor e fator de atrito. Como o trabalho de Wang e Chang (1998) não fornecia uma correlação para perda de carga, o trabalho de Wang *et al.* (1996) foi selecionado como base para a avaliação deste parâmetro no presente trabalho.

Embora Wang *et al.* (1996) tenham concluído que o espaçamento entre as aletas não tem efeito sobre o fator de atrito, Jacobi *et al.* (2001) discutem a existência de algumas discrepâncias entre alguns resultados na literatura devido a variações geométricas e incertezas experimentais. Contudo, na grande maioria dos trabalhos é verificado que o fator de atrito é mais elevado para menores espaçamentos entre aletas e que o fator j de Colburn é independente deste espaçamento.

No contexto dos evaporadores empregados em refrigeradores *no-frost*, observa-se carência de trabalhos na literatura a respeito do seu comportamento termo-hidráulico. Karatas *et al.* (1996) conduziram um estudo experimental da transferência de calor e perda de carga em evaporadores *no-frost*. Foram investigados quatro tipos diferentes de evaporadores para refrigeração doméstica, testados para condições de distribuição uniforme e não-uniforme de temperatura e velocidade do ar na entrada do trocador. Correlações para f e j foram geradas em função do número de Reynolds ($G_{max} d_o / \mu_a$) entre 300 a 1000, e do fator de aletamento (definido como a razão entre a área externa total sobre a área dos tubos), entre 1 e 6. Os autores concluíram que o coeficiente de transferência de calor é fortemente afetado pelo fator de aletamento, que aumenta com a diminuição do fator de aletamento. Estes autores observaram também que o fator de atrito se eleva para maiores valores de espaçamento de aleta.

Lee *et al.* (2002) investigaram o comportamento da transferência de calor do lado do ar para três tipos diferentes de configurações de evaporadores *no-frost* (aletas planas discretas, aletas planas contínuas e aletas em forma de espinhos ('spine-fin')). Apesar do pequeno comprimento e da reduzida área de troca, o evaporador com esta última configuração de aletas exibiu o melhor desempenho termo-hidráulico sob condições 'secas'. Os autores propuseram

correlações para o coeficiente de transferência de calor em função do número de Reynolds do escoamento do ar ($G_{max} d_o / \mu_a$). As faixas de aplicação das correlações não foram indicadas e a perda de carga não foi apresentada para nenhum dos três evaporadores testados. Apesar disso, foi mencionado que a perda de carga para as aletas de espinhos foi menor do que as observadas para aletas planas discretas e contínuas.

Melo *et al.* (2006) realizaram testes *in-situ* de evaporadores em um refrigerador real em operação. Três evaporadores praticamente idênticos foram testados com diferentes configurações de escoamento do lado do refrigerante (contra-corrente, correntes contrárias e dois passes). Conforme esperado, o arranjo das correntes não exibiu qualquer efeito sobre o desempenho para graus de superaquecimento na saída do evaporador menores do que 5°C. O melhor desempenho do sistema para um superaquecimento na saída do evaporador igual a 10°C foi observado para o evaporador de correntes contrárias.

Barbosa *et al.* (2006) apresentaram resultados experimentais de condutância térmica global, perda de carga, fator j de Colburn e fator de atrito para oito evaporadores *no-frost* com diferentes valores de número e espaçamento entre aletas e número de fileiras de tubos. Correlações para j e f foram propostas em função do número de Reynolds ($G_{max} d_o / \mu_a$), do fator de aletamento e do número de fileiras de tubos. Os autores verificaram que, para uma área externa equivalente, evaporadores com menor comprimento apresentam uma melhor relação custo-benefício entre a perda de carga e a transferência de calor, indicando que as últimas fileiras de tubos têm uma contribuição menos efetiva para a troca de calor e exercem ainda uma influência negativa sobre a perda de carga.

Yang *et al.* (2006) propuseram um modelo matemático a fim de estimar o comportamento da formação de gelo em trocadores de calor tubo-aleta. O modelo proposto foi validado contra dados experimentais para espessura de gelo formada, quantidade de gelo acumulada e taxa de transferência de calor. Apesar do presente trabalho não abranger o estudo da formação de gelo em trocadores de calor, o estudo de Yang *et al.* (2006) serviu como referência importante para a metodologia de cálculo da transferência de calor e da queda de pressão desenvolvidas para o EFA sob condições ‘secas’. Esta metodologia consiste em dividir o trocador de calor em volumes de controle unidimensionais ao longo do escoamento do ar, nos quais as contribuições individuais dos tubos e das aletas para a transferência de calor e perda de carga são avaliadas isoladamente. Tal abordagem, entretanto, não é devida única e originalmente a Yang *et al.* (2006). Rich (1973) em seu estudo experimental de trocadores tubo-aleta com aletas planas, propuseram que a força de atrito fosse dividida em

uma parcela referente ao escoamento ao redor dos tubos e outra referente ao escoamento sobre as aletas.

2.2. Modelos Matemáticos de Refrigeradores Domésticos

Gonçalves (2004) propôs uma metodologia numérica para análise térmica de refrigeradores domésticos. Os componentes do refrigerador foram modelados com base nas equações fundamentais de conservação da massa e energia para volumes de controle na forma integral. Informações do refrigerador obtidas experimentalmente foram utilizadas como dados de entrada, a fim de simplificar e complementar os modelos teóricos. A modelagem desses componentes forneceu um conjunto de equações (muitas delas não-lineares) que foram resolvidas utilizando o software EES – *Engineering Equation Solver* (Klein, 2007), que obtém a solução das equações algébricas através de uma variante do método de Newton-Rapson. Os resultados de simulação foram validados contra ensaios experimentais, obtendo uma faixa de desvio de $\pm 5^{\circ}\text{C}$ para as temperaturas internas e $\pm 10\%$ para a potência consumida pelo compressor.

Hermes (2006) desenvolveu uma metodologia para a simulação computacional do comportamento dinâmico (regime transiente) de refrigeradores domésticos com movimentação forçada de ar. Modelos específicos para cada um dos componentes do refrigerador foram elaborados: evaporador, condensador, trocador de calor tubo capilar – linha de sucção, compressor e compartimentos refrigerados. Todos os modelos apresentados foram comparados contra dados experimentais e forneceram uma boa concordância. Segundo o autor, o modelo de simulação do refrigerador é capaz de simular um transiente de partida de 12 horas de um refrigerador doméstico em apenas 30 minutos, ou seja, 24 vezes mais rápido que o ensaio experimental. Entretanto, tal abordagem ainda é computacionalmente custosa para ser empregada em uma análise de otimização do sistema de refrigeração e de seus componentes. Uma estimativa do tempo computacional pode ser obtida multiplicando-se o tempo de simulação (em torno de 30 minutos) por 2000 (que é em média o número de simulação que devem ser feitas na obtenção de um ponto de otimização), totalizando 41 dias.

Pereira *et al.* (2007) propuseram uma metodologia semi-empírica para computar o consumo de energia de um refrigerador *no-frost* em regime permanente. Os modelos dos componentes do refrigerador foram desenvolvidos com base nas equações de conservação da massa e energia na forma integral. Informações experimentais dos componentes são utilizadas como dados de entrada para complementar e simplificar os modelos dos componentes do refrigerador. A metodologia proposta por estes autores é muito semelhante àquela apresentada

por Gonçalves (2004). Porém, Pereira *et al.* (2007) aprimoraram a análise de modo a permitir o cômputo do consumo de energia do refrigerador, grandeza associada ao comportamento cíclico do sistema de refrigeração. A metodologia foi validada contra evidências experimentais obtidas para 16 refrigeradores distintos, com todas as previsões para o consumo de energia situando-se numa faixa de erro entre +5% e -15%. Algumas análises foram realizadas variando características construtivas de alguns componentes, obtendo impactos sobre o consumo de energia exibidos na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Impacto no consumo de energia em função das alterações no sistema de refrigeração segundo o estudo de Pereira *et al.* (2007).

Alteração no Componente	Objetivo	Impacto no Consumo de Energia
Redução de uma fileira do evaporador	Redução de custo	Aumento de 0,5%
Aumento de uma fileira no condensador	Redução no consumo	Redução de 3,3%
Alteração do deslocamento volumétrico para 5,09 cm ³	Redução no consumo	Redução de 2,9%

Segundo os autores, todas essas alterações combinadas proporcionam uma redução de consumo de energia superior a 5%. Estes resultados mostram que reduções significativas tanto de custo quanto em consumo de energia podem ser obtidas somente modificando parâmetros construtivos dos componentes, justificando ainda mais o objetivo do presente trabalho.

O trabalho de Pereira *et al.* (2007) foi aqui utilizado como modelo base para simular o comportamento do refrigerador em estudo. Este trabalho foi selecionado por avaliar de maneira razoável o comportamento de um refrigerador *no-frost* em regime permanente, incorporando o cálculo do consumo de energia (que é uma característica cíclica) e ainda ter um baixíssimo custo computacional (em torno de 10 segundos).

2.3. Metodologias de Otimização de Sistemas de Refrigeração

Stewart (2003) desenvolveu um modelo termo-hidráulico para condensadores acoplado ao modelo de um sistema de refrigeração (aplicação em condicionamento de ar). Em seu trabalho, foi aplicada uma metodologia de otimização para obtenção de 14 parâmetros de projeto tendo como função objetivo o próprio COP do sistema. Nesta metodologia, foi implementado computacionalmente um código do sistema de refrigeração na plataforma EES (Klein, 2007) acoplado a um programa em Visual Basic (comercializado pela Microsoft), utilizando um algoritmo de otimização disponível no EES (*Simplex Search Method*). Seus

resultados mostraram que aumentando a área frontal e reduzindo o diâmetro do tubo, a eficiência do sistema de refrigeração é aumentada para um mesmo valor de custo do condensador, o mesmo acontecendo para aletas cada vez mais finas, até que a integridade estrutural destas comece a ser comprometida.

Gomes (2006) realizou uma análise comparativa do desempenho termodinâmico de compressores alternativos, de pistão rolante e *scroll* aplicados à refrigeração doméstica. Os modelos para cada um dos compressores estudados foram baseados em uma abordagem integral, resultando em um conjunto de equações diferenciais ordinárias que descrevem as variações das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante ao longo do processo de compressão. Entretanto, o ponto de interesse neste trabalho se refere à metodologia de otimização utilizada. O autor desenvolveu uma metodologia de otimização, acoplada aos modelos de simulação, que permitiu a determinação dos parâmetros construtivos de cada um dos compressores, de modo a se obter um máximo desempenho do compressor para uma determinada faixa de capacidade e fluido refrigerante. Esta metodologia consiste em acoplar os modelos matemáticos dos compressores (escrita na linguagem FORTRAN) a um código computacional especializado em otimização multi-objetiva, chamado modeFRONTIER 3.1.0 (*Multi-Objective Optimization and Design Environment*), comercializado pela Esteco (2005). Este código tem como principais características fornecer vários algoritmos de otimização, ser facilmente acoplado a outros códigos computacionais e fornecer boas ferramentas de pós-processamento, como gráficos bi e tridimensionais em tempo real durante o processo de otimização. Por estes motivos, a metodologia de otimização de Gomes (2006) foi aqui utilizada como base nas análises de otimização aplicadas.

Geralmente, em otimização, é necessária a definição de funções objetivo, que servem como critérios de comparação entre duas configurações ou sistemas diferentes (vários autores na literatura, principalmente na área de trocadores de calor, têm utilizado a sigla PEC, do inglês *Performance Evaluation Criteria*, para se referir a essas funções objetivo). Através da manipulação das equações que regem os fenômenos físicos e que contém os parâmetros geométricos destes dispositivos, diferentes PEC podem ser formulados, agrupando de maneira fisicamente consistente os vários parâmetros do problema, de modo a reduzir o número de variáveis independentes do projeto. Os PEC associados a trocadores de calor podem ser classificados quanto aos tipos de escoamentos envolvidos (PEC monofásicos ou bifásicos – Webb e Kim, 2005), ou também quanto aos princípios termodinâmicos envolvidos nas análises (PEC baseados na primeira ou segunda lei da termodinâmica - Yilmaz *et al.*, 2005).

Yilmaz *et al.* (2005) apresentam um panorama geral dos PEC baseados na primeira lei da termodinâmica disponíveis atualmente na literatura. Aproximadamente 100 PEC são mostrados e revisados. Os autores fizeram várias comparações e relataram que muitos deles inclusive são relacionados entre si. Algumas recomendações foram sugeridas no sentido de se determinar quais parâmetros devem ser levadas em consideração na seleção dos PEC. Os seguintes aspectos foram recomendados:

- Tipo de escoamento: monofásico ou bifásico;
- Tipos de superfícies a serem comparadas (fatores que são intrínsecos a cada tipo de superfície): resistência térmica das paredes e incrustações, configuração dos tubos e adição de elementos sobre a superfície, como geradores de vórtices;
- Restrições: Parâmetros que podem ser mantidos fixos durante a análise, dependendo da aplicação de interesse, como: vazão, carga térmica, perda de carga, potência de bombeamento e limites dimensionais;
- Função objetivo: referente ao objetivo principal que se deseja atingir, como obter uma máxima troca de calor para uma mínima potência de bombeamento ou para um mínimo volume de trocador;
- Tipo do trocador de calor: trocador tubular, compacto, de placas, regeneradores entre outros. Este aspecto é importante já que alguns PEC são desenvolvidos somente para alguns trocadores específicos;
- Considerações sobre o custo podem ser adicionadas.

Todos os PEC revisados por Yilmaz *et al.* (2005) são referentes somente a trocadores de calor, não abrangendo nenhum outro componente do sistema.

Pira *et al.* (2000) realizaram um trabalho de otimização de trocadores de calor aplicados a sistemas de condicionamento de ar. Uma análise de otimização de vários parâmetros geométricos e termodinâmicos do evaporador e do condensador foram realizadas, para quatro categorias de PEC. Dois dos critérios adotados levam em conta somente parâmetros geométricos dos trocadores de calor, sendo portanto mais indicados nas análises comparativas entre trocadores individualmente. Estes critérios normalmente se mostram ineficazes na caracterização do comportamento ótimo do sistema. Assim, os outros dois critérios levaram em conta o impacto da alteração da geometria do condensador e do evaporador sobre a eficiência do sistema, e puderam ser mais bem utilizados como uma

ferramenta de projeto para o sistema e/ou trocadores de calor. Maiores detalhes a respeito dos critérios de avaliação de desempenho utilizados por Pira *et al.* (2000) serão apresentados na seção 5.1.

2.4. Escopo do Trabalho

A revisão bibliográfica revelou uma ausência de estudos sistemáticos sobre o EFA e também uma escassez de trabalhos a respeito de evaporadores e refrigeradores *no-frost*. Análises de otimização de sistemas que envolvam este tipo de evaporador também são raras na literatura aberta. Logo, o presente trabalho visa levantar informações teóricas e experimentais e desenvolver metodologias de cálculo, tanto termo-hidráulico de trocadores de calor do tipo EFA quanto de otimização de sistemas de refrigeração, que possam vir a fazer uso de evaporadores *no-frost* convencionais ou baseados no conceito do EFA.

3. EVAPORADOR DE FLUXO ACELERADO (EFA)

3.1. Aspectos Gerais

Trocadores de calor são dispositivos usados para efetuar a troca térmica entre dois fluidos a temperaturas diferentes. Tal processo é comum na engenharia, sendo abundantes os exemplos de aplicação e os tipos de trocadores de calor encontrados em condicionamento de ar, na produção ou recuperação de energia, na refrigeração e em diversas outras aplicações (Shah e Sekulic, 2003).

Existe uma grande variedade de tipos de trocadores de calor, tanto no que diz respeito à disposição do escoamento quanto à geometria e à forma construtiva. O tipo de trocador aqui estudado é um trocador ar-líquido (ou ar-mistura bifásica) de tubos circulares e aletas planas contínuas e descontínuas dispostas do lado do ar (comumente chamado de trocador tubo-aleta).

O objetivo deste capítulo é apresentar as equações básicas que regem os principais fenômenos em trocadores de calor, o conceito do EFA, a análise experimental e o modelo matemático desenvolvido para o EFA.

3.1.1. Equações Básicas para Trocadores de Calor: Transferência de calor

Equação de Balanço de Energia

Considere o problema fundamental da transferência entre duas correntes a temperaturas distintas, escoando no mesmo sentido⁴ e separadas por uma parede (Figura 3.1). Admite-se regime permanente, variações das energias cinética e potencial desprezíveis, ausência de mudança de fase e calores específicos constantes. Os balanços de energia em volumes de controle infinitesimais em cada corrente fornecem (Kakaç e Liu, 2002),

⁴ A análise para um trocador de correntes com sentidos opostos é análoga e, por brevidade, não será apresentada aqui. Maiores detalhes podem ser encontrados em Kakaç e Liu (2002) e Incropera e DeWitt (1992).

$$d(T_q - T_f) = -\delta\dot{Q} \left[\frac{1}{(\dot{m}c_p)_q} + \frac{1}{(\dot{m}c_p)_f} \right] \quad (3.1)$$

onde $\dot{m}$ é a vazão em massa, c_p é o calor específico a pressão constante e $\delta\dot{Q}$ é a taxa de transferência de calor. Os sub-índices q e f se referem aos fluidos quente e frio, respectivamente.

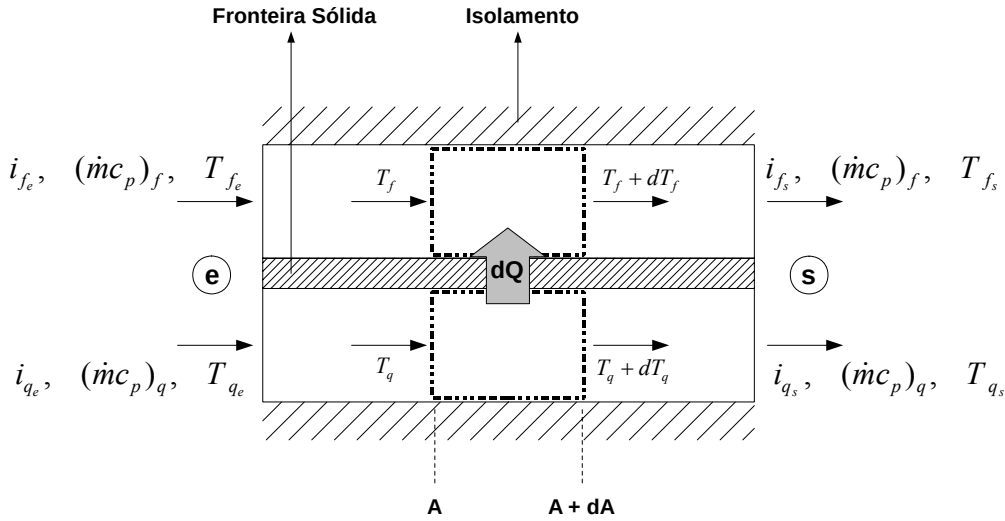


Figura 3.1 – Balanço global de energia para os fluidos quente e frio para um trocador de calor de dois fluidos.

A taxa de transferência de calor e a diferença entre as temperaturas das correntes se relacionam através da Lei de Resfriamento,

$$\delta\dot{Q} = U(T_q - T_f)dA \quad (3.2)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor. Admitindo que U seja constante ao longo do trocador, tem-se que, mediante a eliminação de $\delta\dot{Q}$ das Eqs. (3.1) e (3.2),

$$\int_{\Delta T_e}^{\Delta T_s} \frac{d(T_q - T_f)}{(T_q - T_f)} = -U \left[\frac{1}{(\dot{m}c_p)_q} + \frac{1}{(\dot{m}c_p)_f} \right] \int_0^A dA \quad (3.3)$$

onde os sub-índices e e s se referem à entrada e à saída das correntes paralelas, respectivamente. Integrando a equação acima e substituindo os balanços de energia em cada corrente dados por,

$$(\dot{m}c_p)_q = \frac{\dot{Q}}{(T_{q,e} - T_{q,s})} \quad (3.4)$$

$$(\dot{m}c_p)_f = \frac{\dot{Q}}{(T_{f,s} - T_{f,e})} \quad (3.5)$$

tem-se que (Kakaç e Liu, 2002),

$$\dot{Q} = UA \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_s)} \quad (3.6)$$

onde o terceiro fator do lado direito do sinal é a média logarítmica da diferença de temperaturas, na qual as diferenças de temperaturas na entrada e saída do trocador de calor são dadas por (ver Figura 3.2),

$$\Delta T_e = T_{q,e} - T_{f,e} \quad (3.7)$$

$$\Delta T_s = T_{q,s} - T_{f,s} \quad (3.8)$$

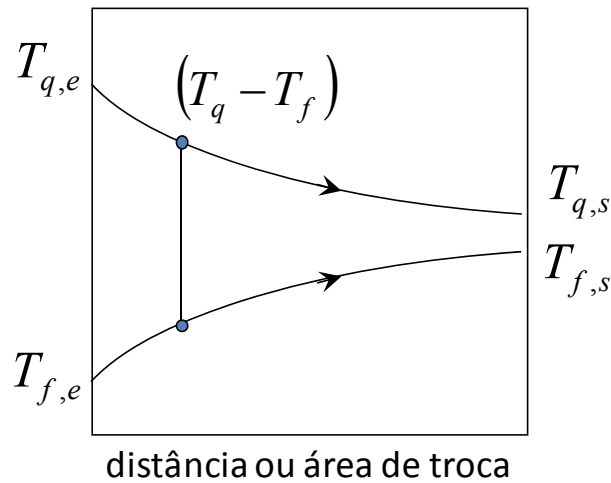


Figura 3.2 – Balanço global de energia para os fluidos quente e frio para um trocador de calor de dois fluidos.

Em um evaporador onde a perda de carga do lado do refrigerante é desprezível e em que os estados do refrigerante na entrada e na saída são de líquido e vapor saturado, é justo assumir que $T_{f,e} = T_{f,s} = T_f$. Nesse caso, tanto a análise térmica de um trocador de correntes paralelas (Eq. 3.6) ou opostas se reduz a,

$$\dot{Q} = UA \left[(T_{q,e} - T_{q,s}) / \ln \left(\frac{T_{q,e} - T_f}{T_{q,s} - T_f} \right) \right] \quad (3.9)$$

Coeficiente Global de Transferência de Calor

Uma parte essencial da análise de um trocador de calor é a determinação do coeficiente global de transferência de calor, U . Este coeficiente é definido em termos da resistência térmica total à transferência de calor entre os dois fluidos, a qual engloba as resistências devidas à condução pela parede que separam as correntes e à convecção entre as correntes e às faces da parede em contato com os fluidos. Um parâmetro que pode se tornar importante no cálculo da resistência térmica total é o fator de incrustação (*fouling factor* – R''_f) que, dependendo da aplicação, pode contribuir consideravelmente para a deterioração da transferência de calor em um trocador. Um tipo de incrustação recorrente em evaporadores *no-frost*, que poderia ser considerado como uma incrustação intermitente, é a formação de geada na superfície externa. Além disso, outro parâmetro de grande relevância é a presença de aletas nas superfícies expostas a uma ou a ambas as correntes. A presença das aletas aumenta a área superficial e, conseqüentemente, diminui a resistência térmica convectiva. Assim, levando em conta a presença de todos os parâmetros citados, a condutância térmica global, UA , pode ser calculada por,

$$\frac{1}{UA} = R_T = \frac{1}{(\eta_o h A)_f} + \frac{R''_{f,f}}{(\eta_o A)_f} + R_w + \frac{1}{(\eta_o h A)_q} + \frac{R''_{f,q}}{(\eta_o A)_q} \quad (3.10)$$

onde R_w se refere à resistência térmica condutiva da fronteira sólida (parede) entre os dois fluidos, A diz respeito à área de troca de calor (interna ou externa), h é o coeficiente de transferência de calor e η_o é a eficiência da superfície, definida como um fator de correção da não-uniformidade da distribuição de temperaturas na superfície devido à presença das aletas.

Outro parâmetro que pode ser importante em trocadores tubo-aleta é a resistência térmica de contato entre os tubos e as aletas. Tal efeito é minimizado quando as últimas são soldadas ou brazadas aos tubos. Contudo, em alguns tipos de trocadores de calor, os processos de fabricação e montagem inviabilizam esta medida, dificultando a quantificação da resistência térmica de contato. Nesse caso, o efeito da resistência térmica de contato não é computado isoladamente e, numa abordagem experimental, acaba sendo incorporado à resistência térmica devido à convecção sobre a superfície aletada.

Em evaporadores de sistemas de refrigeração doméstica, os fatores de incrustação são normalmente desprezíveis (e a formação de geada na superfície externa não é considerada em cálculos de projeto). Metais de alta condutividade térmica, como alumínio e cobre, são usados na fabricação dos tubos e aletas. Desse modo, $\eta_o \sim 1$ (já que para os trocadores aqui estudados

os valores de eficiência das superfícies variam entre 0,9 e 0,98), $R_w \sim 0$, e a Eq. (3.10) pode ser simplificada na forma,

$$R_T \cong \frac{1}{(hA)_f} + \frac{1}{(hA)_q} \quad (3.11)$$

As ordens de grandeza dos coeficientes de convecção dos lados interno (f) e externo (q) de um evaporador podem ser avaliadas a partir dos valores típicos apresentados na Tabela 3.1. Assim,

$$R_T \cong \underbrace{\frac{1}{10.000 A_f}}_{\text{Lado Interno}} + \underbrace{\frac{1}{100 A_q}}_{\text{Lado Externo}} \quad (3.12)$$

Tabela 3.1 – Ordem de magnitude do coeficiente de transferência de calor (Kakaç e Liu, 2002).

Fluido	$h, W/(m^2K)$
Gases (convecção natural)	3-25
Gases (convecção forçada)	25-250
Líquidos (convecção natural)	50-1000
Líquidos (convecção forçada)	100-20.000

A Eq. (3.12) compara as resistências térmicas do lado externo (ar) e interno (líquido) do evaporador. É evidente que melhorias na transferência de calor destes trocadores devem ser realizadas no lado externo, já que um decréscimo de 10% na resistência térmica do lado externo é equivalente a uma redução de 100% no lado interno, para uma relação entre as áreas internas e externas da ordem de 10 ($A_q/A_f = 10$). Esta equação também mostra que uma redução significativa da resistência térmica do lado externo pode ser obtida se a área de troca externa for aumentada. Entretanto, um acréscimo de área significa um aumento no custo material e de potência de bombeamento do ar, uma vez que a impedância ao escoamento do lado do ar aumenta sensivelmente com a área externa (para um volume fixo).

Logo, a partir deste ponto no presente trabalho, os efeitos de transferência de calor e perda de carga serão considerados somente para o lado externo do evaporador, levando em conta somente a temperatura do fluido interno (suposta constante ao longo do evaporador). A temperatura da superfície da parede externa dos tubos do trocador é calculada aplicando-se

uma correção à temperatura do escoamento interno, proporcional à resistência térmica combinada (em série) da convecção interna e da condução na parede do tubo. Nos experimentos do presente trabalho, esta correção é pequena (da ordem de 0,2°C) devido às baixas resistências térmicas da convecção interna e da parede do tubo.

Levando em conta somente a resistência externa, e admitindo que o coeficiente de transferência de calor seja constante, a Eq. (3.9) pode ser escrita na forma,

$$\dot{Q} = \eta_o h A \left[(T_{q,e} - T_{q,s}) / \ln \left(\frac{T_{q,e} - T_w}{T_{q,s} - T_w} \right) \right] \quad (3.13)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor do lado externo e A é a área de troca do lado externo. T_w e T_q são as temperaturas da parede e do fluido quente (externo), e os sub-índices e e s denotam entrada e saída, respectivamente. O termo entre colchetes é a média logarítmica da diferença de temperaturas para um trocador de calor com uma corrente de capacidade térmica infinita (Kakaç e Liu, 2002).

Em função da eficiência da aleta, a eficiência da superfície é dada por (Kakaç e Liu, 2002),

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (3.14)$$

onde A_f é a área superficial das aletas e η_f é a eficiência de uma aleta. No presente estudo, os trocadores de calor possuem aletas planas e contínuas, cujas eficiências são calculadas a partir do método empregado por Perotin e Clodic (2003), apresentado no Apêndice I.

Usualmente, na análise de trocadores de calor compactos, o coeficiente de transferência de calor para superfícies estendidas é adimensionalizado com base no fator j de Colburn, definido por,

$$j = \frac{\text{Nu}}{\text{Re} \text{Pr}^{1/3}} = \text{St} \text{Pr}^{2/3} = \frac{h}{G c_p} \text{Pr}^{2/3} \quad (3.15)$$

onde St , Pr e c_p são, respectivamente, os números de Stanton e de Prandtl e o calor específico do fluido do lado externo. G_c é o fluxo de massa definido por,

$$G = \rho V_{\max} = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (3.16)$$

onde $\dot{m}$ é a vazão em massa total do fluido e A_c é a mínima área livre de passagem na seção transversal do canal externo.

3.1.2. Equações Básicas para Trocadores de Calor: Queda de Pressão

No projeto de trocadores de calor com apenas líquidos como fluidos de trabalho, uma precisa caracterização da perda de carga das correntes não costuma ser importante, devido à baixa potência requerida para bombear fluidos com alta densidade. Entretanto, em trocadores envolvendo gases, a determinação da perda de carga é tão importante quanto às características referentes à transferência de calor. A equação que define a potência de bombeamento é dada por,

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{V}\Delta p}{\eta_b} = \frac{\dot{m}\Delta p}{\rho\eta_b} \quad (3.17)$$

onde ρ , $\dot{V}$, $\dot{m}$ e Δp são, respectivamente, a densidade, a vazão volumétrica, a vazão em massa e a queda de pressão do escoamento. η_b é o rendimento da bomba/ventilador cuja função é bombear o fluido.

O perfil da pressão ao longo de um trocador de calor (canais de placas) é mostrado na Figura 3.3. A partir do diagrama, é possível verificar que a variação de pressão do fluido ao atravessar o trocador pode ser dividida em três parcelas (Kays e London, 1984): i) entrada, ii) saída e iii) região central. A combinação destas três parcelas fornece a queda de pressão total, dada pela seguinte relação,

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{e-a} + \Delta p_{a-b} - \Delta p_{b-s} \quad (3.18)$$

Regiões de entrada e saída

A região de entrada é compreendida entre os pontos e e a da Figura 3.3 e sua variação de pressão consiste na contribuição de duas parcelas: 1) variação reversível devida à mudança de seção (efeito Bernoulli) e 2) irreversível devida à contração repentina. Na região de entrada, existe uma redução de pressão e, em seguida, uma recuperação devida à formação da *vena-contracta*. Já na região de saída, pode ser observada uma recuperação da pressão devida ao aumento da área de seção transversal, o que diminui a velocidade do escoamento, e conseqüentemente, aumenta a pressão.

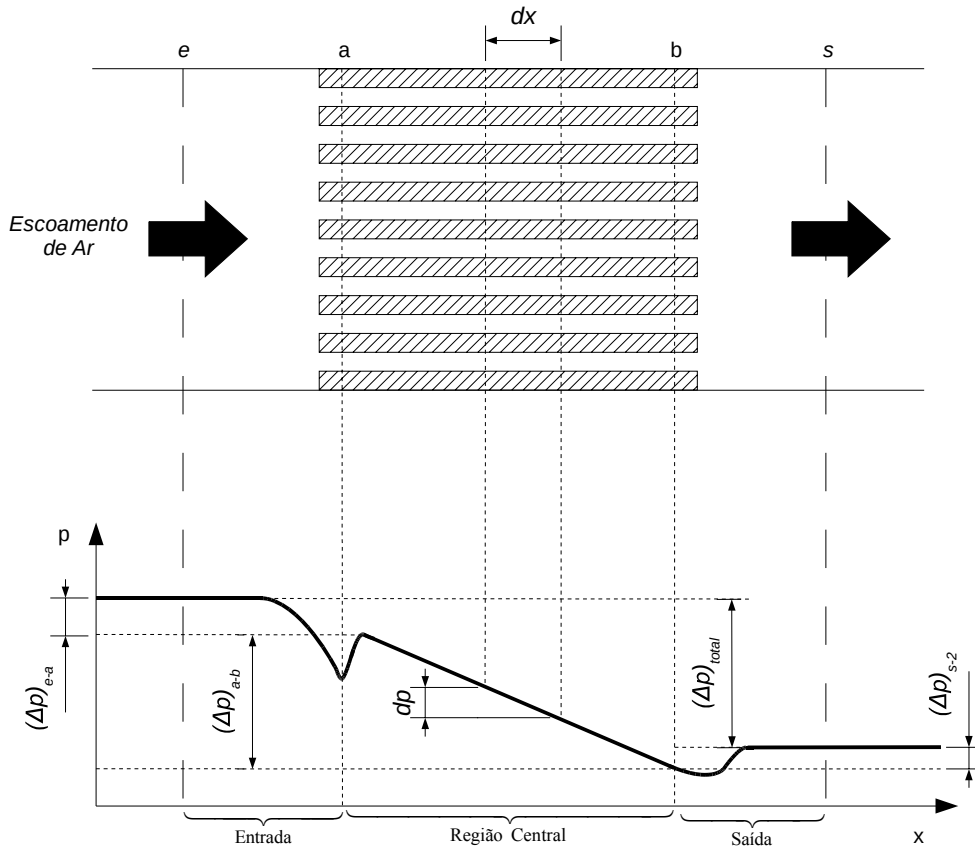


Figura 3.3 – Diagrama da variação de pressão e as componentes do escoamento ao longo de um trocador de calor.

Considerando o escoamento incompressível e assumindo se tratar de um pequeno trecho, onde a variação de temperatura não altera de maneira significativa a densidade, da equação de Bernoulli pode ser obtida a parcela reversível por,

$$(p_e - p_a)_{rev} = \rho_e \left(\frac{V_a^2}{2} - \frac{V_e^2}{2} \right) = \frac{\rho_e V_a^2}{2} \left[1 - \left(\frac{V_e}{V_a} \right)^2 \right] \quad (3.19)$$

onde ρ_e é a densidade na entrada do trocador. Da equação da continuidade tem-se que,

$$\rho_e A_{fr,e} V_e = \rho_e A_{c,a} V_a \Rightarrow \frac{V_e}{V_a} = \sigma \quad (3.20)$$

onde σ é a razão entre área mínima de escoamento e a área frontal (A_c/A_{fr}). Substituindo a Eq. (3.20) e a (3.16) na Eq. (3.19), tem-se a parcela reversível dada por,

$$(p_e - p_a)_{rev} = \frac{G^2}{2\rho_e} (1 - \sigma^2) \quad (3.21)$$

Já a parcela irreversível é consequência da separação do escoamento e do escoamento secundário que produzem variações irreversíveis de pressão, as quais podem ser estimadas pelo fator de contração repentina K_c , dado pela seguinte expressão,

$$(p_e - p_a)_{irrev} = K_c \frac{\rho_e V_a^2}{2} = K_c \frac{G^2}{2\rho_e} \quad (3.22)$$

O coeficiente K_c pode ser obtido de livros-texto sobre Mecânica dos Fluidos (Fox e McDonald, 1995), onde os coeficientes determinados experimentalmente são apresentados para várias geometrias em função do número de Reynolds.

Somando as Eq. (3.21) e (3.22) chega-se à queda de pressão relativa à região de entrada, dada pela seguinte relação,

$$\Delta p_{e-a} = \frac{G^2}{2\rho_e} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (3.23)$$

Fazendo uma análise semelhante para a região de saída (entre os pontos b e s), obtém-se,

$$\Delta p_{b-s} = \frac{G^2}{2\rho_s} (1 - \sigma^2 - K_{exp}) = \frac{G^2}{2\rho_e} (1 - \sigma^2 - K_{exp}) \frac{\rho_e}{\rho_s} \quad (3.24)$$

Região central

A queda de pressão nesta região (entre os pontos a e b) consiste também de dois termos: 1) devido à fricção do fluido e 2) relativos a possíveis contrações e expansões internas através desta região.

Aplicando a segunda lei de Newton no volume de controle infinitesimal da Figura 3.4, chega-se a,

$$G^2 A_c \left[\frac{1}{\rho} + \frac{d}{dx} \left(\frac{1}{\rho} \right) dx \right] - \frac{G^2 A_c}{\rho} = p A_c - \left(p + \frac{dp}{dx} dx \right) A_c - \tau_w P dx \quad (3.25)$$

onde, no contexto de um trocador de calor tubo-aletas, τ_w contempla a tensão de cisalhamento na parede e o arrasto de forma. P é o perímetro molhado da superfície em contato com o fluido.

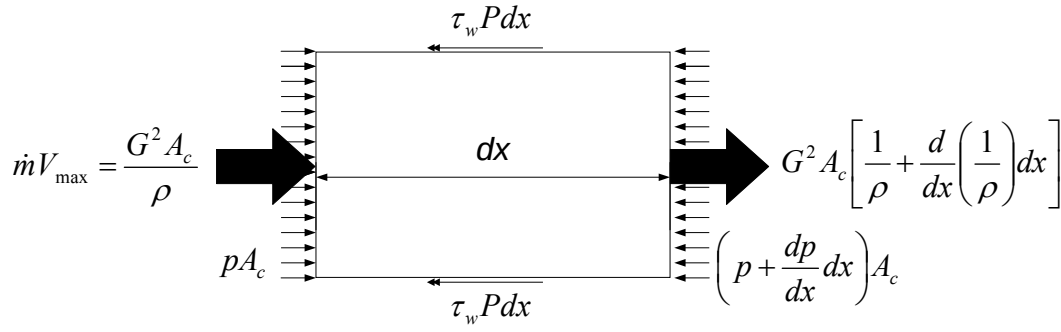


Figura 3.4 – Balanço de quantidade de movimento no volume infinitesimal dx da Figura 3.3.

O fator de atrito de Fanning, f , é a tensão de cisalhamento adimensionalizada pela pressão dinâmica do escoamento,

$$f = \frac{\tau_w}{\rho V_{\max}^2 / 2} = \frac{\tau_w}{G^2 / 2 \rho} \quad (3.26)$$

Substituindo a equação anterior na Eq. (3.25) e rearranjando-a, obtém-se,

$$-\frac{dp}{dx} = G^2 \frac{d}{dx} \left(\frac{1}{\rho} \right) + \frac{G^2 f}{2 \rho} \frac{P}{A_c} \quad (3.27)$$

Pode-se definir o diâmetro hidráulico como sendo,

$$D_h = \frac{4 A_c}{P} = 4 \frac{L A_c}{A} \quad (3.28)$$

onde A é a área da superfície em contato com o fluido.

Usando $d(1/\rho) = -(1/\rho^2)dp$ e integrando a Eq. (3.27) entre $x = 0$ (onde $\rho = \rho_e$ e $p = p_a$) e $x = L$ (onde $\rho = \rho_s$ e $p = p_b$), chega-se à queda de pressão total da região central,

$$\Delta p_{a-b} = p_a - p_b = -\frac{G^2}{2 \rho_e} \left[2 \left(\frac{\rho_e}{\rho_s} - 1 \right) + f \frac{4L}{D_h} \rho_e \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \right] \quad (3.29)$$

onde $(1/\rho)_m = v_m$ é o volume específico médio ao longo do trocador, que pode ser representado por (para pequenas mudanças de pressão),

$$\left(\frac{1}{\rho} \right)_m = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{dx}{\rho} \Rightarrow \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \approx \frac{1}{\rho_m} = v_m = \frac{v_e + v_s}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_e} + \frac{1}{\rho_s} \right) \quad (3.30)$$

Queda de Pressão Total

A queda de pressão total no trocador de calor de tubos aletados é obtida através da substituição das Eqs. (3.23), (3.24) e (3.29) na Eq.(3.18), fornecendo,

$$\Delta p_{total} = \frac{G^2}{2\rho_e} \left[\underbrace{\left(1 - \sigma_{e-a}^2 + K_c\right)}_{\text{entrada}} + 2 \underbrace{\left(\frac{\rho_e}{\rho_s} - 1\right)}_{\text{inércia}} + \underbrace{f \frac{4L}{D_h} \frac{\rho_e}{\rho_m}}_{\text{atrito}} - \underbrace{\left(1 - \sigma_{b-s}^2 - K_{exp}\right)}_{\text{saída}} \frac{\rho_e}{\rho_s} \right] \quad (3.31)$$

Geralmente, nesses trocadores de calor, as parcelas irreversíveis da queda de pressão devidas à entrada e à saída do trocador são da mesma ordem de magnitude, sendo incorporadas no fator de atrito f , que é normalmente obtido experimentalmente. A partir desta simplificação (ou seja, $K_c = K_{exp} = 0$), tem-se que,

$$\Delta p_{total} = \frac{G^2}{2\rho_e} \left[\underbrace{f \frac{A}{A_c} \frac{\rho_e}{\rho_m}}_{\text{atrito, entrada e saída}} + \underbrace{\left(1 + \sigma^2\right) \left(\frac{\rho_e}{\rho_s} - 1\right)}_{\text{inércia}} \right] \quad (3.32)$$

3.1.3. Conceito do Evaporador de Fluxo Acelerado

A intensificação da transferência de calor no Evaporador de Fluxo Acelerado (EFA) é uma consequência do aumento da velocidade do ar ao longo do trocador em função da conservação da massa. Trocadores de calor tubo-aleta convencionais (dentre eles os evaporadores *no-frost*) têm a dimensão da seção transversal ao escoamento do lado do ar constante em função da distância à seção de entrada. No EFA, esta dimensão (mais especificamente, a altura H da Figura 3.5) diminui gradativamente com a distância, acelerando assim o fluxo de ar. De acordo com a conservação da massa, à medida que a seção de passagem se torna mais estreita, a velocidade do ar aumenta e, pelo efeito Bernoulli, a pressão diminui. Desta forma, em consequência do aumento da velocidade do fluxo de ar (ou seja, do número de Reynolds local), espera-se também que o coeficiente de transferência de calor local entre o ar e as superfícies do trocador, h , aumente. Assim, o intuito do EFA é compensar a redução da área da superfície de troca de calor através de um aumento de h . A geometria típica e os parâmetros geométricos do EFA são apresentados na Figura 3.5.

A relação que define a variação da dimensão H da seção transversal ao fluxo de ar no EFA é dada por,

$$H(z) = H_2 + \frac{(H_1 - H_2)}{L} z \quad (3.33)$$

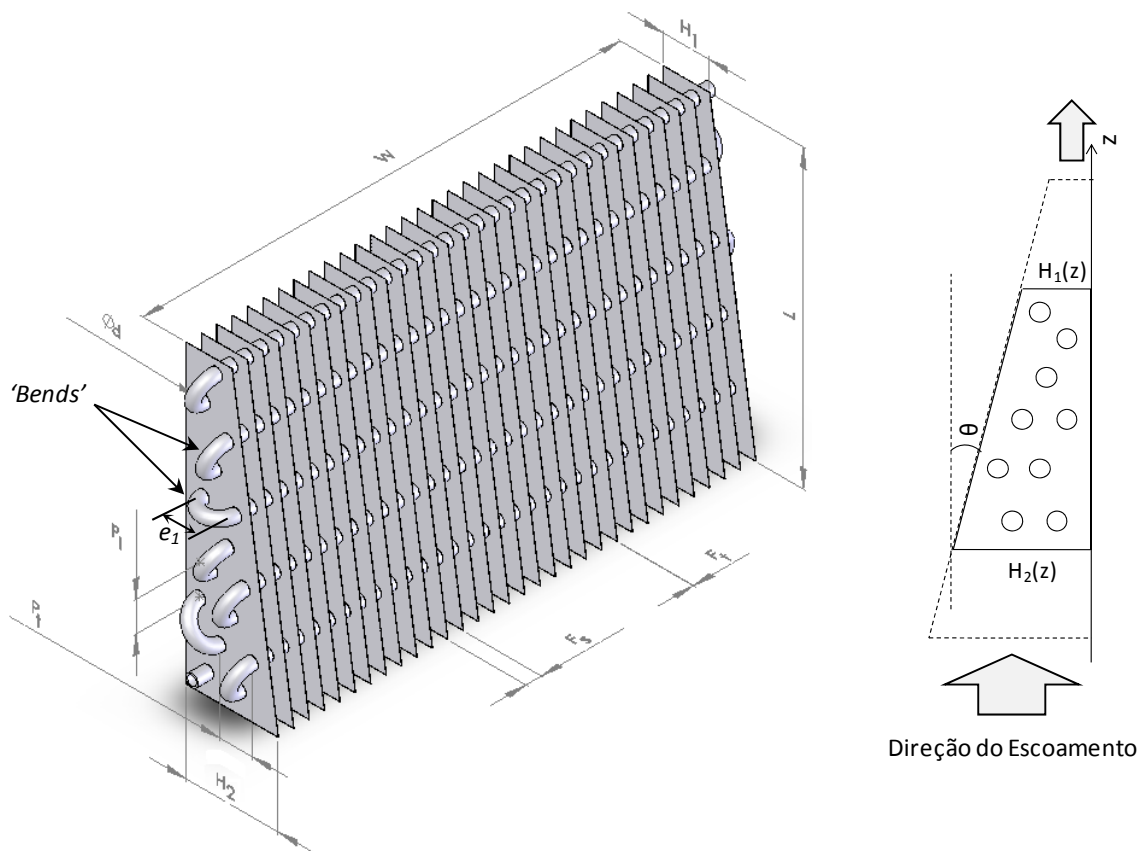


Figura 3.5 – Nomenclatura dos parâmetros geométricos do EFA.

Entretanto, a aceleração sofrida pelo escoamento que atravessa o EFA promove um aumento na perda de carga do lado do ar. Logo, fica evidente a importância de um estudo sistemático dos parâmetros geométricos do EFA para identificar uma geometria que seja benéfica à transferência de calor, mas que não penalize de maneira excessiva a queda de pressão. Este estudo, conduzido pela primeira vez no presente trabalho, foi dividido em duas partes: i) análise experimental e ii) modelo analítico, as quais são descritas nas seções a seguir.

3.2. Análise Experimental

Não há na literatura aberta nenhuma avaliação experimental sistemática de trocadores de calor de fluxo acelerado, de sorte que um estudo experimental avaliando os efeitos da variação de algumas características geométricas e termo-hidráulicas teve de ser realizada. Para a execução destes experimentos foi construída uma bancada experimental e foram testados 14 protótipos de EFA, com diferentes espaçamentos de aletas, altura de seção

transversal de saída (dimensão H) e comprimento (dimensão L). A seguir, na Seção 3.2.1. , será descrito o projeto e a confecção dos protótipos e, na sequência, na Seção 3.2.2. , será apresentada a descrição da bancada, procedimentos e os resultados experimentais.

3.2.1. Lei de formação dos tubos e Confecção dos protótipos

Para dar início à confecção dos protótipos, foi necessário definir as configurações e os parâmetros geométricos a serem avaliados. Os seguintes parâmetros foram definidos como os mais importantes para a análise experimental:

- i. Número de aletas (2, 30 e 60 aletas)⁵;
- ii. Altura da seção transversal de saída ($H_2/H_1=1$, $1/2$ e $1/5$).

Outro parâmetro importante é a disposição geométrica dos tubos (arranjo alinhado ou desencontrado, e os valores dos espaçamentos longitudinal e transversal) devido à sua forte influência no padrão do escoamento do ar e, conseqüentemente, na transferência de calor.

Como o EFA é um novo conceito, não se tinha disponível uma geometria de referência para a disposição dos tubos (por exemplo, um evaporador já comercializado em um produto). Foi necessário então desenvolver uma “lei de formação” para ser seguida no momento do posicionamento dos tubos nos protótipos. Sem uma regra para a disposição dos tubos, o posicionamento relativo dos mesmos poderia diferir significativamente para as diferentes configurações das aletas ($H_2/H_1=1$, $1/2$ e $1/5$) e não seria possível isolar o real papel da aceleração do escoamento na transferência de calor. Claramente, a “lei de formação” deve se aplicar tanto aos evaporadores convencionais quanto aos EFA. Devido a questões construtivas e de geometria, algumas restrições devem ser seguidas no processo de posicionamento dos tubos, como segue:

- i. Ser aplicável a evaporadores com: $H_2/H_1 = 1$, $H_2/H_1 = 1/2$ e $H_2/H_1 = 1/5$ (Figura 3.6) e a outras configurações intermediárias, ou seja, para valores de $H_2/H_1 = 1/3$, por exemplo;
- ii. Os conectores curvos de 180° que interligam os tubos (“*bends*”) devem ter dimensões idênticas em todo o trocador de calor. Nos protótipos do presente trabalho, esta dimensão é de 21 mm (ver Figura 3.5);

⁵ As aletas presentes nos trocadores com apenas duas aletas têm a única finalidade de dar rigidez estrutural para os tubos, não sendo adicionada com o objetivo de aumentar a área de troca de calor.

- iii. A razão entre a área da aleta e a área da seção transversal dos tubos é constante, independente do valor de H_2/H_1 .

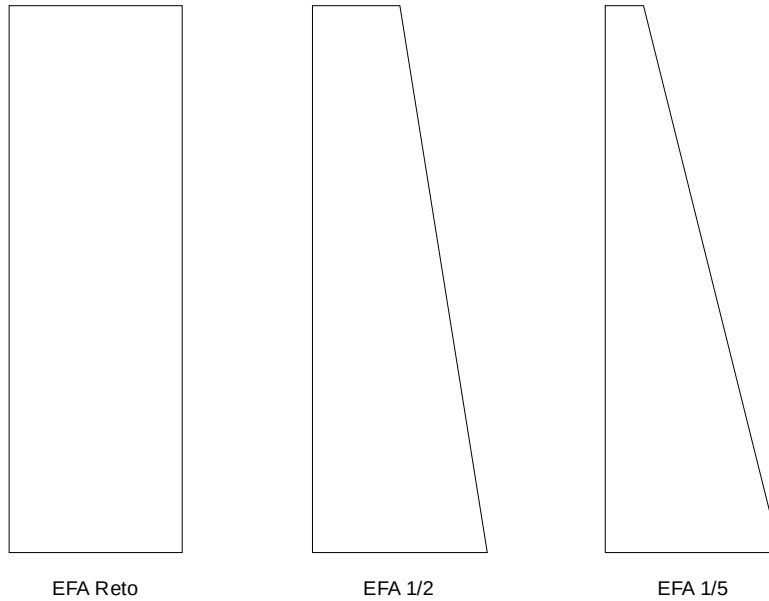


Figura 3.6 – Formato das aletas para $H_1/H_2 = 1, 1/2$ e $1/5$, respectivamente.

A partir das restrições citadas, uma rotina de posicionamento foi desenvolvida, e pode ser obtida com os seguintes passos (ver Figura 3.7):

1º Passo- Posicionar o primeiro tubo no canto onde as duas arestas da aleta formam um ângulo reto, deixando uma distância mínima entre a borda da aleta e o contorno do tubo (*Canal*), conforme mostra a Figura 3.7. A largura escolhida para o *Canal* deve ser tal que o canal resultante junto à aresta L da aleta tenha uma largura semelhante ao canal formado em relação à aresta H_2 ;

2º Passo- Traçar linhas (P) com um ângulo α (onde $\alpha = 60^\circ + \theta$) em relação à horizontal (ver Figura 3.7), paralelas e igualmente espaçadas de e_l (onde e_l é definido pelo comprimento do *Bend*). Uma destas linhas deve cruzar o centro do primeiro tubo adicionado. Estas medidas irão fazer com que os tubos fiquem dispostos de maneira desencontrada em relação ao escoamento, já que este tipo de disposição torna a transferência de calor em feixe de tubos mais eficiente;

3º Passo - Com as linhas P desenhadas, adicionar tubos horizontalmente em direção da aresta L' , espaçados de e_l até que o diâmetro de ação d_l toque ou ultrapasse a aresta da aleta (ver Figura 3.7). O diâmetro de ação do tubo (d_l) é definido por,

$$d_l = 2d_{tubo} \quad (3.34)$$

O tubo que toca ou ultrapassa a aresta é eliminado;

4º Passo – O tubo anterior àquele que tocou ou ultrapassou a aresta da aleta no *3º Passo* é dito como o *último tubo válido* da 1ª linha (ver Figura 3.7). Os próximos tubos são então adicionados segundo os seguintes sub-passos:

i) Após o *último tubo válido* da linha anterior, o *1º tubo da linha* é adicionado sobre uma linha *P*. Este tubo é ligado ao tubo anterior pelo *Bend*, ou seja, espaçado de e_l do tubo anterior;

ii) O próximo tubo desta nova linha deve ser adicionado na posição horizontal e seguir na mesma direção que estavam sendo inseridos os tubos da linha anterior (no caso do exemplo da Figura 3.7 na primeira linha o último tubo foi inserido na direção da aresta L' , logo, os tubos da segunda linha foram adicionados nessa direção até que fosse alcançado a aresta L' na segunda linha). Porém, se este novo tubo for adicionado e o seu diâmetro de ação tocar ou ultrapassar a aresta, deve-se inverter a direção e inserir os próximos tubos nesta nova direção. Quando o diâmetro de ação tocar ou ultrapassar a aresta deve-se então passar para uma linha acima;

iii) Ao avançar para uma nova linha, deve-se retornar para sub-passo (i). Este último procedimento se repete até que não seja possível alcançar nenhuma das linhas *P* sem que o diâmetro de ação alcance as arestas da aleta.

5º Passo – A partir do último tubo válido do *4º Passo*, o novo tubo é inserido na direção vertical e em seguida, usando o *Bend* como um braço de alavanca, o tubo é rotacionado até que o diâmetro de ação toque a aresta. O tubo deve ser rotacionado na direção oposta a direção que o tubo anterior foi adicionado. Os tubos são então inseridos conforme este procedimento até que não seja possível nenhuma outra posição que o diâmetro de ação não ultrapasse as arestas da aleta;

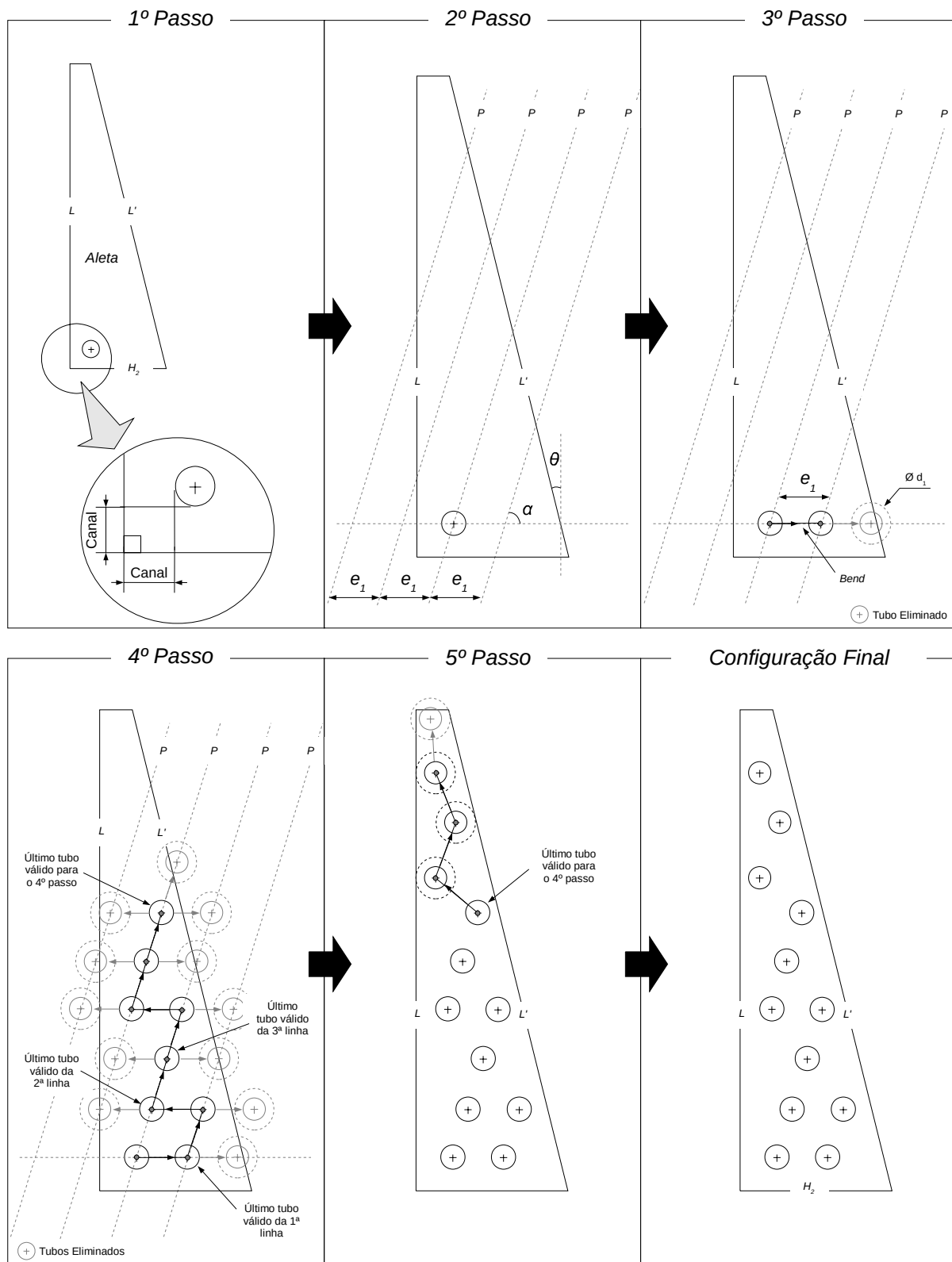


Figura 3.7 – Procedimento de posicionamento dos tubos segundo a “lei de formação” desenvolvida.

Tendo definido as configurações geométricas dos trocadores (Figura 3.8), foi possível realizar a confecção dos protótipos. Os desenhos dos EFAs, com suas respectivas cotas, são apresentados no Apêndice II. A rotina de posicionamento também foi implementada computacionalmente através de um algoritmo, para que fosse possível determinar a posição

dos tubos para valores de H_1 intermediários aos construídos nos protótipos. Uma interface gráfica, que fornece o desenho da aleta com os respectivos tubos foi desenvolvida com base neste algoritmo, e será ilustrada na Seção 5.4.3.

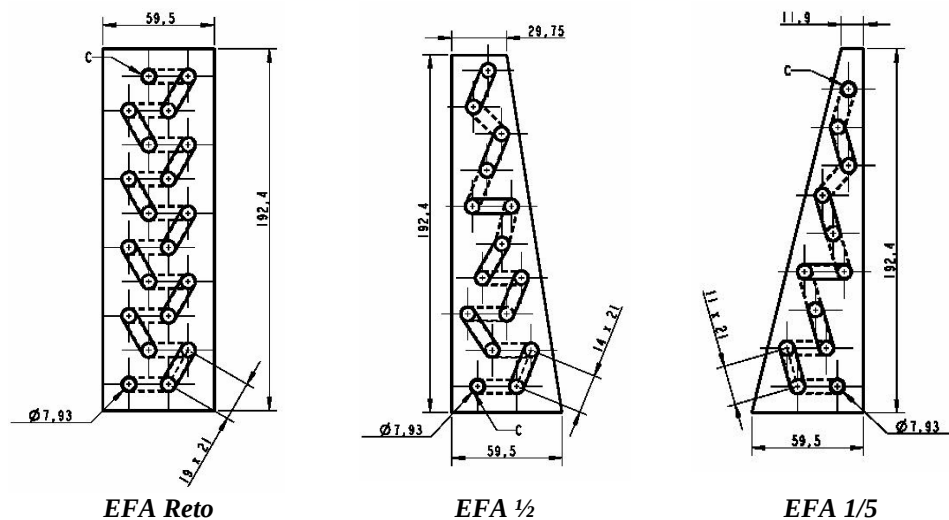


Figura 3.8 – Configuração final dos tubos com $H_1/H_2 = 1$, $1/2$ e $1/5$, respectivamente.

Foram testados 15 evaporadores, dos quais 14 eram protótipos confeccionados exclusivamente para os experimentos e o outro era um evaporador idêntico ao utilizado no refrigerador em estudo (aqui chamado de Original 52 aletas). A Tabela 3.2 mostra 12 evaporadores apenas, já que exemplares idênticos aos protótipos #2 (Reto 30 aletas), #4 (EFA $1/2$ 60 aletas) e #8 (EFA $1/5$ 30 aletas) foram confeccionados para se avaliar a repetibilidade com relação à construção dos mesmos. Dois evaporadores, #10 e #11 ($L = 38,4$ mm e 46 e 60 aletas, respectivamente), de seção transversal constante (ou seja, retos), foram confeccionados com o intuito de se analisar o efeito da altura na transferência de calor.

Ao contrário dos outros exemplares da família dos EFA, o trocador Original 52 aletas apresenta aletas descontínuas (cujo comprimento é igual a 36 mm) que abrangem duas fileiras consecutivas de tubos. O espaçamento entre as aletas é variável com relação à direção do escoamento do ar, sendo maior na seção de entrada e menor na de saída (ver Figura 3.9). No trocador em questão, o espaçamento entre as aletas é de 15 mm para as aletas que tomam a primeira e a segunda fileiras de tubos, de 10 para terceira e quarta fileiras e 5 mm para os pares de fileiras subsequentes (ou seja, da quinta e sexta até a nona e décima fileiras).

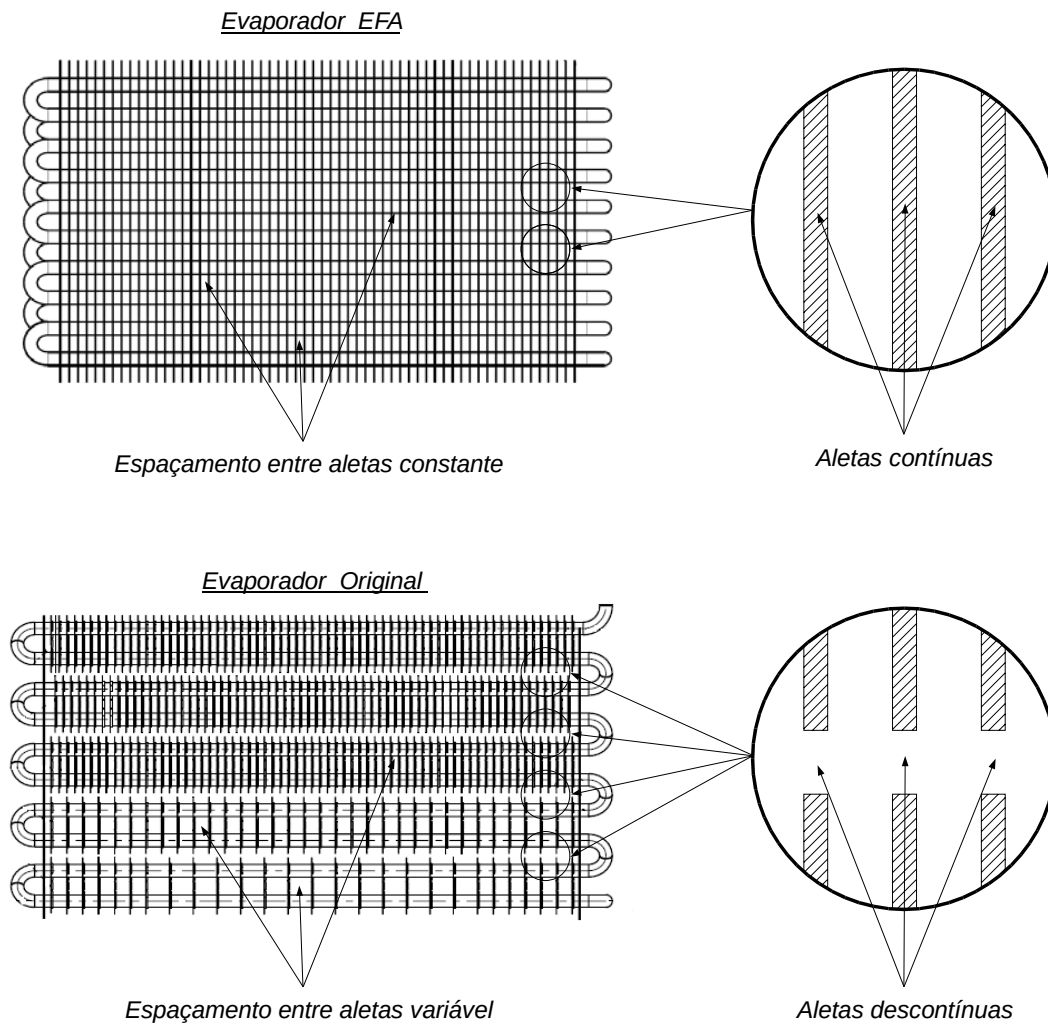
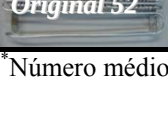


Figura 3.9 – Algumas das diferenças geométricas entre os evaporadores Original e EFA.

Todos os protótipos foram confeccionados com tubos de cobre com diâmetro externo de 8,8 mm. As aletas foram fabricadas em alumínio com 0,25 mm de espessura, exceto as aletas de base ou estruturais (ou seja, aquelas posicionadas em ambas as extremidades), que têm espessura de 1 mm. O processo de montagem das aletas sobre os tubos foi realizado pela empresa Whirlpool SA com uma matriz para montagem das aletas e uma bomba hidráulica para expansão dos tubos.

Tabela 3.2 – Protótipos e principais parâmetros dos EFA's.

Nomenclatura do evaporador	H_2 (mm)	Nº de aletas	Nº de tubos	Área total (m ²)	Espaçam. aletas (mm)	Massa total (kg)
 Evap#1 EFA Reto 60	59,5	60	20	1,40	5,2	1,242
 Evap#2 EFA Reto 30	59,5	30	20	0,78	10,3	1,030
 Evap#3 EFA Reto 2	59,5	2	20	0,18	310,0	0,823
 Evap#4 EFA 1/2 60	29,75	60	15	1,05	5,2	0,884
 Evap#5 EFA 1/2 30	29,75	30	15	0,59	10,3	0,843
 Evap#6 EFA 1/2 2	29,75	2	15	0,14	310,0	0,585
 Evap#7 EFA 1/5 57	11,9	57	12	0,79	5,5	0,734
 Evap#8 EFA 1/5 30	11,9	30	12	0,48	10,3	0,643
 Evap#9 EFA 1/5 2	11,9	2	12	0,12	310,0	0,522
 Evap#10 Mini Reto 60	59,5	60	4	0,34	5,5	0,374
 Evap#11 Mini Reto 46	59,5	46	4	0,27	6,7	0,338
 Evap#12 Original 52	59,5	52*	20	0,99	6,5**	0,846

*Número médio de aletas. **Espaçamento médio entre as aletas

3.2.2. Aparato Experimental

Uma bancada experimental foi construída com a finalidade de se obter o comportamento da queda de pressão e a transferência de calor dos protótipos dos EFA e dos demais trocadores analisados. O aparato experimental foi projetado segundo as normas ASHRAE 41.2 (1987), ASHRAE 37 (1988) e ASHRAE 51 (1999). A Figura 3.10 mostra os principais componentes deste aparato, montado no laboratório de testes. A Figura 3.11 apresenta um evaporador montado e instrumentado na seção de testes pronto para ser testado. A bancada consiste basicamente de um túnel de vento aberto (circuito de ar), acoplado a um circuito de água que controla a vazão e temperatura da água, que circula dentro do trocador de calor. A concepção, descrição dos circuitos de água e ar, sistemas de aquisição e controle, procedimentos de testes e os limites de operação da bancada, serão apresentados a seguir.

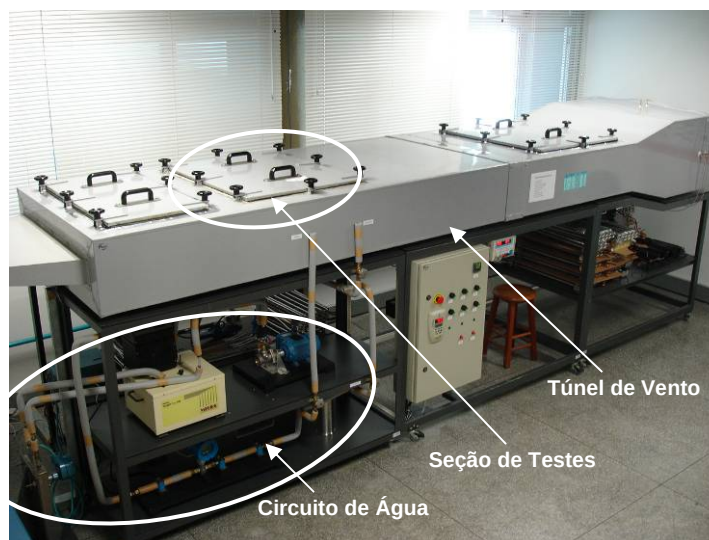


Figura 3.10 – Bancada experimental para evaporadores *no-frost* e EFA.



Figura 3.11 – Evaporador montado e instrumentado na seção de testes.

Escolha do Conceito do Aparato Experimental

Dos trabalhos analisados na revisão bibliográfica, os trabalhos de Melo *et al.* (2006) e Lee *et al.* (2002) foram utilizados como base para a concepção da bancada experimental. Ambos os trabalhos testaram evaporadores semelhantes, porém com estratégias diferentes. Melo *et al.* (2006) realizaram testes *in-situ*, ou seja, no próprio refrigerador em condições reais de operação. Já Lee *et al.* (2002), optaram por um calorímetro de túnel de vento, onde as condições de operação (apesar de diferentes das condições reais do refrigerador) podem ser mais bem controladas e os parâmetros medidos com maior precisão. A bancada utilizada por Lee *et al.* (2002) é esquematizada na Figura 3.12.

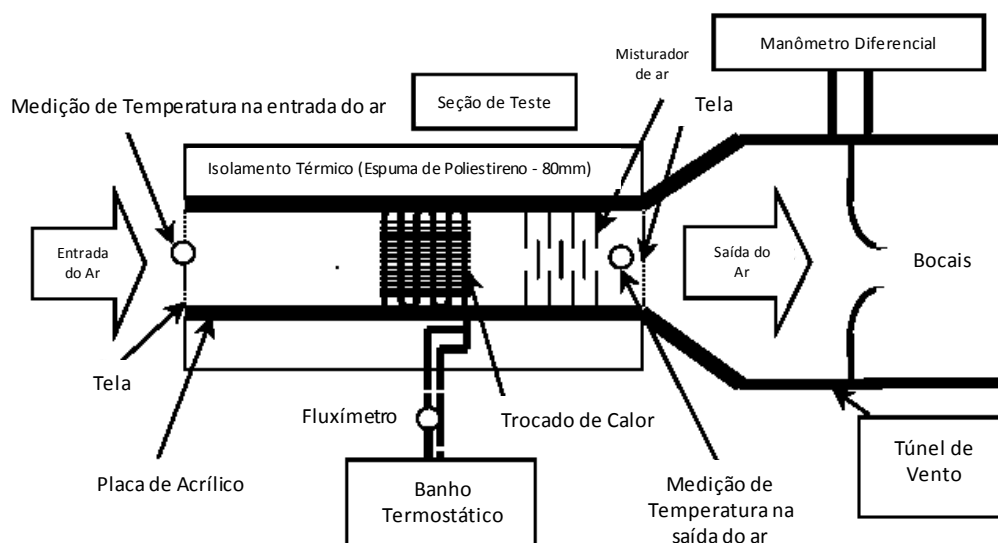


Figura 3.12 – Esquema do aparato experimental utilizado por Lee *et al* (2002).

No presente trabalho, o mesmo princípio de funcionamento (túnel de vento de circuito aberto) é utilizado. Contudo, baseado nas recomendações das normas ASHRAE (1987, 1988, 1999), foram redesenhadas as dimensões e o posicionamento das medições de temperatura e tomadas de pressão, como apresentado na Figura 3.13.

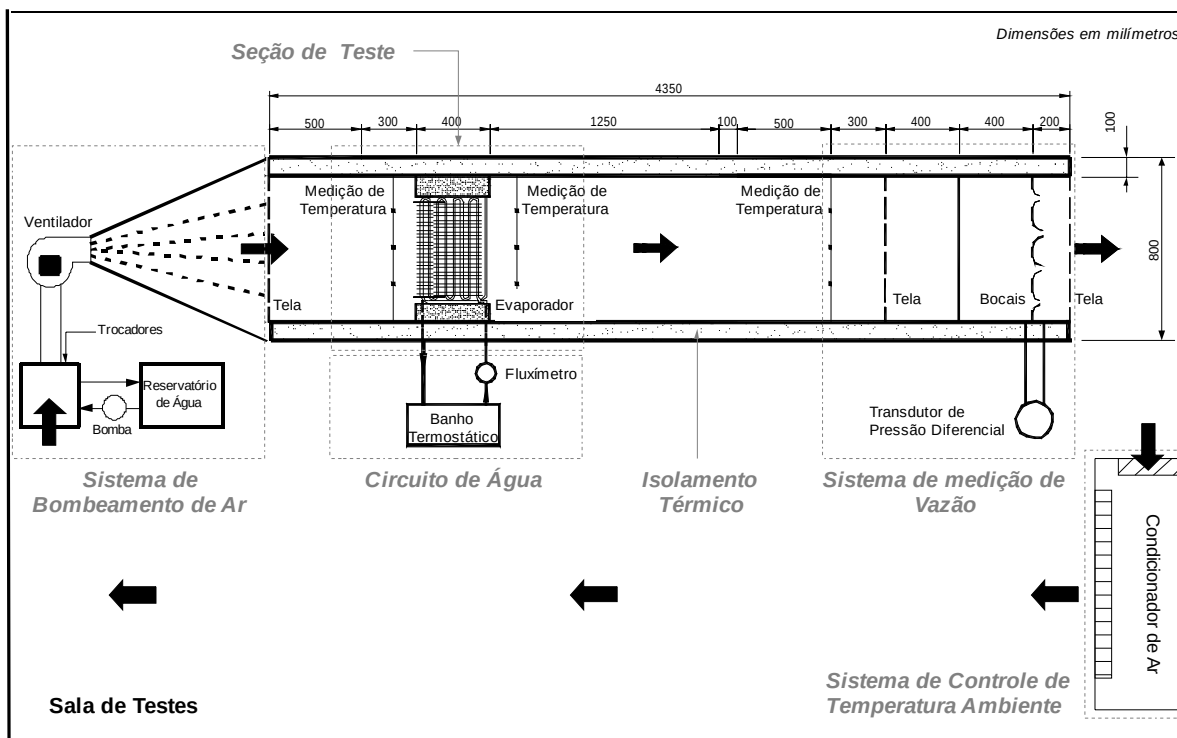


Figura 3.13 – Diagrama esquemático mostrando a bancada e suas principais dimensões e o circuito do ar no laboratório de testes.

A seguir serão descritos em detalhes cada um dos sistemas que compõem o aparato experimental.

Circuito de Ar

O túnel de vento de ciclo aberto é o elemento principal do circuito de ar, o qual é composto por cinco sistemas básicos: i) sistema de controle de temperatura ambiente; ii) sistema de bombeamento de ar; iii) seção de teste; iv) sistema de medição de vazão de ar e v) isolamento térmico. Estes componentes estão dispostos conforme apresentado na Figura 3.13.

O *sistema de controle da temperatura ambiente* compreende um condicionador de ar do tipo *split* de 17100 Btu (5 kW) de fabricação Cònsul (modelo CBI180BBNA), um microcontrolador de chaveamento (Eurotherm, modelo 2016e) e um temporizador (DIGImec, modelo DTE-1). Originalmente, o condicionador de ar já disponibilizava um controle de temperatura, porém, sua banda de controle variava em torno de $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Esta banda de controle não era pequena o suficiente para se atingir condições de teste estáveis. Como os testes realizados seriam em regime permanente, variações de temperatura desta magnitude exerceriam uma influência significativa na temperatura de entrada do ar no túnel de vento. Como o túnel de vento é de circuito aberto, a temperatura do ar na entrada do túnel é a própria temperatura ambiente do laboratório. Assim, de forma a se manter uma banda de variação da

temperatura ambiente inferior a $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, um sistema externo de controle da temperatura acoplado ao condicionador de ar teve de ser desenvolvido.

Para realizar o controle externo, o sensor de temperatura original do condicionador de ar, que se encarregava de ligar e desligar o compressor, foi desconectado. No lugar deste sensor, foi conectado um microcontrolador que, ao invés do sensor original, disponibiliza um ajuste variável da banda de controle.

Um temporizador também teve de ser acoplado ao sistema, para garantir que o compressor não partisse antes que as pressões dentro dos componentes do sistema de refrigeração estivessem equalizadas. Caso isso ocorresse, a potência consumida pelo compressor seria muito elevada e também a vida útil do mesmo seria reduzida drasticamente, já que o compressor teria que partir contra altas pressões. Foi realizado um teste e verificado que as pressões dentro do sistema de refrigeração do condicionador de ar se estabilizavam em torno de 60 segundos, intervalo de tempo este configurado no temporizador para garantir que o compressor só realizasse a partida após a equalização das pressões.

A distribuição das temperaturas no interior do laboratório foi medida por 9 termopares do tipo T. Como o microcontrolador possuía apenas um único canal de medição de temperatura, foi realizada uma média física das 9 medições, isto é, todos os terminais de constantan foram conectados no terminal negativo e os de cobre no terminal positivo. Após a implementação do sistema de controle de temperatura ambiente a variação da temperatura da sala passou de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ para $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$.

O *sistema de bombeamento de ar* é composto por um banco de 2 trocadores de calor (tubos de cobre e aletas de alumínio, com espaçamento de aleta de 5 mm, área frontal de $0,084\text{ m}^2$ e 500 mm de comprimento), um reservatório de água de 5 litros, uma bomba de água de 17W (Askoll, modelo CB602440), um circuito de dutos isolados termicamente por uma manta elastomérica de 6 mm de espessura, um ventilador radial de velocidade variável de 51 W (EBM Papst, modelo G1G144-AE13-50), uma fonte de alimentação para o ventilador (fonte de tensão variável MCE, modelo 3001) e um bocal divergente com uma tela e feltro na saída. A Figura 3.14 mostra um diagrama esquemático deste sistema.

O ar ambiente, a uma temperatura controlada, passa pelo banco de trocadores de calor, cuja função é evitar que a temperatura do ar que entra no túnel de vento sofra variações significativas. A adição deste sistema de estabilização é um controle de temperatura adicional que visa reduzir ainda mais a banda de variação da temperatura ambiente obtida com o controle de temperatura descrito anteriormente.

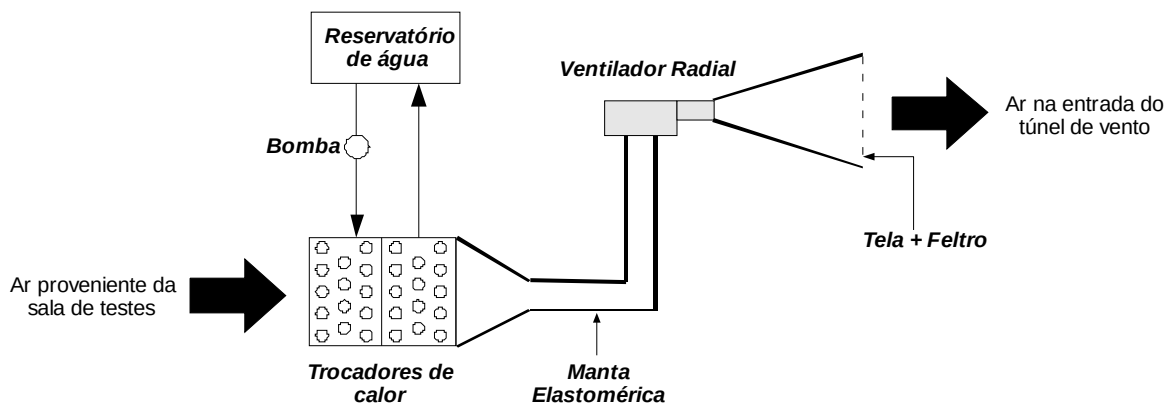


Figura 3.14 – Diagrama esquemático do sistema de bombeamento de ar.

Água proveniente do reservatório, mantida à temperatura ambiente, circula pelos trocadores de calor. Como a capacidade térmica da água é bem maior do que a do ar, eventuais mudanças bruscas de temperatura do ar ambiente devido à banda de controle não afetam de maneira significativa a temperatura do reservatório de água. Desta forma, ao passar pelo banco de trocadores, o ar cede ou recebe calor e tende a ficar à mesma temperatura da água, ou seja, com uma variação de temperatura menor do que aquela devido à banda de controle. Com a adição deste sistema, a banda de controle foi reduzida de $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$ para valores dentro dos níveis de incerteza dos termopares (ou seja, da ordem de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$).

Após passar pelo banco de trocadores, o ar é encaminhado através do circuito de dutos termicamente isolados para o ventilador radial onde, por meio de uma variação da tensão da fonte de alimentação, é possível variar a vazão de ar que passa pelo túnel de vento. Depois de passar pelo ventilador, o ar atravessa uma seção divergente cuja finalidade é orientar e uniformizar o escoamento de ar na entrada da seção de testes. A faixa de operação da vazão de ar fornecida pelo sistema de bombeamento é de 10 a 110 m^3/h . Ao sair do bocal divergente, o ar adentra a seção de testes.

A *seção de testes* é composta por um compartimento para acomodar os trocadores de calor e pelas tomadas de temperatura e de pressão. O compartimento foi construído em poliuretano e montado de maneira a acomodar trocadores de calor de diferentes tamanhos. A sua principal finalidade é isolar termicamente do ambiente externo o trocador a ser testado e garantir que todo fluxo de ar fornecido pelo ventilador passe *pelo* trocador de calor (ou seja, impedindo vazamentos).

As tomadas de temperatura foram realizadas com termopares do tipo T, soldados com estanho dentro de massas térmicas de cobre (Figura 3.15) que evitam a oscilação excessiva da temperatura durante a medição. Foram colocados 3 pontos de medição a montante e 3 a jusante do trocador a ser testado, conforme mostra a Figura 3.16.

Para as medições de pressão, foram construídas duas tomadas, uma a montante e outra a jusante. As tomadas de pressão foram realizadas com tubos de PVC de 10 mm de diâmetro, com cinco furos de 1 mm de diâmetro, espaçados entre si de 50 mm entre si na direção transversal ao escoamento (Figura 3.17). Os tubos de PVC são conectados aos terminais de um transdutor de pressão diferencial (DRUCK LXP1010). A precisão do transdutor é de $\pm 0,25$ Pa ($\pm 0,5\%$ do fundo de escala), onde o fundo de escala do instrumento é de 49,5 Pa.

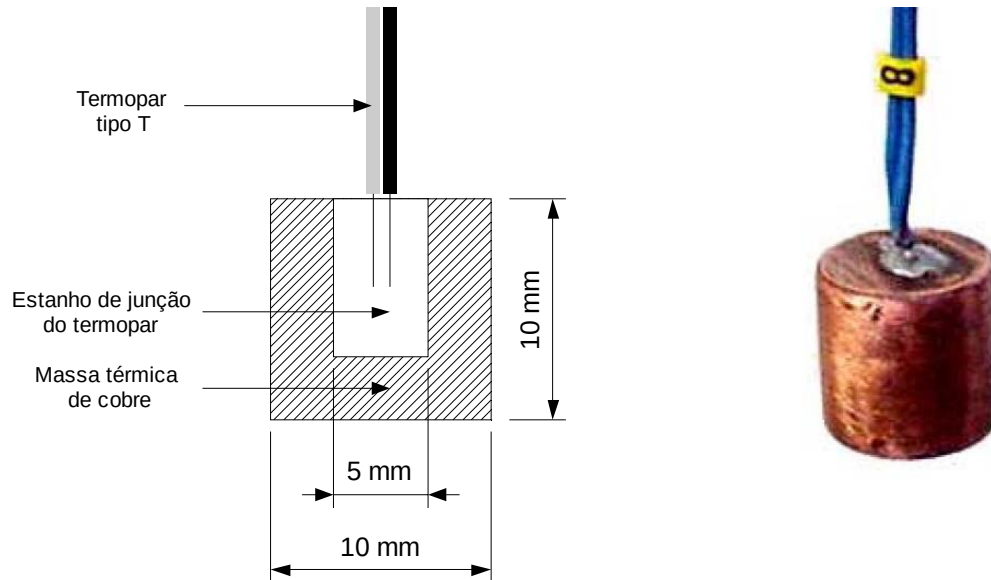


Figura 3.15 – Corte lateral das tomadas de temperatura.

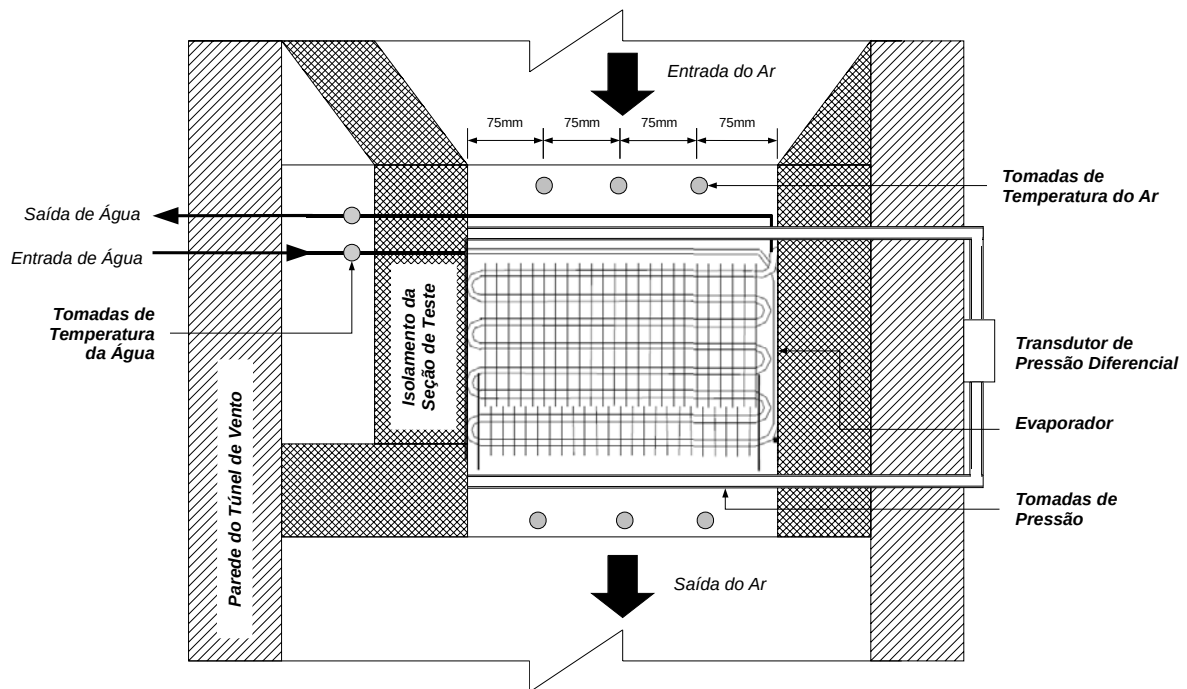


Figura 3.16 – Vista superior em corte da seção de testes ilustrando as tomadas de temperatura e pressão.

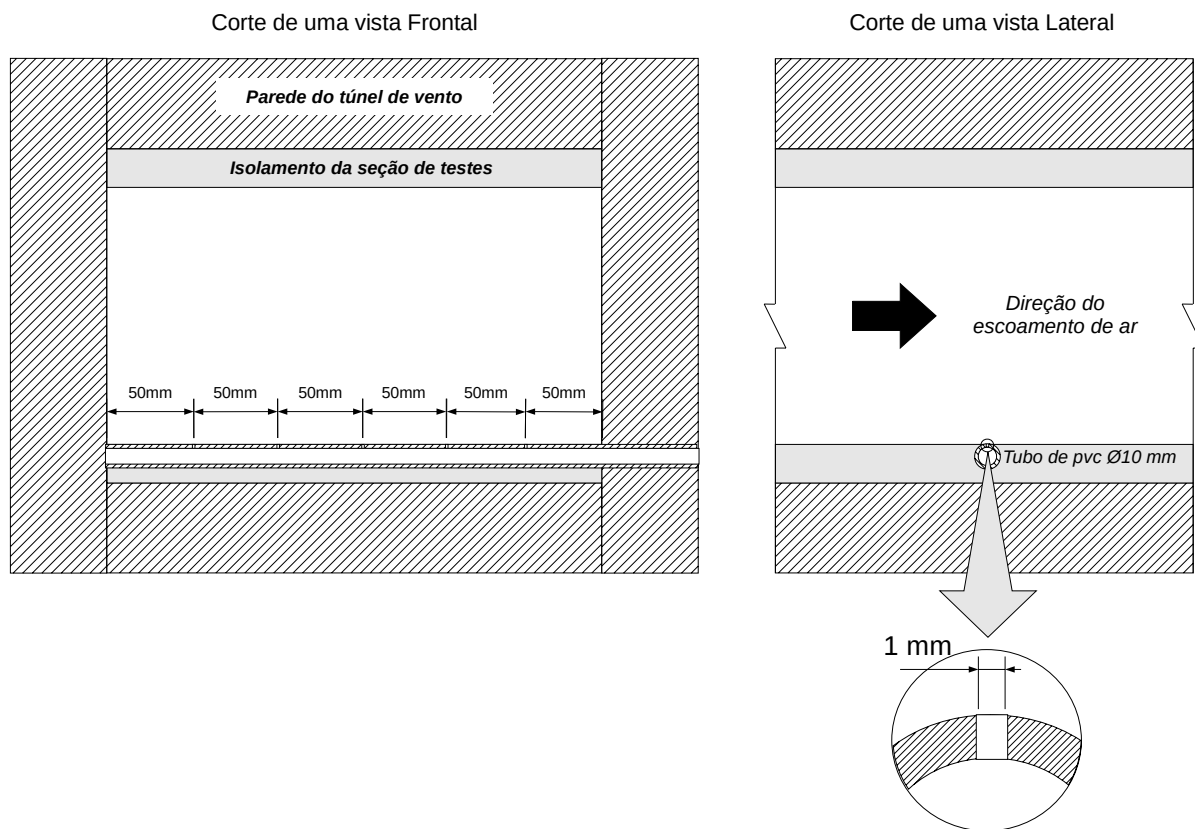


Figura 3.17 – Montagem das tomadas de pressão na seção de teste do túnel de vento.

O *sistema de medição de vazão de ar* é composto por uma placa de bocais, um transdutor de pressão e por duas telas com feltro. Após atravessar a seção de testes, o ar encontra uma tela perfurada (com furos de diâmetro igual a 3 mm) junto de um feltro cuja finalidade é uniformizar a temperatura e a velocidade na entrada do sistema de medição de vazão. Em seguida, o ar passa por uma placa de 5 bocais de alumínio (Helander Metal) com diâmetros variando de 19,05 mm a 31,75 mm. A montante e a jusante dos bocais são posicionadas tomadas de pressão semelhantes às da Figura 3.17. As tomadas de pressão são então conectadas a um transdutor de pressão diferencial (DRUCK LXP1510), cuja precisão é de ± 5 Pa ($\pm 0,5\%$ do fundo de escala), onde o fundo de escala do instrumento é de 995 Pa.

Outro componente de fundamental importância para o circuito de ar é o *isolamento térmico*. Este tem a função de isolar termicamente, do ambiente externo, o fluxo de ar entre os pontos de medição de temperatura a montante e a jusante da seção de testes. Como um dos parâmetros de interesse dos testes é a capacidade de transferência de calor inferida por um balanço de energia no fluxo de ar, é de suma importância minimizar a perda de calor para o meio externo e estimá-la de forma precisa esta perda. Com o intuito de se obter um isolamento eficaz, as paredes do túnel de vento foram construídas com uma camada dupla de chapas de aço galvanizado de 10 mm de espessura preenchida com lã de rocha ($k = 0,045$ W/m.K), conforme mostra a Figura 3.18.

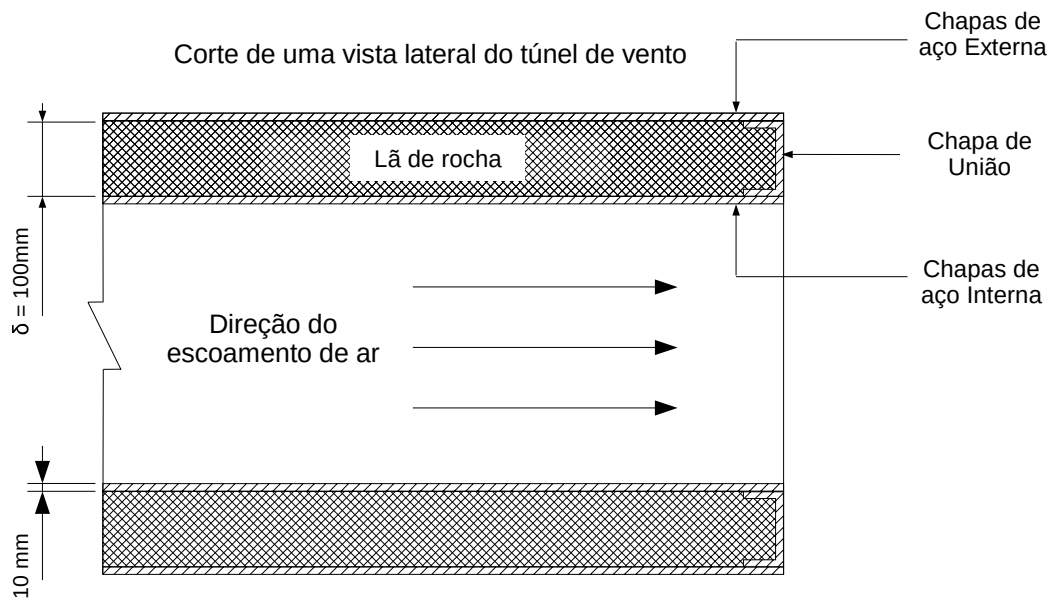


Figura 3.18 – Isolamento térmico do túnel de vento

Para verificar se a espessura do isolamento térmico estipulada no projeto do túnel de vento ($\delta_T = 100 \text{ mm}$) era adequada, foi admitida a seguinte condição de operação crítica:

- Temperatura interna (T_i): 40°C
- Temperatura externa (T_o): 20°C
- Coeficiente de convecção interna (h_i): $15 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Coeficiente de convecção externa (h_o): $5 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Área da superfície de troca (admitida como a área superficial interna calculada com base no perímetro na saída da seção de testes, A): $2,1 \text{ m}^2$

A taxa de transferência de calor pelas paredes do túnel de vento devido ao isolamento ($\dot{Q}_w$) pode ser estimada através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_w = UA(T_i - T_o) \quad (3.35)$$

O coeficiente U pode ser determinado fazendo uma análise de ordem de grandeza a partir das condições descritas acima. Desta análise, pode-se verificar que a resistência térmica dominante é devida ao preenchimento de lã de rocha (10 vezes maior que a convecção interna e 50 vezes que a externa). Logo, é possível escrever a seguinte expressão,

$$U \approx \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta_T}{k} + \frac{1}{h_o}} \approx \frac{k}{\delta_T} \quad (3.36)$$

Os seguintes valores foram então obtidos das Eqs. (3.35) e (3.36), chegando em,

$$U \approx 0,45 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K} \quad (3.37)$$

$$\dot{Q}_w = 9 \text{ W} \quad (3.38)$$

Como a capacidade de transferência de calor dos evaporadores se mantém, em média, em torno de 120 W para os experimentos aqui apresentados, chega-se a uma perda percentual de calor dada por,

$$\dot{Q}_w[\%] = \frac{9}{120} = 7,5\% \quad (3.39)$$

A princípio, admitiu-se este valor como apropriado para os requisitos de projeto, já que esta perda de calor pode ser de certa maneira corrigida por meio do procedimento descrito acima. No entanto, após a construção do túnel, percebeu-se a existência de uma perda de calor maior do que aquela estimada pela análise da condução unidimensional pelo revestimento de lã de rocha. Esta perda de calor podia ser verificada quando se comparava a transferência de calor obtida pelo lado da água e do ar.

Após uma análise mais detalhada, observou-se que a fuga de calor poderia ocorrer nas emendas entre as chapas internas e externas, promovendo um ‘efeito aleta’. Assim, foi necessária a adição de uma camada de isolamento de poliuretano (espessura de 10 mm) na parte interna de todo o túnel, conforme mostra a Figura 3.19. Após a colocação da camada extra de isolamento, alcançou-se uma redução de 50% da perda de calor, ou seja, a perda foi reduzida para valores em torno de 4,5 W para condições de operação mais críticas.

Em face da reduzida altura da seção transversal da seção de testes (60 mm), não se observou estratificação significativa de temperatura na direção vertical. Logo, as três tomadas a montante e as três a jusante, posicionadas numa mesma altura no centro da seção transversal, foram suficientes para se obter medidas representativas da temperatura do ar.

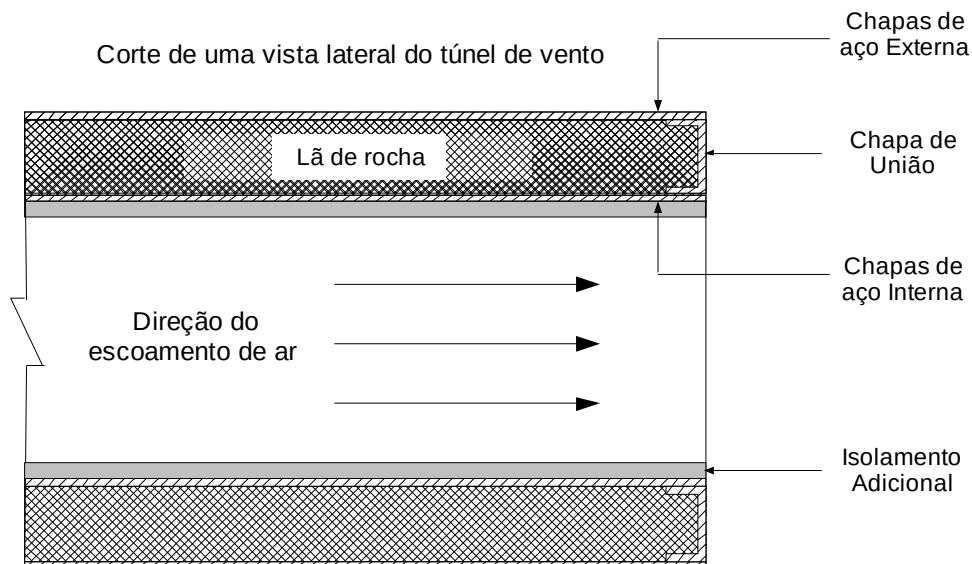


Figura 3.19 – Implementação do isolamento térmico adicional

Circuito de Água

O circuito de água é composto por 6 componentes: i) um banho termostático, ii) uma bomba, iii) um evaporador, iv) um filtro, v) um medidor de fluxo de massa e vi) duas sondas de medição de temperatura. Um *by-pass* após a descarga da bomba permite realizar a substituição ou a manutenção do evaporador sem a necessidade do desligamento do circuito de água. A Figura 3.20 mostra a disposição dos componentes.

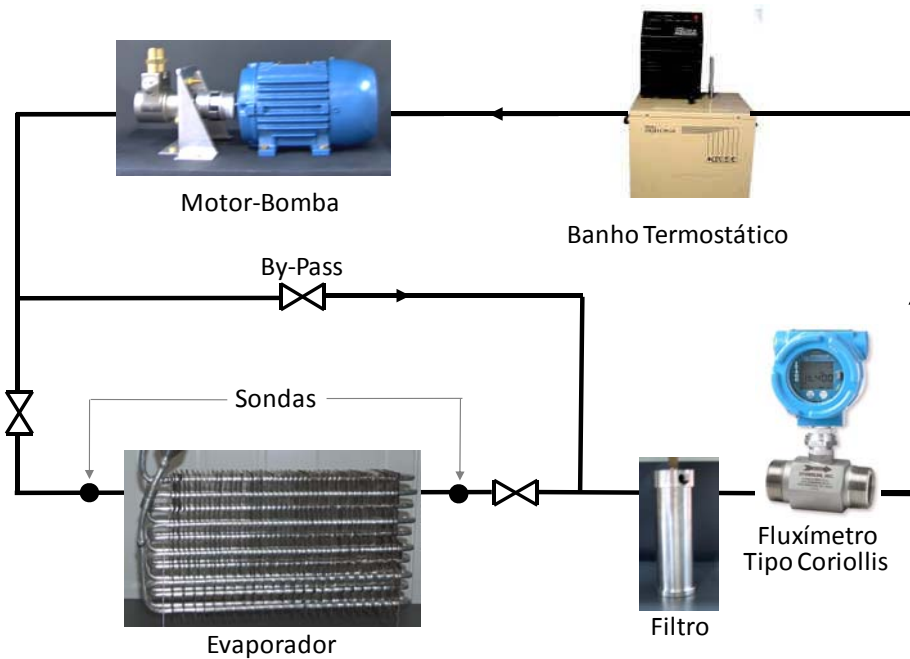


Figura 3.20 – Diagrama do circuito de água.

O banho termostático (MICROQUÍMICA, modelo MQBTCA-100) controla a temperatura da água, a qual é enviada ao evaporador por meio de uma bomba de rotação variável (Procon, modelo 113E025F31BC100) acionada por um motor elétrico (WEG, modelo IP 55 - Carcaça 63). O motor é controlado por um inversor de frequência (WEG, modelo CFW090003T3848PSZ) que permite variar a rotação da bomba entre 100 e 1200 RPM, fornecendo uma vazão de 0,01 l/min a 5,00 l/min. Em seguida, a água passa por um filtro (Cuno, modelo 1BR) que evita a passagem de impurezas pelo medidor de fluxo de massa (MicroMotion, modelo RFT9712). Este instrumento trabalha na faixa de 0 - 350 kg/h ($\pm 0,72$ kg/h) (a calibração e o cálculo da incerteza deste equipamento estão apresentados no Apêndice III). A montante e a jusante do evaporador foram instalados dois termopares de sonda do tipo T, com incerteza de medição de $\pm 0,1^\circ\text{C}$ (o valor de incerteza aqui apresentado é fruto de análises de incertezas e calibrações previamente realizadas em outros experimentos que utilizaram estes mesmos tipos de termopares e em condições semelhantes – Silva, 2008). A montagem das sondas foi realizada como apresentado na Figura 3.21.

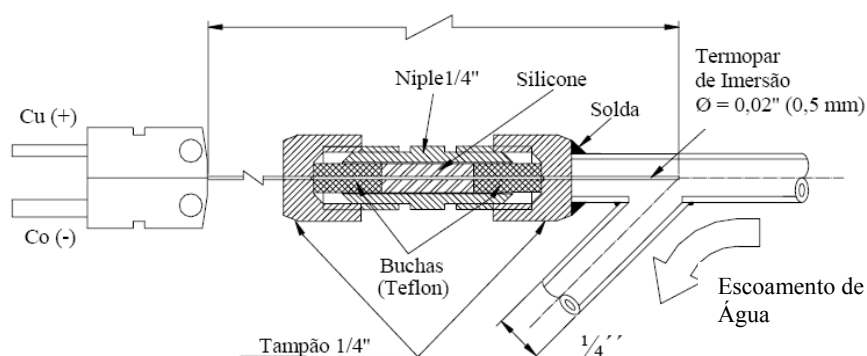


Figura 3.21 – Montagem das sondas de imersão (Gonçalves, 2004).

Sistemas de Aquisição e Controle

O sistema de aquisição é composto por uma unidade de aquisição (Agilent/HP, modelo 34980A) com uma placa multiplexadora de 40 canais. Esta unidade é conectada a um microcomputador (Pentium 4, 3 GHz) via cabo USB. Na placa multiplexadora é realizada a leitura dos sinais tensão de 27 termopares, 2 transdutores de pressão e do medidor de fluxo de massa. Como estes dois últimos têm sinal de saída na forma de corrente, foram adicionados resistores em série com o circuito de cada um destes equipamentos para que se pudesse realizar a leitura do sinal de tensão.

Para realizar medições de temperatura com termopares, é necessário conhecer a temperatura de uma junta de referência. Um bloco isotérmico (caixa metálica com um

isolamento interno e externo de 5 mm de espessura de poliuretano) foi construído contendo todas as juntas dos termopares. Três termistores igualmente espaçados entre si foram também inseridos dentro do bloco. Os termistores têm a função de obter a temperatura dentro do bloco isotérmico, a qual é utilizada como referência nas medições de temperatura dos termopares. Os procedimentos de calibração dos termopares estão descritos no relatório de calibração EMBRACO (2002).

O controle de todo aparato experimental foi realizado por um painel de controle que permite acesso a todos os comandos de acionamento e controle dos equipamentos elétricos do túnel e do circuito de água. Um diagrama elétrico do painel de controle é apresentado na Figura 3.22.

O acionamento de todos os equipamentos acontece de forma manual por meio de chaves e contactoras. O sistema de proteção é igual para todos os componentes e baseia-se na utilização de fusíveis e de uma chave de emergência localizada num ponto de fácil acesso no painel de comando (Figura 3.23).

Procedimento de Testes

O procedimento experimental se inicia com a montagem e instrumentação do evaporador na seção de testes (Figura 3.11). O aparato experimental é ligado e a temperatura de entrada da água é ajustada no banho termostático. A vazão de ar é ajustada, bem como a temperatura de entrada do ar, através do sistema de controle de temperatura ambiente. A vazão de água é ajustada de modo que uma diferença de aproximadamente 4,0°C seja estabelecida entre as temperaturas de entrada e saída do evaporador. Por volta de 50 a 80 minutos – dependendo dos valores de vazão de água e ar – são necessários para alcançar regime permanente. O critério adotado para verificar se a condição de regime permanente foi alcançada se baseia em um ajuste linear de todos os pontos de medição durante um intervalo de 30 minutos (Figura 3.24), na forma,

$$f(t) = a \cdot t + b \quad (3.40)$$

Caso o módulo da diferença entre o ponto inicial e cada ponto do intervalo seja menor do que três desvios-padrão (Eq. (3.41)), o teste é considerado estável.

$$|f(t_{end}) - f(t_o)| < 3 \cdot DP \quad (3.41)$$

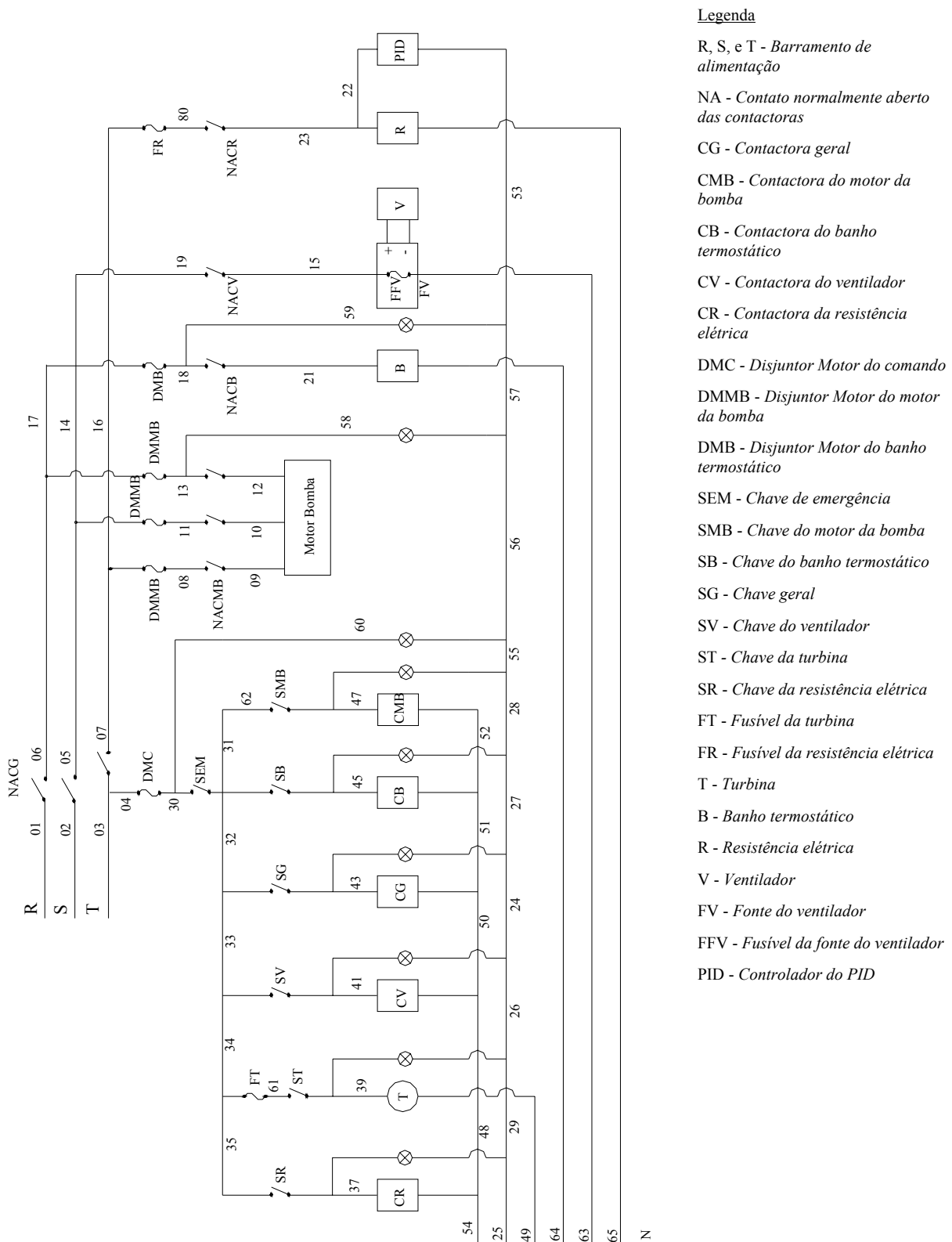


Figura 3.22 – Diagrama elétrico da instalação dos equipamentos do aparato experimental.



Figura 3.23 – Painele de Controle.

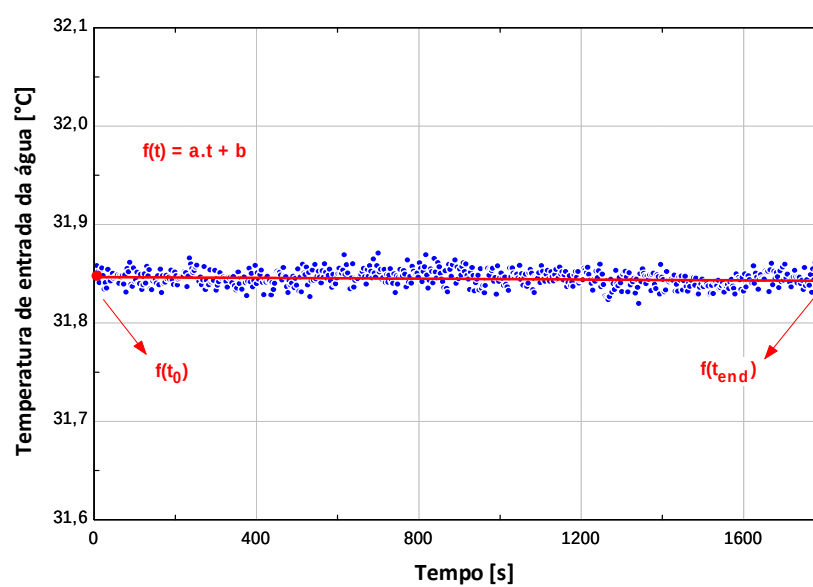


Figura 3.24 – Ajuste linear para verificação do critério de regime permanente.

A transferência de calor no evaporador é calculada com base no balanço de energia mostrado na Figura 3.25.

Corte de uma vista lateral do túnel de vento

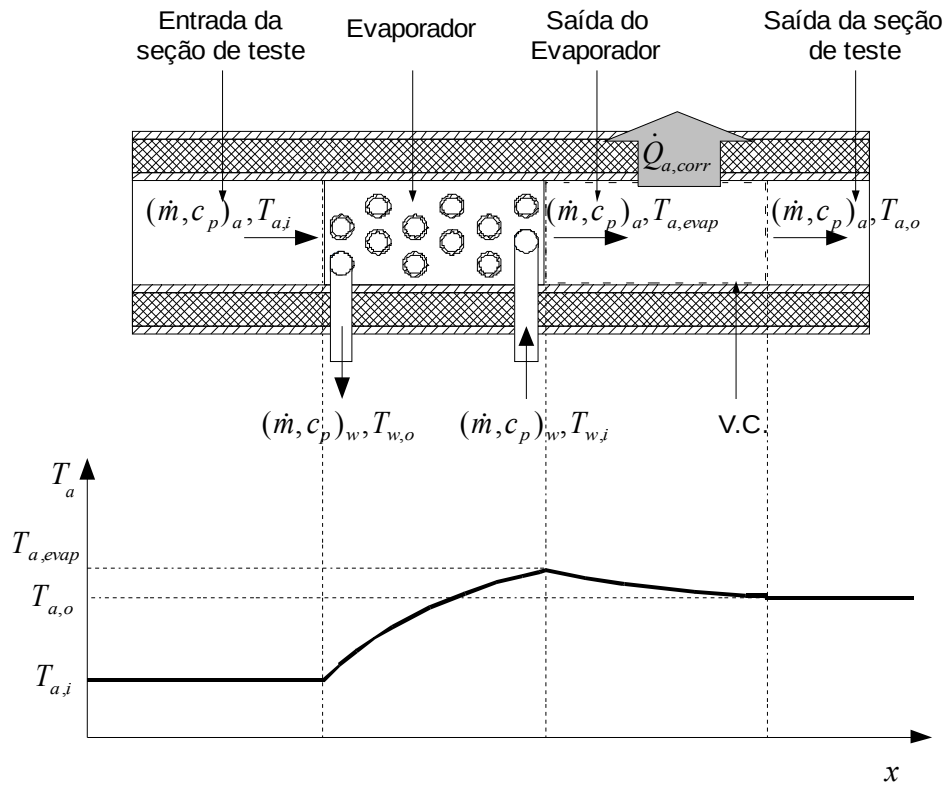


Figura 3.25 – Balanço de energia no evaporador entre os lados da água e do ar e perfil de temperatura do lado do ar ao atravessar a seção de testes.

Do balanço de energia da figura anterior, podemos escrever as seguintes expressões para a troca de calor do lado da água e do ar,

$$\dot{Q}_w = \rho_w \dot{V}_w c_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (3.42)$$

$$\dot{Q}_a = \rho_a \dot{V}_a c_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) + \dot{Q}_{a,corr} \quad (3.43)$$

onde $\dot{Q}_{a,corr}$ é obtida da Eq. (3.35), substituindo T_i por $T_{a,o}$.

A taxa de transferência de calor calculada com base nas correntes de ar e de água (Eqs. (3.42) e (3.43)) são comparadas e um desvio relativo menor que $\pm 5\%$ entre os resultados assegura a confiabilidade (por exemplo, ausência de vazamentos de ar e fuga de calor) das medições da taxa de transferência de calor do lado do ar.

Depois de verificada a montagem e a medição adequada da transferência de calor do lado do ar, o procedimento de obtenção das medições finais da taxa de transferência de calor e queda de pressão é iniciado. Neste procedimento, a vazão de água pelos tubos é aumentada, de modo que a diferença entre a temperatura da entrada e da saída da água seja de

aproximadamente 0,5°C. Com isso, é possível admitir que capacidade térmica do fluxo de água seja infinitamente maior do que a da corrente de ar, o que aproxima a situação real do caso especial em que não há distinção entre os arranjos em contra-corrente e em correntes paralelas. Desta forma, as Eqs. (3.13) e (3.14), juntamente com o balanço de energia do lado do ar, podem ser utilizadas para calcular a taxa de transferência de calor, $\dot{Q}$, e o coeficiente de transferência de calor externo, h .

Após o aumento da vazão de água, o ensaio passa novamente pela verificação do critério de estabilização mencionado anteriormente e as medidas referentes ao intervalo de 30 minutos são gravadas. Apenas os dados referentes ao ensaio com variação de 0,5°C entre as temperaturas de entrada e saída da água são utilizados na análise de dados, já que os dados referentes aos testes com a diferença de 4,0°C apenas fazem parte do procedimento experimental para verificação da montagem e de uma medição adequada.

Análise de Dados

São três os parâmetros de interesse dos ensaios experimentais: a condutância térmica do lado do ar, $\eta_o hA$, a taxa de transferência de calor, $\dot{Q}$, e a queda de pressão, todos em função da vazão de ar.

Nos presentes experimentos, a taxa de transferência de calor foi obtida da Eq. (3.43). Alguns autores (Karatas *et al.*, 2000) e a própria norma ASHRAE 33 (2000) recomendam que a taxa de transferência de calor seja avaliada a partir de uma média aritmética entre aquelas calculadas por meio de balanços de energia nos lados do ar e da água. Porém, uma vez que aqui a incerteza experimental associada à diferença de temperatura do lado da água é muito alta (a diferença de temperatura imposta nos testes é apenas 5 vezes maior que a incerteza de medição da sonda de temperatura), esta contribuiria significativamente para elevar as incertezas de medição. Logo, optou-se por utilizar, no presente trabalho, somente o balanço de energia do lado do ar, onde os valores de $c_{p,a}$ e ρ_a são avaliados na temperatura média aritmética entre a entrada e a saída do fluxo de ar.

A condutância térmica do lado do ar, $\eta_o hA$, é avaliada a partir da Eq. (3.13), na forma,

$$\eta_o hA = \frac{\dot{Q}_a \ln[(T_w - T_{a,i})/(T_w - T_{a,o})]}{(T_{a,o} - T_{a,i})} \quad (3.44)$$

onde T_w é a média aritmética entre a temperatura da água na entrada e na saída do evaporador, corrigida para incluir o pequeno efeito da resistência térmica combinada da condução pela parede do tubo e da convecção (escoamento interno).

De acordo com a norma ASHRAE 51 (1999), a vazão de ar, em [m³/h], pode ser calculada em função da diferença de pressão medida nos bocais (ΔP_b , em [Pa]), fornecida pela seguinte expressão,

$$\dot{V}_a = 3600 C_d A_b Y \sqrt{\frac{2 \Delta P_b}{\rho_{b,i} (1 - \beta^4)}} \quad (3.45)$$

onde $\rho_{b,i}$ é a densidade do ar na entrada, em [kg/m³], e A_b é soma das áreas de saída dos bocais, em [m²]. β é a relação de contração do túnel em relação aos bocais, C_d é o coeficiente de descarga e Y é o coeficiente de expansão dos bocais, obtidos por,

$$\beta = \frac{d_{eq}}{D_T} \quad (3.46)$$

$$C_d = 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re_a}} + \frac{134,6}{Re_a} \quad (3.47)$$

$$Y = 1 - [(0,548 + 0,71\beta^4)(1 - \alpha)] \quad (3.48)$$

onde D_T é o diâmetro hidráulico do túnel e d_{eq} ($= \sqrt{4A_b / \pi}$) é o diâmetro equivalente dos bocais. α e Re_a são calculados por,

$$\alpha = \frac{P_{atm}}{P_{atm} + \Delta P_b} \quad (3.49)$$

$$Re_a = \frac{1097}{60 \mu_{a,b}} C_d d_{eq} Y \sqrt{\rho_{b,i} \Delta P_b} \quad (3.50)$$

A queda de pressão do lado do ar através do evaporador, ΔP_{evap} , é obtida diretamente a partir da medição do transdutor de pressão do evaporador, em função da vazão de ar.

As incertezas médias experimentais para a condutância térmica global do lado do ar, transferência de calor pelo lado do ar, pelo lado da água e para a queda de pressão são apresentadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Estimativa das incertezas médias para os principais resultados experimentais.

Variável	$\eta_o hA$	$\dot{Q}_a$	$\dot{Q}_w(0,5^\circ\text{C})$	$\dot{Q}_w(4,0^\circ\text{C})$	ΔP_e
%	7	5	30	9	20

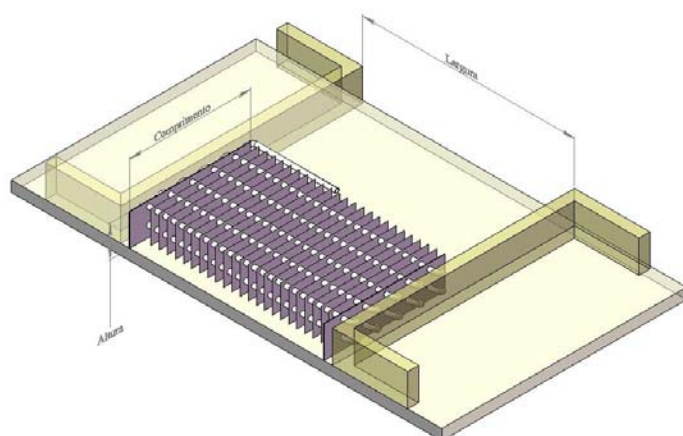
A metodologia aplicada na estimativa das incertezas está apresentada no Apêndice IV.

Limites Operacionais da Bancada

Os limites de operação do aparato experimental são os seguintes:

- Transferência de calor: 50 – 300 W
- Faixa de vazão de ar: 17 – 112 m³/h
- Faixa de vazão mássica de água: 0 – 350 kg/h
- Temperatura máxima de trabalho do lado água: 60°C;
- Temperatura mínima de trabalho do lado da água: 5°C acima da ambiente;
- Temperatura de trabalho do lado do ar: de 20°C a 25°C.

Os limites dimensionais para da seção de teste para teste de trocadores de calor são ilustrados na Figura 3.26.



Parâmetro	Valor Máximo (mm)
Altura	60
Comprimento	450
Largura	500

Figura 3.26 – Descrição das dimensões dos limites dimensionais da seção de teste.

3.2.3. Resultados experimentais

Os 15 protótipos descritos no item 3.2.1 foram testados para uma faixa de vazão de ar entre 34 a 102 m³/h. Foram realizados cinco ensaios por evaporador, para valores de vazão

igualmente distribuídos dentro da faixa citada, com a temperatura do ar na entrada variando entre 20,5 e 28,1 °C e a temperatura média da água aproximadamente igual a 36 °C. Ao todo, foram obtidos 73 pontos experimentais.

Na Figura 3.27 são apresentados os resultados para a condutância térmica do lado do ar. Percebe-se que, em geral, os trocadores com maiores áreas de troca exibem os maiores valores deste parâmetro. O maior valor de $\eta_o hA$ foi alcançado pelo evaporador Original 52 aletas, embora este não apresente a maior área de troca. Este resultado se deve provavelmente à presença das resistências de degelo (que só existem no evaporador Original 52 aletas), as quais restringem a passagem do escoamento pelas folgas e induzem um maior fluxo de ar pelo feixe central de tubos (Figura 3.28), aumentando sensivelmente a troca de calor. A ausência destas resistências nos EFA deixa dois canais laterais (ou de *by-pass*), de pequena impedância ao escoamento de ar, o que faz reduzir a vazão de ar pelo feixe e, conseqüentemente, a troca de calor. Outro fator que contribui para a intensificação da transferência de calor no trocador Original é a presença de aletas descontínuas (ver Figura 3.9) que, por forçarem periodicamente o desenvolvimento das camadas-limite, aumentam a troca de calor.

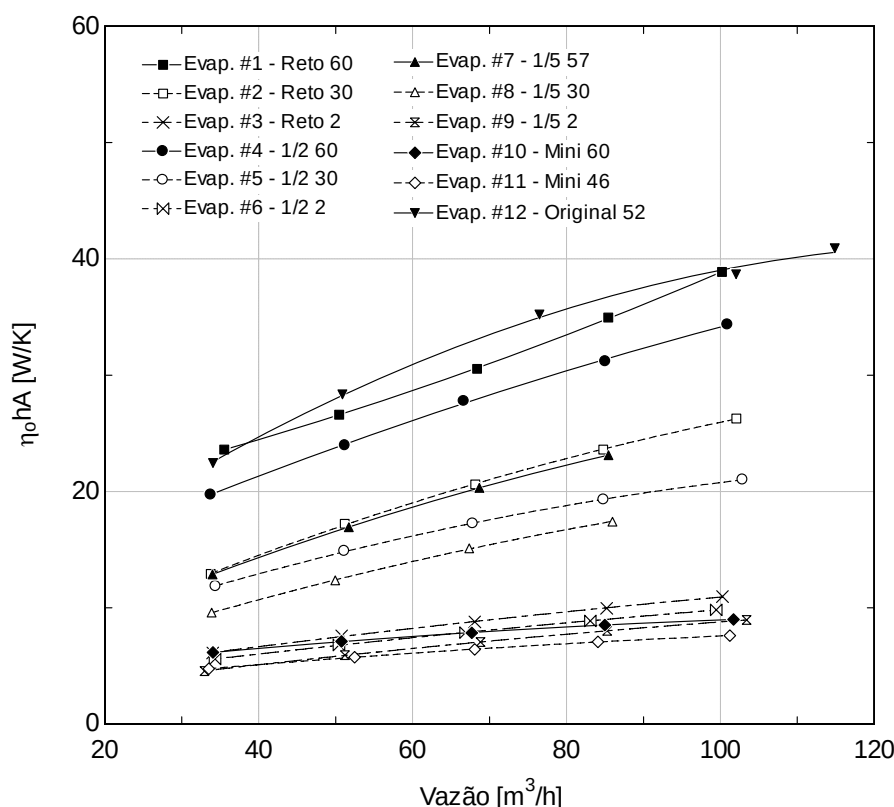


Figura 3.27 – Resultados experimentais para a condutância térmica global do lado do ar.

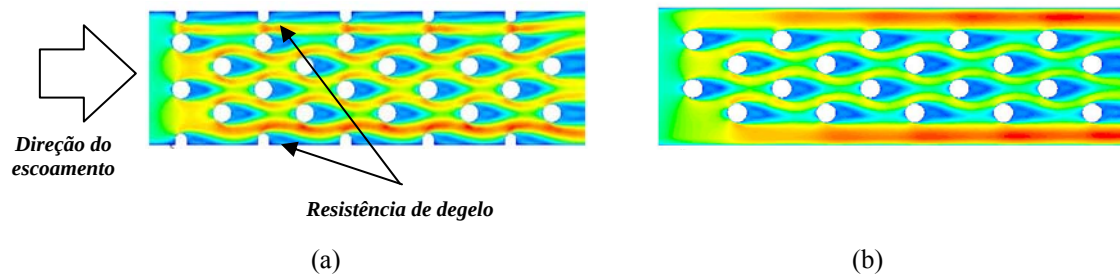


Figura 3.28 – Perfis de velocidade (magnitude do vetor) para os evaporadores (a) Original e (b) EFA Reto, obtidos a partir de simulações em CFD⁶.

Na Figura 3.29 são exibidos os resultados do coeficiente de transferência de calor do lado do ar, calculados a partir da divisão dos resultados experimentais de $\eta_o h A$ pela área superficial de cada um dos evaporadores testados. Nestes resultados, admite-se que a eficiência da superfície é igual à unidade para todos os trocadores. O coeficiente de transferência de calor se mostrou maior para os evaporadores sem aletas e diminui com o acréscimo da área de troca. Isto acontece provavelmente porque as aletas, de certa forma, uniformizam o escoamento do ar e quebram as grandes estruturas tridimensionais do escoamento, as quais promovem uma maior transferência de quantidade de movimento e de calor. Para um mesmo valor de espaçamento entre aletas, os trocadores com maior nível de aceleração (EFA 1/5 e 1/2) exibiram maiores valores para o coeficiente de transferência de calor, o que demonstra uma influência da aceleração dos EFA sobre a troca térmica. Entretanto, para as amostras com maiores número de aletas, esse efeito não se mostrou tão evidente. Acredita-se que este efeito se deva à influência da vazão de ar pelos canais de *bypass* nos EFA, efeito este que será explorado com maiores detalhes na Seção 6.1.2.

Na Figura 3.30 são apresentadas ainda comparações entre os protótipos de mesma configuração, com o objetivo de avaliar potenciais discrepâncias decorrentes de variações na fabricação ou na montagem dos trocadores na seção de teste (repetibilidade). Como pode ser visto na figura, não foi obtida nenhuma variação significativa, já que os resultados foram reproduzidos dentro da faixa de incerteza de medição experimental.

⁶ CFD vem da sigla em inglês *Computational Fluid Dynamics*

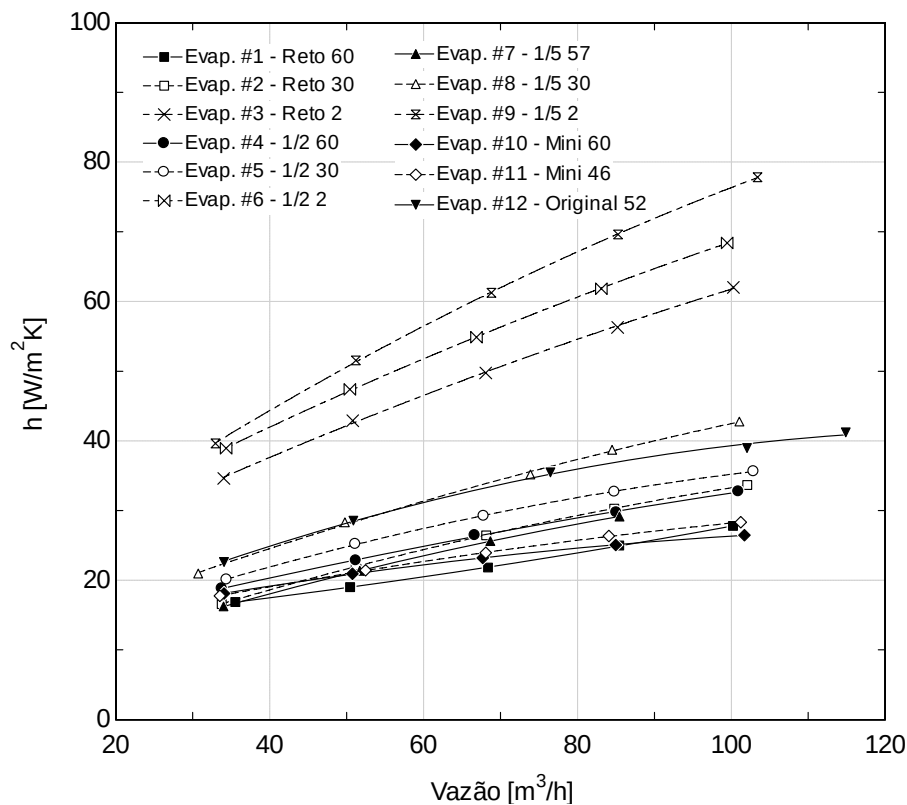


Figura 3.29 – Coeficiente de transferência de calor experimental.

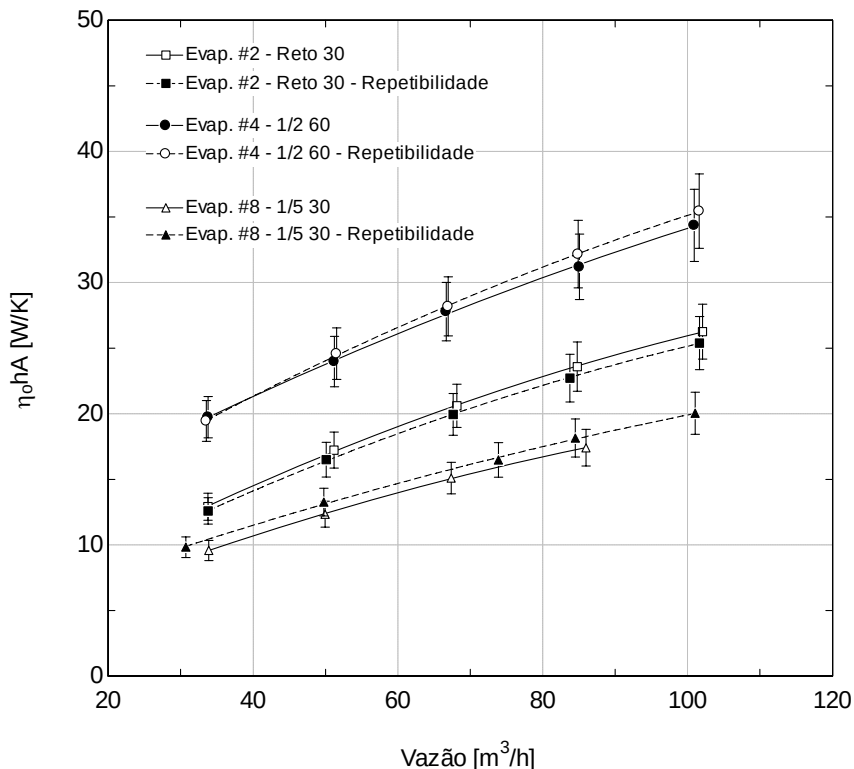


Figura 3.30 – Verificação da repetibilidade do UA entre alguns dos protótipos testados.

A Figura 3.31 mostra uma comparação da queda de pressão em todos os evaporadores testados. Como era de se esperar, os EFA com maior nível de aceleração (1/5 e 1/2) foram os que apresentaram os maiores valores deste parâmetro. Nestes resultados, destaca-se o fato de

o EFA 1/5 2 (sem aletas) apresentar uma queda de pressão maior do que aquela do EFA 1/5 30. Como o EFA 1/5 30 possui maior número de aletas (ou seja, maior área de contato com o ar do que o EFA 1/5 2), esperar-se-ia que a sua queda de pressão fosse maior. Uma possível explicação para este inesperado resultado pode ser atribuído ao fato que a maior queda de pressão no EFA 1/5 2 seja devida à existência de um escoamento secundário (devido à grande redução da seção transversal) (Schlichting, 1968), o qual contribui para um aumento das perdas por atrito. Com o aumento gradativo do número de aletas, o escoamento se torna mais organizado (já que o escoamento secundário é suprimido) e as perdas são reduzidas (como no caso do EFA 1/5 30). Este comportamento é, entretanto, limitado pelo número de aletas que, ao aumentarem além de um determinado limite (neste caso, entre 30 e 60), provocam um aumento mais acentuado da queda de pressão.

Embora a redução da seção transversal também ocorra no EFA 1/2 2, esta é menor em intensidade, de forma que a influência do número de aletas na redução da queda de pressão não é observada nos dados experimentais. Embora se tenha especulado algumas explicações acerca dos resultados citados acima, um estudo mais detalhado deve ser realizado para confirmar ou buscar maiores detalhes a respeito dos resultados obtidos.

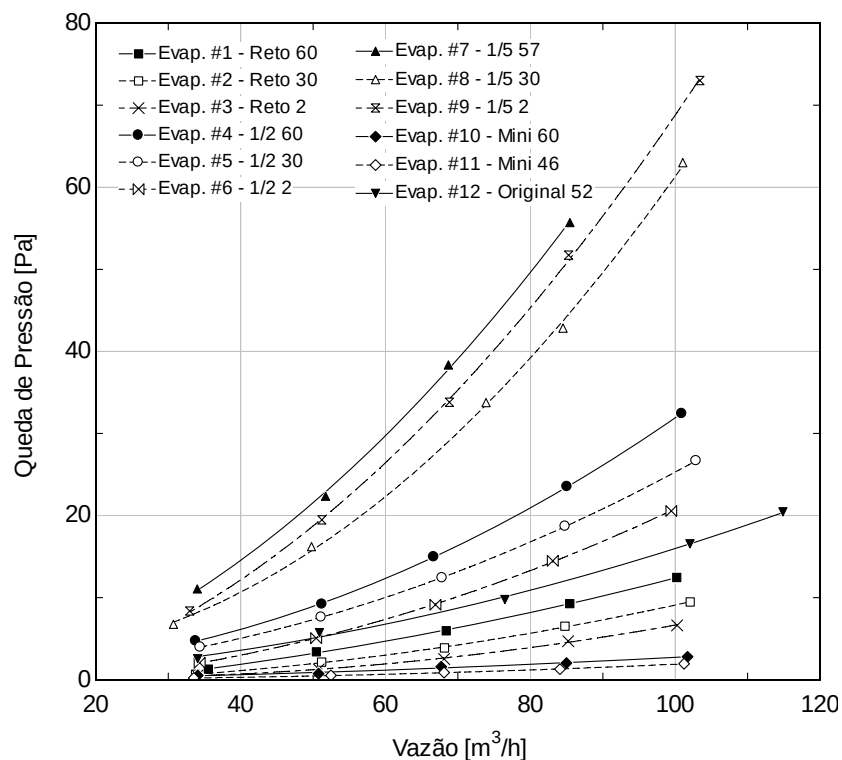


Figura 3.31 – Queda de pressão experimental dos evaporadores testados.

Na Figura 3.32 são apresentados os resultados de repetibilidade para a queda de pressão do lado do ar. Os resultados mostram uma pequena divergência entre os valores obtidos para o EFA 1/5 30 aletas. Este desvio pode ser atribuído a variações na montagem da

seção de testes, já que para as velocidades mais altas encontradas nos EFA 1/5, qualquer variação geométrica na seção de teste pode resultar em algumas unidades de variação de pressão. Outras operações de montagens e desmontagem foram realizadas e verificou-se que os testes se apresentaram sempre entre os dois resultados mostrados na Figura 3.32. O valor final para a queda de pressão foi assumida como sendo uma média entre estes dois resultados, tendo sido ensaiadas mais de uma vez todas as amostras do EFA 1/5.

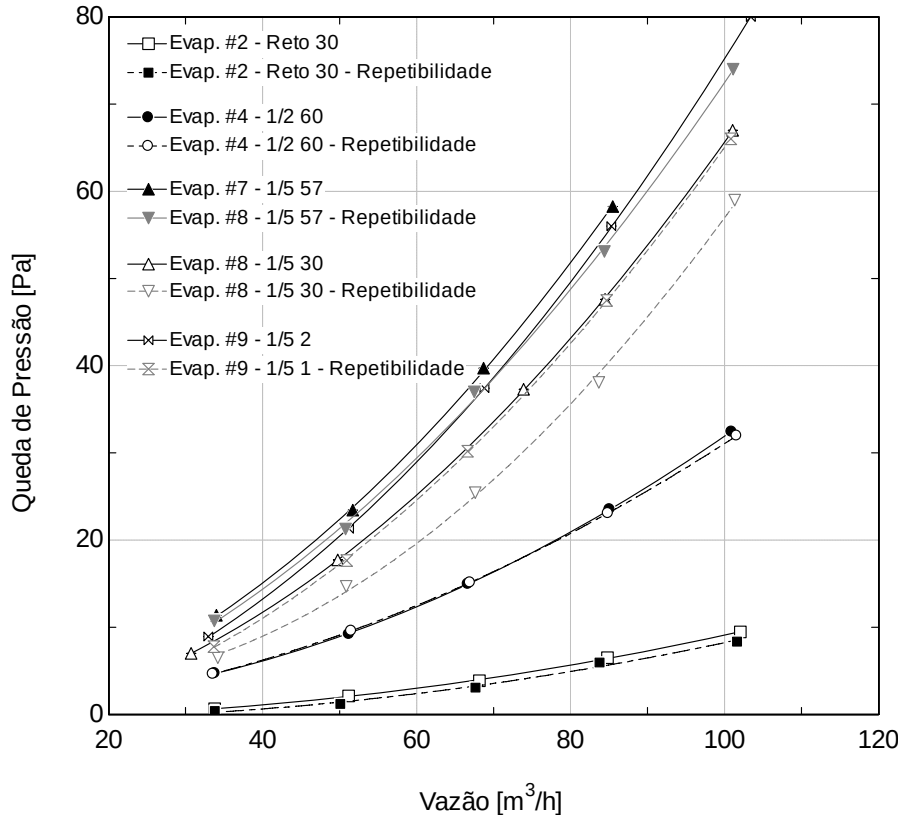


Figura 3.32 – Verificação da repetibilidade da queda de pressão.

Como nos EFA existe uma aceleração significativa do escoamento, uma parcela da variação de pressão mostrada nas figuras acima pode ser recuperada, já que uma parte da queda de pressão é devida a perdas irreversíveis (atrito) e outra a perdas reversíveis (aceleração).

A parcela devida *somente a fricção* pode ser obtida (depois de já descontadas as perdas localizadas de entrada e saída) pela combinação das equações da conservação da massa e quantidade de movimento do escoamento atravessando um incremento de volume de comprimento dz (Figura 3.33), como segue,

$$\underbrace{-dp}_{total} = \underbrace{dp_f}_{fricção} - \underbrace{\rho V dV}_{aceleração} \quad (3.51)$$

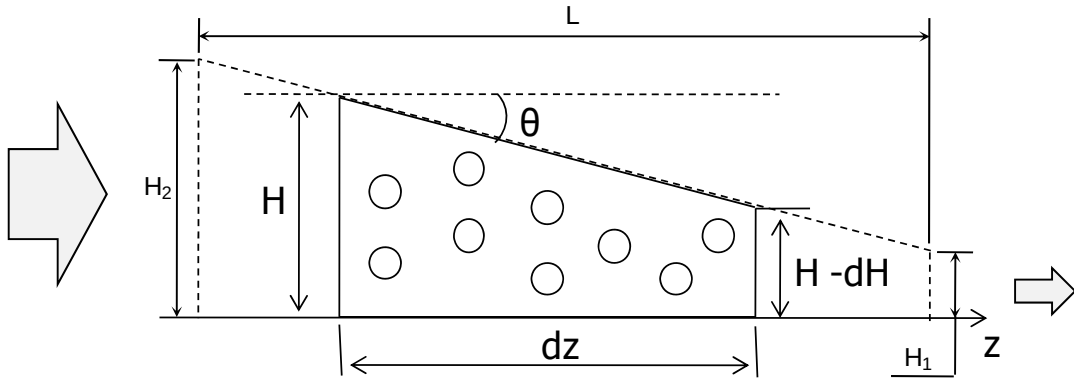


Figura 3.33 – Ângulo θ em um incremento de comprimento dz no EFA.

Como,

$$\frac{\dot{m}_a}{A_c} = \rho V \quad (3.52)$$

$$-dp = dp_f + \frac{\dot{m}_a}{A_c} d\left(\frac{\dot{m}_a}{\rho A_c}\right) \quad (3.53)$$

Assumindo que $\rho \approx \rho_m = \text{constante}$, tem-se que,

$$-dp = dp_f + \frac{\dot{m}_a^2}{\rho_m A_c} d\left(\frac{1}{A_c}\right) \quad (3.54)$$

Como,

$$d\left(\frac{1}{A_c}\right) = (-1) \frac{1}{A_c^2} dA_c \quad (3.55)$$

$$-dp = dp_f - \frac{\dot{m}_a^2}{\rho_m A_c^3} dA_c \quad (3.56)$$

Sabendo que dA_c é conhecida a priori para o EFA,

$$dA_c \cdot \frac{dz}{dz} \Rightarrow \frac{dA_c}{dz} dz \quad (3.57)$$

Como $A_c = WH$, da Figura 3.33 temos que $dH/dz = -W \tan\theta$,

$$\frac{dA_c}{dz} = W \frac{dH}{dz} = -W \tan \theta \quad (3.58)$$

Assim,

$$-dp = dp_f + \frac{\dot{m}_a^2}{\rho_m A_c^3} W \tan \theta dz \quad (3.59)$$

Integrando a equação anterior de 0 a L ,

$$-\int_{p_e}^{p_s} dp = \Delta p_f + \int_0^L \frac{\dot{m}_a^2}{\rho_m A_c^3} W \tan \theta dz \quad (3.60)$$

Como $A_c = WH$ e θ é constante, tem-se,

$$-(p_s - p_e) = \Delta p_f + \frac{\dot{m}_a^2 \tan \theta}{\rho_m W^2} \int_0^L \frac{dz}{H^3(z)} \quad (3.61)$$

Como $H(z) = H_2 - (H_2 - H_1)z/L = H_2 - z \tan \theta$, pode-se avaliar a integral da Eq. (3.61) por,

$$\int_0^L \frac{dz}{H^3(z)} = \int_0^L \frac{1}{(H_2 - z \tan \theta)^3} dz = \left[\frac{1}{2 \tan \theta (H_2 - z \tan \theta)^2} \right]_0^L = \frac{L(2H_2 - \tan \theta L)}{2H_2^2 (H_2 - \tan \theta L)^2} \quad (3.62)$$

Substituindo o resultado da Eq. (3.62) na (3.61), tem-se que,

$$-(p_s - p_e) = \Delta p_f + \frac{\dot{m}_a^2 \tan \theta}{\rho_m W^2} \frac{L(2H_2 - \tan \theta L)}{2H_2^2 (H_2 - \tan \theta L)^2} \quad (3.63)$$

Assim, a queda de pressão devida somente ao atrito pode ser dada por,

$$\underbrace{\Delta p_f}_{\text{Atrito}} = \underbrace{(p_e - p_s)}_{\text{Total}} - \underbrace{\frac{\dot{m}_a^2 \tan \theta}{\rho_m W^2} \frac{L(2H_2 - \tan \theta L)}{2H_2^2 (H_2 - \tan \theta L)^2}}_{\text{Aceleração}} \quad (3.64)$$

A Figura 3.34 mostra os resultados utilizando a Eq. (3.64). Observa-se que o efeito da aceleração sobre a queda de pressão foi significativo apenas para os EFA 1/5, onde uma redução em torno de 37% da variação de pressão é atingida depois de descontado o efeito da aceleração. Vale a pena ressaltar que, na prática, uma parcela do termo de aceleração pode ser

recuperada com a expansão na saída do evaporador. Entretanto, nos experimentos, a seção de testes foi concebida de forma que a dimensão H_2 fosse mantida por uma distância de 0,2 m a partir da seção de saída do trocador.

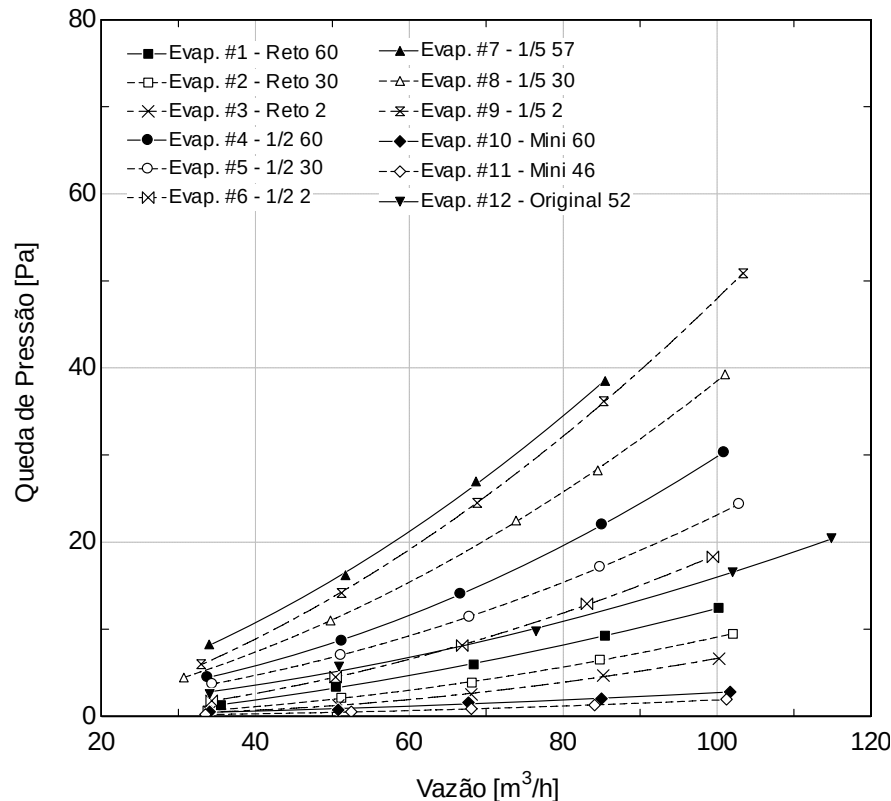


Figura 3.34 – Queda de pressão sem o efeito da aceleração do escoamento.

3.2.4. Conclusões Parciais

Nesta seção foram apresentados os resultados experimentais para a queda de pressão e para a transferência de calor para várias configurações dos EFA. Pôde ser verificado que o efeito de aceleração é significativo no coeficiente de transferência de calor, porém, a área de troca se mostrou o fator predominante para a determinação da condutância térmica do lado do ar. Comprovou-se também o efeito positivo sobre a transferência de calor da presença das resistências de degelo no evaporador Original.

A queda de pressão se mostrou sensivelmente mais elevada nos EFA 1/2 e 1/5. O efeito de variação de pressão decorrente da aceleração se mostrou significativo somente nos EFA 1/5.

Da necessidade de se realizar uma otimização da configuração de EFA mais adequada para operação em um refrigerador doméstico, surgiu a motivação para o desenvolvimento de um modelo matemático para prever o comportamento da transferência de calor e da queda

de pressão do lado do ar. Como será mostrado a seguir, o modelo teórico do evaporador foi desenvolvido para ser incorporado ao código de simulação do sistema de refrigeração. Por este motivo, ele precisa ser de fácil implementação e, naturalmente, apresentar boa concordância com os dados experimentais.

3.3. Modelo Matemático do EFA

Uma metodologia de cálculo foi desenvolvida com o intuito de se obter a queda de pressão e a transferência de calor em função da geometria e das condições de operação do trocador de calor. Nos estágios iniciais do desenvolvimento do modelo, buscou-se a elaboração de correlações semi-empíricas para os fatores j e f médios que fossem simples e pudessem ser escritas em função de parâmetros adimensionais como o número de Reynolds e parâmetros geométricos como o espaçamento entre aletas e a razão entre as alturas das seções de entrada e de saída do escoamento do ar. Entretanto, tal abordagem não foi bem sucedida, principalmente, pela dificuldade em estabelecer uma escala de comprimento característica em um escoamento de seção transversal variável. Desse modo, foi impossível construir correlações simples de perda de carga e transferência de calor que reproduzissem os dados experimentais das três configurações de EFA (e que fossem válidas para configurações intermediárias a serem avaliadas durante o exercício de otimização).

Baseada no trabalho de Yang *et al.* (2006), a abordagem bem-sucedida na avaliação dos EFA do presente trabalho consiste em dividir o evaporador em volumes de controle (VC) na direção do escoamento (Figura 3.35), e calcular a transferência de calor e a queda de pressão em cada VC como se este fosse um trocador de calor independente. Como nos EFA a velocidade e o número de Reynolds locais mudam ao longo do escoamento do ar, tal abordagem tem mais flexibilidade do que as correlações médias (ou seja, um único VC), já que também possibilita a avaliação da variação da densidade de aletas na direção do escoamento (arranjo normalmente encontrado em evaporadores *no-frost* devido à maior propensão à formação de geada na entrada do evaporador). Assim, de modo a calcular a transferência de calor e a queda de pressão totais, as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia devem ser integradas ao longo de cada VC e a transferência de calor e a queda de pressão somadas desde a seção de entrada até a de saída.

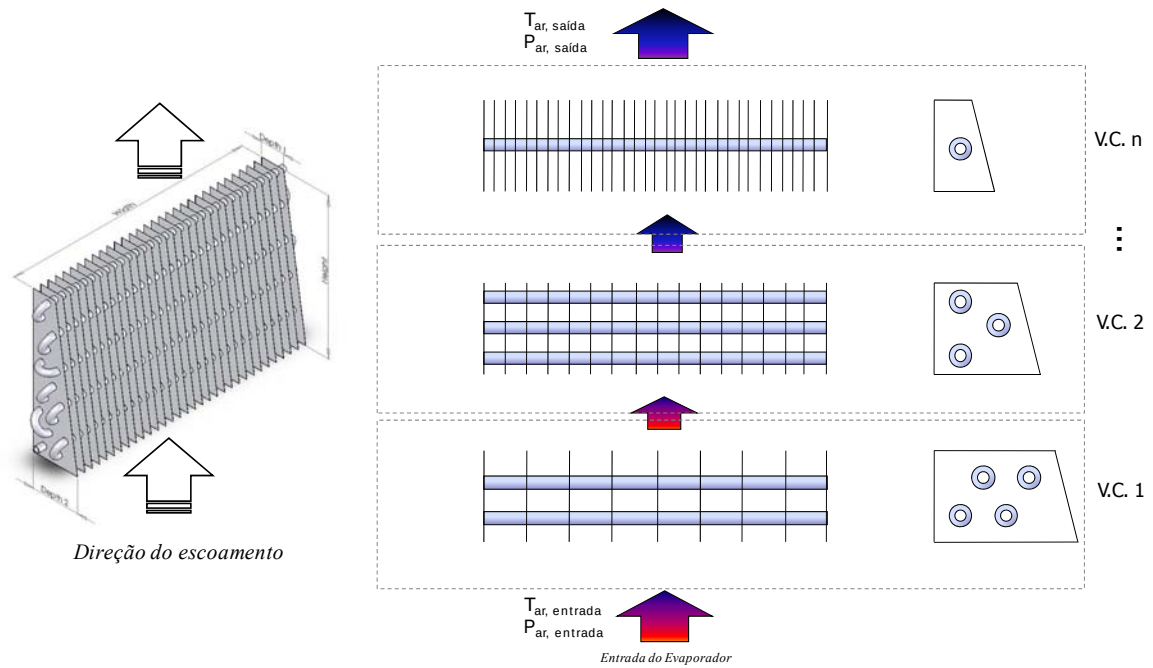


Figura 3.35 – Divisão do evaporador em volumes de controle.

Uma particularidade dos evaporadores ‘no-frost’, também presente nos protótipos avaliados neste trabalho, é a existência de uma elevada fração de *by-pass*. Tal parâmetro é definido como a razão entre a vazão de ar pelos canais laterais e a vazão de ar total (feixe tubular mais canais laterais). A necessidade de espaço físico para acomodação das resistências de degelo faz com que os canais laterais sejam mais largos, oferecendo pouca resistência ao escoamento do ar.

Simulações numéricas do escoamento no EFA utilizando programas comerciais de CFD (Barbosa *et al.*, 2008) (Figura 3.36), mostraram que grande parte da vazão de ar (em torno de 60%) passa pelos canais de *by-pass*, evitando o contato direto com os tubos. Conseqüentemente, a transferência de calor é consideravelmente prejudicada, já que os tubos promovem uma maior mistura, aumentando a troca térmica. Além disso, a diferença de temperatura entre as superfícies sólidas (aletas) e o escoamento no *by-pass* é menor do que no feixe de tubos. Tendo em vista a presença do *by-pass*, o modelo do evaporador foi dividido em 4 regiões: i) entrada, ii) feixe de tubos-aletado, iii) *by-pass* e iv) saída, como ilustra a Figura 3.36.

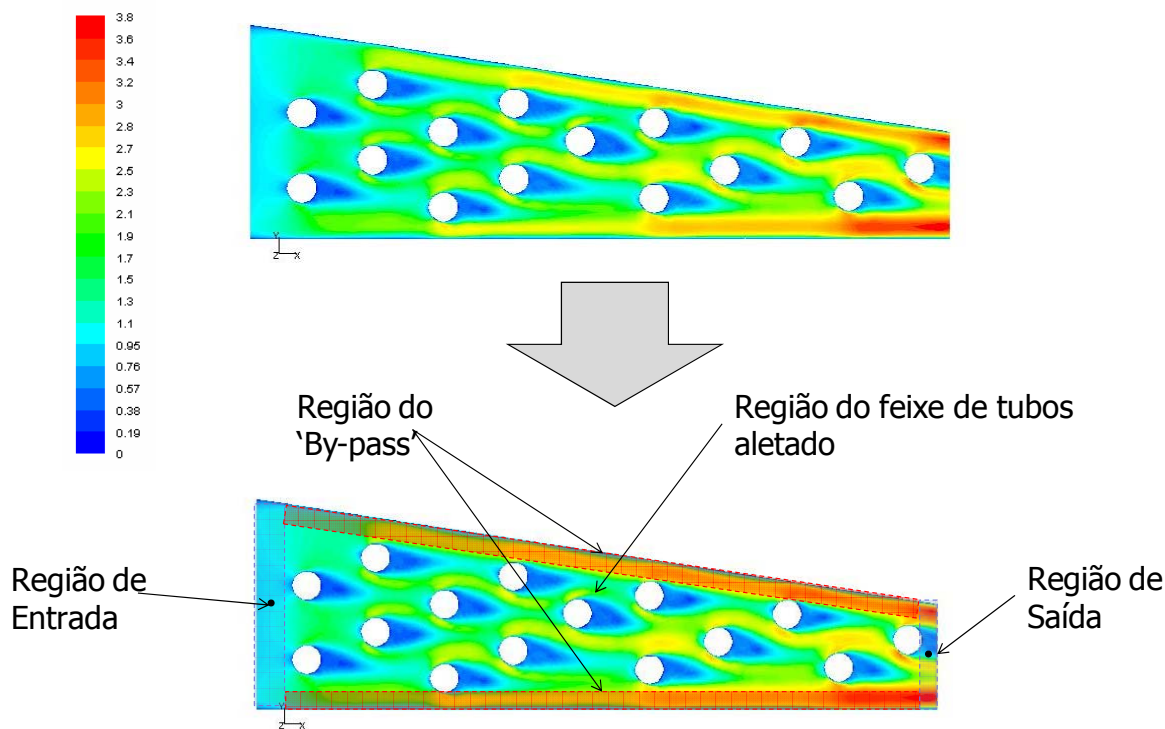


Figura 3.36 – Distribuição de velocidades (magnitude do vetor – m/s) do escoamento.

Após o evaporador ter sido dividido em volumes de controle e regiões, algumas hipóteses simplificativas foram assumidas para se escrever as equações de conservação em cada volume de controle:

- i. Escoamento em regime permanente;
- ii. Forças de corpo desprezíveis;
- iii. A temperatura da superfície dos tubos foi considerada constante e igual em todos os volumes de controle;
- iv. Tanto os coeficientes de transferência de calor quanto os fatores de atrito são considerados constantes dentro do volume de controle;
- v. Não existe fluxo de massa atravessando as fronteiras entre as regiões do *by-pass* e do feixe de tubos em um mesmo volume de controle;
- vi. As propriedades físicas são consideradas uniformes em cada volume de controle.

A partir das hipóteses citadas, a seguir, são formuladas as metodologias de cálculo da queda de pressão e da transferência de calor nos EFA.

3.3.1. Queda de pressão

Para a avaliação da queda de pressão e da vazão em massa que atravessa cada região do evaporador, foi desenvolvido um modelo baseado na analogia com circuitos elétricos proposta por Tinker (Tinker, 1951; Hewitt *et al.*, 1994), como apresenta a Figura 3.37. Como citado anteriormente, a divisão em regiões exige que o modelo avalie o escoamento nos canais de *by-pass* e no feixe tubular de forma separada.

A analogia entre o escoamento no trocador de calor e circuitos elétricos permite a seguinte associação entre os parâmetros de cada circuito:

- i. A vazão em massa ($\dot{m}_a$) representa a corrente elétrica (i);
- ii. A diferença de pressão (Δp) representa a diferença de potencial elétrico, isto é, a força motriz do fluxo de ar;
- iii. A resistência elétrica pode ser interpretada como todos os termos que aparecem multiplicando a vazão em massa, como mostra a Eq. (3.65). Como a queda de pressão depende do fluxo de massa (ou da velocidade, já que $\dot{m}_a = \rho VA$), é sempre possível escrever a variação de pressão na seguinte forma,

$$\Delta V = R_{elétrica} i \Rightarrow \Delta p = R_{\Delta P} \dot{m}_a \quad (3.65)$$

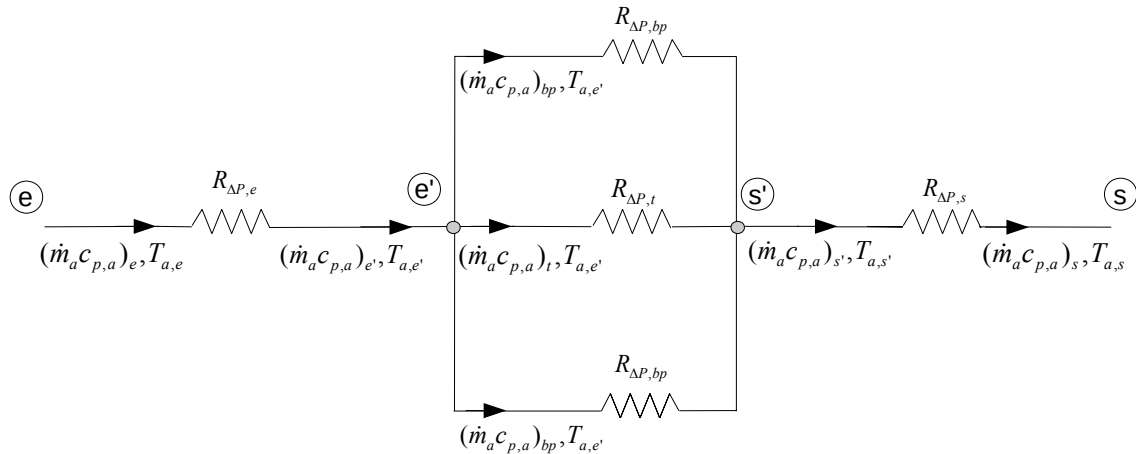


Figura 3.37 – Representação esquemática do modelo do escoamento no evaporador por analogia com circuitos elétricos.

Nas regiões de entrada e saída, a vazão em massa é a vazão total de ar ($\dot{m}_a$). Baseado na Eq. (3.65), as variações de pressão nestas regiões são dadas pelas seguintes expressões,

$$\Delta p_{e-e'} = R_{\Delta P,e} \dot{m}_a \quad (3.66)$$

$$\Delta p_{s'-s} = R_{\Delta P,s} \dot{m}_a \quad (3.67)$$

onde $R_{\Delta P,e}$ e $R_{\Delta P,s}$ são, respectivamente, as resistências ao escoamento na entrada e na saída.

Entre os pontos e' e s' , o fluxo de massa total se divide em três parcelas: i) duas regiões de *by-pass* e ii) uma região de feixe de tubos aletados. A quantidade de massa que atravessa cada uma dessas regiões depende da restrição ao escoamento em cada uma delas. Assim, pela equação da conservação da massa, tem-se a seguinte expressão,

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a,t} + 2 \cdot \dot{m}_{a,bp} \quad (3.68)$$

onde $\dot{m}_{a,t}$ e $\dot{m}_{a,bp}$ são, respectivamente, as vazões em massa que atravessam o feixe de tubos e os canais de *by-pass*.

Como pode ser observado na Figura 3.37, tanto o feixe de tubos quanto o *by-pass* estão submetidos à mesma diferença de pressão. Logo, com base na Eq. (3.65), pode-se escrever as seguintes equações,

$$\Delta p_{e'-s'} = R_{\Delta P,t} \dot{m}_{a,t} \quad (3.69)$$

$$\Delta p_{e'-s'} = R_{\Delta P,bp} \dot{m}_{a,bp} \quad (3.70)$$

onde $R_{\Delta P,t}$ e $R_{\Delta P,bp}$ são, respectivamente, as resistências ao escoamento do feixe de tubos e do *by-pass*.

É fácil verificar que as Eqs. (3.66)-(3.70) formam um sistema não-linear de 5 equações e 5 incógnitas ($\Delta p_{e-e'}$, $\Delta p_{s'-s}$, $\Delta p_{e'-s'}$, $\dot{m}_{a,t}$ e $\dot{m}_{a,bp}$). Após a solução deste sistema, é possível combinar as Eqs. (3.66), (3.67), (3.69) e (3.70), para obter a queda de pressão total do evaporador através da seguinte expressão,

$$\Delta p_{EFA} = \Delta p_{e-s} = \Delta p_{e-e'} + \Delta p_{e'-s'} + \Delta p_{s'-s} \quad (3.71)$$

As resistências ao escoamento nas regiões em questão não são consideradas incógnitas no sistema de equações, apesar de dependerem das propriedades termofísicas, da geometria e da velocidade do ar, a qual não é conhecida em todos os pontos *a priori*. Para obter a solução do modelo aqui proposto, as condições na entrada de fluxo de massa, temperatura, pressão de ar e temperatura na superfície dos tubos devem ser conhecidas, já que o modelo calcula as variáveis de cada volume de controle baseado no ponto anterior.

Resistência ao escoamento nas regiões de entrada e saída

Os comprimentos das regiões de entrada e saída são definidos a partir da mínima distância entre o tubo mais próximo e o início (entrada) ou fim (saída) da aleta. A Figura 3.38 mostra uma representação esquemática das divisões supracitadas. Nas regiões de entrada e saída, o escoamento é submetido a uma contração repentina e a uma expansão repentina, respectivamente. Em ambas as regiões, existem dois efeitos para a variação de pressão: perda de carga localizada e atrito sobre as aletas. No primeiro, a variação de pressão se dá devido a uma mudança repentina de área gerando uma aceleração ou uma desaceleração. No segundo, a perda é devida à camada-limite sobre a aleta plana.

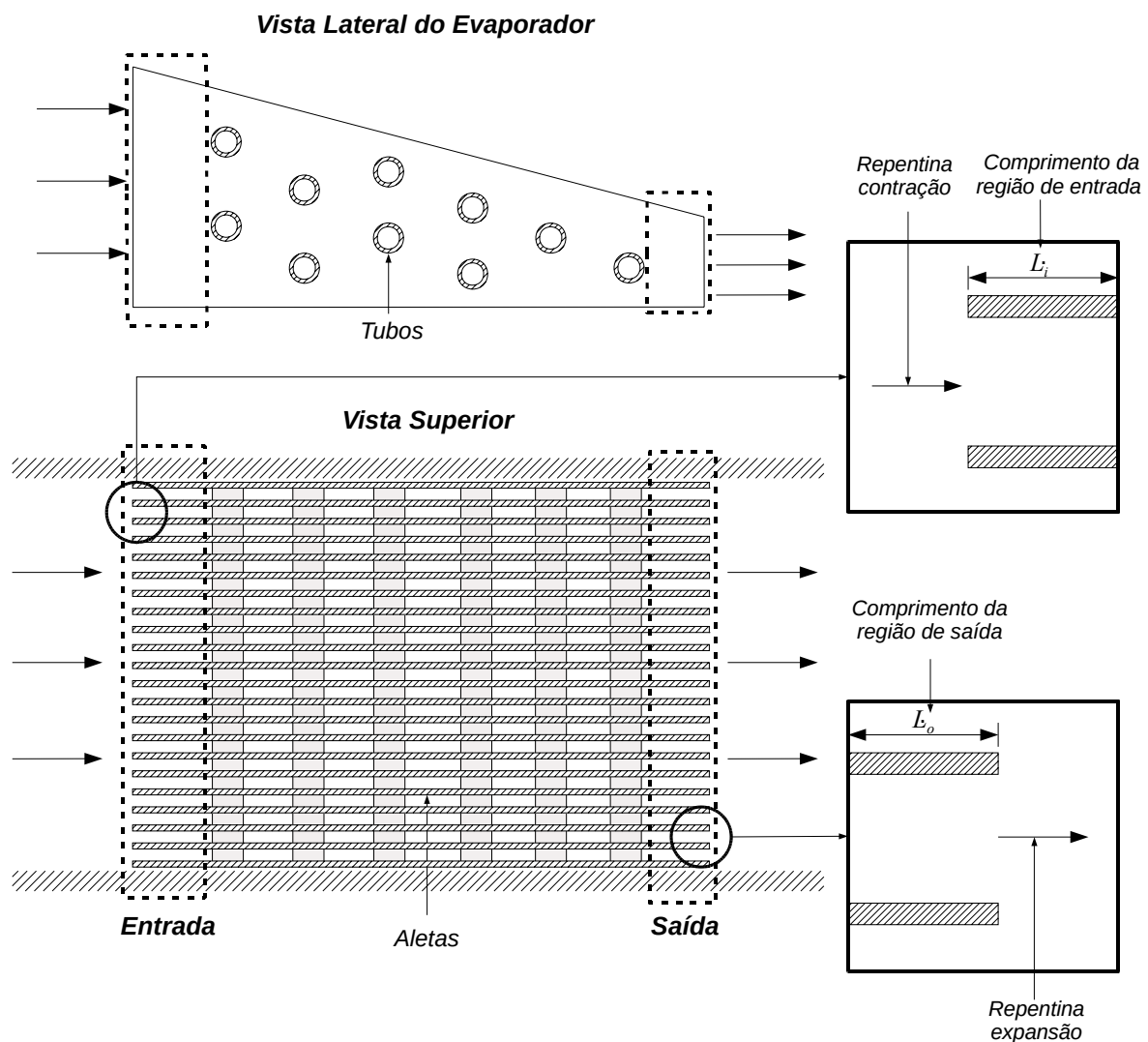


Figura 3.38 – Regiões de entrada e saída do modelo do evaporador em uma vista lateral e superior e os tipos de escoamentos.

A variação de pressão devida à perda localizada pode ser obtida pela equação da conservação da energia (Fox e McDonald, 1995), através das seguintes expressões,

$$\frac{\Delta p_{e-e'}}{\rho_a} = K_c \frac{V_e^2}{2} \left(\frac{A_e}{A_{e'}} \right)^2 \quad (3.72)$$

$$\frac{\Delta p_{s'-s}}{\rho_a} = K_{exp} \frac{V_s^2}{2} \left(\frac{A_s}{A_{s'}} \right)^2 \quad (3.73)$$

onde K_c e K_{exp} são, respectivamente, os coeficientes de perda de carga localizada para contração e expansão repentinas. Estes coeficientes são funções da razão de áreas, como mostra a Figura 3.39. A velocidade utilizada no cálculo dos coeficientes é sempre a de maior módulo, ou seja, na contração utiliza-se V_e e, na expansão, V_s . As equações referentes às áreas A_e , $A_{e'}$, A_s e $A_{s'}$ são apresentadas no Apêndice II.

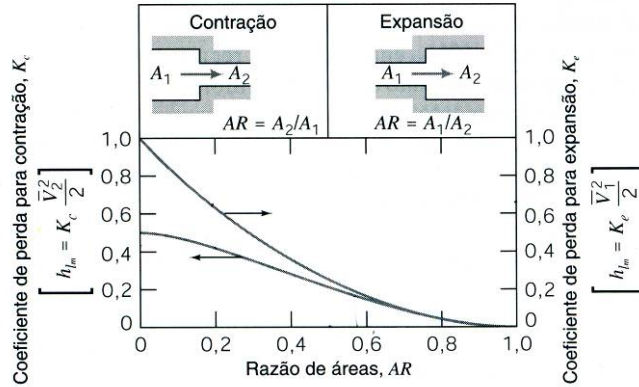


Figura 3.39 – Variação dos coeficientes de perda de carga localizada para uma contração e expansão repentina, em função da razão de áreas (Fox e McDonald, 1995).

As variações de pressão devidas ao atrito com as paredes das aletas na entrada e na saída foram desprezadas. Isto se deve ao pequeno comprimento das aletas, em ambas as regiões, que torna insignificante esta parcela ($\sim 0,01$ Pa) frente às de contração ou expansão (~ 2 Pa).

Como citado anteriormente, as equações referentes à variação de pressão em cada região pode ser escrita na forma da Eq. (3.65). Dessa forma, as Eqs. (3.72) e (3.73) podem ser escritas na forma,

$$\Delta p_{e-e'} = \frac{K_c}{2 A_{e'}^2 \rho_a} (\rho_a V_e A_e)^2 = \underbrace{\left(\frac{K_c \dot{m}_a}{2 A_{e'}^2 \rho_a} \right)}_{R_{\Delta P, e}} \dot{m}_a \quad (3.74)$$

$$\Delta p_{s'-s} = \frac{K_{\text{exp}}}{2A_{s'}^2 \rho_a} (\rho_a V_s A_s)^2 = \underbrace{\left(\frac{K_{\text{exp}} \dot{m}_a}{2A_{s'}^2 \rho_a} \right)}_{R_{\Delta p,s}} \dot{m}_a \quad (3.75)$$

Resistência ao escoamento na região de feixe de tubos aletados

Esta região é compreendida pelas linhas tangentes aos tubos mais externos do feixe, como mostra a Figura 3.40. Nesta região, o escoamento em cada volume de controle pode ser modelado a partir de correlações disponíveis na literatura para a perda de carga e a transferência de calor em feixes de tubos aletados. Das referências consultadas na revisão bibliográfica, a correlação que melhor se adequou à geometria dos evaporadores aqui estudados foi a correlação de fator de atrito f de Wang *et al.* (1996). Esta correlação avalia o fator de atrito para um feixe de tubos circulares aletados, com aletas planas e contínuas em condições secas, para as seguintes características:

- Diâmetro externo, d_o : 10,5 mm;
- Espaçamento entre as aletas, F_s : 1,77 a 3,21 mm;
- Número de tubos na direção do escoamento (arranjo de tubos desencontrados), N : 2 a 6;
- Espaçamento transversal entre os tubos, P_t : 25,4 mm;
- Espaçamento longitudinal entre os tubos, P_l : 22,0 mm;
- Faixa do número de Reynolds baseado no diâmetro externo e na velocidade máxima (ou seja, na mínima área de seção transversal – $\text{Re}_{d_o} = G_{\text{max}} d_o / \mu_a$): 800 a 7500.

A correlação de Wang *et al.* (1996) é dada pela seguinte expressão,

$$f = 1,039 \text{Re}_{d_o}^{-0,418} \left(\frac{\delta_f}{d_o} \right)^{-0,104} N^{-0,0935} \left(\frac{F_s}{d_o} \right)^{-0,197} \quad (3.76)$$

onde δ_f é a espessura da aleta.

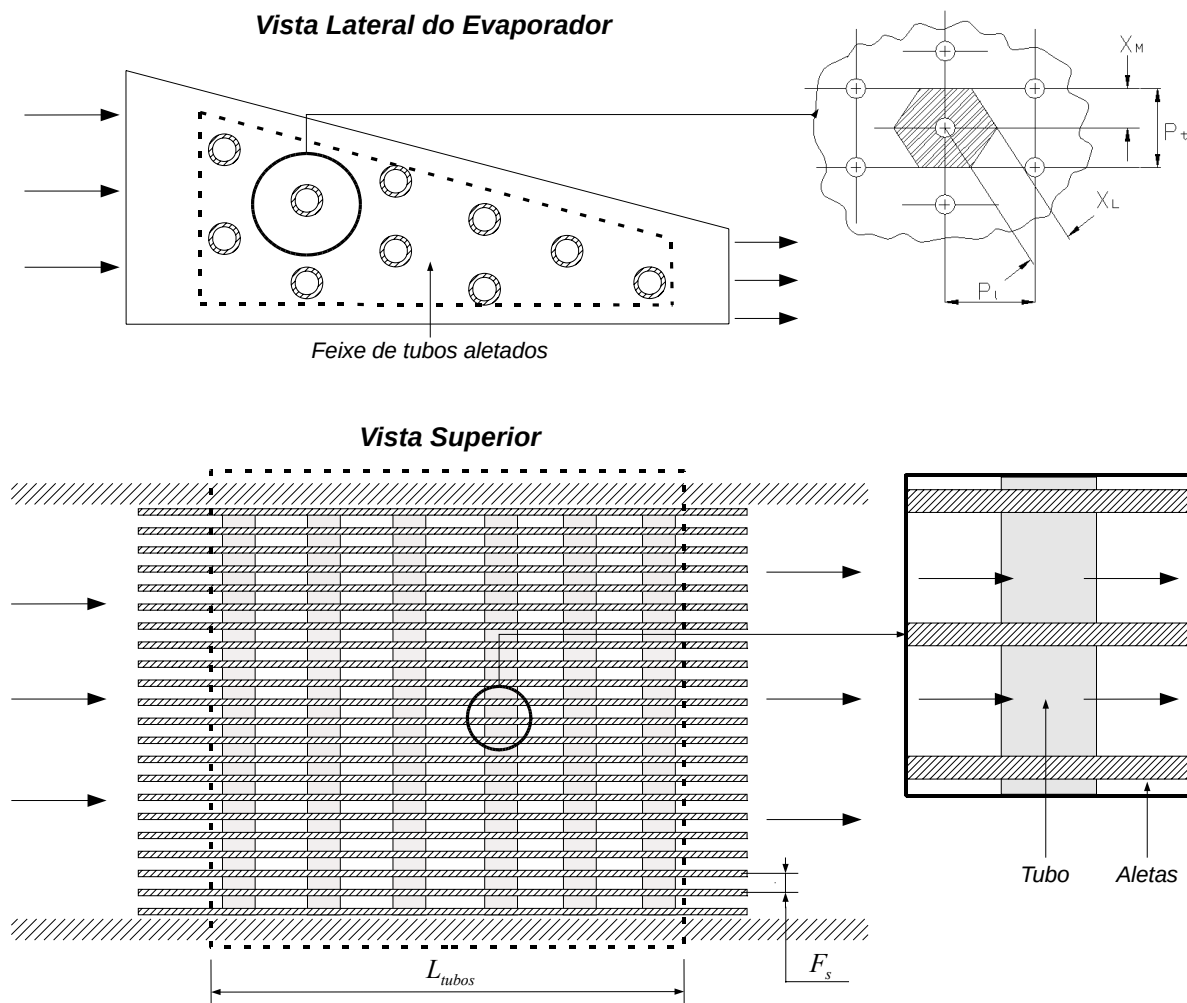


Figura 3.40 – Regiões do feixe de tubos aletados do evaporador em vistas lateral e superior.

A rigor, devido à variação da seção transversal ao longo do escoamento, a correlação não pode ser aplicada diretamente no EFA, já que a velocidade do ar aumenta significativamente ao atravessar o feixe de tubos. Isto impossibilitaria o cálculo de um número de Reynolds representativo para todo o evaporador. Outro empecilho seria a existência de aletas descontínuas e com densidade variável (aletas/m) ao longo do trocador. Entretanto, a aplicação da divisão em volumes de controle e a integração das equações de conservação em cada volume contornam ambos os problemas, sendo possível então a utilização da correlação após a execução destes procedimentos.

Na utilização da estratégia de modelagem citada, tanto a pressão quanto a temperatura são consideradas homogêneas e uniformes na entrada de cada volume de controle. A divisão da vazão em massa total apresentada pelo sistema de equações (3.66)-(3.70) é realizada (e atualizada) em cada volume de controle, sendo possível haver um aumento ou redução do fluxo que atravessa o feixe de tubos ou o *by-pass* ao longo do evaporador. Porém, o transporte de massa entre regiões não ocorre no interior de um volume de controle (Figura 3.41). Os

trocadores do presente estudo foram divididos de maneira que os volumes de controle apresentassem um comprimento de aproximadamente 40 mm (o que, para os EFA, fornece 5 volumes de controle, e, para o EFA Mini, apenas um volume de controle).

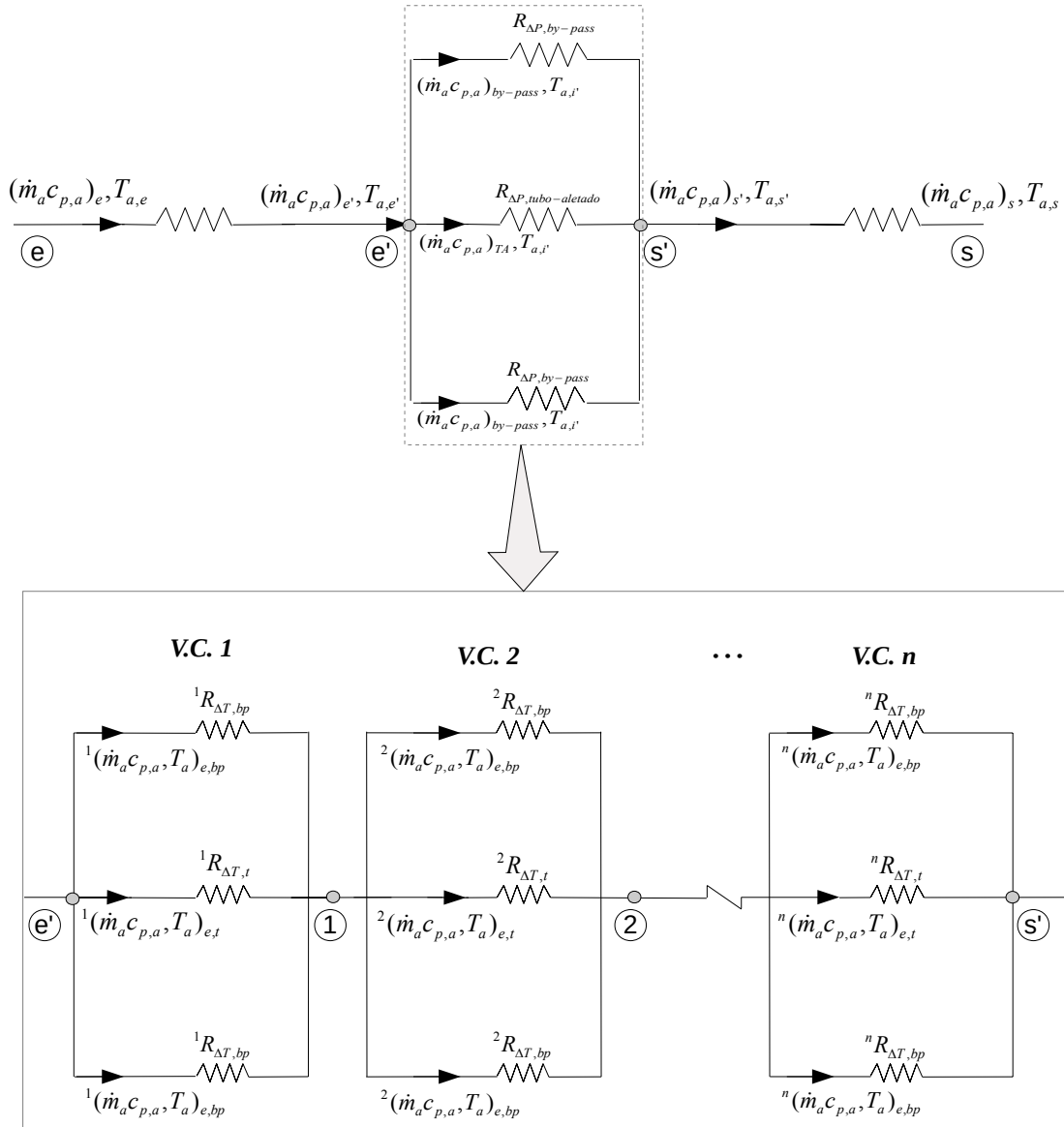


Figura 3.41 – Analogia com circuito elétrico aplicada a cada volume de controle dentro da região do feixe de tubos aletados.

Da Eq. (3.68) e da Figura 3.41 pode-se escrever que,

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{VC,t} + 2 \cdot \dot{m}_{VC,bp} \quad (3.77)$$

Conforme ilustra a Figura 3.42, a aplicação da Segunda Lei de Newton ao escoamento na região do feixe de tubos de um volume de controle fornece (Fox e McDonald, 1995; Shah e Sekulic, 2003),

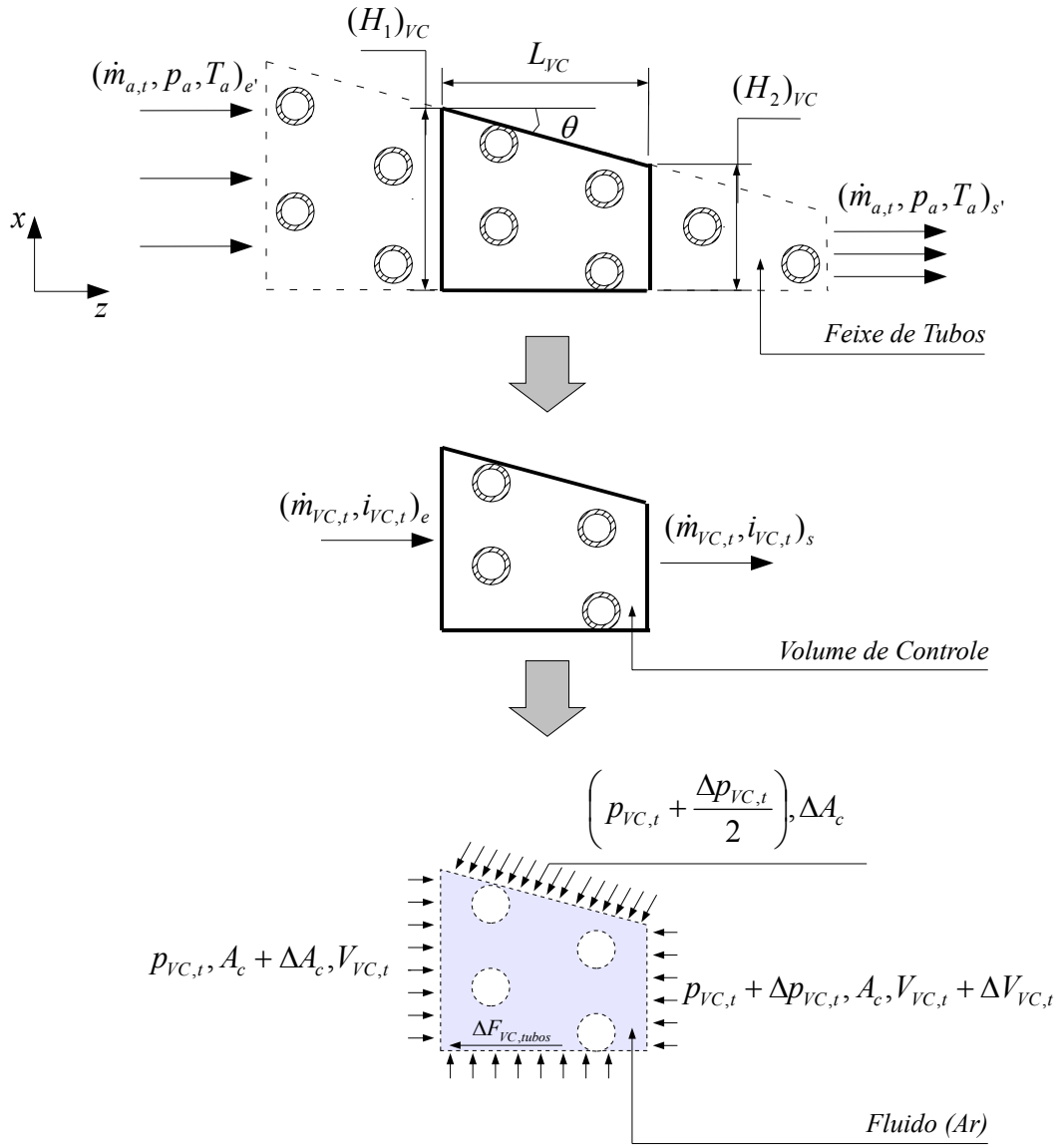


Figura 3.42 – Volume de controle da região de feixe de tubos aletados utilizado no modelo do EFA.

$$-\Delta F_{VC,t} + p_{VC,t}(A_c + \Delta A_c) - (p_{VC,t} + \Delta p_{VC,t})A_c - \left(p_{VC,t} + \frac{\Delta p_{VC,t}}{2}\right)\Delta A_c = \quad (3.78)$$

$$\dot{m}_{VC,t}(V_{VC,t} + \Delta V_{VC,t}) - \dot{m}_{VC,t}V_{VC,t}$$

Rearranjando e simplificando a equação anterior, obtém-se,

$$-\Delta p_{VC,t} = \frac{1}{A_c} \Delta F_{VC,t} + \frac{\dot{m}_{VC,t}}{A_c} \Delta V_{VC,t} \quad (3.79)$$

onde A_c é área mínima de passagem do ar através do feixe de tubos no volume de controle, definida no Apêndice II. $\Delta F_{VC,t}$ é a força devida ao atrito no volume de controle. Este termo pode ser escrito pela seguinte expressão,

$$\Delta F_{VC,t} = \tau_t \Delta A_t \quad (3.80)$$

onde ΔA_t é a área de contato entre o feixe de tubos aletados e o escoamento de ar no volume de controle. τ_t se refere à tensão de cisalhamento média atuando na área de contato entre o feixe de tubos e o ar, sendo obtida por (Shah e Sekulic, 2003),

$$\tau_t = \frac{f_t G_c^2}{2\rho} \quad (3.81)$$

onde f_t é o fator de atrito de Fanning, calculado aqui a partir da correlação de Wang *et al.* (1996) para um feixe de tubos com aletas planas. G_c é a velocidade mássica definida por,

$$G_c = \frac{\dot{m}_{VC,t}}{A_c} \quad (3.82)$$

Substituindo a Eq. (3.80) na (3.79), tem-se,

$$-\Delta p_{VC,t} = \frac{\tau_t \Delta A_t}{A_c} + \frac{\dot{m}_{VC,t}}{A_c} \Delta V_{VC,t} \quad (3.83)$$

Os dois termos do lado direito da equação acima são contribuições para a queda de pressão devidos a dois efeitos: atrito e aceleração do escoamento. Avaliando o termo de aceleração através da equação da continuidade, tem-se que,

$$\Delta(\rho A_c V_{VC,t}) = \rho A_c \Delta V_{VC,t} + \rho V_{VC,t} \Delta A_c + V_{VC,t} A_c \Delta \rho = 0 \quad (3.84)$$

$$\Delta V_{VC,t} = -\frac{V_{VC,t}}{\rho} \Delta \rho - \frac{V_{VC,t}}{A_c} \Delta A_c \quad (3.85)$$

Da equação de estado tem-se a seguinte relação,

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (3.86)$$

Logo,

$$\Delta \rho = \frac{1}{RT} \Delta p_{VC,t} - \frac{P}{RT^2} \Delta T_{VC,t} \quad (3.87)$$

Substituindo a Eq. (3.87) na (3.85) vem que,

$$\Delta V_{VC,t} = -\frac{V_{VC,t}}{\rho} \left(\frac{1}{RT} \Delta p_{VC,t} - \frac{p}{RT^2} \Delta T_{VC,t} \right) - \frac{V_{VC,t}}{A_c} \Delta A_c \quad (3.88)$$

Substituindo a equação anterior na Eq. (3.83),

$$-\Delta p_{VC,t} = \frac{\tau_t \Delta A_t}{A_c} + \frac{\dot{m}_{VC,t}}{A_c} \left[-\frac{V_{VC,t}}{\rho} \left(\frac{1}{RT} \Delta p_{VC,t} - \frac{p}{RT^2} \Delta T_{VC,t} \right) - \frac{V_{VC,t}}{A_c} \Delta A_c \right] \quad (3.89)$$

A variação de temperatura $\Delta T_{VC,t}$ pode ser obtida através do balanço de energia do escoamento do ar no volume de controle, dada por,

$$\Delta \dot{Q}_{VC,t} = \dot{m}_{VC,t} \Delta i_{VC,t} \quad (3.90)$$

onde $\Delta \dot{Q}_{VC,t}$ é a transferência de calor e $\Delta i_{VC,t}$ é a variação de entalpia. $\Delta \dot{Q}_{VC,t}$ é fornecida pela seguinte relação,

$$\Delta \dot{Q}_{VC,t} = q_t'' \Delta A_t \quad (3.91)$$

e $\Delta i_{VC,t}$, no caso do ar, pode ser calculada por,

$$\Delta i_{VC,t} = c_{pVC,t} \Delta T_{VC,t} \quad (3.92)$$

onde $c_{pVC,t}$ é o calor específico do ar avaliado na temperatura média do volume de controle ($T_m = (T_{VC,t,e} + T_{VC,t,s})/2$).

Logo, fazendo um balanço de energia no volume de controle da Figura 3.42, tem-se que,

$$\dot{m}_{VC,t} c_{pVC,t} \Delta T_{VC,t} = q_t'' \Delta A_t \quad (3.93)$$

onde, pela lei de resfriamento, é possível escrever,

$$q_t'' = \eta_o h_t (T - T_w) \quad (3.94)$$

Assim,

$$\Delta T_{VC,t} = \frac{1}{\dot{m}_a c_{pVC,t}} [\eta_o h_t (T - T_w)] \Delta A_t \quad (3.95)$$

onde h_t é o coeficiente de transferência de calor entre o ar e o feixe de tubos aletados, T_w é a temperatura da superfície externa do tubo e T é a temperatura local do ar no volume de controle, a qual é função da posição z .

Substituindo a Eq. (3.95) na (3.89), onde $p = \rho RT$, chega-se à seguinte forma,

$$\left(\frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t}}{p A_c} - 1 \right) \Delta p_{VC,t} = \frac{1}{A_c} \left[\tau_t + \frac{\eta_o h_t V_{VC,t}}{c_{pVC,t}} \left(1 - \frac{T_w}{T} \right) \right] \Delta A_t - \frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t}}{A_c^2} \Delta A_c \quad (3.96)$$

Para realizar uma integração da equação acima no volume de controle, é necessário fazer algumas hipóteses simplificativas adicionais, como segue:

- i. As áreas de tubos e aletas são uniformemente distribuídas ao longo do volume de controle, fornecendo,

$$\Delta A_t = A_t \frac{\Delta z}{L_{VC}} \quad (3.97)$$

onde A_t é a área de contato entre o feixe de tubos aletados e o escoamento de ar (definida no Apêndice II), z é a distância ao longo do trocador e L_{VC} é o comprimento do volume de controle;

- ii. ΔA_c é conhecida *a priori*,

$$\Delta A_c \cdot \frac{\Delta z}{\Delta z} \approx \frac{dA_c}{dz} \Delta z \quad (3.98)$$

e pode ser calculada através da seguinte aproximação para a área da seção transversal,

$$\frac{dA_c}{dz} = W \frac{dH}{dz} \Rightarrow \frac{dH}{dz} = -\tan \theta \therefore \frac{dA_c}{dz} = -W \tan \theta \quad (3.99)$$

$$\Delta A_c = -W \tan \theta \Delta z \quad (3.100)$$

- iii. Os termos $\frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t}}{A_c}$, $\frac{\tau_t}{A_c}$ e $\frac{\eta_o h_t V_{VC,t}}{A_c c_{pVC,t}}$ são constantes e avaliados através de

seus valores médios no volume de controle.

Dessa forma, a integração da Eq. (3.96) é dada por,

$$\int_{p_{VC,t,e}}^{p_{VC,t,s}} \left(\frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t}}{p A_c} - 1 \right) dp = \frac{\tau_t A_t}{A_c L_{VC}} \int_0^{L_{VC}} dz + \frac{\eta_o h_t V_{VC,t} A_t}{A_c c_{pVC,t} L_{VC}} \int_0^{L_{VC}} \left(1 - \frac{T_w}{T} \right) dz$$

$$+ \frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t} W \tan \theta}{A_c^2} \int_0^{L_{VC}} dz \quad (3.101)$$

Para obter a solução da equação anterior, é necessário conhecer o perfil de temperatura T e o coeficiente de transferência de calor h_t , que serão apresentados na Seção 3.3.2. Como será mostrado, o perfil de temperaturas no volume de controle pode ser escrito na forma,

$$T(z) = T_{VC,t,e} (1 - K_2) + T_w K_2 \quad (3.102)$$

onde $K_2 = 1 - \exp(-K_1 z / L_{VC})$ e onde K_1 é dado pela relação,

$$K_1 = \frac{\eta_o h_t A_t}{\dot{m}_{VC,t} c_{pVC,t}} \quad (3.103)$$

Avaliando então a integral $\int_0^{L_{VC}} \left(1 - \frac{T_w}{T} \right) dz$ da Eq. (3.101) tem-se,

$$\int_0^{L_{VC}} \left(1 - \frac{T_w}{T} \right) dz = \frac{L_{VC}}{K_1} \ln \left[\frac{T_w}{T_{VC,t,e}} + \left(1 - \frac{T_w}{T_{VC,t,e}} \right) \exp(-K_1) \right] \quad (3.104)$$

Retornando à Eq. (3.102), é fácil verificar que o argumento do logaritmo natural da equação anterior é igual a $T(L_{VC})/T_{VC,t,e} = T_{VC,t,s}/T_{VC,t,e}$, logo,

$$\int_0^{L_{VC}} \left(1 - \frac{T_w}{T} \right) dz = \frac{L_{VC}}{K_1} \ln \left[\frac{T_{VC,t,s}}{T_{VC,t,e}} \right] \quad (3.105)$$

Substituindo a equação anterior e integrando os outros termos do lado direito na Eq. (3.101), tem-se,

$$\int_{p_{VC,t,e}}^{p_{VC,t,s}} \left(\frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t}}{p A_c} - 1 \right) dp = \frac{\tau_t A_t}{A_c} + \frac{\eta_o h_t V_{VC,t} A_t}{A_c c_{pVC,t} K_1} \ln \left(\frac{T_{VC,t,s}}{T_{VC,t,e}} \right)$$

$$+ \frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t} W \tan \theta L_{VC}}{A_c^2} \quad (3.106)$$

Avaliando agora a integral da pressão tem-se,

$$\int_{p_{VC,e}}^{p_{VC,s}} \left(\frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t}}{p A_c} - 1 \right) dp = \frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t}}{A_c} \ln \left(\frac{p_{VC,s}}{p_{VC,e}} \right) + (p_{VC,e} - p_{VC,s}) \quad (3.107)$$

Substituindo então as Eq. (3.107) na Eq. (3.106) tem-se,

$$(p_{VC,e} - p_{VC,s}) = -\Delta p_{VC} = \frac{\tau_t A_t}{A_c} + \frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t}}{A_c} \left[\ln \left(\frac{T_{VC,t,s}}{T_{VC,t,e}} \right) - \ln \left(\frac{p_{VC,s}}{p_{VC,e}} \right) \right] + \frac{\dot{m}_{VC,t} V_{VC,t} W \tan \theta L_{VC}}{A_c^2} \quad (3.108)$$

As Eqs. (3.102) e (3.108) fornecem os valores de $T_{VC,s}$ e $p_{VC,s}$ (temperatura e pressão na saída do VC). Note que a Eq. (3.102) depende da solução da Eq. (3.108) (já que o fluxo de massa depende da pressão) e que esta última deve ser resolvida iterativamente por conta do último termo do lado direito da equação. Na Eq. (3.108), o primeiro termo do lado direito representa a queda de pressão devida ao atrito (parcela irreversível), enquanto que o segundo termo é devido à variação da massa específica do ar com a pressão e com a temperatura. O terceiro termo, por sua vez, representa a queda de pressão resultante da aceleração do escoamento (efeito Bernoulli).

Em termos da resistência ao escoamento no feixe de tubos, a Eq. (3.108) pode ser escrita na forma,

$${}^{VC}R_{\Delta p,t} = \frac{\tau_t A_t}{A_c \dot{m}_{VC,t}} + \frac{V_{VC,t} W \tan \theta L_{VC}}{A_c^2} + \frac{V_{VC,t}}{A_c c} \left[\ln \left(\frac{T_{VC,t,s}}{T_{VC,t,e}} \right) - \ln \left(\frac{p_{VC,s}}{p_{VC,e}} \right) \right] \quad (3.109)$$

A queda de pressão total, que engloba toda região do feixe de tubos aletados do evaporador, é dada pela seguinte expressão,

$$\Delta p_{e'-s'} = \sum_{VC=1}^n {}^{VC}R_{\Delta p,t} \dot{m}_{VC,t} \quad (3.110)$$

onde n é o número de volumes de controle.

Resistência ao escoamento da região do by-pass

Esta região é compreendida entre as arestas das aletas do evaporador e as linhas paralelas a estas arestas, que tangenciam os tubos mais próximos e as regiões de entrada ou saída, como apresentado na Figura 3.43.

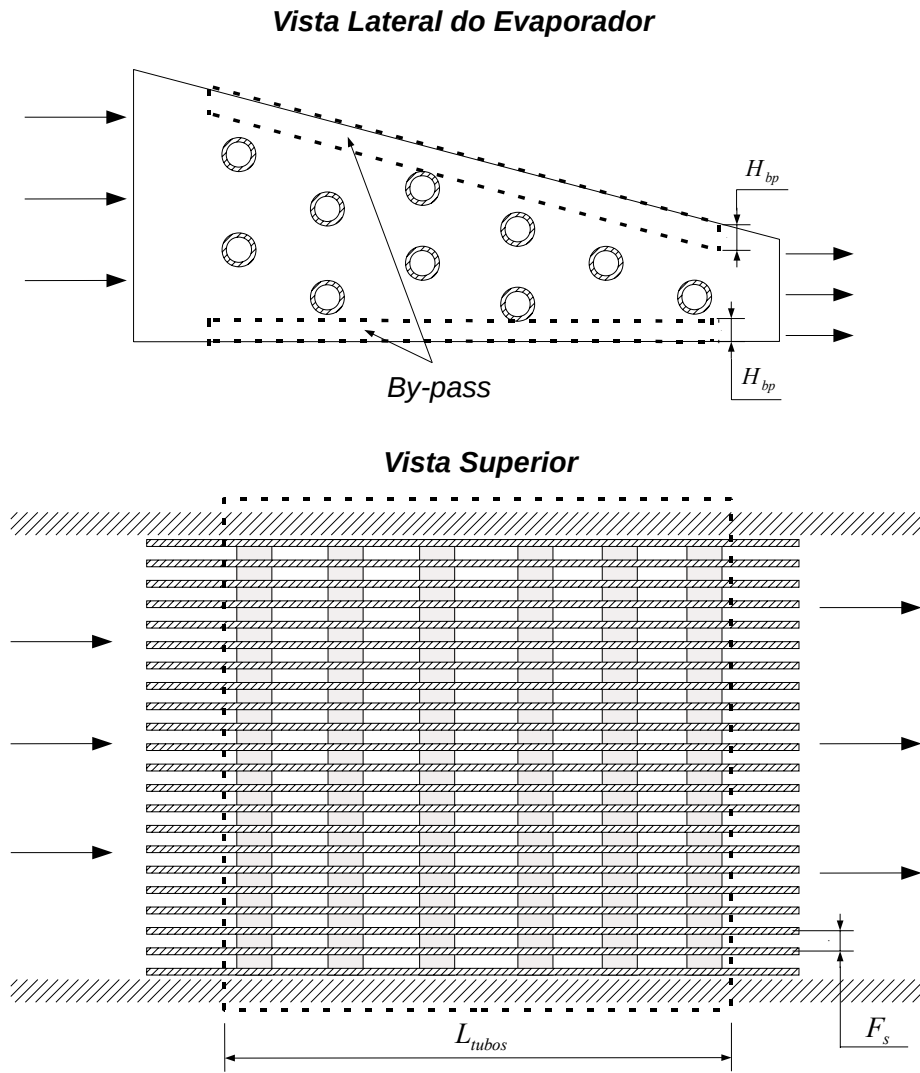


Figura 3.43 – Regiões do *by-pass* em uma vista lateral e superior.

O escoamento nesta região é admitido como o de camada limite sobre uma placa plana. Além disso, como o número de Reynolds baseado no comprimento do evaporador, L , fica, em todos os casos investigados, bem abaixo do valor crítico para transição à turbulência ($Re_{L,c} = 5 \times 10^5$), o regime é suposto laminar. A hipótese de escoamento em camada limite na região do *by-pass* pode ser justificada pelos resultados mostrados na Figura 3.44, onde a espessura da camada limite adimensional, δ^* , é dada por,

$$\delta^* = \frac{\delta_h}{F_s / 2} \quad (3.111)$$

em que $\delta_h (\approx 5x / \sqrt{Re_x})$ é a espessura da camada limite hidrodinâmica para o escoamento laminar em placa plana. A figura mostra doze casos extremos (dois valores de número de aletas, 30 e 60, e duas vazões, 34 e 102 m³/h, para os três tipos de trocadores estudados), onde apenas 5 apresentaram valores de δ^* iguais a 1 para $x < L/2$ ($\sim 0,096$ m), ou seja, para 7 dos

12 casos avaliados o comprimento da região de desenvolvimento hidrodinâmico supera a metade do comprimento do evaporador.

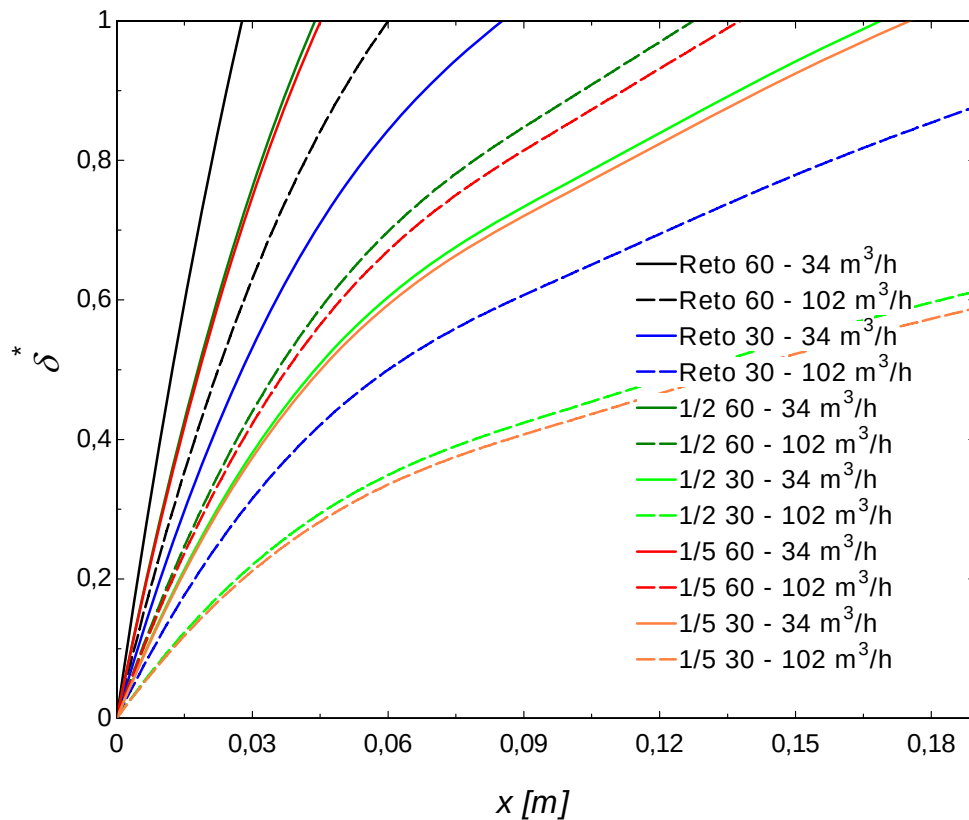


Figura 3.44 – Estimativa da espessura da camada limite ao longo do canal do *by-pass*.

A escolha do modelo de camada limite para descrever o escoamento na região do *by-pass* pode ser mais adequada (em comparação, por exemplo, com o modelo de escoamento plenamente desenvolvido em um canal) em casos em que as aletas são descontínuas. Nestas situações, espera-se que as camadas limites se renovem periodicamente em função da falta de continuidade das superfícies estendidas na direção do escoamento principal (ver Figura 3.9).

Como a divisão do fluxo de massa entre as regiões do *by-pass* e do feixe de tubos (Eqs. (3.66)-(3.70)) é realizada em cada volume de controle, a posição e o comprimento das regiões devem ser os mesmos, como mostra a Figura 3.45. Pode-se verificar na figura que existem dois canais em um mesmo volume de controle, onde um deles pode apresentar um comprimento maior do que o outro. Entretanto, por simplicidade, foi considerado um mesmo comprimento (médio) para os canais.

De acordo com o modelo de resistências, a diferença de pressão a que estão submetidas cada região do volume de controle (feixe de tubos e *by-pass*) é a mesma. Porém, a

solução da equação que avalia a variação de pressão no *by-pass* é necessária para que se possa obter a parcela do fluxo de massa que atravessa cada uma das regiões.

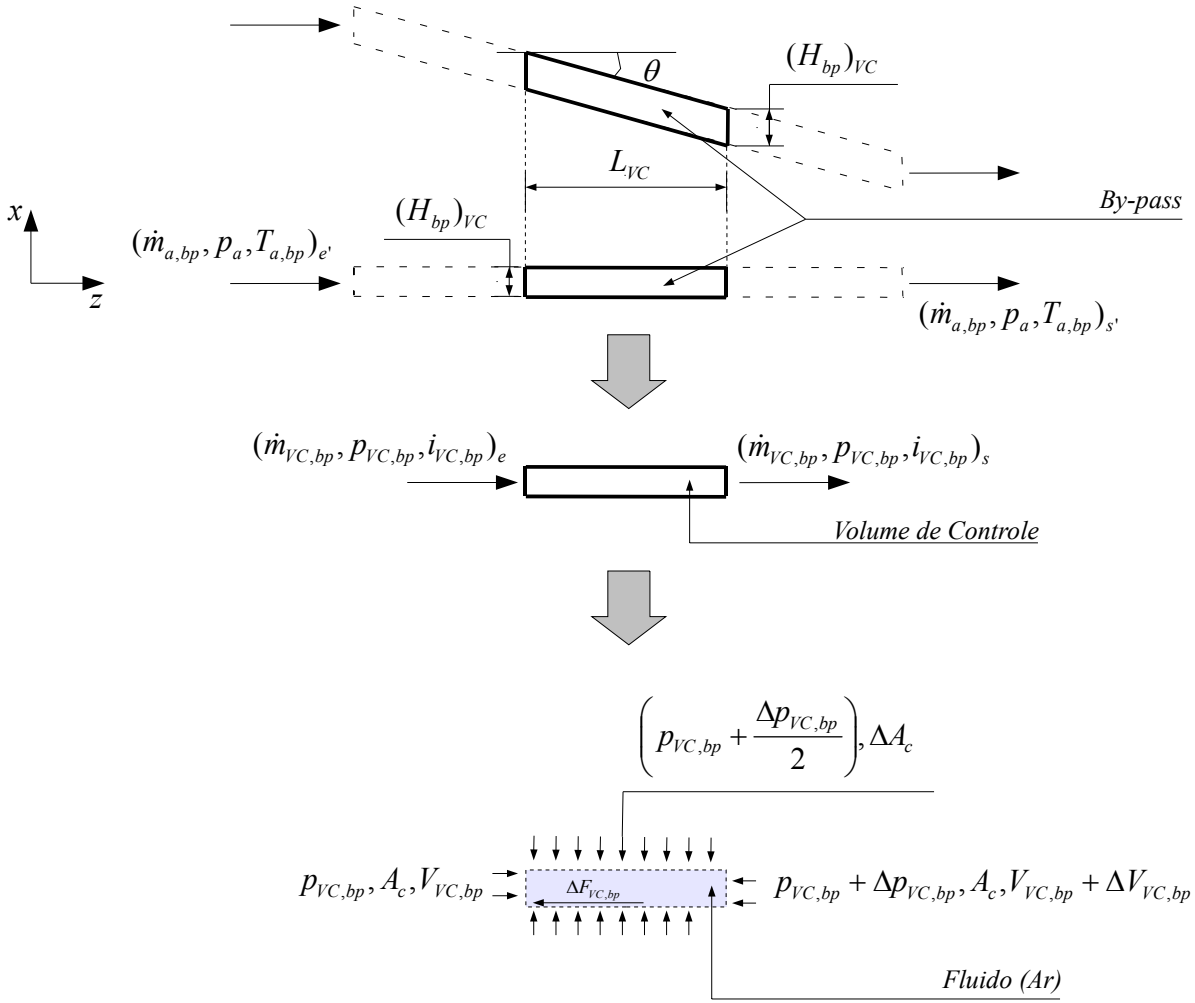


Figura 3.45 – Volume de controle da região do *by-pass* utilizado no modelo do EFA.

A metodologia aplicada para obter a resistência ao escoamento na região do *by-pass* é a mesma utilizada na avaliação do feixe de tubos. Dentro da região do *by-pass*, nos volumes de controle, não existe variação da área de passagem do escoamento, ou seja, $\Delta A_{c,bp} = 0$. Logo, a Eq. (3.96) pode ser escrita para o *by-pass* com a seguinte forma,

$$\left(\frac{\dot{m}_{VC,bp} V_{VC,bp}}{p A_{c,bp}} - 1 \right) \Delta p_{VC} = \frac{1}{A_{c,bp}} \left[\tau_{bp} + \frac{\eta_f h_{bp} V_{VC,bp}}{c_{pVC}} \left(1 - \frac{T_w}{T} \right) \right] \Delta A_{bp} \quad (3.112)$$

onde $A_{c,bp}$ é a área de passagem do ar pelo canal (descrito no Apêndice II), h_{bp} é o coeficiente de transferência de calor do *by-pass*, η_f é a eficiência da aleta e ΔA_{bp} é a área de contato entre o fluido (ar) e as aletas da região do *by-pass* de cada volume de controle. Este termo pode ser definido da mesma maneira que a Eq. (3.80). Logo, tem-se que,

$$\Delta A_{bp} = A_{bp} \frac{\Delta z}{L_{VC}} \quad (3.113)$$

onde A_{bp} é a área de contato entre as aletas do *by-pass* e o escoamento de ar (definida no Apêndice II).

Substituindo a equação anterior e fazendo as mesmas considerações em relação aos termos médios da região do feixe de tubos do volume de controle, através da integração da Eq.(3.112), chega-se à seguinte equação,

$$(p_{VC,e} - p_{VC,s}) = -\Delta p_{VC} = \frac{\tau_{bp} A_{bp}}{A_{t,bp}} + \frac{V_{VC,bp} \dot{m}_{VC,bp}}{A_{t,bp}} \left[\ln \left(\frac{T_{VC,bp}}{T_{VC,bp,e}} \right) - \ln \left(\frac{p_{VC,s}}{p_{VC,e}} \right) \right] \quad (3.114)$$

Conforme apontado anteriormente (Figura 3.44), realizando uma análise da espessura da camada limite hidrodinâmica, a relação para a tensão de cisalhamento na parede pode ser assumida como para um escoamento laminar sobre uma placa plana (Fox e McDonald, 1995),

$$\tau_{bp} = \frac{1,328}{\sqrt{\text{Re}_{L_{VC}}}} \frac{\rho V_{VC,bp}^2}{2} \quad (3.115)$$

Assim, a queda de pressão total acumulada em todos os volumes de controle para a região do *by-pass* é obtida pela seguinte expressão,

$$\Delta p_{e'-s'} = \sum_{VC=1}^n {}^{VC} R_{\Delta P,bp} \dot{m}_{VC,bp} \quad (3.116)$$

onde,

$${}^{VC} R_{\Delta P,bp} = \frac{\tau_{bp} A_{bp}}{A_{t,bp} \dot{m}_{VC,bp}} + \frac{V_{VC,bp}}{A_{t,bp}} \left[\ln \left(\frac{T_{VC,bp,s}}{T_{VC,bp,e}} \right) - \ln \left(\frac{p_{VC,s}}{p_{VC,e}} \right) \right] \quad (3.117)$$

Finalmente, de posse das Eq. (3.77), (3.110) e (3.116), é possível obter $\Delta p_{e'-s'}$ e as vazões de ar em cada região dos volumes de controle, para em seguida utilizar a Eq. (3.71) e obter a queda de pressão total do evaporador.

3.3.2. Transferência de calor

Para a obtenção da transferência de calor no EFA, foi feita uma análise semelhante à realizada para a queda de pressão. Entretanto, como pode ser visto na Figura 3.46, para a troca

de calor, o evaporador foi dividido apenas nas regiões do feixe de tubos e *by-pass*, uma vez que as regiões de entrada e saída descritas anteriormente têm um comprimento muito pequeno, onde a troca térmica é suposta pouco significativa.

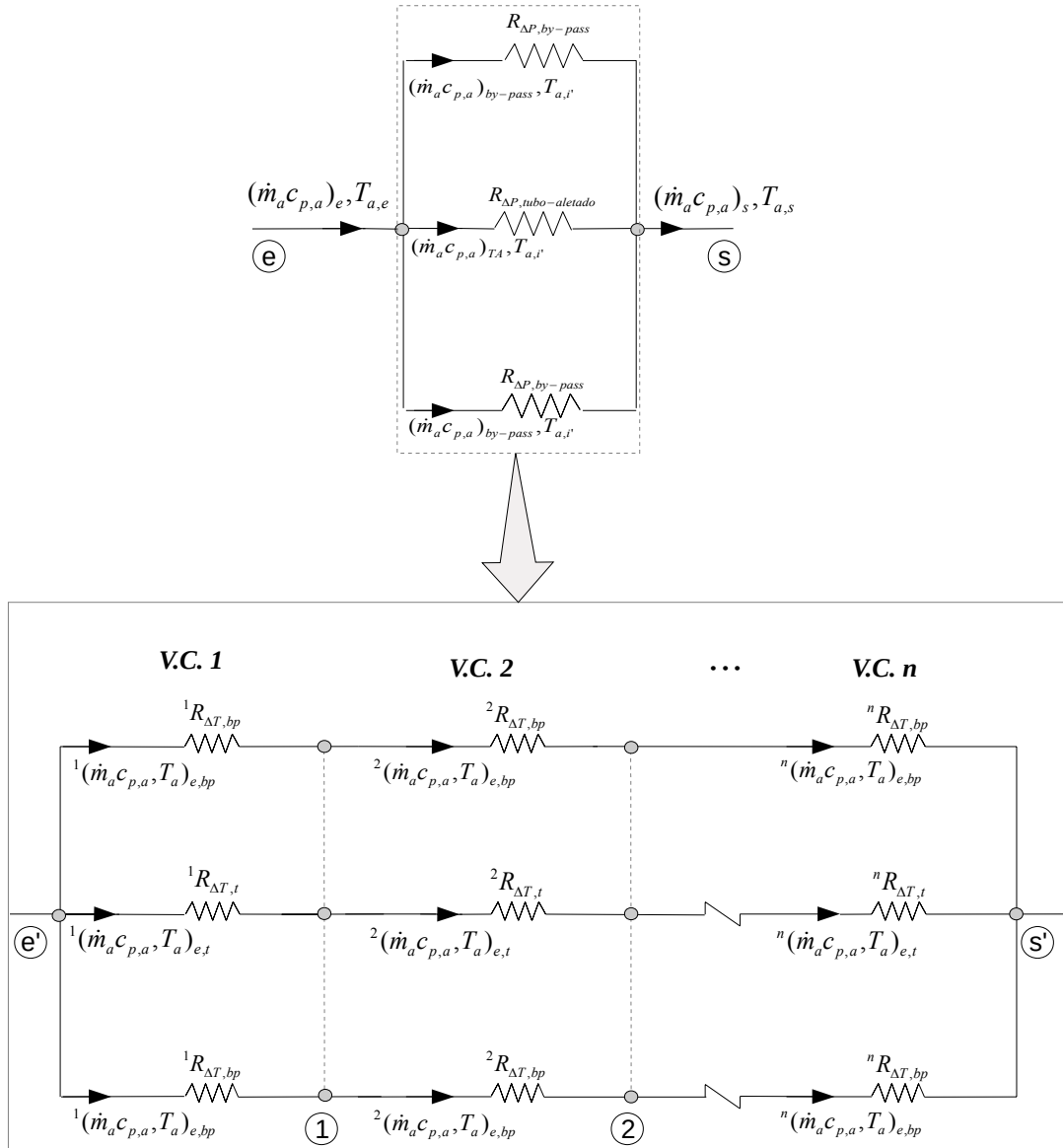


Figura 3.46 – Circuito térmico do modelo do evaporador.

Aplicando um balanço de energia em um dos volumes de controle da figura, para as regiões do feixe de tubos e *by-pass*, pode-se escrever que,

$$\dot{Q}_{VC,t} = \dot{m}_{VC,t} c_{pVC} (T_{VC,t,e} - T_{VC,t,s}) \quad (3.118)$$

$$\dot{Q}_{VC,bp} = \dot{m}_{VC,bp} c_{pVC} (T_{VC,bp,e} - T_{VC,bp,s}) \quad (3.119)$$

A taxa de transferência de calor total é dada por,

$$\dot{Q}_e = \sum_{VC=1}^n (\dot{Q}_{VC,t} + 2 \cdot \dot{Q}_{VC,bp}) \quad (3.120)$$

Note que para obter a solução da equação anterior é necessário conhecer a parcela do fluxo de massa de cada região e a temperatura de entrada e saída de cada volume de controle. A vazão em massa é obtida da solução das equações da queda de pressão apresentadas na seção anterior. Assumindo continuidade entre as temperaturas de volumes de controle adjacentes, tem-se que,

$$T_{VC=n,t,e} = T_{VC=n-1,t,s} \quad (3.121)$$

$$T_{VC=n,bp,e} = T_{VC=n-1,bp,s} \quad (3.122)$$

A temperatura no ponto s da Figura 3.46 é obtida a partir do conceito de temperatura média de mistura,

$$\bar{T}_{VC=n,m} = \frac{(\dot{m}_{VC,t} T_{VC,t,s} + 2 \cdot \dot{m}_{VC,bp} T_{VC,bp,s})}{(\dot{m}_{VC,t} + 2 \cdot \dot{m}_{VC,bp})} \quad (3.123)$$

Os perfis de temperatura do ar no feixe de tubos e no *by-pass* são obtidos a partir da integração da equação da energia em cada volume de controle, conforme será descrito a seguir.

Região do Feixe de Tubos Aletados

Realizando um balanço de energia em um dos volumes de controle da Figura 3.46, assumindo as mesmas hipóteses simplificativas referentes às propriedades médias no volume de controle e procedendo similarmente como nas Eqs. (3.90)-(3.95), esta última equação pode ser expressa pela seguinte relação,

$$\frac{\Delta T_{VC,t}}{(T - T_w)} = \frac{\eta_o h_t A_t}{\dot{m}_{VC,t} c_{pVC} L_{VC}} \Delta z \quad (3.124)$$

Integrando desde a entrada do volume de controle até uma posição genérica, tem-se que,

$$\int_{T_{VC,e}}^{T(z)} \frac{dT}{(T - T_w)} = \frac{\eta_o h_t A_t}{\dot{m}_{VC,t} c_{pVC} L_{VC}} \int_0^z \Delta z \quad (3.125)$$

Resolvendo a integral acima, chega-se a,

$$\frac{T(z) - T_w}{T_{VC,i} - T_w} = \exp\left(\frac{\eta_o h_t A_t z}{\dot{m}_{VC,t} c_{pVC} L_{VC}}\right) \quad (3.126)$$

ou, na forma da Eq. (3.102),

$$T(z) = T_{VC,e} (1 - K_2) + T_w K_2 \quad (3.127)$$

onde K_2 é calculado a partir da constante K_1 definida na Eq. (3.103),

Na saída do volume de controle, onde $z = L_{VC}$, a Eq. (3.127) pode ser escrita na forma,

$$T_{VC,t,s} = T_{VC,e} (1 - K_2) + T_w K_2 \quad (3.128)$$

onde $K_2 = 1 - \exp(-K_1)$.

Para se calcular o perfil de temperatura desta região, é necessário determinar o coeficiente de transferência de calor, h_t . A correlação que melhor se adequou aos evaporadores estudados no presente trabalho foi a proposta por Wang e Chang (1998). Esta correlação avalia o fator de Colburn j para um feixe de tubos circulares com aletas planas e contínuas em condições secas, para as seguintes faixas de variação dos parâmetros:

- Diâmetro externo, d_o : 7 a 19,51 mm;
- Espaçamento entre as aletas, F_s : 1,07 a 8,51 mm;
- Número de tubos na direção do escoamento (arranjo de tubos desencontrados), N : 1 a 8;
- Espaçamento transversal entre os tubos, P_t : 25,4 mm;
- Espaçamento longitudinal entre os tubos, P_l : 22,0 mm;
- Faixa do número de Reynolds baseado no diâmetro externo e na velocidade máxima (ou seja, na mínima área de seção transversal – $Re_{d_o} = \rho V_{max} d_o / \mu$): 300 a 8000.

A correlação para feixes com até 4 fileiras de tubos é dada pela seguinte expressão,

$$j_4 = 0,14 \text{Re}_{d_o}^{-0,328} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{-0,502} \left(\frac{F_s}{d_o} \right)^{0,0312} \quad (3.129)$$

Caso o feixe de tubos contenha mais do que 4 fileiras, deve-se utilizar a seguinte correlação,

$$\frac{j_N}{j_4} = 0,991 \left[2,24 \text{Re}_{d_o}^{-0,092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0,031} \right]^{0,607(4-N)} \quad (3.130)$$

A partir da definição do fator de Colburn j , o coeficiente de transferência de calor é dado por,

$$h_t = \frac{j G_c c_{pVC,t}}{\text{Pr}^{2/3}} \quad (3.131)$$

Região do By-pass

O procedimento para se obter o perfil de temperatura na região do *by-pass* difere daquele aplicado ao feixe de tubos somente no que se refere à eficiência térmica da superfície. Como no *by-pass* não há tubos, a eficiência da superfície é a própria eficiência da aleta, η_f . Logo, o perfil de temperatura para o *by-pass* é dado por,

$$T_{VC,bp,s} = T_{VC,e} (1 - K'_2) + T_w K'_2 \quad (3.132)$$

onde $K'_2 = 1 - \exp(-K'_1)$, e K'_1 é dado por,

$$K'_1 = \frac{\eta_f h_{bp} A_{bp}}{\dot{m}_{VC,bp} c_{pVC,bp}} \quad (3.133)$$

Mantendo a analogia com a queda de pressão na região do *by-pass*, assume-se que o escoamento do ar nesta região é em regime laminar sobre uma placa plana. Desta forma, h_{bp} é dado pela seguinte correlação para o número de Nusselt (Incropera e DeWitt, 1992),

$$Nu_{L,lam} = 0,664 \sqrt{\text{Re}_L} \sqrt[3]{\text{Pr}} \quad (3.134)$$

onde Re_L é o número de Reynolds baseado no comprimento da superfície ($\text{Re}_L = \rho V L_{VC} / \mu$). Em termos do número de Nusselt, h_{bp} é definido por,

$$h_{bp} = \frac{Nu_L k}{L_{VC}} \quad (3.135)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido.

Finalmente, tendo definido os perfis de temperatura nas regiões do feixe de tubos aletados e do *by-pass*, é possível calcular a troca de calor nos EFA através da Eq. (3.120).

3.3.3. Validação do Modelo Matemático

De forma a validar o modelo para uma posterior análise de otimização do sistema de refrigeração utilizando o conceito do EFA, as predições da queda de pressão e da transferência de calor foram comparadas com os resultados dos 39 ensaios experimentais. Da Figura 3.47 à Figura 3.49 são apresentadas as comparações dos resultados do modelo com os dados experimentais em função da vazão de ar. Como pode ser observado, o modelo apresentou uma boa concordância para a maioria dos trocadores tanto para a transferência de calor quanto para a queda de pressão. No geral, observa-se uma melhor concordância na faixa de vazões de ar entre 30 a 50 m³/h, onde normalmente operam os trocadores encontrados em refrigeradores *no-frost*. O maior desvio entre as predições e o experimento foi observado para a queda de pressão do evaporador Original 52 aletas, uma vez que a presença das resistências de degelo não foi considerada pelo modelo, modificando as características termo-hidráulicas do escoamento pelo *by-pass* neste trocador.

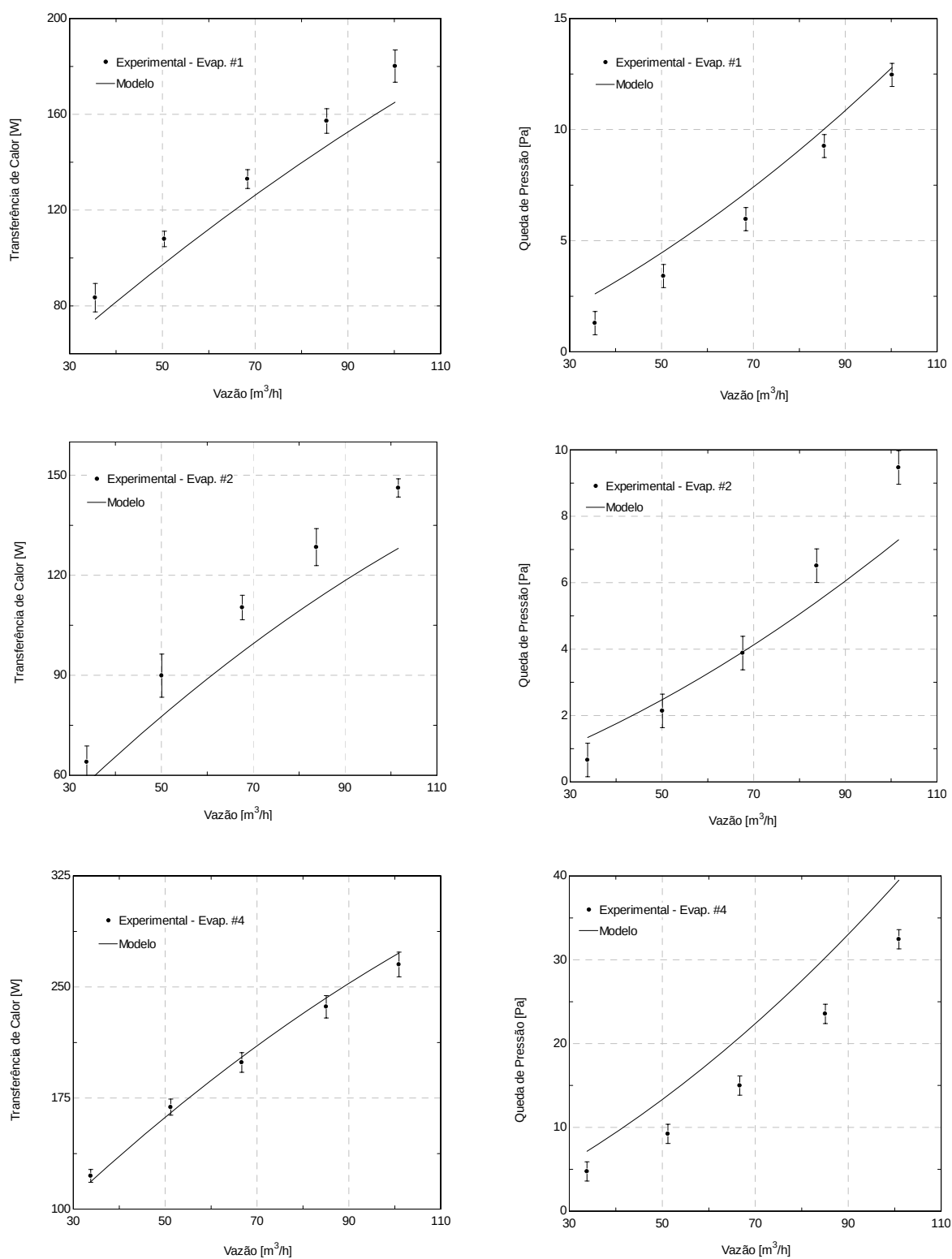


Figura 3.47 – Comparação do modelo com dados experimentais de transferência de calor e queda de pressão para os EFA Reto e 1/2.

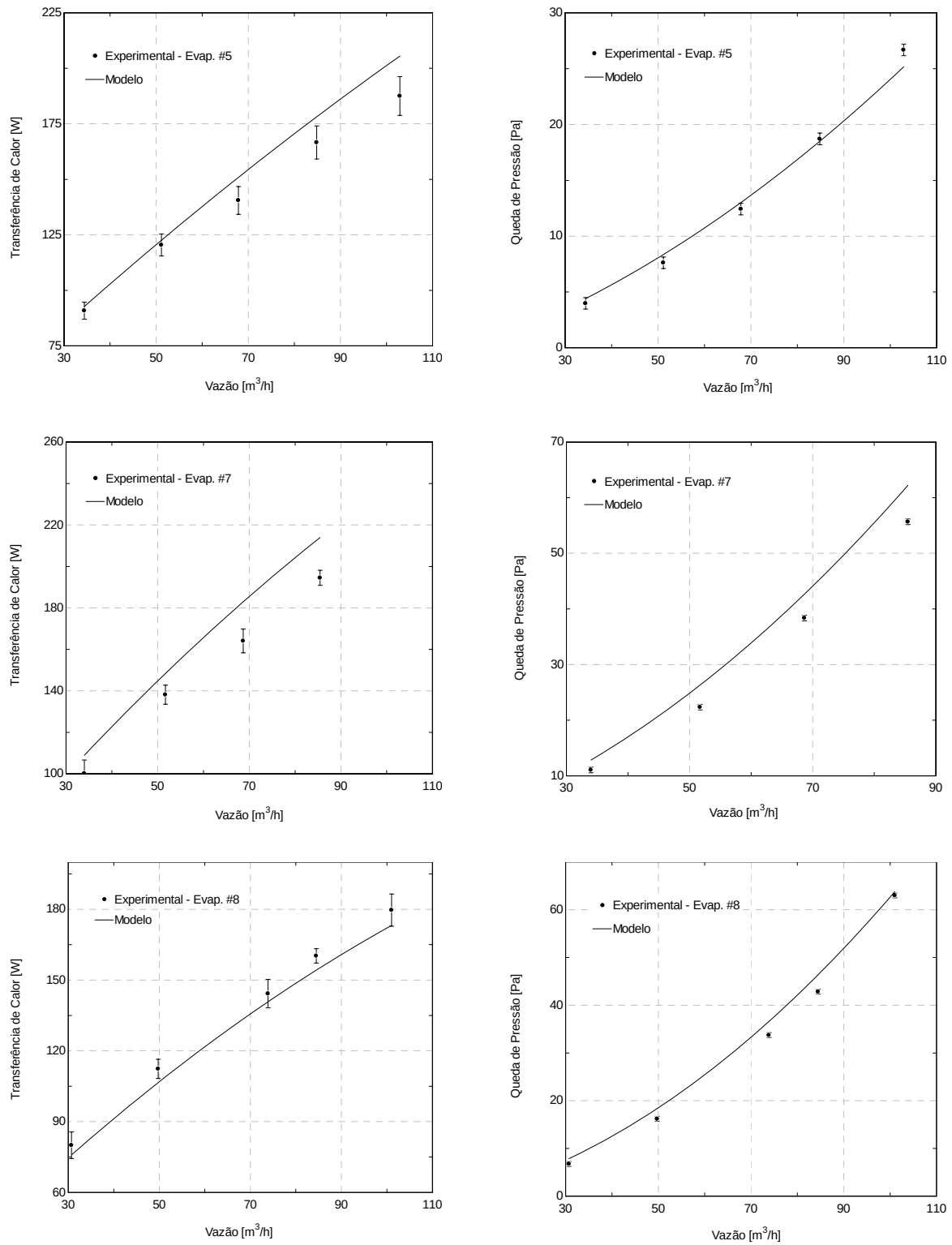


Figura 3.48 – Comparação do modelo com dados experimentais de transferência de calor e queda de pressão para os EFA 1/2 e 1/5.

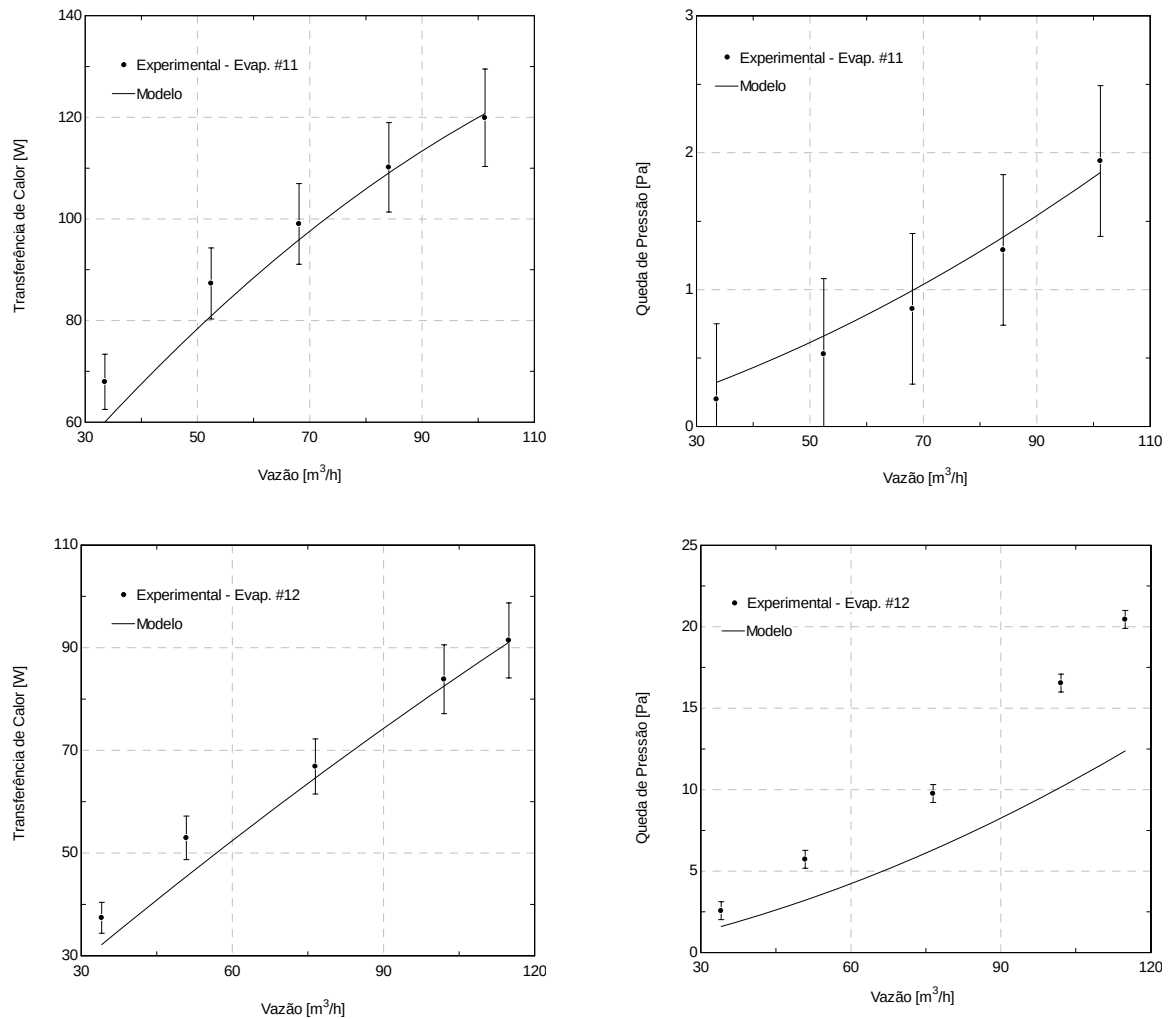


Figura 3.49 – Comparação do modelo com dados experimentais de transferência de calor e queda de pressão para o EFA Mini e Original.

A Figura 3.50 e a Figura 3.51 apresentam uma comparação geral entre os resultados do modelo e os pontos experimentais. No que se refere à transferência de calor, todos os pontos experimentais foram preditos com uma incerteza inferior a $\pm 10\%$. Com relação à queda de pressão, um maior espalhamento foi observado, sem, entretanto, uma tendência bem-definida. Ainda assim, a maioria dos pontos experimentais (28 no total) foi corroborada com uma incerteza igual ou menor do que $\pm 10\%$. Do ponto de vista da generalidade do modelo, tais resultados podem ser considerados satisfatórios, já que o procedimento de cálculo não fez uso de qualquer ajuste baseado no presente experimento para efetuar a regressão dos dados. Pelo contrário, optou-se pela utilização de correlações disponíveis na literatura para trocadores de calor tubo-aleta.

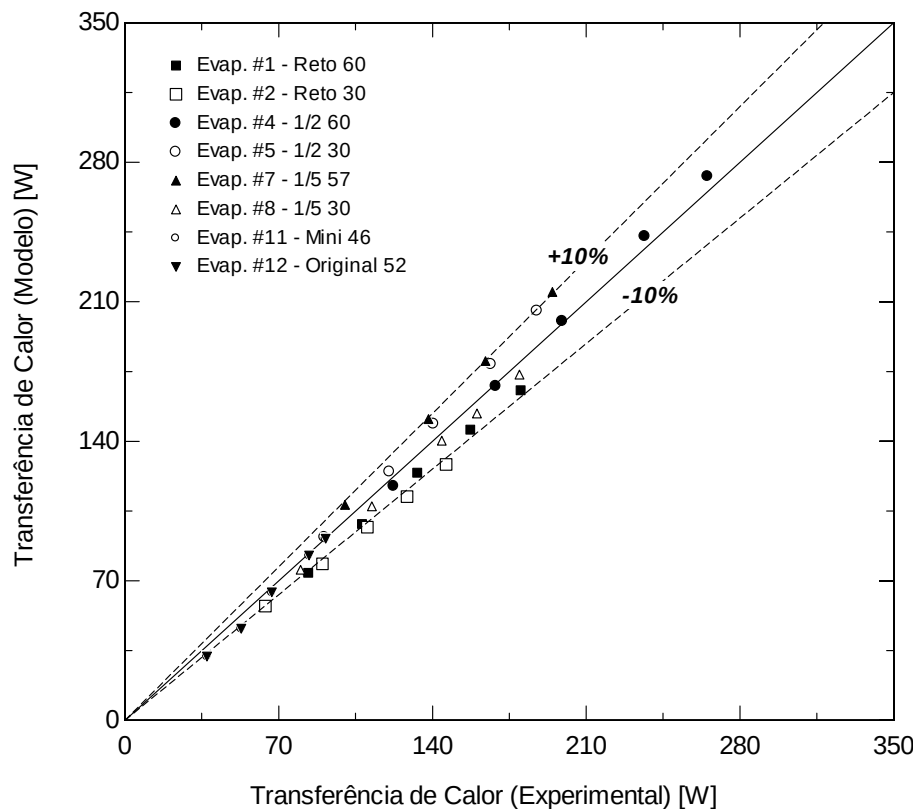


Figura 3.50 – Resultados de validação da troca de calor do *Modelo versus Experimental*.

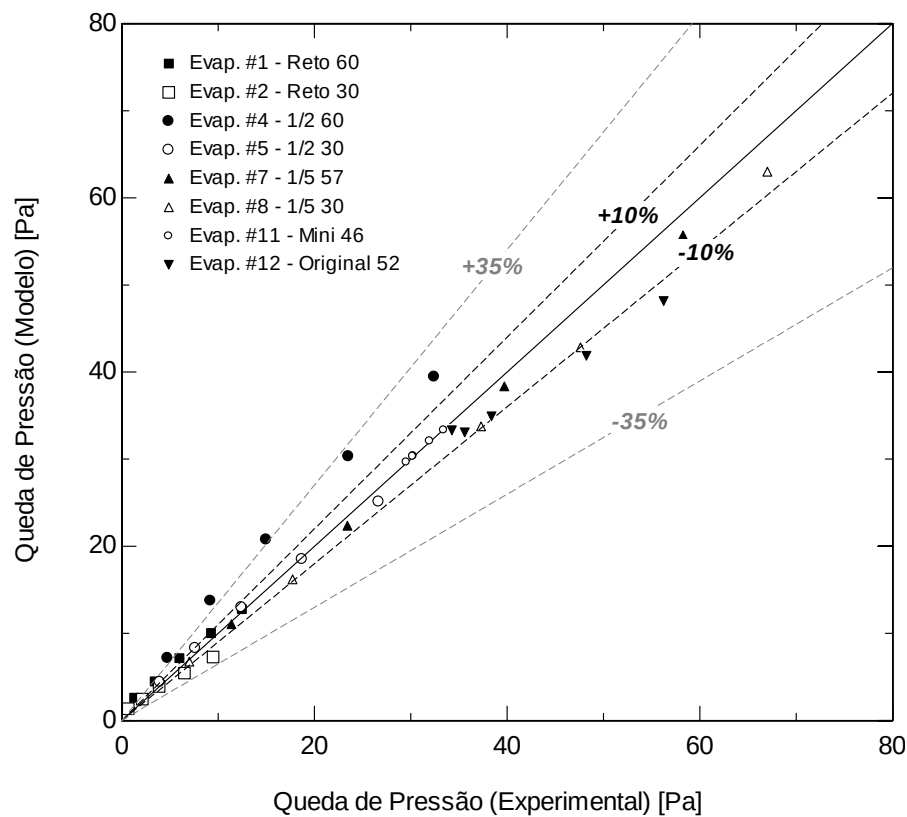


Figura 3.51 – Resultados de validação da queda de pressão do evaporador *Modelo versus Experimental*.

No contexto dos refrigeradores *no-frost*, os resultados do modelo para a transferência de calor são mais importantes do que aqueles para a queda de pressão no evaporador. A razão

para isto é o fato da queda de pressão no evaporador ser pequena em relação à queda de pressão experimentada pelo ar ao circular pelo sistema de distribuição e pelos próprios gabinetes. Em outras palavras, a queda de pressão no evaporador contribui de forma modesta (tipicamente 15%) para a determinação do ponto de operação e, conseqüentemente, a vazão volumétrica de ar produzida pelo ventilador.

Desta forma, uma validação para a queda de pressão foi realizada também com base na queda de pressão total (evaporador + circuito de ar interno do refrigerador), conforme mostra a Figura 3.52. Neste gráfico, a queda de pressão total experimental é dada pela soma da queda de pressão no evaporador e no sistema *sem o evaporador* (ambas determinadas experimentalmente), enquanto a queda de pressão calculada é a soma da queda de pressão no evaporador fornecida pelo modelo e a queda de pressão no sistema *sem o evaporador*. Como pode ser visto, a incerteza da queda de pressão total é reduzida a aproximadamente $\pm 10\%$. Assim, mesmo que o modelo do evaporador não reproduza a queda de pressão de maneira precisa, o erro envolvido não exibe um impacto significativo sobre a queda de pressão total, não acarretando, conseqüentemente, desvios significativos no cálculo da vazão de ar pelo o evaporador e pelos compartimentos.

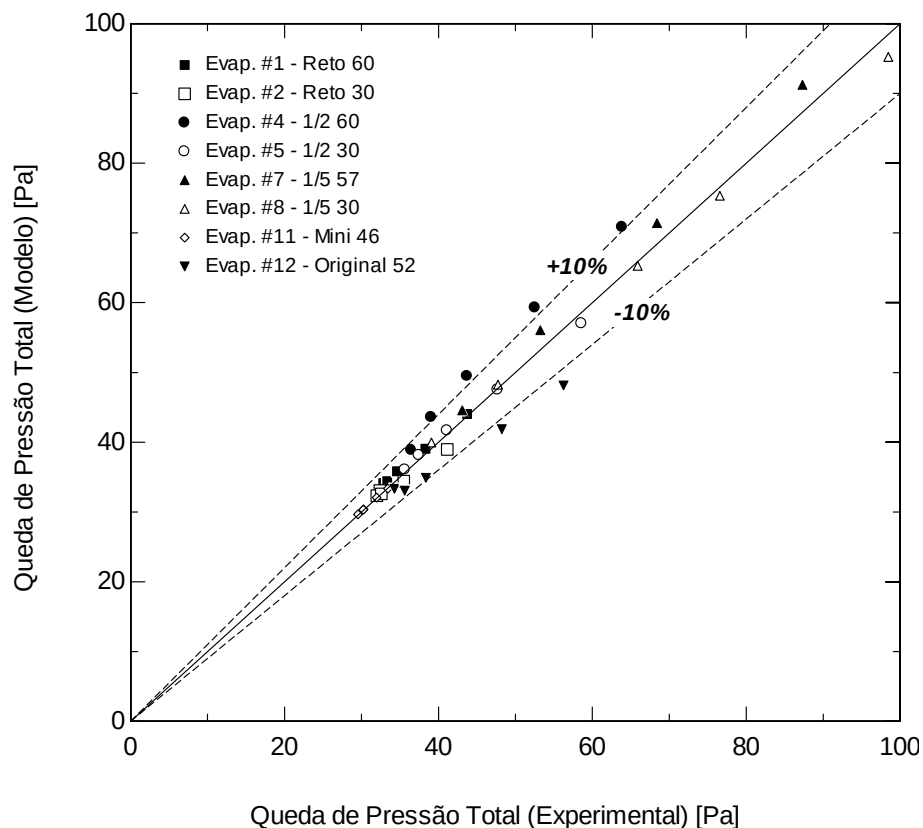


Figura 3.52 – Resultados de validação da queda de pressão total do *Modelo versus Experimental*.

4. MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

4.1. Aspectos Gerais

Em sistemas de refrigeração por compressão mecânica, os componentes se encontram interconectados e, conseqüentemente, qualquer alteração em um dos componentes pode afetar o desempenho dos outros componentes individualmente e do próprio sistema como um todo. A rigor, conforme demonstrado em alguns estudos (Pira *et al.*, 2000), não necessariamente, uma melhoria no desempenho *individual* (ou seja, isolado do sistema) de um dos componentes se reflete em um melhor desempenho do sistema como um todo. Portanto, de modo a se mensurar o impacto da alteração da configuração geométrica do evaporador sobre o desempenho do sistema, um modelo integrado dos componentes do sistema de refrigeração foi implementado computacionalmente.

Refrigeradores domésticos operam em regime transiente, uma vez que, na maioria dos casos, o controle da capacidade de refrigeração é efetuado pela ciclagem (liga-desliga) do compressor. A modelação transiente de um sistema de refrigeração é uma tarefa complexa, que envolve a solução de equações diferenciais não-lineares e acopladas, de modo a resolver o comportamento em função do tempo dos componentes do sistema de refrigeração e a transferência de calor transiente nos gabinetes do refrigerador (Hermes, 2006).

Em algumas situações, entretanto, resultados satisfatórios podem ser alcançados aproximando o comportamento do refrigerador por uma sucessão de ciclos em que, durante os períodos em que o compressor permanece ligado, o sistema se comporta como se em regime permanente. Uma vantagem desta abordagem simplificada sobre a modelação transiente completa é o menor tempo computacional. Como um dos focos do presente estudo é a realização de uma otimização, o tempo computacional é um parâmetro importante, já que em torno de 2000 simulações são necessárias à obtenção de uma configuração ótima. Logo, um aumento de alguns segundos no tempo computacional relativo a uma dada configuração pode resultar em mais alguns dias para a obtenção do resultado final de otimização.

A formulação matemática do modelo do sistema de refrigeração aplicada neste trabalho segue, em linhas gerais, a metodologia proposta por Pereira *et al.* (2007). O refrigerador foi dividido em cinco sub-modelos: compressor, trocadores de calor (condensador e evaporador), dispositivo de expansão (trocador de calor tubo capilar – linha de

sucção) e gabinetes (refrigerador e congelador). Os sub-modelos foram baseados em metodologias semi-empíricas, que consistem em utilizar uma abordagem teórica baseada nos princípios fundamentais da conservação da massa, quantidade de movimento e energia, complementadas por relações experimentais. Cada um desses sub-modelos será descrito a seguir neste capítulo, exceto pelo modelo do evaporador que já foi descrito detalhadamente no Capítulo 3. A Figura 4.1 mostra a notação a ser utilizada, juntamente com os componentes do sistema de refrigeração.

No presente estudo, ensaios experimentais foram necessários somente para caracterizar a transferência de calor e a perda de carga nos gabinetes, uma vez que sub-modelos para os demais componentes já se encontravam disponíveis na literatura (Pereira *et al.* 2007, Hermes e Melo 2007, Hermes 2006 e Gonçalves 2004).

Por fim, ensaios experimentais para caracterizar o desempenho energético do refrigerador foram conduzidos em uma câmara com temperatura controlada a fim de validar o modelo do sistema de refrigeração. Depois de verificada a confiabilidade do modelo matemático, foi possível realizar a análise de otimização do evaporador e de seu impacto sobre o desempenho do sistema de refrigeração (a ser apresentada no Capítulo 5).

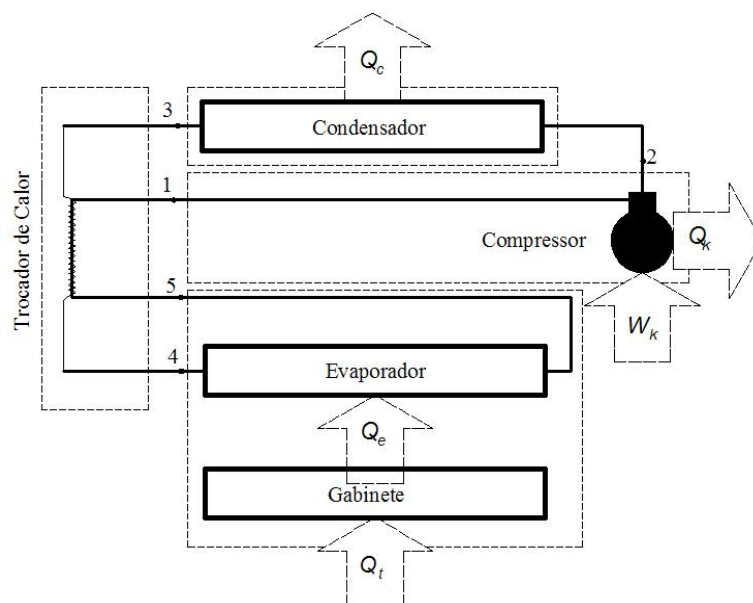


Figura 4.1 – Diagrama esquemático do sistema e acoplamento entre os sub-modelos do refrigerador (Pereira *et al.*, 2007).

4.2. Sub-Modelo do Compressor

O modelo de um compressor alternativo foi adotado no presente estudo, já que este é o tipo mais amplamente empregado em refrigeração doméstica. O mecanismo de compressão é baseado no movimento alternativo de um pistão no interior de um cilindro de compressão;

movimento este gerado por um motor elétrico. O compressor tem duas funções principais no sistema de refrigeração: aumentar a pressão (e, conseqüentemente, a temperatura de saturação correspondente) e bombear o fluido refrigerante. A Figura 4.2 mostra um diagrama esquemático do mecanismo do compressor e o balanço de energia no sub-modelo do compressor. Deste balanço de energia se obtém a entalpia do fluido na descarga deste componente, h_2 , dada pela seguinte expressão,

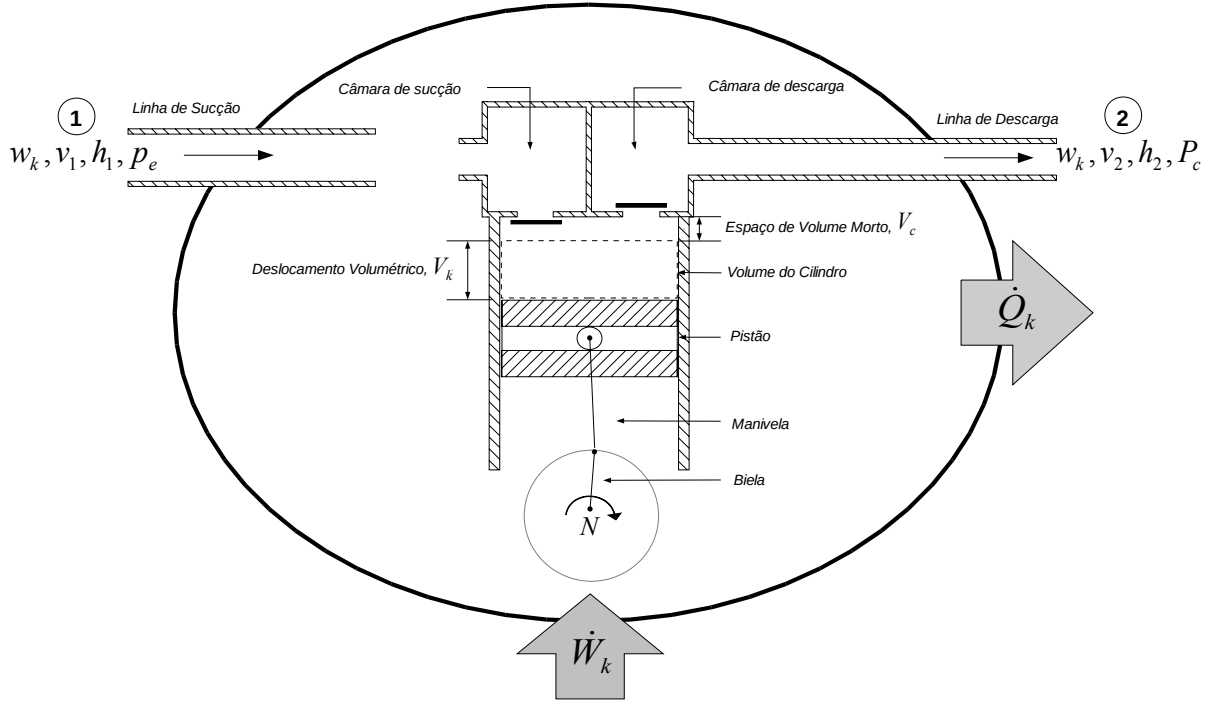


Figura 4.2 – Volume de controle do balanço de energia no compressor.

$$h_2 = h_1 + \frac{(\dot{W}_k - \dot{Q}_k)}{w_k} \quad (4.1)$$

onde h_1 e h_2 são as entalpias do ponto 1 e do ponto 2 (entrada e saída do compressor, respectivamente), w_k é o fluxo de massa, $\dot{W}_k$ é a potência total consumida pelo compressor e $\dot{Q}_k$ é o calor rejeitado para o ambiente pela carcaça do compressor.

O fluxo de massa é obtido admitindo a existência de uma eficiência volumétrica (Gosney, 1982). Deste conceito, a seguinte equação pode ser obtida,

$$w = \frac{V_k N}{v_1} \eta_v \quad (4.2)$$

onde V_k é o volume deslocado pelo pistão, N é a rotação do compressor, v_1 é o volume específico do fluido refrigerante na admissão e η_v é a eficiência volumétrica do compressor. A

eficiência volumétrica é obtida considerando que o compressor tem razão de volume morto $c=V_c/V_k$ (onde V_c é o volume residual após cada ciclo do pistão), e realiza um processo isentrópico. Assim, a eficiência volumétrica pode ser descrita pela seguinte equação,

$$\eta_v = 1 + c - c\Pi^{1/k} \quad (4.3)$$

onde Π é a razão de compressão (p_c/p_e) e k é o expoente isentrópico (para um gás ideal $k=c_p/c_v$). Substituindo a Eq. (4.3) na Eq. (4.2) tem-se,

$$w = \frac{V_k N + V_k N c (\Pi^{1/k} - 1)}{v_1} \quad (4.4)$$

Dessa forma, a equação anterior pode ser escrita como,

$$w = \frac{A + B(\Pi^{1/k} - 1)}{v_1} \quad (4.5)$$

onde $A=V_k N$ e $B=V_k N c$, os quais podem ser obtidos a partir de uma regressão de dados experimentais de fluxo de massa em função das temperaturas de condensação e evaporação. Estes dados são disponibilizados pelos catálogos dos fabricantes de compressores para cada modelo de compressor. Hermes (2006) verificou que os dados do fabricante apresentam uma boa coerência com dados experimentais realizados em calorímetro. No presente trabalho, foram utilizados três compressores fabricados pela EMBRACO⁷ ($Comp_1$, $Comp_2$ e $Comp_3$), para 220V/60Hz, usando R134a como fluido de trabalho. Como pode ser verificado na Figura 4.3, o modelo semi-empírico para o cálculo do fluxo de massa se ajusta bem aos dados fornecidos pelo catálogo do fabricante, exibindo uma faixa de desvio em torno de $\pm 5\%$ de concordância. Os valores obtidos do ajuste para os coeficientes A e B da Eq. (4.5), utilizando o método dos mínimos quadrados, foram os seguintes:

- $Comp_1$: $A=0,0003461$ e $B=0,000009157$;
- $Comp_2$: $A=0,0003202$ e $B=0,000009537$;
- $Comp_3$: $A=0,0003059$ e $B=0,000008532$.

⁷ Nomes fictícios para os modelos dos compressores foram adotados por razões de confidencialidade industrial.

O fluxo de massa de refrigerante aqui calculado é considerado como o mesmo que atravessa todos os componentes do sistema de refrigeração, por se tratar de um ciclo fechado e sem ramificações.

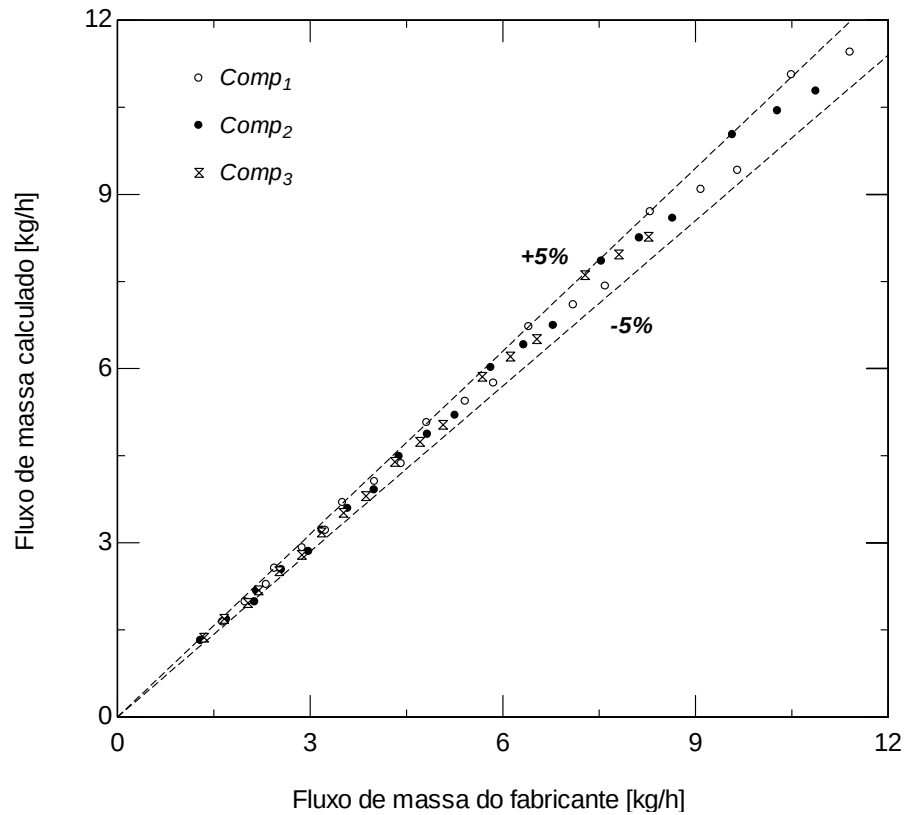


Figura 4.3 – Comparação entre o fluxo de massa fornecido pelo fabricante e o calculado pelo modelo semi-empírico.

A potência de compressão é obtida também por meio de um ajuste dos dados fornecidos pelo fabricante. Esta potência se relaciona linearmente com a potência de compressão isentrópica segundo a seguinte relação,

$$W_k = C + DW_{k,s} \quad (4.6)$$

onde $W_{k,s}$ é a potência de compressão isentrópica, que pode ser obtida pela seguinte expressão (Gosney, 1982),

$$W_{k,s} = wv_1 p_e \frac{k}{k-1} (\Pi^{k-1/k} - 1) \quad (4.7)$$

Realizando um ajuste de mínimos quadrados na Eq. (4.6), com base nos dados de potência em função das temperaturas de condensação e evaporação fornecidas pelo fabricante, foram obtidos os seguintes valores para os coeficientes:

- *Comp*₁: $C = 16,19$ e $D = 1,648$;

- $Comp_2$: $C = 46,88$ e $D = 1,323$;
- $Comp_3$: $C = 33,92$ e $D = 1,181$.

A Figura 4.4 mostra que a concordância entre potência fornecida pelo fabricante e a calculada pelo ajuste é da ordem de $\pm 5\%$.

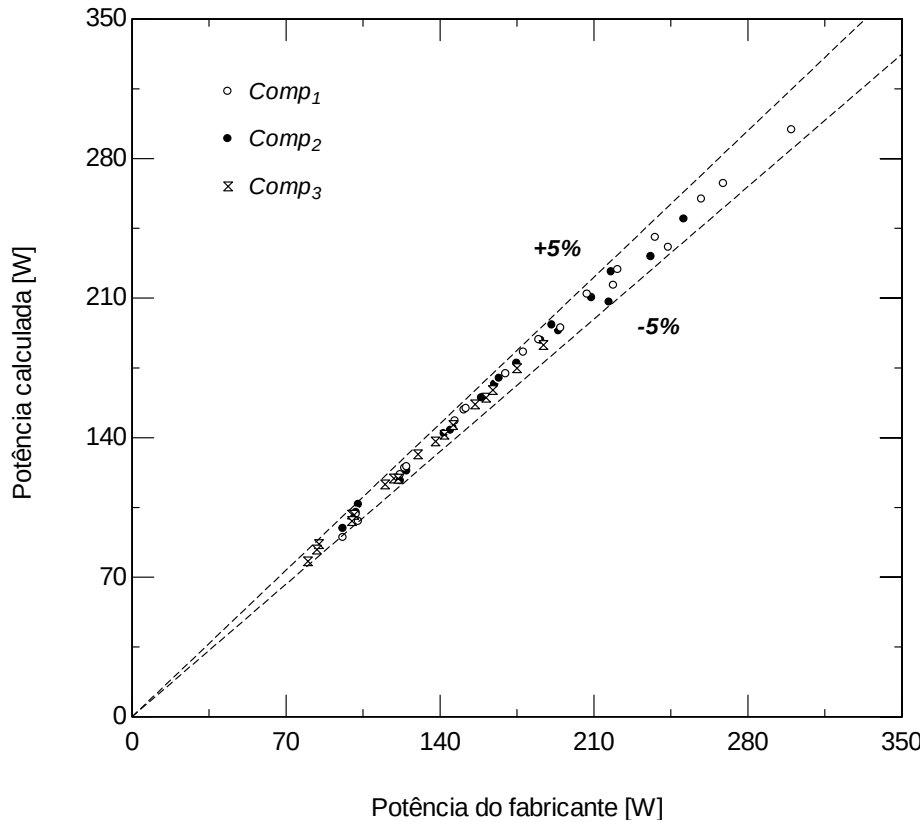


Figura 4.4 – Comparação entre a potência fornecida pelo fabricante e a calculada pelo modelo semi-empírico.

O calor rejeitado pela carcaça do compressor $\dot{Q}_k$ poder ser correlacionado através da lei de resfriamento envolvendo uma condutância térmica global UA_k , que é dada pela seguinte expressão,

$$\dot{Q}_k = UA_k (T_2 - T_{amb}) \quad (4.8)$$

onde T_2 e T_{amb} são as temperaturas do gás na descarga do compressor e no ambiente externo, respectivamente. Segundo Pereira *et al.* (2007), um valor típico para a condutância global do compressor é 2 W/K.

De posse do calor rejeitado pelo compressor, da potência de compressão e do fluxo de massa, é possível então calcular a entalpia h_2 pela Eq. (4.1). É importante ressaltar que a solução da Eq. (4.1) é obtida resolvendo simultaneamente a Eq. (4.8), já que a temperatura T_2 depende da entalpia h_2 ,

$$T_2 = f(\text{Fluido}, h_2, p_c) \quad (4.9)$$

4.3. Sub-Modelo do Condensador

O condensador utilizado neste trabalho é um trocador de calor do tipo *arame-sobre-tubo*, confeccionado em aço, amplamente usado em refrigeração doméstica por seu baixo custo e robustez. O escoamento do ar através destes tipos de condensadores pode ser por convecção natural ou forçada. Para baixas capacidades de refrigeração, como é o caso dos refrigeradores avaliados no presente trabalho, são utilizados condensadores por convecção natural. O condensador é posicionado na parte traseira do refrigerador, com os arames (que funcionam como superfícies estendidas) alinhados verticalmente, a uma distância de 35 mm da parede externa do gabinete. A Figura 4.5 mostra uma representação esquemática deste trocador e a nomenclatura dos parâmetros geométricos, assim como as variáveis envolvidas no balanço de energia do sub-modelo deste componente.

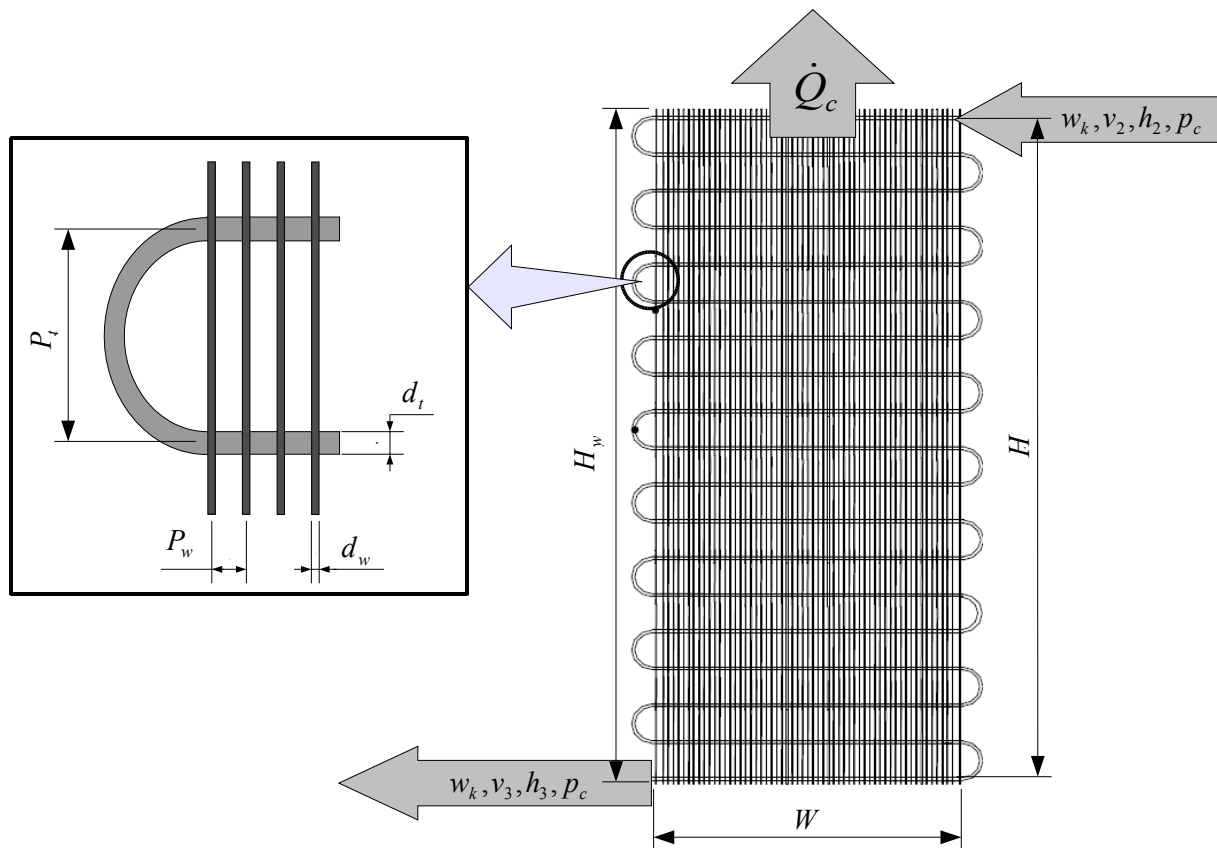


Figura 4.5 – Variáveis envolvidas no balanço de energia e dimensões do condensador arame-sobre-tubo.

As regiões superaquecidas e sub-resfriadas que ocorrem normalmente no condensador não foram consideradas, ou seja, a temperatura do fluido que escoa dentro do condensador foi considerada como constante ao longo de todo condensador. Esta hipótese foi assumida para

simplificar o modelo referente ao condensador, porque caso fossem modeladas também as regiões superaquecida e sub-resfriada um maior tempo computacional seria exigido para obter a transferência de calor neste componente, e conseqüentemente, um alto tempo computacional poderia ser exigido para realizar as análises de otimização utilizando o modelo matemático do sistema de refrigeração.

Logo, do balanço de energia no condensador como ilustra a Figura 4.5, se obtém a seguinte expressão,

$$h_3 = h_2 - \frac{\dot{Q}_c}{\dot{w}_k} \quad (4.10)$$

A taxa de transferência de calor do condensador para o ambiente pode ser obtida pela seguinte equação,

$$\dot{Q}_c = UA_c(T_c - T_{amb}) \quad (4.11)$$

onde T_c e T_{amb} são as temperaturas de condensação e do ambiente externo, respectivamente, e UA_c é a condutância térmica global do condensador. UA_c foi obtido através da correlação proposta por Hermes e Melo (2007), a qual é função da geometria do condensador e das temperaturas T_c e T_{amb} . Esta correlação foi obtida a partir de 72 testes experimentais para 24 condensadores de diferentes geometrias, com valores de diâmetro externo do tubo entre 4,8 e 6,2 mm, número de linhas de tubos entre 13 e 25 e número de pares de arames entre 10 e 90. Os testes foram realizados com uma diferença de temperatura entre a superfície externa dos tubos do condensador e o ambiente entre 3,6 e 36,1 °C.

A correlação de Hermes e Melo (2007) é baseada no *Teorema dos Pi de Buckingham* através da seguinte expressão,

$$UA_c = 5,68 \cdot \pi_1^{0,60} \pi_2^{-0,28} \pi_3^{0,49} \pi_4^{0,08} h_{rad} A_T \quad (4.12)$$

onde h_{rad} é o coeficiente de transferência de calor de radiação, A_T é a área superficial externa de troca, o termo π_1 é uma relação entre as áreas das superfícies de tubos e arames, π_2 e π_3 relacionam os espaçamentos entre tubos e arames, enquanto π_4 envolve a diferença de temperaturas, que é a força motriz para o escoamento do ar (empuxo). Estes grupos dimensionais são dados pelas seguintes equações,

$$\pi_1 = \frac{A_w}{A_t + A_w}; \quad \pi_2 = \frac{p_t + d_t}{d_t}; \quad \pi_3 = \frac{p_w - d_w}{d_t}; \quad \pi_4 = \frac{T_c - T_{amb}}{T_{filme}} \quad (4.13)$$

onde A_w e A_t são as áreas superficiais dos arames e tubos, respectivamente, e $T_{filme} (= (T_c + T_{amb})/2)$ é a temperatura de filme do escoamento de ar sobre o condensador. A Tabela 4.1 apresenta os valores dos parâmetros geométricos para o condensador utilizado no presente trabalho.

Tabela 4.1 – Valores dos parâmetros geométricos do condensador utilizado.

Parâmetro Geométrico	Valor [m]
Altura do condensador, H	1,3
Comprimento do arame, H_w	1,35
Largura do condensador, W	0,45
Diâmetro do tubo, d_t	0,0048
Diâmetro do arame, d_w	0,0015
Espaçamento entre os tubos, P_t	0,05
Espaçamento entre os arames, P_w	0,005

4.4. Sub-modelo do Trocador de calor Tubo capilar – Linha de Sucção

Tubos capilares são amplamente utilizados como dispositivos de expansão em refrigeradores domésticos por suas características de baixo custo e simplicidade em comparação com outros tipos de dispositivo de expansão. Construtivamente, os tubos capilares possuem elevada razão de aspecto, com diâmetro interno em torno de 0,6 mm e comprimento da ordem de 3 m.

A principal função do dispositivo de expansão é reduzir a pressão do fluido entre o condensador e evaporador, o que, no tubo capilar, é alcançado por meio do atrito e da aceleração do fluido refrigerante, com mudança de fase. Com o intuito de aumentar a capacidade de refrigeração e garantir a entrada de vapor superaquecido no compressor (evitando assim o chamado golpe de líquido e outros efeitos indesejáveis decorrentes da entrada de líquido no compressor), o tubo capilar é geralmente montado na forma de um trocador de calor em contra corrente com a linha de sucção (Figura 4.6).

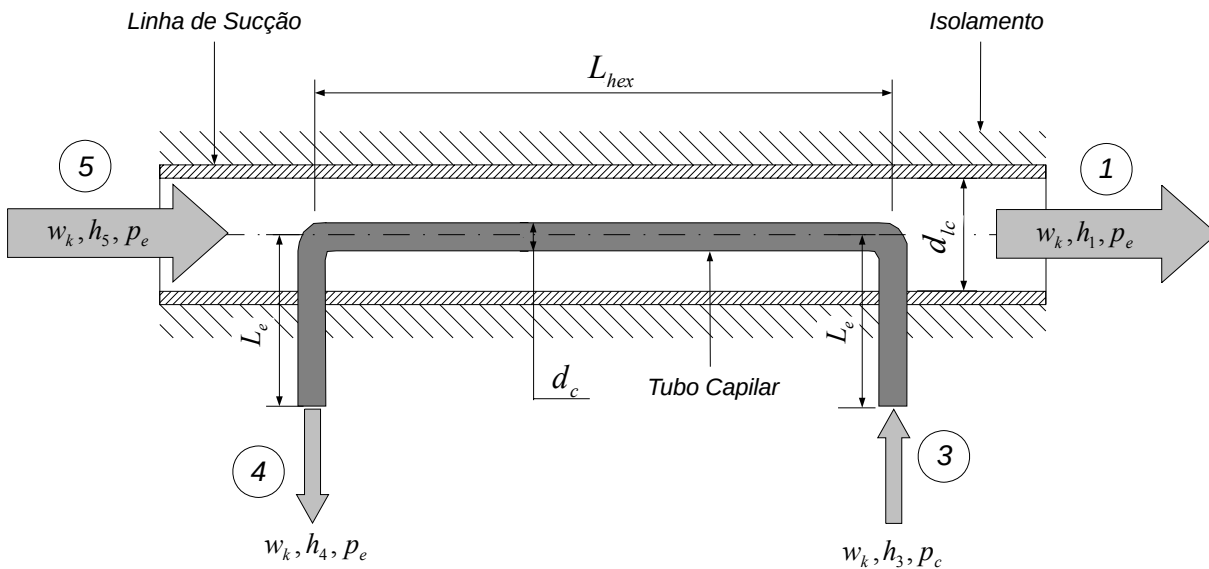


Figura 4.6 – Diagrama esquemático do trocador de calor tubo capilar – linha de sucção.

O escoamento através de tubos capilares conectados à linha de sucção é de grande complexidade, envolvendo escoamentos bifásicos, compressíveis e com transferência de calor. Na literatura, há diversos modelos e correlações para o cálculo do escoamento e para o dimensionamento de tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos (Hermes, 2006). As abordagens mais precisas geralmente envolvem a integração de equações diferenciais ao longo do comprimento do capilar, o que confere à solução um custo computacional relativamente elevado.

No presente estudo, em virtude da simplicidade exigida pelo modelo a ser usado na otimização, optou-se por uma metodologia que contornasse a necessidade de se resolver o escoamento no capilar e, ao mesmo tempo, evitasse a necessidade de se especificar a carga de fluido refrigerante no sistema. Esta última é uma das tarefas mais complexas da modelagem de sistemas de refrigeração, uma vez que requer o conhecimento das frações volumétricas de líquido e vapor no sistema, a fim de se realizar o inventário de massa de refrigerante (Gonçalves, 2004). A metodologia, a ser descrita em detalhes na Seção 4.6, consiste em prescrever um sub-resfriamento na saída do condensador e um superaquecimento na entrada do compressor. Assim, é possível obter a geometria do capilar *a posteriori*, por meio de correlações experimentais que fornecem o diâmetro do capilar, D_c , em função das pressões de evaporação e condensação, temperaturas e alguns parâmetros geométricos do capilar, como o comprimento do tubo capilar.

Para se obter a entalpia no ponto 4, ou seja, na entrada do evaporador, realiza-se um balanço de energia conforme mostra a Figura 4.6, obtendo a seguinte expressão,

$$h_4 = h_3 + h_5 - h_1 \quad (4.14)$$

Neste balanço de energia foi considerado que o fluxo de massa é o mesmo nas duas correntes e que o trocador de calor está isolado do ambiente externo.

A temperatura no ponto 1, T_1 , pode ser calculada a partir da efetividade do trocador de calor, ε , que obedece a relação,

$$T_1 = T_5 + \varepsilon(T_3 - T_5) \quad (4.15)$$

Para um refrigerador similar ao aqui analisado, Gonçalves (2004) mostrou, através de vários dados experimentais, que o valor da efetividade pode ser considerado constante e igual a 0,875. Este valor foi definido para comprimento e diâmetro do tubo capilar constantes, variando apenas o fluxo de massa do fluido refrigerante (mesmas considerações aplicadas no presente modelo).

4.5. Sub-modelo do Gabinete

O gabinete de um refrigerador doméstico compreende os compartimentos do refrigerador e do congelador. A principal função do gabinete é isolar termicamente os compartimentos do ambiente externo. Para tanto, as paredes do gabinete são compostas por três camadas: uma chapa de aço externa (δ_o), um preenchimento de poliuretano expansível (δ_p) e uma chapa plástica interna (δ_i) com espessura igual a 1, 100 e 3 mm, respectivamente. A Figura 4.7 mostra um diagrama esquemático dos compartimentos do refrigerador, com as principais variáveis envolvidas.

A circulação de ar interna nos compartimentos pode ser por convecção natural ou forçada. Nos refrigeradores com circulação por convecção natural, o evaporador é de placa plana (conhecido também como *roll-bond*), normalmente posicionado na parte superior de cada compartimento. Um inconveniente deste tipo de evaporador, conforme apontado anteriormente, é a formação de gelo nas paredes internas dos gabinetes. Já nos refrigeradores em que a circulação de ar é por convecção forçada (conhecidos também por *frost-free* ou *no-frost*), o movimento do ar é gerado por um ventilador acoplado ao evaporador. Tais refrigeradores utilizam geralmente evaporadores posicionados em um compartimento no fundo do ambiente do congelador (Figura 4.7).

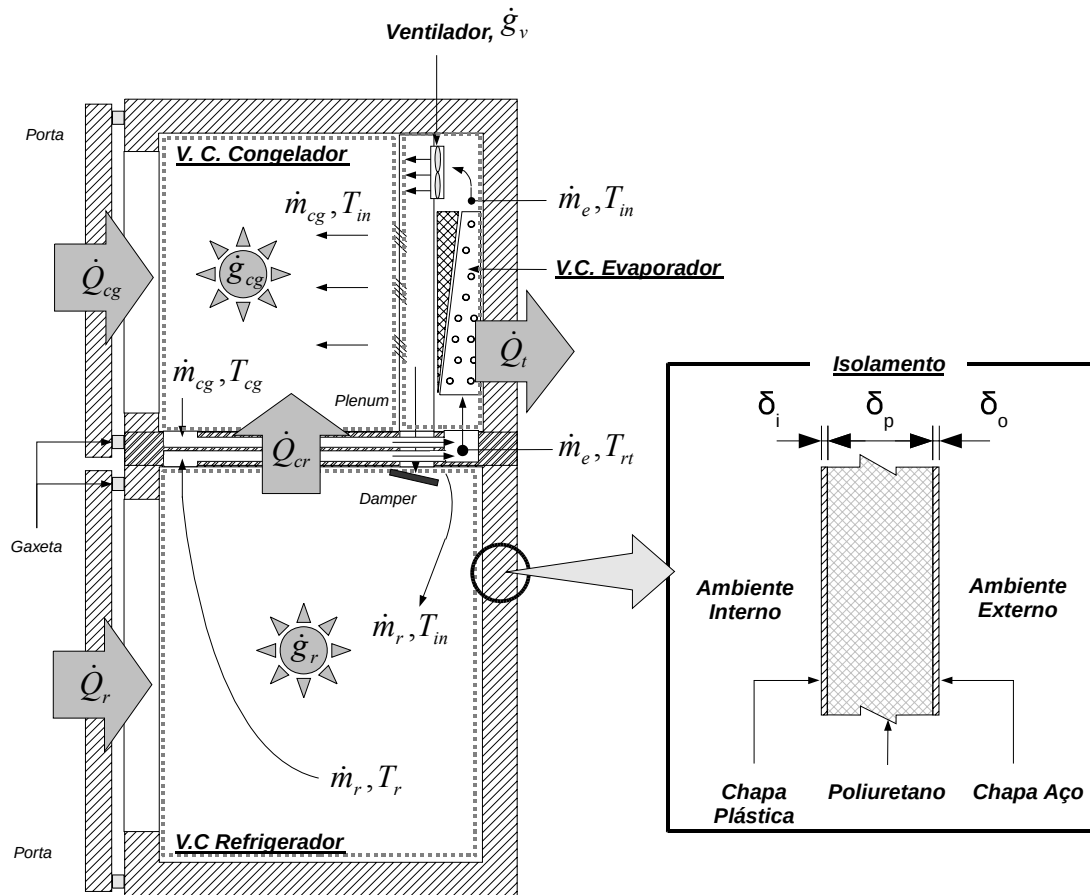


Figura 4.7 – Componentes do gabinete e principais variáveis envolvidas.

O controle de temperatura do compartimento do congelador de refrigeradores *no-frost* é realizado através de termostatos, enquanto no compartimento do refrigerador, esse controle é feito através de um regulador da passagem de ar, ou *dampers*. Os termostatos verificam as temperaturas e realizam o comando de “liga-desliga” do compressor, fazendo com que as temperaturas dos compartimentos se mantenham dentro da faixa desejada. Já o *dampers* controla a vazão de ar em circulação entre os compartimentos do congelador e do refrigerador. Desta forma, ele exerce também influência direta na temperatura do ambiente do refrigerador.

Os dispositivos de controle acima descritos são importantes durante a operação transiente do sistema, pois controlam as temperaturas durante as variações de carga térmica. Porém, no produto do presente estudo, todos os termostatos foram desativados e o *dampers* foi fixado na posição 100% aberto, já que era de interesse somente o comportamento em regime permanente. Para uma posição do *dampers* fixa, a relação de vazão de ar entre os compartimentos, ϕ , pode ser escrita pela expressão,

$$\phi = \frac{\dot{m}_{cg}}{\dot{m}_r} \quad (4.16)$$

onde $\dot{m}_{cg}$ e $\dot{m}_r$ representam, respectivamente, os fluxos de massa de ar que atravessam os compartimentos do congelador e do refrigerador.

4.5.1. Modelo de Carga Térmica

Para se determinar a capacidade de refrigeração, $\dot{Q}_e$, (ou seja, a quantidade de calor que o evaporador precisa retirar dos compartimentos por unidade de tempo para mantê-los nas temperaturas T_{cg} e T_r) é necessário estimar a carga térmica, ou seja, a quantidade de calor absorvida pelas paredes do gabinete e também a energia interna gerada por unidade de tempo por alguns componentes, como o ventilador ou a resistência de degelo. Para tanto, foi utilizada a metodologia desenvolvida por Gonçalves (2004) para o cálculo da carga térmica. Esta metodologia, descrita abaixo em detalhes, é baseada em balanços de massa e energia nos compartimentos e faz uso de condutâncias térmica globais dos compartimentos obtidas experimentalmente.

Efetuada balanços de massa e energia no volume de controle (VC) do evaporador (ver Figura 4.7), obtemos,

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{cg} + \dot{m}_r \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_{cg}(c_p T)_{cg} + \dot{m}_r(c_p T)_r + \dot{g}_v = \dot{m}_{cg}(c_p T)_{in} + \dot{m}_r(c_p T)_{in} + \dot{Q}_t \quad (4.18)$$

Aplicando-se um balanço de energia para os compartimentos superior (congelador) e inferior (refrigerador), chega-se em,

$$\dot{m}_{cg}(c_p T)_{in} + \dot{Q}_{cg} + \dot{Q}_{cr} + \dot{g}_{cg} = \dot{m}_{cg}(c_p T)_{cg} \quad (4.19)$$

$$\dot{m}_r(c_p T)_{in} + \dot{Q}_r + \dot{g}_r = \dot{m}_r(c_p T)_r + \dot{Q}_{cg} \quad (4.20)$$

onde $\dot{g}_{cg}$, $\dot{g}_r$ e $\dot{g}_e$ são as potências elétricas dissipadas no congelador, refrigerador e no compartimento do evaporador, respectivamente. $\dot{g}_{cg}$ e $\dot{g}_r$ são referentes às resistências colocadas dentro de cada compartimento para realizar o controle da temperatura desses ambientes, já que os termostatos foram desativados e o sistema de refrigeração se mantinha

sempre ligado (regime permanente). Os parâmetros $\dot{Q}_{cg}$, $\dot{Q}_r$ e $\dot{Q}_{cr}$ são obtidos a partir das seguintes equações,

$$\dot{Q}_{cr} = UA_{cr}(T_r - T_{cg}) \quad (4.21)$$

$$\dot{Q}_r = UA_r(T_{amb} - T_r) \quad (4.22)$$

$$\dot{Q}_{cg} = UA_{cg}(T_{amb} - T_{cg}) \quad (4.23)$$

onde UA_{cg} , UA_r e UA_{cr} são as condutâncias térmicas globais referente aos compartimentos do congelador, refrigerador e do *mullion* (travessa que separa os dois compartimentos), respectivamente.

Dividindo por $\dot{m}_e$, substituindo as Eqs. (4.21)-(4.23) e (4.16) e rearranjando as Eqs. (4.18)-(4.20), é possível eliminar a temperatura de insuflamento, T_{in} , obtendo as seguintes expressões,

$$\dot{g}_{cg} + \phi(\dot{g}_v - \dot{Q}_t) = -\frac{(T_{cg} - T_{amb})}{R_{cg}} - \frac{(T_r - T_{cg})}{R_{cr}} \quad (4.24)$$

$$\dot{g}_r + (1 - \phi)(\dot{g}_v - \dot{Q}_t) = \frac{(T_r - T_{cg})}{R_{cr}} - \frac{(T_r - T_{amb})}{R_r} \quad (4.25)$$

onde,

$$R_{cr} = \frac{1}{(\phi - \phi^2)\dot{m}_e c_{p_{in}} + UA_{cr}} \quad (4.26)$$

$$R_r = \frac{1}{UA_r} \quad (4.27)$$

$$R_{cg} = \frac{1}{UA_{cg}} \quad (4.28)$$

As condutâncias térmicas dos compartimentos foram obtidas experimentalmente aplicando-se a metodologia proposta por Gonçalves (2004). No Apêndice V são mostrados os procedimentos e os resultados experimentais para a obtenção destas condutâncias globais. Os valores experimentais obtidos para estes parâmetros foram: $UA_{cg} = 0,52$ W/K, $UA_r = 1,25$ W/K e $UA_{cr} = 0,105$ W/K.

O modelo de carga térmica foi usado de duas maneiras distintas no presente trabalho:

- i. Para obter os resultados de validação, a carga térmica ($\dot{Q}_t$) é igualada à capacidade de refrigeração do evaporador ($\dot{Q}_e$), obtida do modelo do evaporador pela Eq. (3.120). Assim, no sistema de 2 equações — (4.24) e (4.25) — as duas incógnitas são T_{cg} e T_r , e são conhecidos T_{amb} , $\dot{g}_{cg}$, $\dot{g}_r$ e $\dot{g}_v$. $\dot{m}_e$ é calculado com base no modelo de circulação de ar interna a ser descrito a seguir no item 4.5.2. Já a variável ϕ foi obtida experimentalmente, sendo igual 0,8 (o experimento referente a este parâmetro é descrito no Apêndice VI);
- ii. Quando se deseja prescrever as temperaturas dos compartimentos do congelador (T_{cg}) e do refrigerador (T_r), as incógnitas do sistema de equações do modelo de carga térmica passam a ser ϕ e $\dot{Q}_t$. Este procedimento foi utilizado nas análises de otimização do sistema de refrigeração, já que o interesse neste caso é calcular o desempenho do sistema em função das temperaturas de projeto dos compartimentos, onde a carga térmica não necessariamente é igual à capacidade de refrigeração. Esta metodologia é descrita por Pereira *et al.* (2007) e através dela é possível também calcular o consumo de energia considerando o regime cíclico periódico do refrigerador (assumindo que durante o período de compressor ligado tanto a carga térmica quanto a capacidade de refrigeração não variam no tempo). Desta forma, tem-se,

$$\tau = \frac{t_{ligado}}{t_{ciclo}} \cong \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_e} \quad (4.29)$$

$$CE \cong \tau \cdot 0,73(\dot{W}_k + \dot{W}_v) \quad (4.30)$$

onde t_{ligado} e t_{ciclo} representam, respectivamente, o tempo do compressor/ventilador ligado e o tempo de um ciclo completo do refrigerador. τ é a fração de funcionamento e CE é o consumo de energia do refrigerador em kWh/mês.

A temperatura de retorno T_{rt} na entrada do evaporador também deve ser determinada, já que esta é usada como variável de entrada no modelo do evaporador. Esta temperatura pode ser obtida através de uma regra de mistura na entrada do compartimento do evaporador, fornecendo,

$$T_{rt} = \phi T_{cg} + (1 - \phi) T_r \quad (4.31)$$

4.5.2. Modelo de circulação interna de ar

Para a obtenção da transferência de calor e da queda de pressão no evaporador e da carga térmica do gabinete, é necessário conhecer vazão de ar que circula pelo evaporador e compartimentos do gabinete. Para este fim, foi desenvolvido um modelo de circulação de ar interna que fornece a vazão total que passa pelo evaporador e pelos compartimentos do refrigerador e congelador.

O ponto de operação e a vazão em um conjunto *ventilador-sistema* são obtidos igualando as curvas de diferença de pressão imposta pelo ventilador e de queda de pressão (impedância) do circuito do ar, ambas em função da vazão (Figura 4.8).

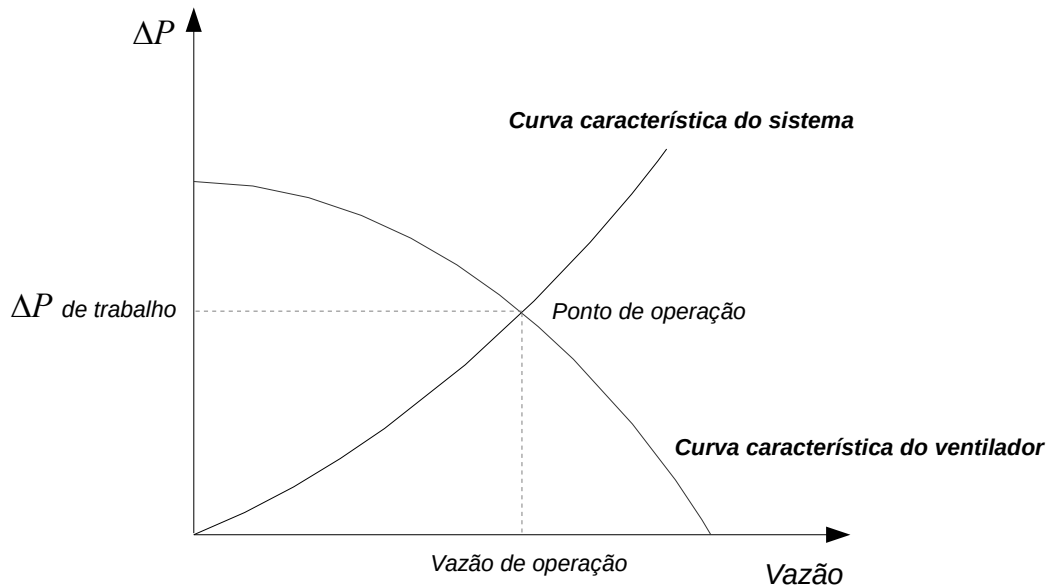


Figura 4.8 – Ponto de operação do conjunto ventilador-sistema.

A curva característica do sistema é obtida a partir da combinação de todas as resistências ao escoamento associadas a cada componente do circuito do ar pelos gabinetes. Em gabinetes de um só compartimento, é comum modelar o sistema a partir de uma associação de resistências em série. Entretanto, em refrigeradores de dois compartimentos, as vazões de ar pelo refrigerador e pelo congelador são diferentes (devido a diferentes impedâncias entre os dois compartimentos), sendo uma associação de resistências em paralelo mais realista. O circuito elétrico equivalente proposto no presente trabalho é mostrado na Figura 4.9.

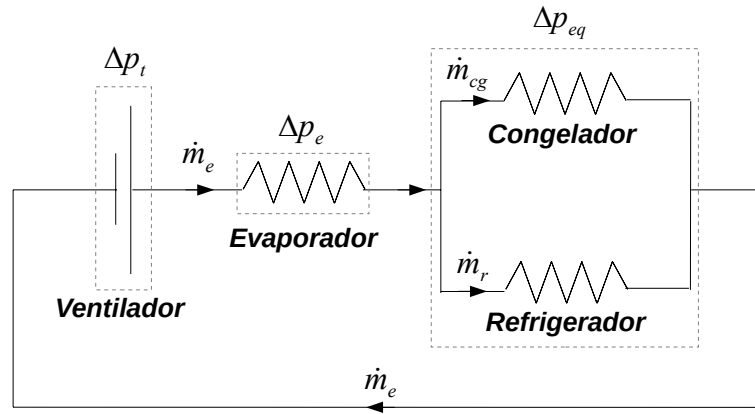


Figura 4.9 – Esquema da circulação interna de ar dentro do gabinete e analogia com circuito elétrico.

A analogia com circuitos elétricos permite escrever as seguintes equações,

$$\Delta p_t = \Delta p_e + \Delta p_{eq} \quad (4.32)$$

$$\Delta p_t = f(\dot{V}_t) = a_0 + a_1 \dot{V}_t + a_2 \dot{V}_t^2 + \dots + a_n \dot{V}_t^n \quad (4.33)$$

$$\Delta p_{eq} = I_{cg} \rho_{cg} \dot{V}_{cg}^2 \quad (4.34)$$

onde,

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (4.35)$$

As Eqs. (4.32)-(4.34), juntamente com as Eqs. (4.16) e (4.17) formam um sistema de 5 equações e 5 incógnitas (Δp_t , Δp_{eq} , $\dot{V}_t$, $\dot{V}_{cg}$ e $\dot{V}_r$). ρ_{cg} é determinado com base na temperatura do compartimento do congelador. Δp_e é obtido do modelo do evaporador descrito no Capítulo 3. Os coeficientes do polinômio da Eq. (4.33) e o coeficiente de queda de pressão I_{cg} foram obtidos experimentalmente, sendo os procedimentos descritos no Apêndice VI. Para os ventiladores axiais utilizados em refrigeradores domésticos, observou-se que um polinômio de 3º grau correlaciona satisfatoriamente a curva experimental do ventilador. Para os dois ventiladores testados, os seguintes valores foram obtidos para os coeficientes (Eq. 4.33):

- Original: $a_0 = 33,9$; $a_1 = 0,014$; $a_2 = -0,0033$, $a_3 = 0,000029$;
- DC 24V: $a_0 = 39,2$; $a_1 = -0,41$; $a_2 = 0,0081$, $a_3 = -0,000089$.

O valor do coeficiente de queda de pressão obtido experimentalmente (Eq. (4.34)) foi $I_{cg} = 176921$, onde a vazão volumétrica é em m^3/s e a queda de pressão em Pa.

4.6. Integração dos Componentes do Sistema

A simulação do sistema de refrigeração depende da solução do sub-modelo de cada componente apresentado neste capítulo. O acoplamento entre cada um dos sub-modelos em termos das variáveis do problema (ou seja, das condições de contorno para cada um dos componentes) é ilustrado na Figura 4.10. As entalpias são transmitidas de um componente para o outro através fluxo de massa de refrigerante. Este fluxo de massa é definido pelo modelo do compressor, e é assumido constante e uniforme para todos os componentes do ciclo. O mesmo pode ser observado para o circuito do ar, onde o fluxo de massa é definido no modelo de circulação interna.

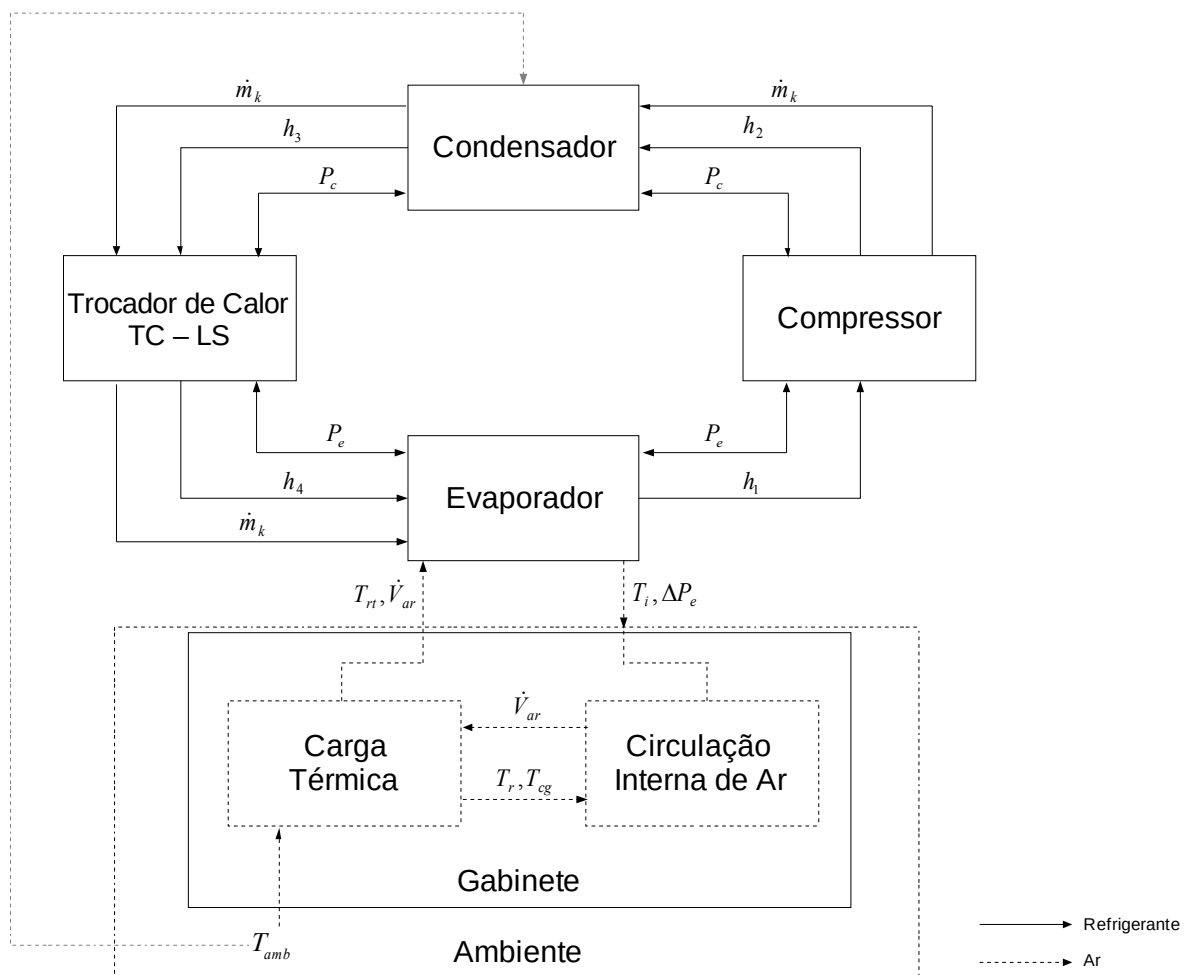


Figura 4.10 – Acoplamento entre os componentes do sistema de refrigeração.

Para se obter a solução do modelo do sistema, é preciso determinar as pressões de evaporação e de condensação. Em uma abordagem tradicional (Gonçalves, 2004), as pressões

são obtidas a partir de duas relações de fechamento adicionais fornecidas pelos balanços de massa a seguir,

$$\dot{m}_k - \dot{m}'_k = 0 \quad (4.36)$$

$$M - \sum_n M_n = 0 \quad (4.37)$$

onde $\dot{m}_k$ e $\dot{m}'_k$ são, respectivamente, a vazão mássica deslocada pelo compressor e a vazão mássica que atravessa o tubo capilar. M é a massa de refrigerante do sistema (carga) e M_n é a massa de refrigerante contida em cada componente do ciclo de refrigeração.

A solução dessas equações exige um alto custo computacional e, normalmente, apresenta sérios problemas de convergência, por serem as Eqs. (4.36) e (4.37) funções implícitas e fortemente não-lineares das pressões de condensação e de evaporação (Gonçalves, 2004). Assim, a fim de contornar estes problemas, conforme proposto por Pereira *et al.* (2007), são *prescritos* graus de sub-resfriamento no condensador e superaquecimento no evaporador, de modo que as pressões/temperaturas de evaporação e condensação possam ser calculadas diretamente através das seguintes equações,

$$p_e = p_{sat}(T_5 - \Delta T_{sup}) \quad (4.38)$$

$$p_c = p_{sat}(T_3 + \Delta T_{sub}) \quad (4.39)$$

Este procedimento, denominado Sub-resfriamento – Superaquecimento (*Sup-Sub*), não só elimina os problemas numéricos mencionados, como também aproxima a análise numérica da condição de projeto de sistemas de refrigeração. Assim, tanto o tubo capilar como a carga de refrigerante são ajustados *a posteriori* para que o sistema opere com os graus de superaquecimento e sub-resfriamento pré-determinados, preferencialmente próximos de zero.

Assim, o diagrama de acoplamento entre os componentes da figura anterior pode ser alterado, como mostra a Figura 4.11. Como pode ser visto, dadas as temperaturas T_3 e T_5 para o sub-modelo *Sub-Sup*, é possível calcular as pressões de evaporação e condensação pelas Eqs. (4.38) e (4.39) (matematicamente, estas equações substituem as Eqs. (4.36) e (4.37)). Com isso, estas pressões são utilizadas simultaneamente na solução de todos outros sub-modelos do ciclo do refrigerante, a qual é realizada com o uso do código computacional EES – *Engineering Equation Solver* (Klein, 2007).

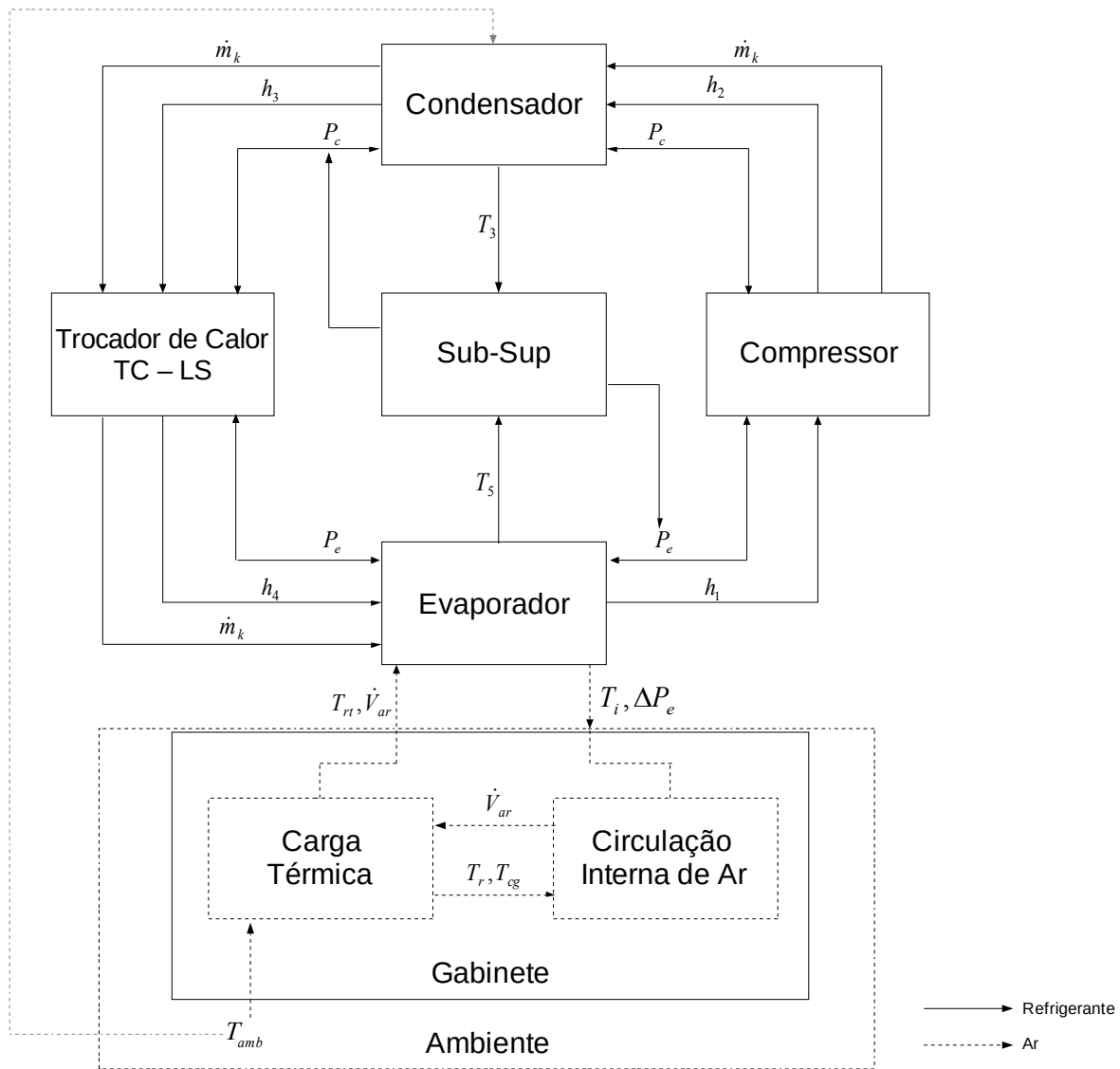


Figura 4.11 – Acoplamento entre os componentes com a prescrição dos graus de sub-resfriamento e superaquecimento.

5. CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO (PEC)

5.1. Aspectos Gerais

Em linhas gerais, o uso de critérios de avaliação de desempenho (PEC⁸) está associado a procedimentos de otimização nos quais se escolhe uma variável do problema a ser maximizada ou minimizada (a função objetivo) mediante a manutenção de uma ou mais variáveis fixas (as restrições). A meta principal da realização deste procedimento de otimização em sistemas de refrigeração é um aumento do desempenho de um componente em particular (do trocador de calor, por exemplo) ou, mais importante, do sistema como um todo. Obviamente, quanto mais informações acerca dos parâmetros do problema forem incorporadas ao procedimento de otimização, maiores serão as chances de o procedimento ser bem-sucedido, isto é, de que um verdadeiro máximo global da função objetivo seja calculado.

Tradicionalmente, quando empregados no nível do componente, os PEC são usados para comparações entre diferentes trocadores (ou diferentes configurações de superfícies de troca, como aletas planas, aletas descontínuas etc.) (Shah e Sekulic, 2003; Yilmaz et al., 2005; Webb e Kim, 2005). Por exemplo, no caso de um evaporador, a função objetivo pode ser a capacidade de refrigeração (variável maximizada) e o parâmetro a ser mantido fixo (restrição) pode ser a área frontal ou a potência de bombeamento. Entretanto, os PEC também podem ser empregados na otimização dos parâmetros geométricos de uma dada configuração de superfície de troca (diâmetro de tubos, espaçamento entre aletas, espaçamento entre tubos etc.) para uma dada aplicação. Por exemplo, nesse caso, a função objetivo a ser minimizada pode ser o volume de material do trocador para uma dada capacidade de transferência de calor (restrição).

Os critérios de avaliação de desempenho (PEC) usados neste trabalho foram formulados com base em variáveis adimensionais. O uso de variáveis adimensionais fornece uma generalidade e maior facilidade na comparação, análise dos resultados e dimensionamento de trocadores de calor (Pira *et al.*, 2000). Especificamente, o objetivo da

⁸ O termo PEC vem da sigla em inglês *Performance Evaluation Criteria* e será usado ao longo do texto por ser um termo comumente usado nos trabalhos da literatura sobre trocadores de calor.

presente análise pode ser resumido da seguinte forma: para temperaturas nos compartimentos refrigerados fixadas em -18° no congelador e 5°C no refrigerador (restrições), deseja-se encontrar uma determinada a dimensão H_I da seção transversal de saída, o número de aletas (N_f) e o comprimento (L) de um EFA que forneçam um menor volume para o trocador (conseqüentemente, uma menor massa de material), menor custo ou menor consumo de energia do refrigerador (objetivos).

Na busca por uma função objetivo que compreendesse a otimização em diversos níveis (desde o componente até o sistema como um todo), foram utilizadas as três definições de PEC formuladas por Pira *et al.* (2000). São elas,

- i. Transferência de calor por unidade de potência de bombeamento do ar no evaporador (“PEC θ ”);
- ii. Transferência de calor por unidade de potência de compressão *mais* bombeamento do ar no evaporador (“PEC Ω ”);
- iii. O próprio COP do sistema (“PEC $COP_{sistema}$ ”).

É possível notar que, nas formulações acima, o nível de abrangência da função objetivo aumenta gradativamente, começando por uma simples relação entre a transferência de calor e a queda de pressão do lado do ar no evaporador. Em seguida, são incorporadas características do sistema, como a potência do compressor. Finalmente, no último nível (que, em última análise, trata da otimização do sistema com base na Primeira Lei da Termodinâmica), são avaliados todos os componentes simultaneamente. Neste caso, o “PEC $COP_{sistema}$ ” avalia o desempenho global, levando em consideração os parâmetros de todos os componentes.

Conforme mencionado anteriormente, na determinação das relações dos PEC, são necessárias especificações de algumas restrições, que são obtidas normalmente a partir das restrições de projeto de um determinado sistema e aplicação. Um maior detalhamento sobre a definição e aplicação dos PEC citados acima é fornecido no trabalho de Pira *et al.* (2000).

5.2. Formulação dos PEC Lambda e Kappa

5.2.1. PEC Lambda (Λ)

Um dos principais focos do presente trabalho é a redução da massa de alumínio do evaporador. De modo a incorporar este objetivo no processo de otimização, é proposta uma

nova classe (ou família) de PEC, denominada “*PEC A*”. Estes PEC são definidos com base nas relações propostas por Pira et al. (2000), e são expressos da seguinte maneira,

$$\Lambda(\Theta) = \frac{\Theta}{M_{ad,EFA}} \quad (5.1)$$

$$\Lambda(\Omega) = \frac{\Omega}{M_{ad,EFA}} \quad (5.2)$$

onde os PEC de Pira et al. (2000) são dados por,

$$\Theta = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_p}, \quad \Omega = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_p + \dot{W}_k} \quad e \quad M_{ad,EFA} = \frac{M_{EFA\#n}}{M_{EFA\#1}} \quad (5.3)$$

e, $M_{EFA\#1}$ e $M_{EFA\#n}$ são as massas do EFA #1 (Reto 60 aletas) e de um EFA # n , onde n se refere a um EFA qualquer para o qual $1/5 < H_1/H_2 < 1$. As expressões para cálculo da massa do EFA são fornecidas no Apêndice I.

Esta nova família de PEC visa a obtenção de uma máxima eficiência do evaporador para uma mínima massa total de aletas e tubos, uma vez que se acredita que para o EFA seja possível obter uma taxa de transferência de calor da mesma ordem de grandeza que a do evaporador convencional (EFA #1) com um menor volume de trocador por meio da aceleração do escoamento.

Assim, fazendo uma busca por um ótimo das funções PEC Λ , é possível obter uma geometria ideal para uma máxima eficiência do EFA, onde as variáveis independentes desta otimização são as dimensões geométricas do EFA. As Eqs. (5.1) e (5.2) mostram o conceito do PEC Λ aplicado aos PEC definidos por Pira *et al.* (2000) para o primeiro e segundo níveis de generalidade (análise individual do componente). Entretanto, Pira *et al.* (2000) observaram que a otimização de um componente analisado separadamente nem sempre é seguida de uma melhora no desempenho do sistema como um todo.

Logo, é proposto também, no nível do sistema, um PEC Λ que englobe todos os componentes simultaneamente, dado pela seguinte relação,

$$\Lambda(COP) = \frac{COP_{sistema}}{M_{ad,EFA}} \quad (5.4)$$

onde,

$$COP_{sistema} = \frac{\dot{Q}_e - \dot{W}_p}{\dot{W}_p + \dot{W}_k} \quad (5.5)$$

Através do PEC Λ , pode ser adicionado também um fator de correção relativo ao custo do material (F_{custo}) das aletas em relação aos tubos. Adicionar uma correção à variável que tem um menor peso no custo total do evaporador, torna a análise mais realista do ponto de vista de custo real de fabricação,

$$\Lambda = \frac{COP_{sistema}}{F_{custo} M_{ad,aletas} + M_{ad,tubos}} \quad (5.6)$$

onde $M_{ad,aletas}$ e $M_{ad,tubos}$ são, respectivamente, as massas adimensionalizadas das aletas e dos tubos do EFA, dadas pelas equações,

$$M_{ad,aletas} = \frac{M_{EFA\#n,aletas}}{M_{EFA\#1,aletas}} \quad e \quad M_{ad,tubos} = \frac{M_{EFA\#n,tubos}}{M_{EFA\#1,tubos}} \quad (5.7)$$

5.2.2. PEC Kappa (K)

Por se tratarem de razões entre grandezas absolutas, os PEC descritos anteriormente podem levar a resultados que, mesmo sendo ótimos do ponto de vista relativo, podem ser inadequados com relação aos valores absolutos dos parâmetros que os compõem. Em outras palavras, tais PEC não levam em consideração se os valores do numerador ou do denominador são “ruins”, uma vez que julgam apenas a relação entre eles. Isto pode fazer com que a otimização conduza a um resultado pouco realista no contexto da aplicação do sistema de refrigeração. Para ilustrar a explicação anterior, considere o seguinte exemplo para o PEC $\Lambda(COP)$ (Eq. (5.4)):

- Em um sistema de refrigeração X com um evaporador A , tem-se: $COP_{sistema} = 3$ e $M_{ad,EFA} = 1$. Logo, PEC $\Lambda = 3$;
- Para o mesmo sistema X com um evaporador B , tem-se: $COP_{sistema} = 1$ e $M_{ad,EFA} = 1/3$. Logo, PEC Λ também igual a 3;

Portanto, para uma mesma redução percentual no numerador e denominador, tem-se um mesmo valor de PEC, ainda que o valor de $COP_{sistema}$ seja extremamente baixo. No caso do exemplo, $COP_{sistema}$ foi reduzido em 300%, porém, como a massa foi reduzida na mesma proporção, foi obtido um mesmo valor de PEC. Assim, é possível concluir que a avaliação

conferida pelos PEC anteriores pode levar a resultados, ainda que ótimos, incompletos e insatisfatórios do ponto de vista prático.

A fim de contornar este problema, foi desenvolvido um PEC que avalia com a mesma importância o numerador e o denominador. Além disso, o critério avalia a posição em que cada um desses parâmetros se encontra com relação aos seus valores máximos ou mínimos, dentro do domínio das possíveis soluções. Este PEC, chamado aqui de *Kappa* (K), obedece à seguinte relação,

$$K(COP) = \frac{COP_{ad}}{M_{ad}} \quad (5.8)$$

onde,

$$COP_{ad} = \frac{COP_{sistema, \#n} - COP_{sistema, \min}}{COP_{sistema, \max} - COP_{sistema, \min}} + \frac{COP_{sistema, \#n}}{COP_{sistema, \#1}} \quad (5.9)$$

$$M_{ad} = \frac{(M_{ad, EFA})_{\#n} - (M_{ad, EFA})_{\min}}{(M_{ad, EFA})_{\max} - (M_{ad, EFA})_{\min}} + (M_{ad, EFA})_{\#n} \quad (5.10)$$

Os sub-índices *max* e *min* se referem, respectivamente, aos valores máximos e mínimos possíveis de $COP_{sistema}$ e $M_{ad, EFA}$ para um determinado sistema de refrigeração. A obtenção destes valores é realizada a partir de uma maximização e minimização tanto do $COP_{sistema}$ quanto da $M_{ad, EFA}$, separadamente, variando as variáveis de otimização (H_2 , N_f e L_t).

Cabe salientar também a importância do segundo termo do lado direito nas Eqs. (5.9) e (5.10). A inserção deste número é feita para (i) evitar os problemas citados anteriormente a respeito do PEC Λ , e (ii) impedir que a Eq. (5.10) forneça um valor igual a zero, levando o valor de PEC K para o infinito.

Para ilustrar aplicação do PEC K, é utilizado o mesmo exemplo descrito anteriormente. Para aquele caso, tinha-se, para um evaporador A, $COP_{sistema}$ igual a 3 e $M_{ad, EFA}$ igual a 1 e, para o evaporador B, $COP_{sistema}$ igual a 1 e $M_{ad, EFA}$ igual a 1/3. Realizando a verificação dos valores máximo e mínimo de PEC K para este sistema hipotético, tem-se, por exemplo: $COP_{sistema, \min} = 0,5$, $COP_{sistema, \max} = 5$, $(M_{ad, EFA})_{\min} = 0,1$ e $(M_{ad, EFA})_{\max} = 1$. Aplicando estes valores à Eq. (5.8), obtém-se,

- $PEC K(COP) = 0,78$ para o evaporador A;

- $PEC K(COP) = 0,75$ para o evaporador B .

Nota-se aqui que, pelo fato de o evaporador A exibir um COP mais próximo do máximo e a sua massa não se encontrar tão distante do mínimo, este trocador fornece um PEC K com maior valor. Pode-se dizer então que este PEC fornece uma análise mais realista, já que se deseja um máximo COP e uma mínima massa, desde que estes parâmetros não estejam tão longe de seus pontos de ótimo individuais.

A metodologia utilizada no PEC K não se restringe apenas à Eq. (5.8), isto é, não é aplicada apenas para a relação entre o COP e a massa do evaporador. Essa metodologia aplica-se a quaisquer parâmetros de interesse dos componentes individuais ou do próprio sistema de refrigeração, desde que o parâmetro a ser maximizado seja colocado no numerador e aquele a ser minimizado, no denominador. Por exemplo, ao aplicar esta metodologia aos PEC Λ das Eqs. (5.1) e (5.2), obtém-se,

$$K(\Theta) = \frac{\Theta_{ad}}{M_{ad}} \quad (5.11)$$

$$K(\Omega) = \frac{\Omega_{ad}}{M_{ad}} \quad (5.12)$$

onde,

$$\Theta_{ad} = \frac{\Theta_{\#n} - \Theta_{\min}}{\Theta_{\max} - \Theta_{\min}} + \frac{\Theta_{\#n}}{\Theta_{\#1}} \quad (5.13)$$

$$\Omega_{ad} = \frac{\Omega_{\#n} - \Omega_{\min}}{\Omega_{\max} - \Omega_{\min}} + \frac{\Omega_{\#n}}{\Omega_{\#1}} \quad (5.14)$$

5.3. Método de Otimização

A fim de avaliar os PEC apresentados acima para as várias configurações possíveis do EFA no sistema de refrigeração, foi necessário utilizar um código computacional dedicado a análises de otimização. A metodologia aplicada aqui se baseia no trabalho de Gomes (2006), que uma análise comparativa de compressores aplicados a refrigeração doméstica. Como no trabalho de Gomes, foi utilizado o código de otimização modeFRONTIER 3.1.0 (*Multi-Objective Optimization and Design Environment*) (Esteco, 2005), o qual foi acoplado ao

código de simulação do sistema de refrigeração, com o objetivo de obter os valores ótimos dos PEC descritos.

Em geral, os algoritmos de otimização visam a maximização ou a minimização de uma função objetivo simples (única) ou composta (múltipla), satisfazendo as restrições impostas pelo problema e que representam as condições do modelo. Antes de escolher um algoritmo de otimização, é necessário caracterizar o problema a ser resolvido através dos seguintes parâmetros (Gomes, 2006):

- i. **Função objetivo:** representa a grandeza a ser otimizada (valor mínimo ou máximo) e será função das variáveis de projeto escolhidas. A função objetivo é dita simples quando se tem apenas um objetivo ou composta (ou multi-critério, multi-objetivo) quando se deseja otimizar vários objetivos de uma só vez;
- ii. **Variáveis de projeto:** são os parâmetros do problema que podem ser alterados para otimizar a função objetivo, como, por exemplo, as características geométricas do evaporador que definem o valor do COP do sistema de refrigeração.
- iii. **Restrições:** são as limitações impostas para se obter a solução otimizada. Por exemplo, a escolha de uma determinada faixa de temperatura dos compartimentos refrigerados ou de COP. Neste caso, ao se desejar otimizar um PEC qualquer para uma faixa de $-16^{\circ}\text{C} < T_{cg} < -20^{\circ}\text{C}$ para o congelador e $4^{\circ}\text{C} < T_r < 6^{\circ}\text{C}$ para o refrigerador, encontra-se dois limites laterais para duas restrições distintas. A otimização acima ou abaixo destas faixas é imposta por uma restrição de desigualdade. Por outro lado, a otimização para uma temperatura específica (por exemplo, $T_{cg} = -18^{\circ}\text{C}$ e $T_r = 5^{\circ}\text{C}$) é alcançada através de uma restrição de igualdade. As restrições podem ser ainda do tipo global ou local, ou seja, podem ser definidas para uma região específica do domínio de interesse (local) ou para todo o domínio (global).
- iv. **Domínio:** são os limites mínimos e máximos impostos para as variáveis de projeto a partir dos quais se deseja otimizar a função objetivo. Dentro do domínio existem regiões que podem não ser contempladas pelas restrições, denominadas inviáveis. A região do domínio onde as restrições são contempladas e em que, portanto, a solução é possível, é denominada domínio viável.

Com base nas definições acima, é possível definir as funções objetivo como sendo os PEC descritos anteriormente. Os PEC propostos neste trabalho visam na sua grande maioria maximizar o desempenho do sistema e minimizar a massa (isto é, o custo) de um de seus

componentes. Pode-se dizer, então, que as análises têm por objetivo fornecer o melhor sistema do ponto de vista de desempenho, com um mínimo custo, para um determinado conjunto de condições de contorno do sistema de refrigeração, de seus componentes e suas respectivas características geométricas.

Entretanto, é importante ressaltar que os resultados são influenciados diretamente pela precisão das metodologias de simulação, não sendo, a rigor, exatos. Embora mesmo sem uma precisão adequada do ponto de vista absoluto, os resultados de otimização podem, ainda assim, ser úteis, já que podem mostrar a tendência do comportamento do sistema ótimo. Como os PEC dependem de uma gama de parâmetros, tanto termodinâmicos quanto geométricos, é interessante classificá-los com base na seguinte relação funcional,

$$PEC = f(\text{características geométricas, condições do sistema, fluido refrigerante,} \\ \text{características físicas e termodinâmicas dos componentes})$$

Alguns dos parâmetros da relação acima são variáveis de projeto e outros são restrições. As variáveis de projeto podem ser identificadas por:

- i. **Características geométricas do evaporador:** dimensão de saída (H_1), número de aletas (N_f) e comprimento (L);
- ii. **Características construtivas dos componentes:** três tipos de compressores (EMBRACO, modelos: $Comp_1$, $Comp_2$ e $Comp_3$ e dois tipos de ventiladores (Original e DC24V).

Já as restrições foram tidas como sendo:

- i. **Condições do sistema:** temperatura dos compartimentos refrigerados - congelador igual a -18°C e refrigerador igual a 5°C , temperatura ambiente igual a 32°C , sub-resfriamento no condensador de 2°C e superaquecimento no evaporador de 1°C ;
- ii. **Fluido refrigerante:** R134a;
- iii. **Área frontal da entrada do evaporador:** $H_2 = 59,5$ mm e $W = 307$ mm (ver Figura 3.5).

O domínio de soluções é definido por todos os resultados obtidos com a variação dos parâmetros projeto. Assim, para a variação dos três compressores, dois ventiladores e a variação das características geométricas do evaporador, qualquer valor de PEC alcançado é válido.

Após a caracterização do problema a ser resolvido, é necessário definir o algoritmo de otimização a ser empregado. A seguir, será apresentada uma breve descrição do algoritmo aqui utilizado.

O código modeFRONTIER fornece uma variedade de algoritmos de otimização disponíveis na literatura. Segundo Gomes (2006), a busca por um algoritmo de otimização deve ser baseada em duas características básicas, descritas graficamente na Figura 5.1: i) robustez (capacidade de encontrar o ponto de ótimo global) e ii) precisão (capacidade de encontrar o verdadeiro valor do ponto de ótimo). Outro fator, tão importante quanto os citados acima, é o tempo de convergência do algoritmo de otimização. Este deve ser o mais reduzido possível para que, quando associado ao tempo computacional inerente ao código de simulação do sistema de refrigeração, não torne proibitivo o custo computacional da otimização.

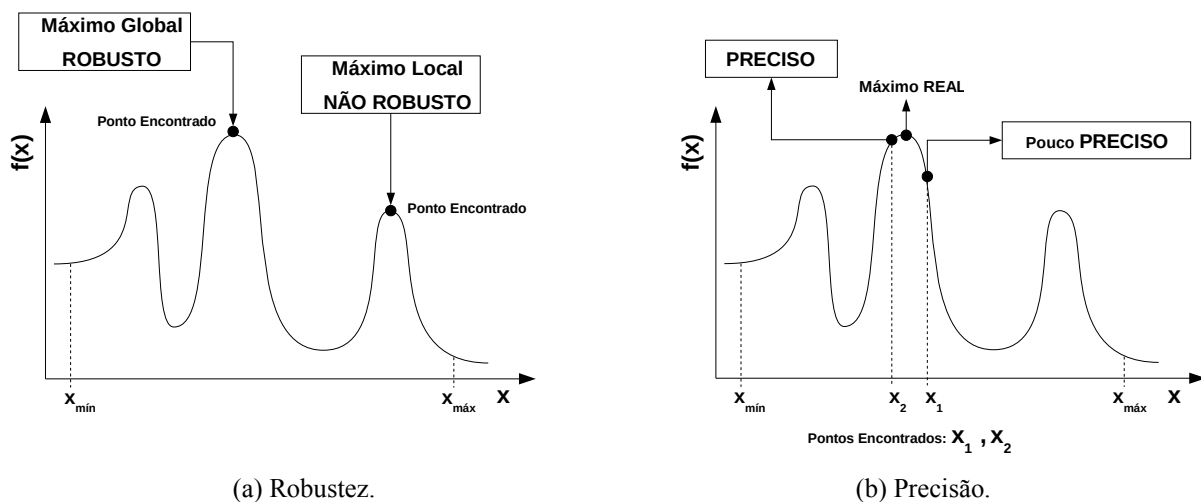


Figura 5.1 – Características de um algoritmo de otimização (Gomes, 2006).

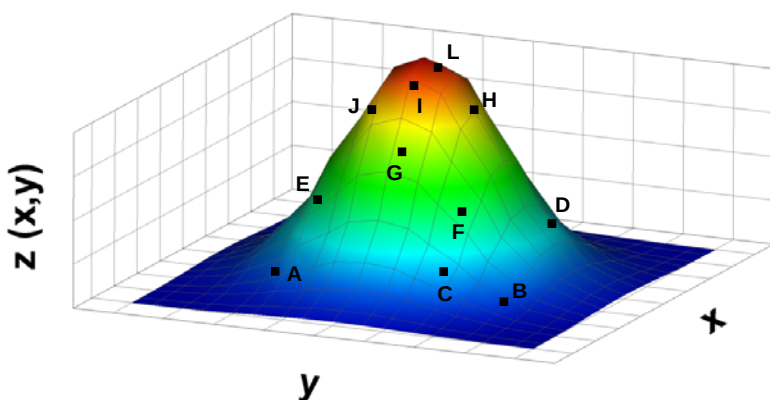
Analisando as três características acima citadas e a descrição dos algoritmos existentes no código modeFRONTIER (Gomes, 2006), optou-se no presente trabalho pelo uso do *Algoritmo Genético*. Este algoritmo tem a vantagem de ser bem mais robusto que os demais disponíveis, porém, com a desvantagem de exigir um tempo computacional mais elevado. Como o tempo de simulação do código do sistema de refrigeração é extremamente baixo (em torno de 12 segundos por caso), a utilização do algoritmo genético não acarretaria tempos computacionais proibitivos. Outro problema decorrente do uso do algoritmo genético seria a obtenção de convergência para a grande variação dos dados de entrada gerados por este algoritmo. Como o algoritmo genético faz variações aleatórias das variáveis de entrada, o código de simulação do sistema deve ser robusto o suficiente para produzir resultados convergidos para todas as combinações dos parâmetros de entrada. Tal robustez foi verificada após a realização de alguns testes, permitindo a utilização do algoritmo genético.

A metodologia de otimização utilizada pelo algoritmo genético é baseada no processo de seleção natural das espécies. Com base na Figura 5.2, os passos do algoritmo genético podem ser colocados da seguinte forma geral (Gomes, 2006):

- i. Uma população inicial é criada (indivíduos A , B , C , D e E);
- ii. Os indivíduos da família inicial são avaliados quanto à aptidão, ou seja, aqueles que apresentam respostas à função objetiva ($z(A)$, $z(B)$, $z(C)$, $z(D)$ e $z(E)$) mais adequadas com relação ao objetivo da otimização, são selecionados como os mais aptos. No exemplo, estes são os indivíduos com os maiores valores de $z(h)$;
- iii. Os operadores genéticos são aplicados na nova família (geração de G por *cross-over* e F por mutação);
- iv. A nova família é avaliada quanto à aptidão e, em seguida, o mesmo procedimento de (iii) é repetido até determinar os pontos mais próximos da região de ótimo.

Exemplo Problema de Otimização

Variáveis de Projeto: $h = [x, y]$
 Função Objetivo: $z(h)$
 Objetivo: Maximizar z



Algoritmo Genético

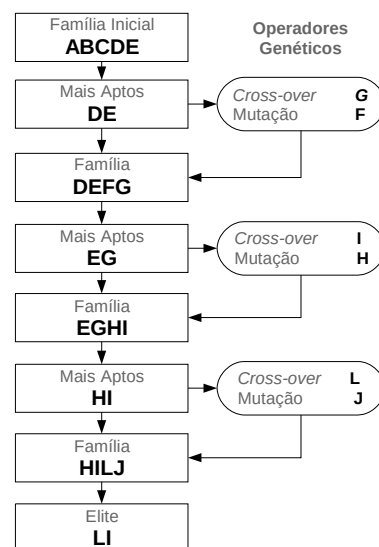


Figura 5.2 – Exemplo de utilização do algoritmo genético (Gomes, 2006).

O número de indivíduos que deve permanecer nas famílias geradas ao longo do processo é um parâmetro definido pelo usuário. Por outro lado, indivíduos gerados que sejam duplicados dentro de cada família são eliminados.

A convergência do processo de otimização pode se basear em dois critérios: 1) nível de variação da função resposta ou 2) número máximo de gerações. O programa modeFRONTIER disponibiliza apenas a segunda opção. Neste caso é necessário testar o

número razoável de gerações a ser configurada, uma vez que a configuração de um número reduzido pode levar a uma falsa convergência. Por outro lado, um número elevado pode acarretar em um processo com um alto tempo computacional.

No presente trabalho foram realizados testes variando o número de gerações entre 40 e 60. Após a análise dos dados, nenhuma modificação no resultado foi verificada. Logo, foi concluído que 40 gerações era um número suficiente para se obter a convergência do ótimo real.

5.4. Implementação Computacional

5.4.1. Aspectos gerais

O sistema de equações dos modelos matemáticos do sistema de refrigeração é composto por equações algébricas não-lineares. No presente trabalho, foi utilizado o *software* EES - *Engineering Equation Solver* (Klein, 2007) para resolver tais equações a partir do Método de Newton-Raphson. Este código também fornece funções internas que permitem calcular as propriedades termofísicas de fluidos e sólidos, construir gráficos etc. Entretanto, no que diz respeito ao procedimento de otimização, este código não fornece subrotinas de otimização muito robustas, sendo necessário então a utilização do código modeFRONTIER nas análises de otimização.

5.4.2. Acoplamento entre os códigos EES e modeFRONTIER

Um acoplamento entre o EES e o código de otimização modeFRONTIER teve de ser realizado, já que as sub-rotinas de otimização disponíveis no primeiro não eram tão robustas e precisas quanto aquelas implementadas no segundo, muito mais específico para este fim. A fim de contornar alguns problemas computacionais, um código escrito na linguagem FORTRAN também teve de ser implementado, cuja função era realizar a leitura e escrita dos dados de entrada e saída do EES, para que, na sequência, fossem utilizados pelo modeFRONTIER.

À medida que o processo de otimização evolui, o algoritmo genético interage com as variáveis de projeto, na busca de um ponto de ótimo para um determinado PEC. Com isso, as variáveis de projeto são alteradas dentro das faixas impostas. A Figura 5.3 mostra o fluxograma que representa a interação entre os códigos nas plataformas EES, FORTRAN e modeFRONTIER, assim como a metodologia de otimização aplicada.

O tempo computacional médio para a obtenção de cada ponto de otimização foi de aproximadamente duas horas para as simulações apenas com variações geométricas do evaporador. Para as simulações variando também o compressor e o ventilador, o tempo foi de aproximadamente 4 horas (Intel Core 2 1,8 GHz).

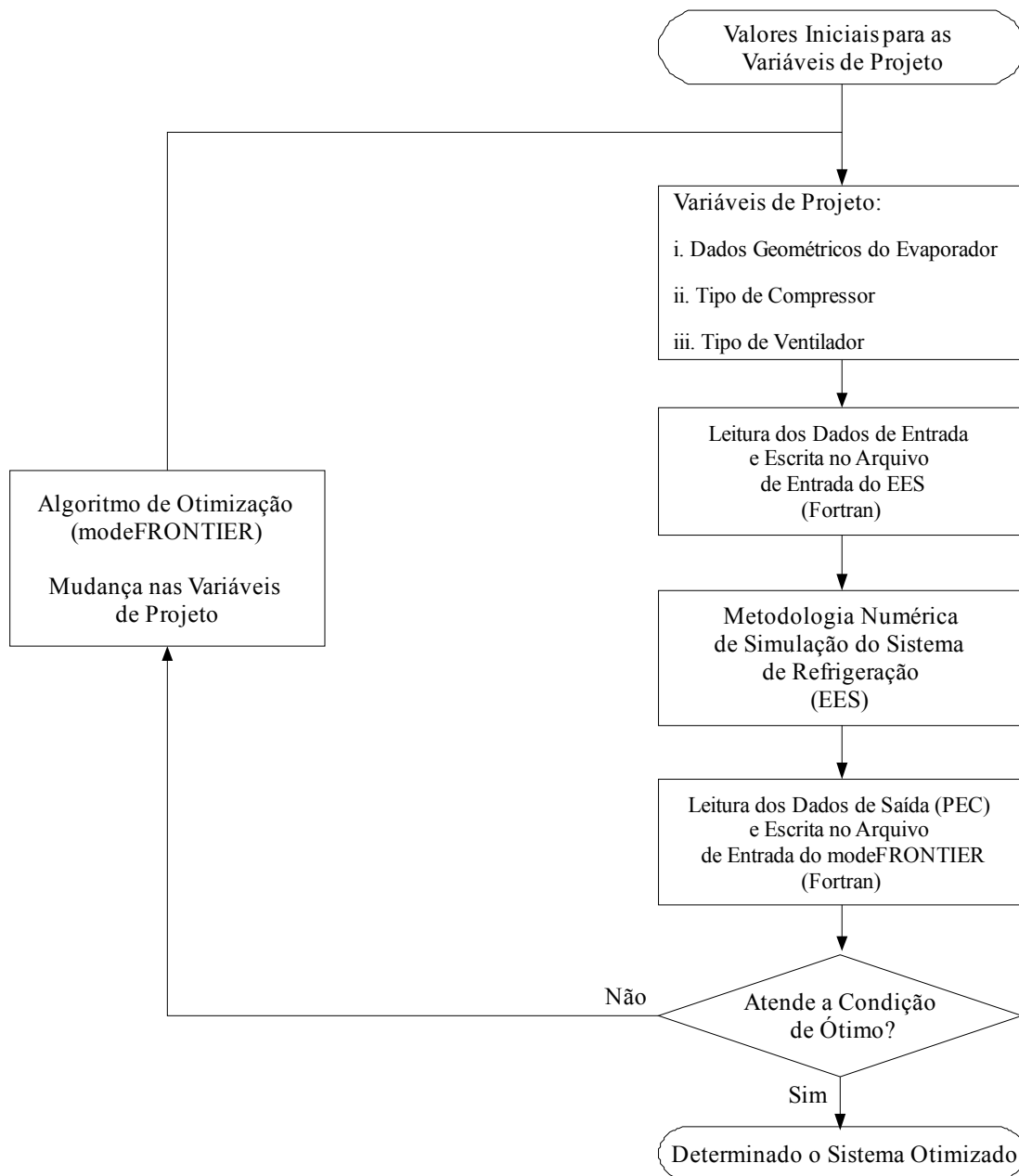


Figura 5.3 – Fluxograma da metodologia de otimização e acoplamento entre os códigos do EES, FORTRAN e modeFRONTIER.

5.4.3. Interface Gráfica do código de Simulação

Com a finalidade de facilitar a utilização por outros usuários e a visualização da configuração ótima dos tubos na aleta do EFA, uma interface gráfica foi desenvolvida. A interface foi construída na plataforma EES, que possibilita de maneira fácil a entrada dos dados do código de simulação do sistema de refrigeração e a visualização dos resultados e do

gráfico que mostra o posicionamento dos tubos na aleta. A Figura 5.4 ilustra a visualização da interface gráfica criada.

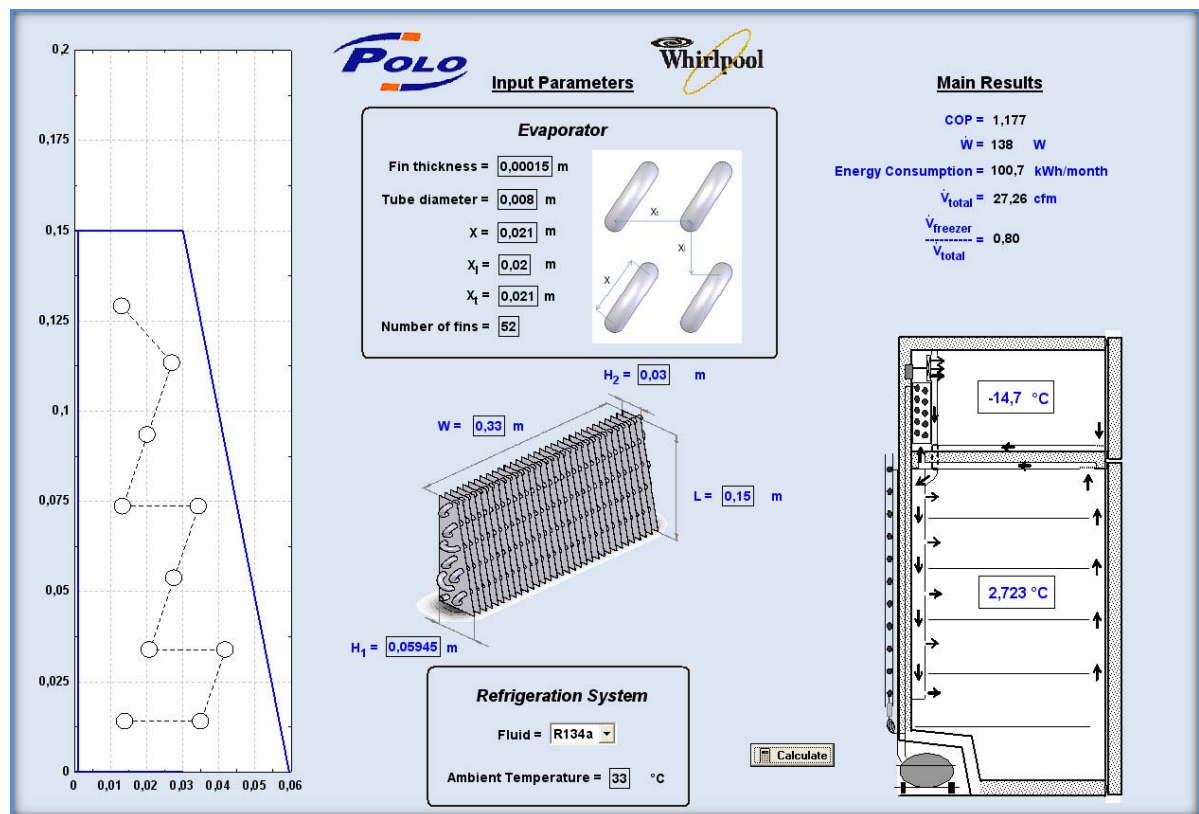


Figura 5.4 – Interface gráfica de visualização da configuração do EFA e resultados do código de simulação do sistema de refrigeração.

Através da implementação computacional do algoritmo da lei de formação de tubos exposto no item 3.2.1. os valores das posições dos tubos na aleta são fornecidos. Os tubos são então desenhados nas respectivas posições. Além da visualização da configuração do evaporador, são fornecidos também os valores do COP, da potência consumida, da vazão total de ar e da temperatura de cada compartimento refrigerado.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Tendo sido descritas as metodologias empregadas para a simulação do modelo do EFA, do sistema de refrigeração e o procedimento de otimização, o presente capítulo apresenta os principais resultados das análises, validação e otimização dos modelos de simulação.

Primeiramente são apresentados os resultados de avaliação dos EFA através do modelo matemático desenvolvido, a fim de estudar o comportamento do evaporador isoladamente. Em seguida, são mostrados os resultados de validação experimental da metodologia de simulação numérica do sistema de refrigeração. Depois de verificada a qualidade dos resultados, são discutidos os resultados das configurações ótimas do EFA acoplado ao sistema de refrigeração, obtidas da metodologia de otimização. Os resultados de otimização são apresentados começando pelas funções de PEC de níveis mais inferiores (que avaliam apenas os componentes individualmente) avançando até as mais abrangentes (que tratam do refrigerador como um todo). Na sequência, são apresentadas também análises de sensibilidade do comportamento do custo em função da modificação dos componentes do sistema de refrigeração.

6.1. Avaliação do Desempenho dos EFA

6.1.1. Potência de bombeamento em função da transferência de calor

A relação de dependência entre a taxa de transferência de calor (capacidade de refrigeração) e a potência de bombeamento do ar pelo ventilador é uma das mais importantes variáveis envolvidas no projeto de refrigeradores *no-frost*. Desta forma, a escolha de uma configuração de evaporador para uma determinada aplicação passa pela avaliação do comportamento destas grandezas em função da vazão de ar e das características geométricas do evaporador para uma dada condição de operação (temperaturas internas e UA dos compartimentos, temperatura do ambiente externo).

Ao analisar *isoladamente* o evaporador, é natural que seja escolhida uma configuração que apresente a melhor relação custo-benefício, ou seja, a mais baixa potência de bombeamento para uma dada capacidade de refrigeração. A ligação entre estes dois parâmetros é feita por intermédio da vazão de ar, conforme ilustra a Figura 6.1. Para uma

dada configuração geométrica do trocador de calor, a capacidade de refrigeração estipulada no projeto será alcançada com um determinado fluxo de ar. Este, por sua vez, produz uma queda de pressão ao longo do trocador, cuja potência de bombeamento associada é dada por:

$$\dot{W}_p = \dot{V}\Delta P \quad (6.1)$$

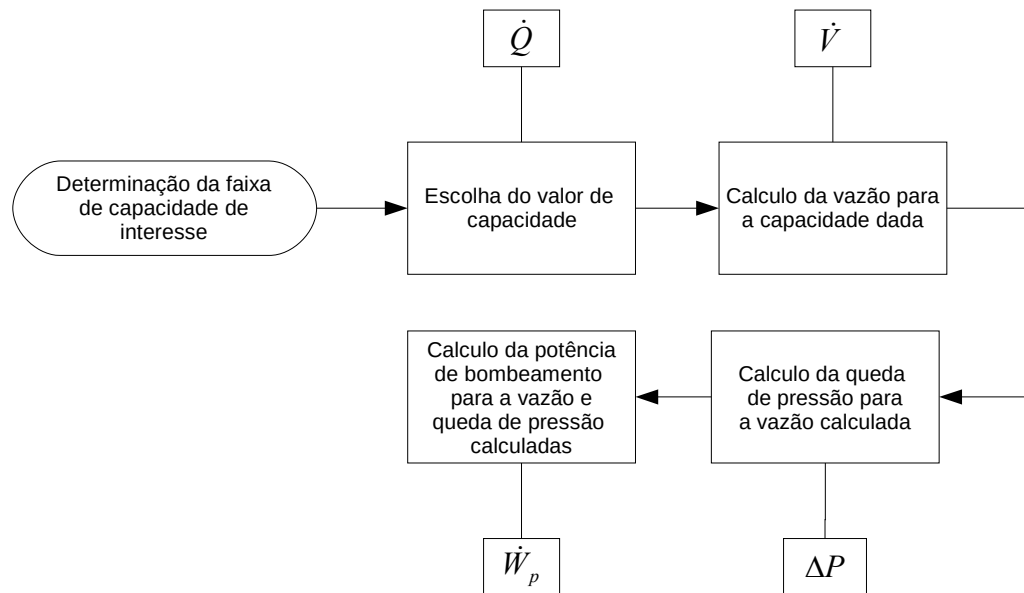


Figura 6.1 – Procedimento utilizado para obtenção de curvas de potência de bombeamento em função da capacidade de refrigeração para trocadores de calor.

Utilizando a metodologia de cálculo da transferência de calor e da queda de pressão apresentada no Capítulo 3, é possível traçar o comportamento da potência de bombeamento em função da capacidade de refrigeração para os EFA (Figura 6.2). Conforme observado, a potência de bombeamento aumenta exponencialmente com a capacidade, em função de dois efeitos principais: (i) a redução da área total de transferência de calor (tubos mais aletas) do lado do ar e (ii) a redução da seção de passagem devido à geometria dos EFA (1/2 e 1/5). O segundo efeito demonstra maior importância do que o primeiro, em virtude do aumento da queda de pressão com o quadrado da velocidade, que aumenta linearmente com a distância. O primeiro efeito tem impacto mais significativo sobre a transferência de calor (e, conseqüentemente, sobre a capacidade de refrigeração), entretanto, sua influência é potencializada pelo segundo.

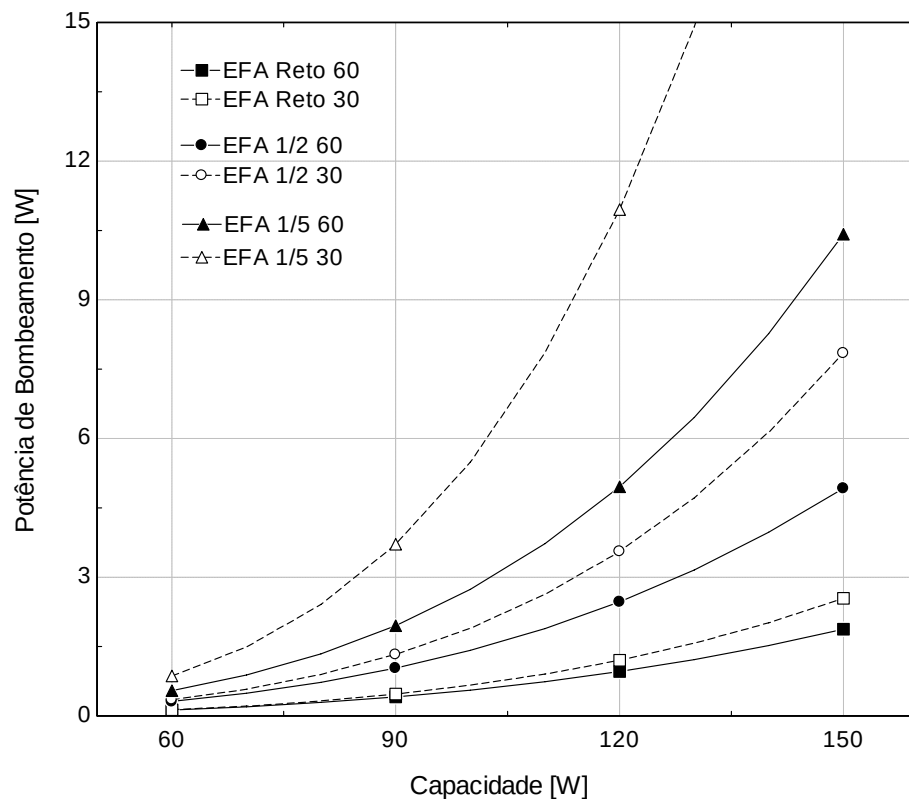


Figura 6.2 – Potência de bombeamento em função da capacidade para os EFA.

A análise comparativa apresentada acima se restringiu à variação da seção transversal (aceleração do escoamento) e do número de aletas. Entretanto, através do modelo computacional do trocador de calor, é possível avaliar o efeito de outros parâmetros geométricos pouco investigados durante os ensaios experimentais dos protótipos, como, por exemplo, o comprimento do evaporador. A Figura 6.3 apresenta uma avaliação dos efeitos da redução da seção transversal e do comprimento do evaporador, mantendo fixo o espaçamento entre as aletas. Na configuração *Mini*, o comprimento do evaporador é de 10 cm, ou seja, 9,2 cm mais curto que os protótipos EFA avaliados experimentalmente.

Como pode ser verificado, o comportamento é semelhante ao da Figura 6.2, onde o EFA Reto 60 aletas ainda fornece uma menor potência de bombeamento em relação a todos os outros trocadores analisados. Entretanto, em comparação com o trocador *Mini* Reto 60 aletas, a diferença entre as potências de bombeamento destes trocadores é bastante pequena, principalmente para baixas capacidades de refrigeração. Tal comportamento, também observado na Figura 6.2, indica que para baixas capacidades (onde menores valores de vazão são necessários) os trocadores de calor do tipo EFA e Mini podem ser alternativas viáveis, já que representam uma redução significativa (até 50%) do volume de material do trocador.

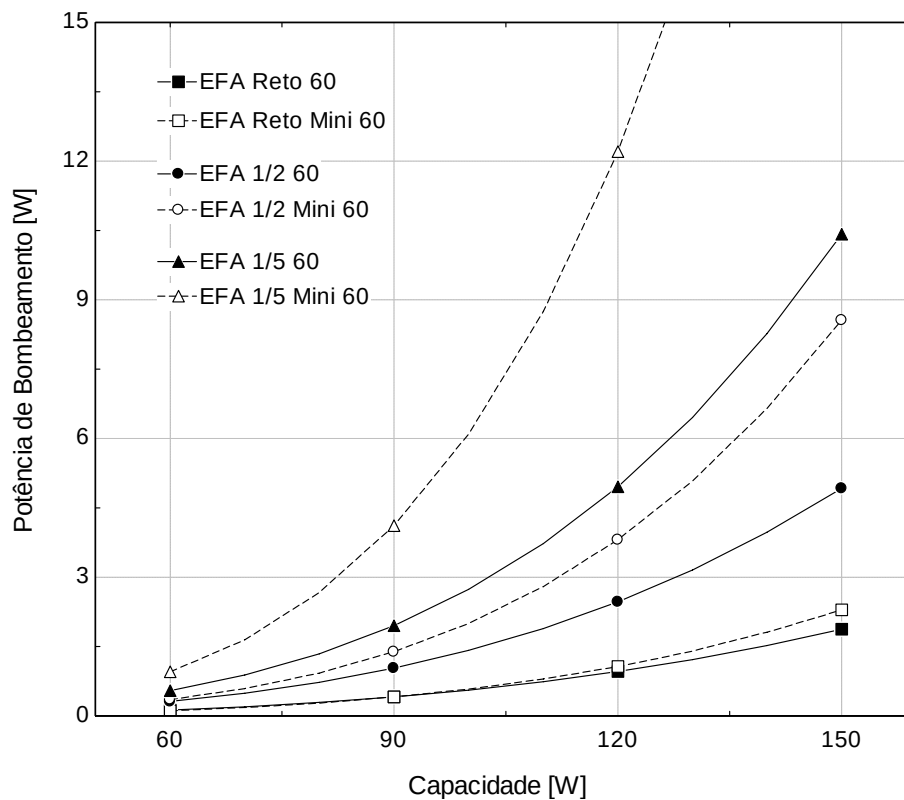


Figura 6.3 – Potência de bombeamento em função da capacidade para os EFA e *Mini*.

Um comentário adicional pode ser efetuado a respeito da utilização de outros critérios de avaliação de desempenho *individuais* no contexto do presente trabalho. Alguns autores (Kays e London, 1984; Pira et al., 2000; Shah e Sekulic, 2003; Webb e Kim, 2005) apontam a utilização do parâmetro j/f como um critério de avaliação de desempenho (PEC) de trocadores de calor. Conforme descrito na Seção 5.2.2., dependendo dos tipos de restrição impostas, alguns PEC não avaliam de maneira completa o desempenho destes componentes, por considerarem apenas a razão e não as magnitudes dos parâmetros envolvidos em sua definição.

Para se utilizar o PEC j/f de uma forma adequada, é necessário que a capacidade de refrigeração e a queda de pressão sejam mantidas fixas (restrições). Desse modo, é possível encontrar, por exemplo, o tipo de trocador (ou a configuração de aletas) que fornece uma mínima área frontal, ou seja, um trocador mais compacto. No presente trabalho, o PEC j/f não é utilizado no contexto da análise *isolada* porque as restrições impostas neste nível da avaliação são de natureza geométrica. Assim, os valores de j/f resultantes podem conduzir a uma falsa interpretação do que se espera de uma configuração ótima para uma dada aplicação. Por exemplo, se para o mesmo número de Reynolds o trocador de calor A tem $j_A = 1$ e $f_A = 0,5$ e o trocador B tem $j_B = 0,12$ e $f_B = 0,05$, obtém-se para o trocador A um PEC $(j/f)_A = 2$ e para o trocador B temos um PEC $(j/f)_B = 2,4$. Nesse caso, poder-se-ia afirmar que o trocador

de calor B possui um desempenho superior ao trocador A , já que o seu $PEC\ j/f$ é superior. Entretanto, como o trocador B exibiu um fator j de Colburn muito baixo, este necessitaria de uma vazão extremamente elevada (e conseqüentemente uma alta queda de pressão e uma alta potência de bombeamento) para fornecer a mesma troca de calor que o trocador A forneceria com uma vazão bem inferior. Uma comparação entre os critérios de j/f e de potência de bombeamento em função da capacidade é apresentada na Figura 6.4 para duas configurações bastante distintas (EFA Reto 60 e EFA Mini 46), onde se percebe a limitação do primeiro critério em descrever adequadamente a relação custo-benefício de interesse para um evaporador de refrigeração doméstica.

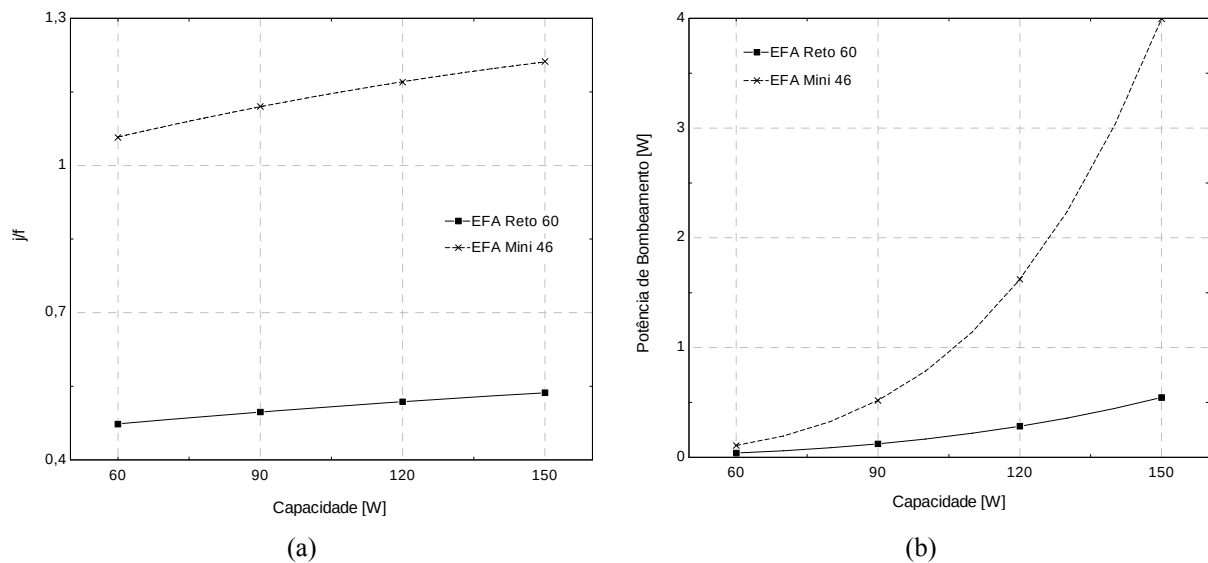


Figura 6.4 – Resultados obtidos utilizando (a) o $PEC\ j/f$ e (b) potência de bombeamento em função da capacidade de refrigeração.

6.1.2. Efeito do *by-pass* sobre a transferência de calor e a queda de pressão

Conforme evidenciado no Capítulo 3, a presença dos canais de *by-pass* nos evaporadores aqui estudados exerce uma influência negativa em relação à transferência de calor por fazer com que apenas uma fração da vazão total troque calor diretamente com feixe de tubos. A fração da vazão que passa pelo *by-pass* tem sua troca térmica reduzida em consequência de um menor grau de mistura do fluido e de uma diferença de temperatura reduzida entre o ar e a superfície do evaporador nesta região. Tal efeito, conseqüentemente, contribui para uma redução da efetividade do trocador de calor.

A Figura 6.5 mostra as previsões do modelo para o comportamento da fração de *by-pass* (definida como a razão entre a vazão mássica pelo *by-pass* e a vazão mássica total) em função da vazão total para as configurações de EFA testadas experimentalmente. Como pode ser visto, frações de *by-pass* significativas (da ordem de 50 a 70%) são observadas nos

trocadores testados. A fração de *by-pass* associada com os EFA 1/5 são as maiores, o que pode vir a explicar o coeficiente de transferência de calor mais baixo em comparação ao protótipo EFA 1/2 60 (ver Figura 3.29). As frações de *by-pass* dos EFA Reto 60 e EFA Reto 30 são maiores do que as dos protótipos EFA 1/2 30 e EFA 1/2 60, possivelmente porque a largura dos canais de *by-pass* é maior nos EFA Retos (8 mm) do que nos EFA 1/2 (4,5 mm).

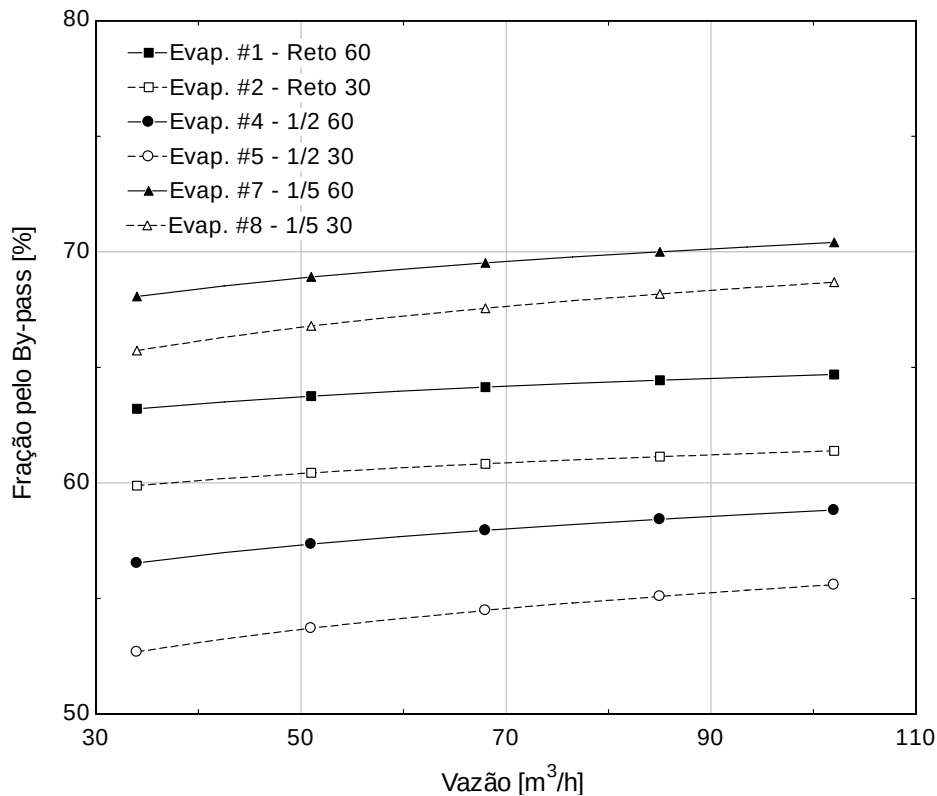


Figura 6.5 – Comportamento da fração de *by-pass* obtida pelo modelo para os EFA.

Dadas as altas frações de *by-pass* obtidas com o modelo para as geometrias dos protótipos de EFA testados, uma análise de sensibilidade com relação ao canal do *by-pass* foi realizada com o objetivo de se verificar o comportamento da transferência de calor (Figura 6.6) e da queda de pressão (Figura 6.7) em função da variação da dimensão do *by-pass* (H_{bp}) para uma mesma vazão ($51 \text{ m}^3/\text{h}$). As dimensões originais dos protótipos são mostradas nas figuras.

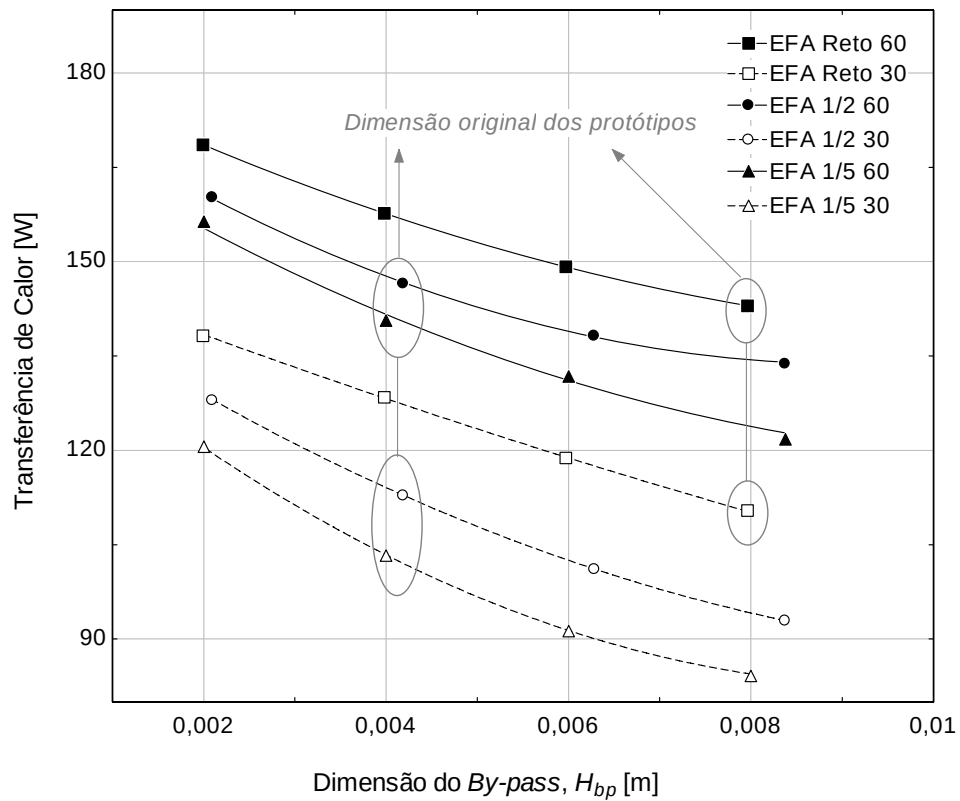


Figura 6.6 – Transferência de calor em função da variação da dimensão do *by-pass*, para vazão de $51 \text{ m}^3/\text{h}$.

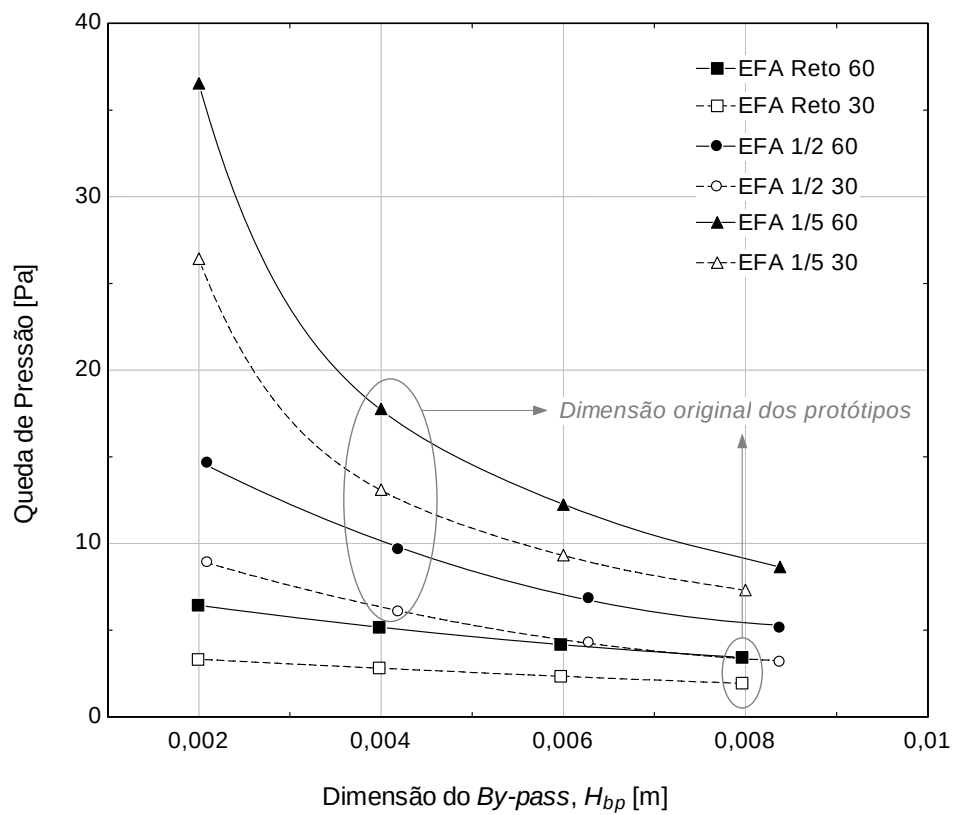


Figura 6.7 – Queda de pressão em função da variação da dimensão do *by-pass*, para vazão de $51 \text{ m}^3/\text{h}$.

Como pode ser visto nas figuras acima, tanto a transferência de calor quanto a queda de pressão aumentam com a redução da dimensão do *by-pass* para todos os evaporadores em

toda faixa de vazão. Porém, o aumento da queda de pressão é bem mais significativo para valores menores de H_{bp} em relação aos trocadores com menor dimensão da seção transversal de saída (EFA 1/2 e 1/5).

Tendo verificado o comportamento da transferência de calor e da queda de pressão em função da dimensão do *by-pass* para uma vazão prescrita, surge a necessidade de se avaliar também a variação da potência de bombeamento em função da dimensão do *by-pass* para uma capacidade fixa (100 W). Observa-se na Figura 6.8 que as potências de bombeamento para os EFA Retos 60 e 30 aletas se mantêm aproximadamente constantes e abaixo daquelas dos outros evaporadores avaliados, para toda faixa de dimensão do *by-pass*. Outra comparação interessante pode ser feita entre os EFA 1/2 30 e 60 aletas, que apresentam tendências distintas em função do aumento da dimensão do canal do *by-pass*. Enquanto o trocador com maior área externa tem sua potência de bombeamento reduzida devido a uma diminuição da queda de pressão, o EFA 1/2 30 aletas experimenta um aumento da potência de bombeamento em virtude de um aumento excessivo da vazão de ar requerida para produzir uma capacidade de 100 W. Uma tendência semelhante, porém mais acentuada, pode ser observada com relação aos EFA 1/5 30 e 60 aletas.

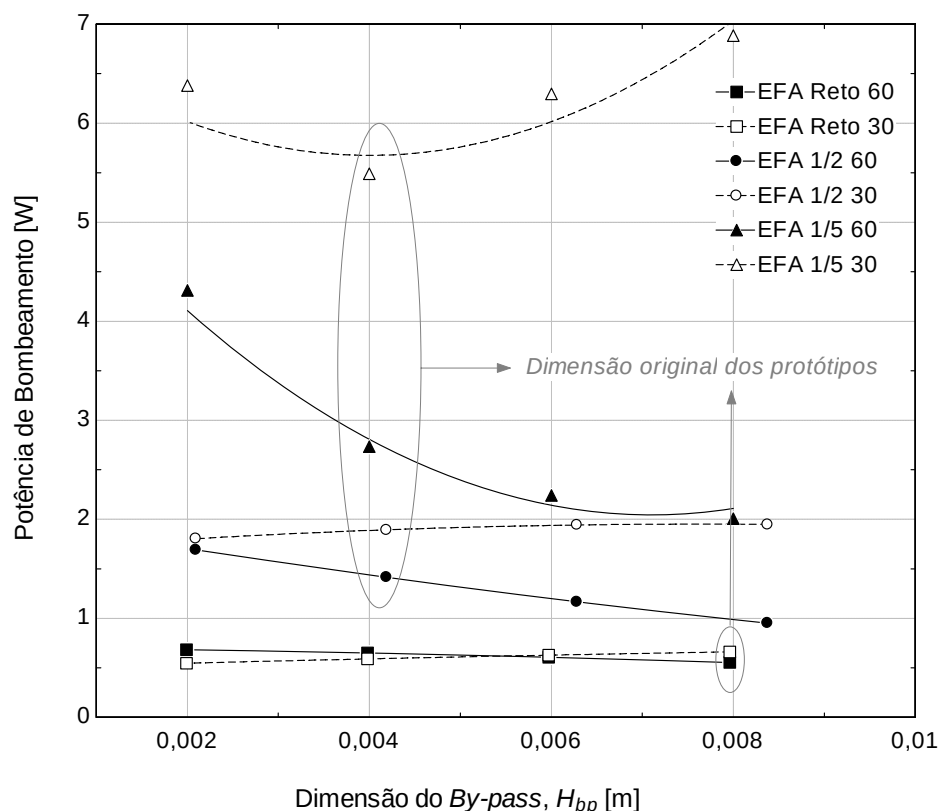


Figura 6.8 – Potência de bombeamento em função da variação da dimensão do *by-pass*, para uma capacidade de 100 W.

Ao comparar o EFA 1/2 60 aletas e o EFA Reto 30 aletas para a capacidade intermediária de 100 W, é possível identificar uma vantagem do primeiro em relação ao segundo no que diz respeito ao volume de material do trocador. O EFA 1/2 60 apresenta uma potência de bombeamento apenas 0,5 W maior com um volume de material em torno de 20% menor do que o EFA Reto 30. Este último resultado reflete aqueles mostrados acima nas Figura 6.2 e Figura 6.3 e é, de certo modo, válido para qualquer valor da dimensão do *by-pass*.

6.1.3. Conclusões Parciais

Com base nas avaliações do trocador *isolado* do sistema realizadas até o momento, considerando a potência de bombeamento para uma dada capacidade de refrigeração o critério de avaliação de desempenho mais adequado, chega-se à conclusão de que a configuração EFA Reto 60 aletas é a melhor de todas as configurações testadas.

Isso não significa, entretanto, que as demais configurações sejam inviáveis. Para baixas capacidades, ou quando o volume de material for um parâmetro decisivo, configurações com alta densidade de aletas, porém de volume de material reduzido (como o EFA 1/2 60 ou *Mini* 60), podem ser mais vantajosas do que a EFA Reto 60 ou a Original, já que apresentam potências de bombeamento, para uma dada capacidade, bastante próximas da configuração ótima.

Outro ponto interessante avaliado na seção anterior é o comportamento dos EFA com a variação da dimensão do *by-pass*. Pôde-se verificar que a alteração deste parâmetro exerce um impacto significativo sobre a transferência de calor e a queda de pressão, principalmente para os EFA 1/2 e 1/5.

Visando a realização de análises de otimização mais abrangentes, a seguir, são apresentados os resultados de validação do modelo do EFA acoplado ao código de simulação do sistema de refrigeração. Desse modo, confere-se um grau de confiabilidade aos estudos de otimização do refrigerador considerando a interação entre todos os componentes simultaneamente, a serem apresentados na Seção 6.3.

6.2. Validação do Modelo do Sistema de Refrigeração

6.2.1. Trabalho experimental

Conforme descrito anteriormente, o refrigerador em estudo é do tipo *no-frost* com dois compartimentos, somando um total de 460 litros de volume interno. No produto original, a capacidade de refrigeração é controlada por um termostato eletrônico, que liga e desliga o compressor com base na temperatura do congelador. A temperatura do refrigerador, por sua vez, é controlada por um *damper* termomecânico, que varia a vazão de ar insuflada neste compartimento. O sistema de refrigeração original utiliza HFC-134a como fluido refrigerante, com uma carga nominal de 130 gramas.

O refrigerador testado no presente trabalho sofreu algumas alterações antes de se iniciar os testes, já que o produto original foi projetado para funcionar em regime transiente, e o objetivo aqui era avaliar seu comportamento em regime permanente. As seguintes alterações foram realizadas:

- i. O termostato que controlava o compressor foi desconectado. Assim, o compressor podia ser controlado externamente e mantido sempre ligado, independente das temperaturas dos compartimentos;
- ii. O *damper* foi fixado em sua abertura máxima. A função principal deste dispositivo é o controle da temperatura do compartimento do refrigerador, quando na presença de oscilações de carga térmica. Como em regime permanente não há oscilações de carga térmica, a atuação do *damper* é desnecessária;
- iii. O Tubo de Aquecimento do Flange (TAF) foi eliminado. Assim, o condensador foi conectado diretamente a uma válvula de agulha posicionada a montante do tubo capilar. A principal finalidade do TAF é aquecer as paredes do refrigerador de maneira a evitar a condensação de umidade externa (“sudação”) sobre as superfícies externas do produto. Este aquecimento poderia interferir na carga térmica estimada pelo modelo, já que a obtenção do coeficiente global de transferência de calor do gabinete foi realizada com o refrigerador desligado;
- iv. A carga de refrigerante, juntamente com a abertura da válvula de agulha na entrada do tubo capilar, foram ajustadas de maneira a fornecer o sub-resfriamento e o superaquecimento desejados, já que o modelo de simulação do

sistema (SUB-SUP) exige a imposição destes dois parâmetros. Uma descrição mais detalhada sobre a instalação da válvula auxiliar e dos procedimentos de carga é apresentada nos Apêndices VII e VIII, respectivamente.

- v. Ambas as portas do refrigerador foram lacradas com cola de silicone, para evitar a infiltração de umidade, já que se desejava realizar os testes de validação sem a formação de gelo sobre o evaporador. Este mesmo procedimento já tinha sido realizado nos testes de obtenção da condutância térmica global do gabinete, não alterando assim o seu valor.

Os resultados da simulação numérica do sistema foram validados a partir da comparação com dados de 8 ensaios experimentais realizados a uma temperatura ambiente média de 32°C e temperaturas internas dos compartimentos variáveis (de -28 à -17°C para o congelador e -11 a 9,2°C para o refrigerador). A carga de fluido refrigerante no sistema de refrigeração (em torno de 130g) foi ajustada de forma a obter níveis de sub-resfriamento e superaquecimento desejáveis, isto é, maiores que 1°C, já que valores abaixo deste dificultam a sua medição, dada a incerteza experimental de $\pm 0,2^\circ\text{C}$. Em todos os testes, o sub-resfriamento e superaquecimento foram mantidos em torno de 3°C e 2°C, respectivamente.

As tabelas contendo os dados referentes aos testes de validação são apresentadas no Apêndice IX. Para avaliação experimental dos parâmetros de interesse, o refrigerador foi devidamente instrumentado com 48 pontos de medição de temperatura, dois pontos de medição pressão absoluta e um ponto de medição pressão diferencial no compartimento do evaporador. Maiores detalhes sobre a instrumentação do refrigerador são apresentados no Apêndice VII. Depois de instrumentado, o refrigerador foi colocado em uma câmara de testes, com temperatura e umidade controladas. A câmara de testes também dispunha de transdutores de potência para as medições das potências das resistências elétricas, ventilador e compressor. O sistema de aquisição de dados disponibilizado na câmara de testes foi utilizado na leitura dos pontos de medição. Uma descrição mais detalhada da câmara e do procedimento de testes é apresentada no Apêndice VIII.

Os ensaios experimentais do refrigerador foram realizados com três evaporadores distintos: Original 52 aletas, EFA Reto 30 aletas e EFA 1/5 30 aletas. Para cada evaporador foram feitos dois testes em regime permanente: i) para avaliação das temperaturas mínimas atingidas nos compartimentos e ii) para temperaturas de projeto (-18°C no congelador e 5°C no refrigerador).

6.2.2. Resultados

O coeficiente de performance (COP) experimental é definido a partir da seguinte expressão,

$$COP_{sistema,exp} = \frac{\dot{Q}_{e,exp} - \dot{W}_{p,exp}}{\dot{W}_{k,exp} + \dot{W}_{p,exp}} \quad (6.2)$$

onde as potências do compressor e do ventilador são medidas diretamente através dos transdutores de potência. Para se determinar experimentalmente a capacidade de refrigeração, efetua-se o seguinte balanço de energia no volume de controle mostrado na Figura 6.9 (Gonçalves et al., 2007),

$$\dot{Q}_{e,exp} = w_{exp} (h_1 - h_3) \quad (6.3)$$

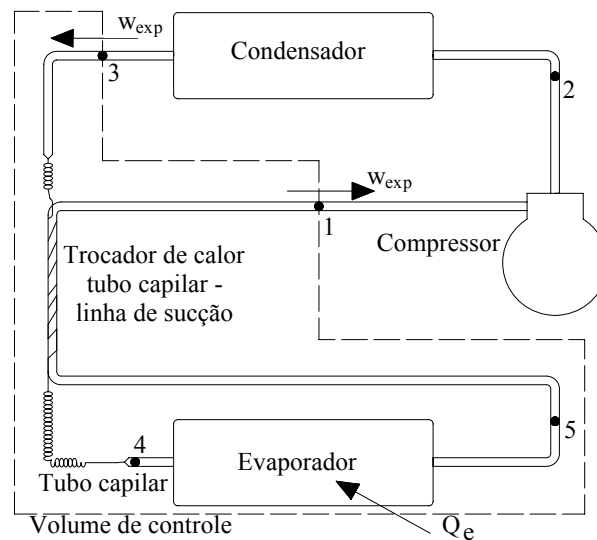


Figura 6.9 – Balanço de energia para obtenção da capacidade de refrigeração do sistema (Gonçalves *et al.*, 2007).

onde fluxo de massa de refrigerante experimental, w_{exp} , é obtido através da Eq. (4.5) com as pressões de sucção e descarga medidas experimentalmente. Cabe salientar que a escolha do volume de controle da figura contorna a dificuldade de se avaliar a capacidade de refrigeração a partir de uma medição direta do efeito refrigerante específico, $(h_5 - h_4)$. Tal medição é complicada, já que a entalpia na entrada do evaporador depende de uma medição direta do título de vapor naquele ponto.

A Tabela 6.1 apresenta os resultados de validação experimental dos principais parâmetros do modelo. A partir da tabela, também foram elaborados gráficos para

visualização dos desvios associados aos parâmetros em cada teste, apresentados na Figura 6.10 e na Figura 6.11.

Tabela 6.1 – Resultados de validação do modelo matemático do sistema de refrigeração.

Teste (Evaporador- Condição)	Dados	$T_{\text{congelador}}$ [°C]	$T_{\text{refrigerador}}$ [°C]	$W_{\text{compressor}}$ [W]	$P_{\text{sucção}}$ [bar]	P_{descarga} [bar]	COP_{sistema} [-]
#1 (Original 52- Temp. Mínima)	Modelo	-31,3	-12,5	93,3	0,60	10,9	1,06
	Experimental	-28,3	-10,4	104,7	0,65	11,6	1,05
	Desvio	-3,0°C	-2,1°C	-10,9%	-8,6%	-6,4%	1,4%
#2 (Original 52- Temp. Projeto)	Modelo	-20,0	4,4	127,1	0,86	12,4	1,21
	Experimental	-19,8	5,2	135,6	0,94	13,4	1,25
	Desvio	-0,2°C	-0,8°C	-6,3%	-9,1%	-7,0%	-3,4%
#3 (Original 52- Temp. Projeto)	Modelo	-19,7	4,9	128,8	0,87	12,6	1,20
	Experimental	-19,3	5,6	141,5	1,0	14,5	1,19
	Desvio	-0,4°C	-0,7°C	-9,0%	-12,8%	-13,0%	0,8%
#4 (Original 52- Temp. Projeto)	Modelo	-19,9	4,3	127,5	0,86	12,3	1,20
	Experimental	-20,9	3,9	137,5	0,95	13,2	1,22
	Desvio	1,0°C	0,4°C	-7,2%	-9,9%	-6,8%	-1,6%
#5 (EFA Reto 30- Temp. Mínima)	Modelo	-30,0	-11,6	92,8	0,59	10,8	1,04
	Experimental	-27	-11,4	109,0	0,70	12,0	0,98
	Desvio	-3,0°C	-0,2°C	-14,9%	-15,4%	-9,8%	6,1%
#6 (EFA Reto 30- Temp. Projeto)	Modelo	-19,1	3,6	123,0	0,83	12,2	1,17
	Experimental	-20,3	4,7	133,1	0,92	13,3	1,19
	Desvio	1,2°C	-1,1°C	-7,6%	-10,7%	-8,4%	-1,7%
#7 (EFA 1/5 30- Temp. Mínima)	Modelo	-23,7	7,3	106,0	0,69	11,6	1,11
	Experimental	-17,5	9,2	121,1	0,83	13,4	1,06
	Desvio	-6,2°C	-1,9°C	-12,5%	-16,9%	-13,3%	4,8%
#8 (EFA 1/5 30 - Temp. Projeto)	Modelo	-28,7	-8,9	90,3	0,58	10,9	1,04
	Experimental	-22,5	-5,8	105,0	0,68	12,3	0,98
	Desvio	-6,2°C	-3,1°C	-14,0%	-15,6%	-11,5%	5,7%

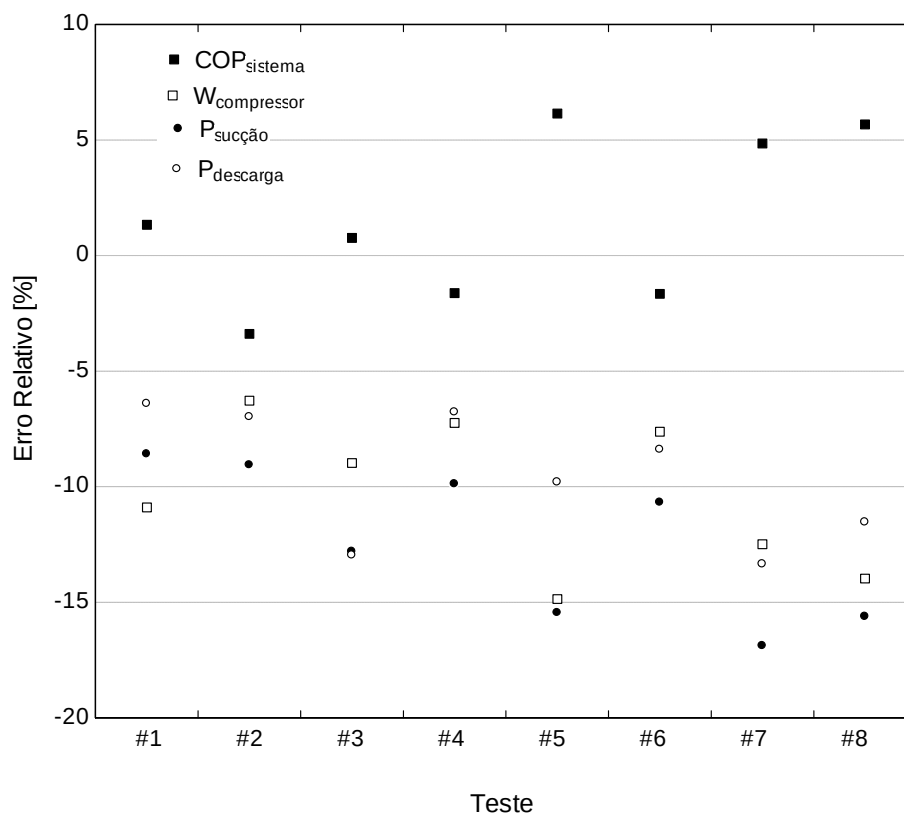


Figura 6.10 – Comparação dos resultados experimentais com o modelo matemático para o $COP_{sistema}$, pressões de sucção e descarga e potência de compressão.

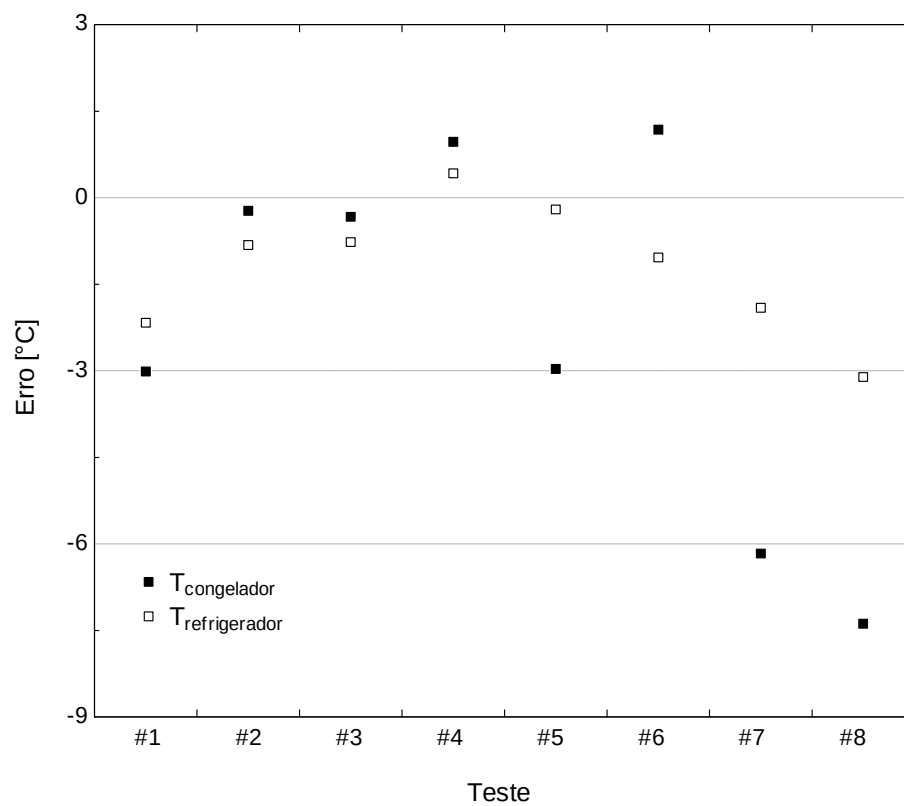


Figura 6.11 – Comparação dos resultados experimentais com o modelo matemático para as temperaturas dos compartimentos.

De uma forma geral, os resultados do modelo conseguiram prever, com erros aceitáveis, o comportamento das variáveis durante a operação em regime permanente. Na Figura 6.10 pode-se verificar que o desvio das pressões de sucção e descarga e da potência do compressor se mantiveram na faixa de +10% a -15%. O desvio da variável $COP_{sistema}$ foi em torno de $\pm 5\%$. Já para as temperaturas do congelador e do refrigerador, a Figura 6.11 mostra que 14 pontos (87,5%) ficaram dentro da faixa de erro de $+1^{\circ}\text{C}$ a -3°C .

É importante esclarecer que os testes #7 e #8 (os quais apresentaram os piores resultados) foram realizados após uma danificação do compartimento do evaporador. Esta danificação foi devida à instalação inadequada de uma resistência de degelo posicionada logo abaixo do evaporador. Conforme mencionado anteriormente, os protótipos de EFA foram confeccionados sem as resistências de degelo. Porém, a adição destas resistências era necessária no procedimento de validação para remover a formação de geada a partir da umidade residual dentro do refrigerador. Logo, foi instalada uma resistência logo abaixo do evaporador, com uma potência maior do que a convencional. Como o compartimento do evaporador não foi projetado para suportar uma fonte de calor tão alta e concentrada naquela região, houve um derretimento de algumas partes plásticas e das paredes do gabinete. Este derretimento pode ter modificado a vazão de ar e a condutância global daquele compartimento (UA_{cg}) devido tanto ao ressecamento dos materiais das paredes quanto aos reparos realizados posteriormente. Esta danificação é considerada a causa mais provável para a grande diferença entre os valores experimental e calculado da temperatura do compartimento do congelador para os testes #7 e #8, já que todos os outros pontos se mantiveram na faixa entre $+1^{\circ}\text{C}$ e -3°C .

No plano de trabalho original, pretendia-se, após os ensaios #7 e #8, realizar também testes de validação com o EFA 1/2 30. Entretanto, após o incidente que acarretou a danificação do gabinete, constatou-se que o modelo matemático do gabinete já não se aplicava de maneira tão fidedigna ao produto danificado. Mesmo assim, os trocadores testados até aquele momento foram tidos como suficientes para a validação do modelo matemático, já que representavam valores extremos de seção transversal ao escoamento do ar (EFA Reto e EFA1/5). Logo, supõe-se que o modelo matemático do sistema de refrigeração seja válido para os outros EFA com valores intermediários de seção transversal.

6.2.3. Conclusões Parciais

Tendo avaliado os resultados dos ensaios de validação, é possível concluir que o modelo matemático do sistema de refrigeração reproduz de maneira satisfatória os dados

obtidos experimentalmente. Uma parcela significativa dos pontos (94%) apresentou erros na faixa de $\pm 15\%$ para a predição das pressões de sucção e descarga, potência do compressor e $COP_{sistema}$. A concordância entre os resultados do modelo e os dados experimentais para as temperaturas dos compartimentos também foi satisfatória, pois 87,5% das medições das temperaturas dos compartimentos do congelador e do refrigerador foram previstas com desvios de $+1^{\circ}\text{C}$ a -3°C . Uma justificativa para esta dispersão na medição das temperaturas se deve ao próprio procedimento para a determinação das mesmas. As temperaturas dos compartimentos são avaliadas através da média das medições em pontos discretos dentro dos compartimentos (6 pontos para o refrigerador e 3 para o congelador), sendo que alguns testes apresentam estratificações de temperatura ao longo da altura do compartimento do refrigerador de até 4°C .

6.3. Otimização e Utilização dos PEC

6.3.1. Restrições e limites das variáveis de otimização

Na realização das análises de otimização, tão importante quanto a escolha da função objetivo, é a estipulação das restrições, ou seja, das variáveis que são mantidas fixas no decorrer da análise. Nesta análise, as restrições foram escolhidas segundo condições geralmente aplicadas em projeto de refrigeradores, e são mostradas na Tabela 6.2.

Como o objetivo da análise é a busca por uma configuração geométrica ótima de evaporador, é preciso estabelecer os limites de variação das variáveis de otimização. A Tabela 6.3 ilustra a faixa de variação dos parâmetros geométricos do evaporador, que foram baseados nos próprios valores limite dos protótipos testados, o que garante a validade do modelo de simulação do EFA. A Tabela 6.4 apresenta os fabricantes e os modelos dos componentes do sistema de refrigeração que também foram avaliados em alguns casos. O ventilador e compressor foram selecionados pela capacidade/vazão semelhantes às exigidas para este modelo de refrigerador.

Tabela 6.2 – Restrições utilizadas nos processos de otimização.

Parâmetro	Restrição
Temperaturas dos compartimentos	$T_{congelador} = -18,0^{\circ}\text{C}$ e $T_{refrigerador} = 5,0^{\circ}\text{C}$.
Temperatura ambiente	$T_{ambiente} = 32,0^{\circ}\text{C}$.
Sub-resfriamento e superaquecimento	$\Delta T_{sub} = 2^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{sup} = 1^{\circ}\text{C}$.
Fluido refrigerante	HFC-134a.
Características geométricas do evaporador	Área frontal = $0,0178 \text{ m}^2$ Diâmetro externo do tubo = $0,088 \text{ m}$ Espessura de aleta = $0,0025 \text{ m}$ Material: Alumínio.

Tabela 6.3 – Faixa de variação das características geométricas do evaporador.

Mínimo	Parâmetro	Máximo
11,9	H_2 [mm]	59,45
30	N_f [aletas]	60
100	L [mm]	192

Tabela 6.4 – Modelos dos componentes utilizados no processo de otimização.

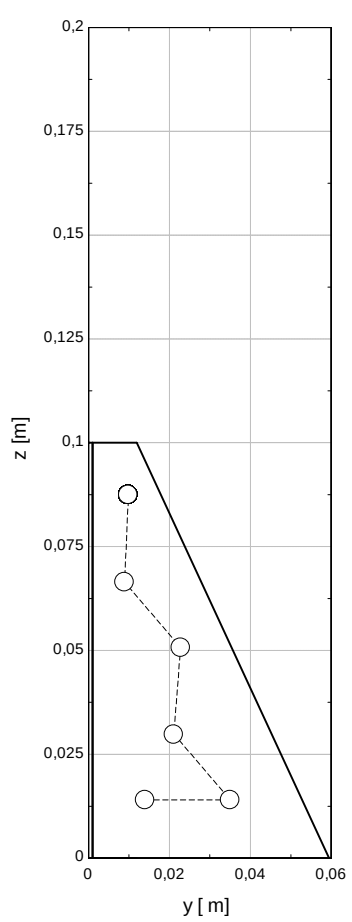
Componente (Fabricante)	Modelo	Capacidade/Vazão Nominal
Compressor (EMBRACO)	$Comp_1$ (original), $Comp_2$ e $Comp_3$	180 – 230 W
Ventilador	Original e DC 24V	17 – 51 m^3/h

Tendo definido as restrições e variáveis de otimização, é possível então realizar o processo de otimização. Os resultados de otimização foram avaliados inicialmente para o $PEC A(\theta)$ com o intuito de verificar a diferença nos resultados em relação aos critérios de níveis superiores: COP , $PEC A(\Omega)$ e $A(COP)$. Em seguida, foram feitas as análises do $PEC K$, a fim de também avaliar as diferenças entre os resultados para o $PEC A$ e o $PEC K$. Nestes casos iniciais, o compressor e ventilador foram mantidos fixos, ou seja, os mesmos modelos utilizados no refrigerador original (compressor $Comp_1$ e ventilador Original). O compressor e o ventilador foram considerados variáveis de otimização (juntamente com as características geométricas do evaporador) somente na última análise, isto é, a da função objetivo $PEC K(COP)$.

6.3.2. Resultados do processo de Otimização

A Tabela 6.5 mostra os resultados de otimização obtidos para o $PEC \Lambda(\Theta)$. Esta função objetivo visa a maximização da relação entre a transferência de calor e a potência de bombeamento do ventilador.

Tabela 6.5 – Resultados de otimização para $PEC \Lambda(\Theta)$ e a respectiva configuração dos tubos sobre a aleta.

Parâmetro	Resultado	Formato da aleta e posicionamento dos tubos
$PEC \Lambda(\Theta)$ [-]	59,87	
$COP_{sistema}$ [-]	0,95	
H_2 [m]	0,0119	
N_f [aletas]	53	
L [m]	0,100	
Q_e [W]	99,6	
ΔP_e [Pa]	2,5	
W_p [W]	5,7	
W_k [W]	93,6	
τ [-]	0,66	
CE [kWh/mês]	45,1	
M_{ad} [kg]	0,29	

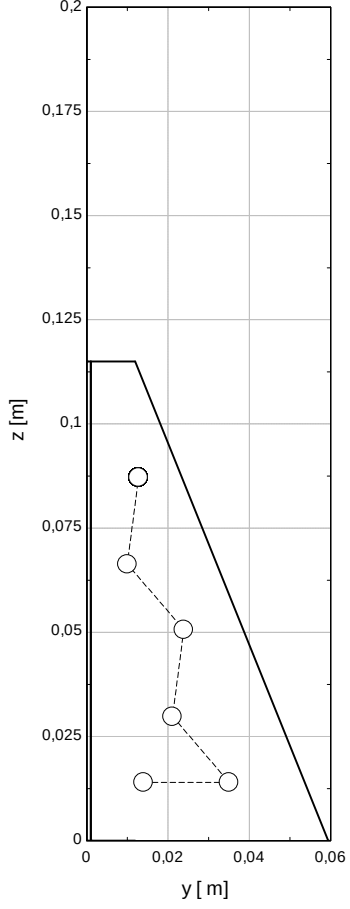
O $PEC \Lambda(\Theta)$ leva em consideração o volume de material do evaporador em seu denominador. Dessa forma, além da razão entre a capacidade de refrigeração e a potência de bombeamento, a massa de alumínio do trocador também é utilizada como parâmetro na busca pela configuração ótima. Conforme observado na análise do evaporador *isolado* do sistema (Seção 6.1), para uma capacidade de refrigeração intermediária (100 W), trocadores mais compactos como o EFA 1/2 60 e o *Mini* 60 apresentavam alguma vantagem com relação à configuração EFA Reto 60. Tal vantagem existia justamente porque estes evaporadores eram

capazes de produzir a mesma capacidade de refrigeração com um volume de material drasticamente reduzido e uma potência de bombeamento apenas ligeiramente maior.

No contexto do evaporador *acoplado* ao sistema, esta tendência é corroborada pelo $PEC \Lambda(\Theta)$ que, com a liberdade de variar simultaneamente os parâmetros geométricos (como o comprimento do evaporador e a altura da seção transversal da saída) — mas submetido às restrições da Tabela 6.2 — encontra um ponto de ótimo em que a capacidade de refrigeração é intermediária e as dimensões do evaporador são reduzidas.

A Tabela 6.6 apresenta os resultados para o $PEC \Lambda(\Omega)$, que visa a maximização da relação entre a transferência de calor no evaporador e a potência consumida pelo ventilador e pelo compressor.

Tabela 6.6 – Resultados de otimização para $PEC \Lambda(\Omega)$ e a respectiva configuração da aleta e dos tubos.

Parâmetro	Resultado	Formato da aleta e posicionamento dos tubos
$PEC \Lambda(\Omega)$ [-]	2,90	
$COP_{sistema}$ [-]	0,85	
H_2 [m]	0,0119	
N_f [aletas]	30	
L [m]	0,115	
Q_e [W]	77,9	
ΔP_e [Pa]	1,5	
W_p [W]	5,7	
W_k [W]	79,2	
τ [-]	0,84	
CE [kWh/mês]	48,8	
M_{ad} [kg]	0,27	

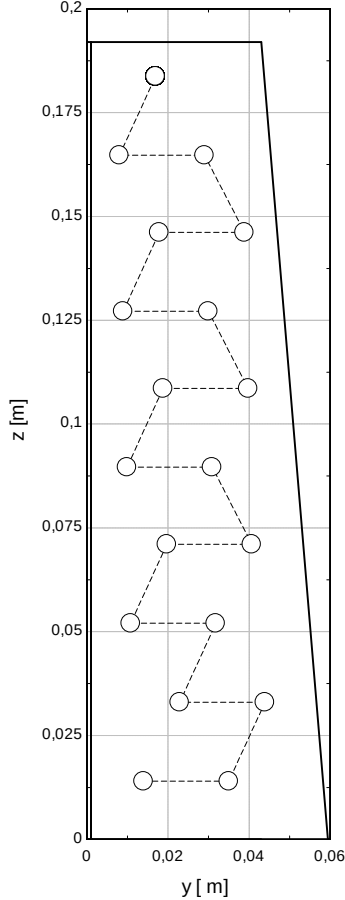
Os resultados da Tabela 6.6 mostram que a otimização para o $PEC \Lambda(\Omega)$ resultou em um trocador com um comprimento levemente maior (0,115m), mas com um menor número de

aletas em comparação com a otimização do $PEC A(\Theta)$. Estas modificações são um reflexo da inclusão da potência do compressor na função objetivo. No $PEC A(\Theta)$, o evaporador foi balanceado entre uma mínima massa (fornecendo um comprimento reduzido) e uma máxima transferência de calor (apresentado um número de aletas mais elevado). Sem sofrer influência da potência de compressão, o $PEC A(\Theta)$ ainda apresentou um maior valor desta variável. O consumo de energia, entretanto, é maior no $PEC A(\Omega)$ por causa da capacidade de refrigeração mais baixa. Para uma mesma carga térmica e uma capacidade menor, a fração de funcionamento, τ , deve aumentar de modo a manter a condição de temperaturas dos compartimentos. Mesmo assim, o $PEC A(\Omega)$ exibiu uma redução na massa do trocador de quase de 7,5% quando comparado ao valor obtido com o $PEC A(\Theta)$.

Cabe salientar que as análises de otimização feitas para os $PEC A(\Theta)$ e $A(\Omega)$ foram obtidas simulando todo sistema de refrigeração (obedecendo as restrições da Tabela 6.2) e não somente o evaporador e o compressor (como realizado por Pira *et al.* (2000)), já que é essencial que as aferições entre os vários PEC sejam feitas para uma mesma base de comparação.

A Tabela 6.7 ilustra os resultados de otimização obtidos para o $COP_{sistema}$. Observa-se para este PEC um menor consumo de energia. Contudo, a configuração ótima de evaporador possui um volume de material maior, já que a massa de material não é contemplada pela função objetivo.

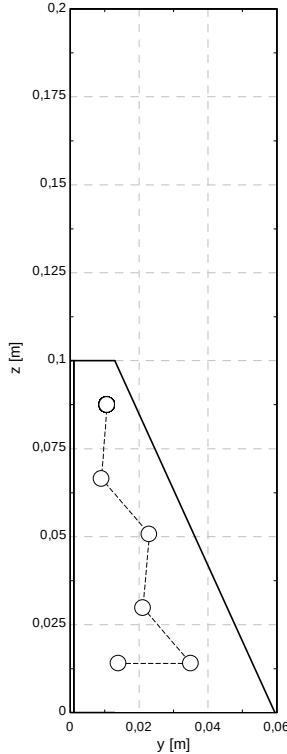
Tabela 6.7 – Resultados de otimização para $COP_{sistema}$ e a respectiva configuração da aleta e dos tubos.

Parâmetro	Resultado	Formato da aleta e posicionamento dos tubos
$COP_{sistema} [-]$	1,03	
$H_2 [m]$	0,043	
N_f [aletas]	60	
$L [m]$	0,192	
$Q_e [W]$	125,9	
$\Delta P_e [Pa]$	2,0	
$W_p [W]$	5,7	
$W_k [W]$	110,8	
$\tau [-]$	0,52	
$CE [kWh/mês]$	42,2	
$M_{ad} [kg]$	0,92	

A Tabela 6.8 mostra os resultados para o $PEC \Lambda(COP)$, que leva em consideração a massa do trocador no processo otimização do refrigerador. Os dados da Tabela 6.8 mostram que a consideração da massa do evaporador faz novamente o trocador apresentar um comprimento de 0,100 m, como já tinha sido obtido nas análises *isoladas* do componente. Comparando os resultados obtidos com o $PEC COP_{sistema}$ e com o $PEC \Lambda(COP)$ percebe-se uma redução em torno de 350% na massa do evaporador às custas de um aumento de 11% no consumo de energia. É importante destacar que, mesmo para a área de troca bastante reduzida obtida para o evaporador desta última análise, as restrições de temperaturas nos compartimentos estão sendo atendidas, ou seja, mesmo com um tamanho menor, este trocador apresenta uma área de troca suficiente para retirar a carga térmica requerida. Conforme identificado anteriormente, para uma mesma carga térmica e com uma menor área de troca no evaporador, o sistema tem que diminuir a temperatura de evaporação e aumentar o tempo de compressor ligado (fração de funcionamento), aumentando assim o consumo de energia.

Entretanto, os resultados mostram que é possível obter uma acentuada redução da área de troca sem um acréscimo muito elevado no consumo de energia.

Tabela 6.8 – Resultados de otimização para $PEC A(COP)$ e a respectiva configuração da aleta e dos tubos.

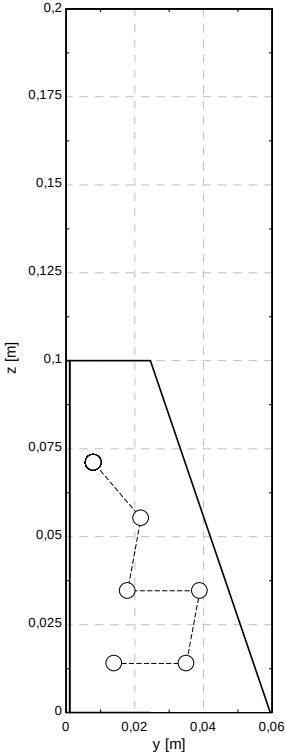
Parâmetro	Resultado	Formato da aleta e posicionamento dos tubos
$PEC A(COP_{sistema}) [-]$	3,41	
$COP_{sistema} [-]$	0,89	
$H_2 [m]$	0,0129	
$N_f [aletas]$	30	
$L [m]$	0,100	
$Q_e [W]$	85,7	
$\Delta P_e [Pa]$	1,9	
$W_p [W]$	5,7	
$W_k [W]$	84,4	
$\tau [-]$	0,77	
$CE [kWh/mês]$	47,3	
$M_{ad} [kg]$	0,26	

Tendo analisado os resultados dos $PEC A$ e COP , a Tabela 6.9 apresenta os dados referentes ao $PEC K(COP)$ que, além de avaliar somente a razão entre as variáveis que compõem a função objetivo, prioriza o valor absoluto destas variáveis dentro das faixas de valores possíveis, conforme descrito na Seção 5.2.2.

Quando comparado aos outros PEC , o $PEC K(COP)$ foi o que apresentou o melhor balanceamento entre a massa do evaporador e o consumo de energia. Por exemplo, em comparação com o $COP_{sistema}$, o $PEC K(COP)$ exibiu um aumento de 7,5% no consumo de energia, enquanto o $PEC A(COP)$ apresentou um acréscimo de 12%. Neste caso, o volume de material do trocador calculado pelo $PEC K(COP)$ é apenas 7% maior do que aquele obtido

pelo $PEC A(COP)$. Assim, é possível concluir que o $PEC K(COP)$ forneceu a análise de otimização mais razoável entre todos os PEC avaliados aqui.

Tabela 6.9 – Resultados de otimização para $PEC K(COP)$ e a respectiva configuração da aleta e dos tubos.

Parâmetro	Resultado	Formato da aleta e posicionamento dos tubos
$PEC K(COP_{sistema}) [-]$	4,35	
$COP_{sistema} [-]$	0,94	
$H_2 [m]$	0,0245	
N_f [aletas]	39	
$L [m]$	0,100	
$Q_e [W]$	97,3	
$\Delta P_e [Pa]$	1,4	
$W_p [W]$	5,7	
$W_k [W]$	92,2	
$\tau [-]$	0,68	
$CE [kWh/mês]$	45,4	
$M_{ad} [kg]$	0,28	

Tendo verificado que o $PEC K (COP)$ é a melhor função objetivo a ser empregada, adicionam-se, a partir de agora, as variáveis de otimização secundárias, como diferentes tipos de compressor e de ventilador, visando analisar as alterações no custo final do refrigerador em função da alteração de vários componentes simultaneamente. Desta forma, a função objetivo a ser avaliada leva em conta o COP e o custo final do refrigerador, o qual é suposto depender, para fins comparativos, apenas do custo do evaporador, do compressor e do ventilador. A função objetivo envolvendo a variável custo foi formulada por meio da seguinte expressão,

$$K(Custo) = \frac{COP_{ad}}{C\$_{ad}} \quad (6.4)$$

onde COP_{ad} foi definido na Eq. (5.9) e,

$$C\$_{ad} = \frac{C\$_{\#n} - C\$_{\min}}{C\$_{\max} - C\$_{\min}} + C\$ \quad (6.5)$$

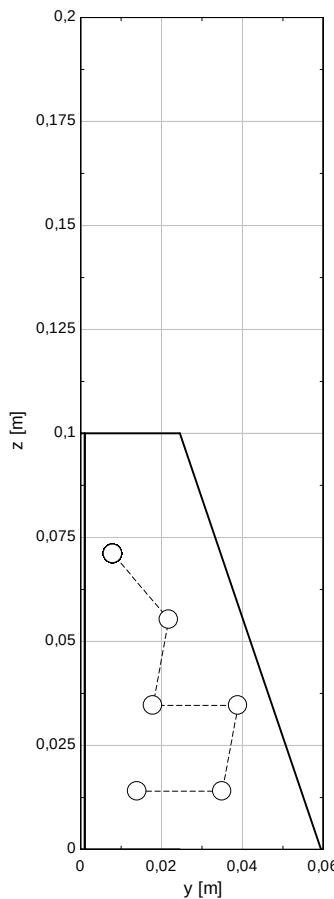
onde $C\$_{\max}$ e $C\$_{\min}$ são, respectivamente, os valores máximo e mínimo da soma dos custos individuais do evaporador, compressor e ventilador. $C\$$ foi definido como,

$$C\$ = \frac{Custo_{\#n}}{Custo_{\#1}} \quad (6.6)$$

onde $Custo_{\#n}$ é a soma dos custos em uma configuração contendo uma combinação qualquer dos componentes e $Custo_{\#1}$ é um custo de referência, ou seja, da combinação EFA Reto 60 + compressor ($Comp_I$) e ventilador (Original).

A Tabela 6.10 apresenta os resultados da otimização do custo do refrigerador utilizando como função objetivo a Eq. (6.4). Os resultados desta análise mostram que é possível obter uma redução no consumo de energia de 1 kWh/mês, com um custo 10% menor do que a configuração original, apenas com a alteração do ventilador e um pequeno aumento no número de aletas do evaporador. Nesta configuração, o número de aletas atingiu o limite superior (60), provavelmente devido ao custo mais reduzido das aletas em relação ao custo total. Assim, para fornecer uma maior troca de calor, que aumentasse também o COP , um maior número de aletas foi obtido em relação ao valor fornecido pelo $PEC K(COP)$.

Tabela 6.10 – Resultados de otimização para $PEC K(Custo)$ e a respectiva configuração da aleta e dos tubos.

Parâmetro	Resultado	Formato da aleta e posicionamento dos tubos
$C_{\$ad}$ [-]	1,77	
$C_{\$}$ [-]	0,9	
$COP_{sistema}$ [-]	0,98	
H_2 [m]	0,0245	
N_f [aletas]	60	
L [m]	0,100	
Q_e [W]	106,7	
ΔP_e [Pa]	1,6	
W_p [W]	5,29	
W_k [W]	98,4	
Compressor [Modelo]	$Comp_1$	
Ventilador [Modelo]	DC 24V	
τ [-]	0,60	
CE [kWh/mês]	43,9	
M_{ad} [kg]	0,32	

6.3.3. Conclusões Parciais

Das funções objetivo propostas no Capítulo 5. , o $PEC K$ demonstrou grande potencial para avaliar de maneira balanceada os fatores de interesse na otimização dos EFA no sistema de refrigeração: melhor desempenho e menor volume de material. Logo, a partir deste PEC , obteve-se a melhor configuração do EFA com os seguintes parâmetros geométricos: $H_2 = 0,0245$ m, $N_f = 39$ aletas e $L_t = 0,100$ m.

Como a implementação bem-sucedida do $PEC K$, este foi utilizado então para a obtenção da combinação ótima da geometria do evaporador para cada tipo de compressor e de ventilador, levando em consideração seus custos. Desta análise, a melhor configuração obtida foi: $H_2 = 0,0245$ m, $N_f = 60$ aletas, $L_t = 0,100$ m, modelo do compressor = $Comp_1$ e modelo do ventilador = DC 24V.

A análise de custos realizada no presente trabalho, entretanto, não tem como objetivo central determinar a melhor configuração para o refrigerador em estudo, mas sim mostrar a potencialidade da ferramenta de otimização aqui proposta para que, em desenvolvimentos futuros, o usuário seja capaz de analisar um banco de dados com uma grande quantidade de componentes disponíveis.

6.4. Análises de Sensibilidade

A partir da configuração do evaporador obtido para o $COP_{sistema}$, foram construídas curvas de sensibilidade que auxiliam na visualização do comportamento das variáveis de otimização separadamente. Estas curvas são úteis em algumas situações onde o interesse não é exclusivamente o ótimo global, mas eventualmente uma outra configuração próxima do ótimo, seja por razões de viabilidade técnica ou econômica.

A Figura 6.12 apresenta a variação do $COP_{sistema}$ e da razão de custo do evaporador (já que o tipo do compressor e do ventilador foram mantidos fixos – ver Eq. (6.6)), $C\$$, em função das variáveis de otimização H_2 , N_f e L_t .

A configuração EFA Reto exibiu o pior desempenho para toda a faixa de altura de seção de saída analisada, segundo a Figura 6.12a. Observa-se também que para $H_2 = 0,043$ (60 aletas) pode-se obter um aumento no COP de 3% e ainda uma redução na massa de 7%. Adicionalmente, para valores de COP apenas 1% menor do que o valor ótimo, para um valor de H_2 em torno de 0,0225 m, verifica-se uma redução na massa do trocador de quase 40%. A Figura 6.12b mostra que o número de aletas influencia de forma quase linear tanto o COP quanto o custo, com uma queda ligeiramente mais acentuada no COP para valores mais baixos de número de aletas. Assim, é possível afirmar que reduzindo o número de aletas obtém-se uma redução quase proporcional no custo do evaporador. Analisando os extremos da faixa do número de aletas, observa-se uma redução em torno de 10% no custo para uma redução de apenas 3% no COP , para um menor número de aletas (30). Da Figura 6.12c observa-se ainda que para um comprimento um pouco menor do que o ótimo ($L_t = 0,170$ m) obtém-se praticamente o mesmo COP para uma redução de custo em torno de 25%. Diminuindo ainda mais o comprimento do evaporador verifica-se que o COP apresenta uma redução de menos de 1% para um decréscimo no custo de quase 45%.

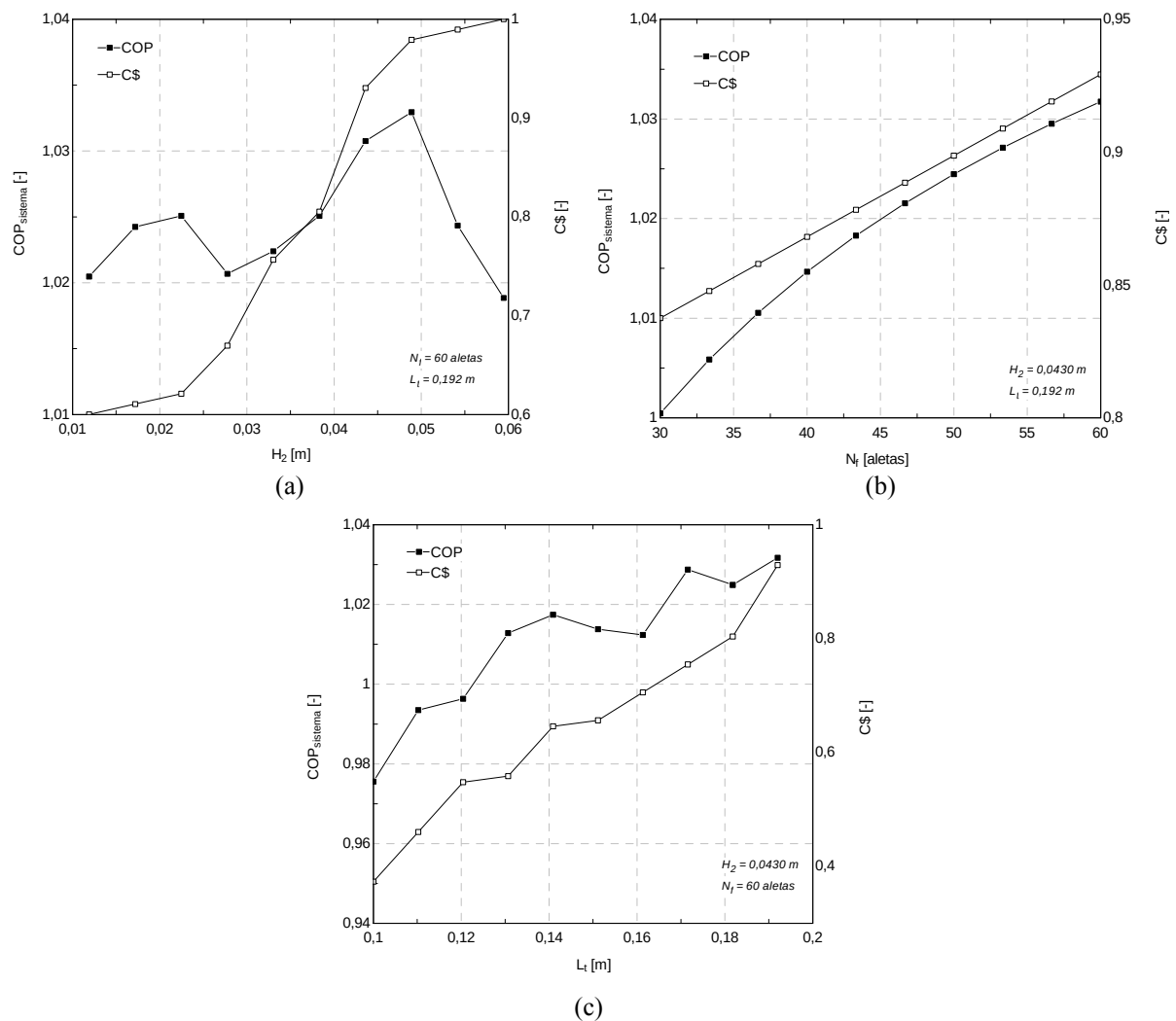


Figura 6.12 – Variação de $COP_{sistema}$ e razão de custo do evaporador em função de H_2 , N_f e L_t , a partir dos resultados de otimização da função $COP_{sistema}$.

6.4.1. Conclusões Parciais

Analisando as curvas de sensibilidade foi possível observar que mesmo fora do ótimo global, grandes reduções de custo do evaporador podem ser alcançadas, impactando em pequenas reduções do COP em relação ao ponto de ótimo global. Estas análises podem ser de grande importância quando, por exemplo, na presença de formação de geada sobre o evaporador, é necessário aumentar o espaçamento entre as aletas ou a área de seção transversal de saída.

Foi possível verificar que grandes alterações na geometria do evaporador não impactaram de maneira muito significativa no COP , mostrando que grandes reduções de custo neste componente podem ser alcançadas sem penalizar o desempenho do sistema. Notam-se também algumas discontinuidades no comportamento do COP e custo. Estas discontinuidades nas curvas em função das variáveis H_2 e L_t são conseqüências das adições ou retiradas dos tubos (segundo a lei de formação dos tubos), o que não acontece com a

variação do número de aletas, já que o número de aletas não altera o posicionamento dos tubos.

7. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1. Conclusões Finais

O presente trabalho considerou um estudo teórico e experimental de evaporadores de fluxo acelerado (EFA) aplicados a refrigeradores domésticos. Com o objetivo de obter dados sobre a transferência de calor e a queda de pressão nestes trocadores, ensaios experimentais com 14 protótipos de EFA e 1 evaporador “*no-frost*” foram realizados, o que representa uma adição significativa ao escasso montante de dados disponíveis na literatura. Com base nos testes experimentais e em análises em CFD (Barbosa *et al.*, 2008) foi desenvolvido um modelo teórico para o EFA, a partir das equações fundamentais de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Os resultados do modelo foram comparados com 39 pontos experimentais, que foram reproduzidos com erros relativos de $\pm 10\%$ tanto para a queda de pressão total do sistema (evaporador + circuito de ar interno do refrigerador) quanto para a transferência de calor.

Conforme o esperado, a configuração EFA 1/5 60 aletas apresentou a maior queda de pressão. Ainda com relação aos dados experimentais, foi possível verificar que o EFA 1/5 30 aletas forneceu uma queda de pressão menor do que o EFA 1/5 2 aletas. Tal resultado pode ser atribuído ao fato de que a adição de algumas aletas propicia uma organização do escoamento, reprimindo a formação de grandes estruturas tridimensionais. Porém, ao aumentar o número de aletas além de um dado limite, o atrito viscoso entre o ar e a superfície das aletas torna-se importante, aumentando assim a queda de pressão. Outro resultado interessante relacionado à queda de pressão foi a verificação de a parcela reversível da queda de pressão é significativa apenas para os EFA 1/5, onde este efeito contribui para cerca de 20% da queda de pressão total.

Os resultados experimentais mostraram que a condutância térmica do lado do ar (ηhA) tem como fator dominante a área de troca, sendo que a aceleração do escoamento demonstrou ser de importância secundária. Quando avaliado isoladamente, observou-se que o coeficiente de transferência de calor (h) dos evaporadores sem aleta são superiores aos dos trocadores com aletas. Foi observado que o efeito da aceleração é mais pronunciado nos evaporadores sem aleta, o que se deve provavelmente à presença do *by-pass*, já que a redução do número de

aletas faz com que o escoamento atravesse mais pelo feixe de tubos do que pelos canais do *by-pass*.

De posse do modelo matemático do EFA, foi possível realizar análises de desempenho do evaporador isolado do sistema. Verificou-se que, quando a potência de bombeamento é avaliada em função da transferência de calor, o evaporador que apresenta o melhor desempenho é o EFA Reto 60 aletas. Entretanto, principalmente para baixos valores de capacidade de refrigeração, seu desempenho não é tão superior a configurações com menor volume de material, como o EFA 1/2 60 e o Mini 60. Isto leva a crer que, ao se considerar o custo do trocador, estas configurações possam ser capazes de apresentar alguma vantagem em relação à configuração original.

O tamanho do *by-pass* também se mostrou um parâmetro importante. Através da variação deste parâmetro, pode-se observar que o EFA 1/2 60 mostra uma potência de bombeamento para uma mesma capacidade de refrigeração semelhante ao EFA Reto 30 e 60, quando o tamanho do *by-pass* é aumentado de 0,0045 m para 0,008 m no EFA 1/2 60.

Na seqüência, o modelo do EFA foi acoplado ao código de simulação de um refrigerador “*no-frost*”, baseado no trabalho de Pereira *et al.* (2006). O modelo de simulação acoplado foi validado com base em dados de 8 testes experimentais, onde foram monitorados os principais parâmetros do refrigerador: temperaturas dos compartimentos do congelador e refrigerador, potência consumida pelo compressor, COP e pressões de sucção e descarga. Os desvios entre os dados experimentais e as previsões do modelo computacional ficaram na faixa de $\pm 3^{\circ}\text{C}$ para as temperaturas internas do congelador e refrigerador, e $\pm 15\%$ para a potência de compressão, COP e para as pressões de sucção e descarga.

Uma interface gráfica foi desenvolvida com o intuito de facilitar a utilização do código de simulação por outros usuários. Este aplicativo possibilita a entrada da geometria do trocador, temperatura ambiente e fluido refrigerante, de forma a fornecer como resposta o formato da aleta e o posicionamento dos tubos no evaporador, consumo de energia, temperatura e vazão do ar nos compartimentos refrigerados.

Após a validação do código de simulação do refrigerador, uma metodologia baseada no trabalho de Gomes (2006) foi aplicada nas análises de otimização do sistema de refrigeração. Primeiramente, nestas análises, foram variados somente alguns parâmetros geométricos do evaporador, como o número de aletas, o comprimento do evaporador e a área da seção transversal de saída do EFA. Os resultados para a função objetivo que avalia o máximo COP para uma menor massa do evaporador ($PEC K(COP)$) mostram que o melhor sistema é obtido com a seguinte configuração de evaporador: $H_2 = 0,0245$ m, $N_f = 39$ aletas e

$L_t = 0,100$ m. Quando levando em conta também os custos do evaporador, do ventilador e do compressor, a melhor configuração obtida foi: $H_2 = 0,0245$ m, $N_f = 60$ aletas e $L_t = 0,100$ m. Estes resultados mostraram que o conceito do EFA possui um grande potencial de aplicação em refrigeradores domésticos, já que todos os resultados das análises de otimização apresentaram algum nível de inclinação no formato da aleta do evaporador.

Outro aspecto importante foi a constatação de uma variação não muito significativa do COP do sistema em função das variáveis geométricas do evaporador. A partir do ponto ótimo, verificou-se uma variação do COP do sistema de apenas 10% entre os valores máximo e mínimo, mostrando a grande potencialidade de reduções de custo através somente de modificações na geometria do evaporador.

7.2. Sugestões para Trabalhos Futuros

A fim de tornar o presente trabalho mais abrangente, são sugeridas as seguintes recomendações:

- Modelar a formação de geada sobre a superfície do evaporador. Tal estudo tornará possível a verificação do impacto sobre a queda de pressão e capacidade de refrigeração, já que no evaporador a formação de geada tem uma influência direta na redução da vazão de ar e na degradação do coeficiente de transferência de calor;
- Modelar o escoamento interno do fluido refrigerante no evaporador, a fim de obter os efeitos do superaquecimento sobre o desempenho global do sistema de refrigeração;
- Desenvolver um modelo simplificado para o gabinete do refrigerador, dispensando assim a necessidade de experimentos de fluxo reverso para cada tipo de gabinete utilizado;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE Standard 37*, 1988, “Methods of testing for rating electrically driven unitary air-conditioning and heat pump equipment”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- ASHRAE Standard 41.2*, 1987, “Standard methods for laboratory airflow measurement”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- ASHRAE Standard 51*, 1999, “Laboratory methods of testing fans for rating”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- ASHRAE Standard 33*, 2000, “Methods of testing forced circulation air cooling and air heating coils”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- Barbosa, Jr., J. R., Melo, C. e Hermes, C. J. L., 2008a, “Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Tube-fin ‘No-Frost’ Evaporators”, *Applied Energy*, submetido para publicação.
- Barbosa, Jr., J. R., Hermes, C. J. L. e Melo, C., 2008b, “CFD Analysis and Optimization of Tube-Fin ‘No-frost’ Evaporators”, *Heat Transfer Engineering*, submetido para publicação.
- Coulomb, D., 2006, “Refrigeration: The challenges associated with sustainable development”, *Proceedings of the 6th International Conference on Compressors and Coolants, Slovak Republic*, CD-ROM.
- Cur, N. O. e Anselmino, J. J., 1992, “Evaporator for Home Refrigerator”, *US Patent*, 5.157.941.
- EMBRACO, 2002, *Certificado de Calibração de Termopares*, nº 03/2002, Joinville, SC, Brasil.
- Fox, R. W., & McDonld, A. T., 1995, *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, 4ª Edição, Editora Guanabara Koogan S.A., Rio de Janeiro.
- Gomes, A. R., 2006, *Análise Comparativa de Mecanismos de Compressão para Aplicação em Refrigeração Doméstica*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Gonçalves, J.M., 2004, *Desenvolvimento e aplicação de uma metodologia para a análise térmica de refrigeradores domésticos em regime permanente*, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil
- Gosney, W.B., 1982, *Principles of refrigeration*, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Gray, D. L. e Webb, R. L., 1986, “Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins,” *Proceeding 8th International Journal of Heat Transfer Conference*, Vol. 6, pp. 2745-2750.
- Incropera, F. P. & DeWitt, D. P., 1992, *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, 3ª Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro.
- Hermes, C. J. L. e Melo, C., 2007, “A Heat Transfer Correlation for Natural Draft Wire-and-Tube Condensers”, *22th International Congress of Refrigeration, Beijing, P. R. China*, Paper ICR07-B2-1567.

- Hermes, C.J.L., 2006, *Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos*, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Hewitt, G. F., 2002, *Heat Exchanger Design Handbook*, Executive Editor Begell House, New York, USA.
- Hewitt, G. F., Shires, G. L. e Bott, T. R., 1994, *Process Heat Transfer*, CRC Press, Boca Raton, USA.
- Jacobi, A.M., Park, Y., Tafti, D. e Zhang, X., 2001, “An Assessment of the State of the Art, and Potential Design Improvements, for Flat-Tube Heat Exchangers in Air Conditioning and Refrigeration Applications – Phase I”, *Internal Report*, Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute, Urbana, USA.
- Karatas, H., Dirik, E. e Derbentli, T., 1996, “An experimental study of air-side heat transfer and friction factor correlations on domestic refrigerator finned-tube evaporator coils”, *Sixth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana – USA.
- Kays, W. M. e London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, Third Edition, McGraw-Hill, New York, USA.
- Kakaç, S. e Liu, H., 2002, *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal design*, Second Edition, CRC Press.
- Kern, D. Q., e Kraus, D. A., 1972, *Extended Surface Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, USA.
- Klein, S. A. e Alvarado, F. L., 2004, *Engineering Equation Solver (EES)*, F-Chart Software, Professional Version 7.996.
- Lee, T-H., Lee, J-S, Oh, S-Y, Lee, M-Y, 2002, “Comparison of air side heat transfer coefficients of several types of evaporators of household freezer/refrigerators”, *Ninth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana – USA, July 16-19.
- Melo, C., Piucco, R. O. e Duarte, P. O. O., 2006, “In-Situ Performance Evaluation of No-Frost evaporators”, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana – USA, July 17-20.
- MODEFRONTIER, ESTECO, Version 3.1.0, 2005.
- Pereira, L. G., Gonçalves, J. M., Hermes, C. J. L., Melo, C. e Duarte, P. O., 2007, “Metodologia Semi-Empírica para a Simulação Computacional de Refrigeradores *Frost-Free* em Regime Permanente”, *8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica*, Cusco, Peru, Outubro.
- Perotin, T. e Clodic, D., 2003, “Fin Efficiency Calculation in Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchangers in Dry Conditions”, *International Congress of Refrigeration*, Washington, D.C., USA.
- Pira, J. V., Bullard, C. W., & Jacobi, A. M., 2000, “An Evaluation of Heat Exchangers Using System Information and PEC,” Air Conditioning and Refrigeration Center, *ACRC Report TR-175*, University of Illinois, Urbana.
- Rich, D. G., 1973, *The effect of Number of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers*, ASHRAE Transactions, Vol 79, Part 2, pp. 137-145.
- Schlichting, Dr. Hermann, 1968, *Boudanry-Layer Theooory*, Sixth Edition, McGraw-Hill, New York, USA.

- Shah, R. K. e Sekulic, D. P., 2003, *Fundamentals of Heat Exchangers*, John Wiley and Sons, New York, USA.
- Silva, D. L., 2008, *Análise Teórico-Experimental da Expansão Transcrítica de Dióxido de Carbono em Tubos Capilares Adiabáticos*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Stewart, S. W., 2003, *Enhanced Finned-Tube Condenser Design and Optimization*, PhD Thesis, Georgia Institute of Technology, Georgia, USA.
- Schmidt, T. E., 1945, “La production calorifique des surfaces munies d’ailettes, *Bulletin de l’Institut International du Froid*, Annexe G-5.
- Tinker, T., 1951, “Shell-side Characteristics of Shell- and-tube Heat Exchangers. Parts I, II and III”, *Proc. General Discussion on Heat Transfer, Int. Mech. Eng. and Am. Soc. Mech. Eng.*, New York, p. 89.
- Wang, C. C. and Chang, C. T., 1998, “Heat and Mass Transfer for Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers, with and without Hydrophilic Coating,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 3109-3120.
- Wang, C. C., Chen, P. Y. and Jang, J. Y., 1996, “Heat Transfer and Friction Characteristics of Convex-Louver Fin-and-Tube Heat Exchangers,” *Experimental Heat Transfer*, Vol. 9(1), pp. 61-78.
- Waltrich, P. J., Boeng, J., Hermes, C.J.L., Melo, C., Barbosa Jr., J.R., Kremer, R., 2007a “Análise experimental do comportamento termo-hidráulico de evaporadores de fluxo acelerado”, 8º *Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica*, Cusco, Peru, Outubro.
- Waltrich, P. J., Boeng, J., Vieira, D.S., Hermes, C. J. L., Melo, C., Barbosa Jr., J. R., Kremer, R., 2007b, “Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Tube-Fin Accelerated Flow Heat Exchangers”, *19th International Congress of Mechanical Engineering*, Brasília, DF, November.
- Weber, G. C., 2007, *Análise Experimental do Desempenho Termo-Hidráulico de Condensadores do Tipo Tubo-Aletado*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Webb, R. L., and Kim, N-H. 2005, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, 2nd ed., Taylor & Francis, New York.
- Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley Interscience, New York, USA.
- Webb, R. L., 1981, “Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surfaces in Heat Exchanger Design”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 24(4): 715-726.
- Yang, D. K., Lee, K. S. e Song, S., 2006, “Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 1472-1479.
- Yilmaz, M., Comakli, O., Yapici, S. e Sara, O. N., 2005, “Performance Evaluation Criteria for Heat Exchangers Based on First Law Analysis”, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 12(2), pp. 121-157.

Apêndice I - Cálculo da Eficiência de Aleta

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor global (h) da superfície externa de trocadores de calor tubo-aleta, é necessário antes utilizar um método para obter a eficiência da superfície das aletas. Esta eficiência pode ser definida por (Kakaç e Liu, 2002),

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (\text{I.1})$$

onde A_f é a área superficial das aletas e η_f é a eficiência da aleta ao redor de um único tubo, a qual (para uma aleta circular) é obtida pela seguinte expressão (Perotin e Clodic, 2003),

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\varphi)}{mr\varphi} \quad (\text{I.2})$$

onde r é o raio do tubo, φ é um parâmetro para eficiência de aleta circular e m é um parâmetro padrão para superfícies estendidas definido por,

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_f \delta_f}} \quad (\text{I.3})$$

onde k_f e δ_f representam, respectivamente, a condutividade térmica e a espessura da aleta.

Para trocadores de calor com aletas planas e contínuas, com múltiplas filas e arranjo desencontrado, a aleta pode ser dividida em células hexagonais como mostra a Figura I.1.

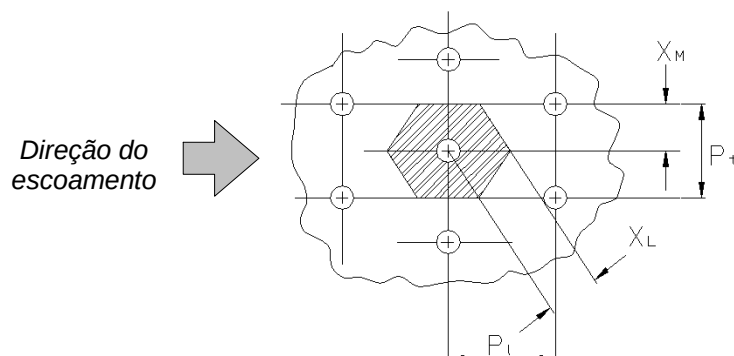


Figura I.1 – Parâmetros geométricos para células hexagonais para arranjo desencontrado do feixe de tubos aletados.

Alguns estudos (Kern e Kraus, 1972, Pira et al. 2000, etc.) utilizam a solução exata da eficiência de aletas planas circulares para obter η_f , porém, esta solução depende de funções de Bessel. A fim de evitar a resolução destas funções e diminuir os erros entre soluções analíticas e aproximadas (desenvolvida por Schmidt, 1945), Perotin e Clodic (2003) realizaram comparações entre ambas as soluções e propuseram uma expressão modificada para o cálculo de η_f , que pode ser aplicada para aletas planas com células hexagonais, através da utilização de um raio equivalente a aletas circulares (r_{eq}). A expressão modificada para η_f é dada pela seguinte equação,

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr_{eq}\varphi)}{mr_{eq}\varphi} \cos(0,1mr_{eq}\varphi) \quad (I.4)$$

onde,

$$\varphi = \left(\frac{r_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + \left(0,3 + \left(\frac{m(r_{eq} - r)}{2,5} \right)^{1,5} \frac{1}{12} \frac{r_{eq}}{r} \left(0,26 \left(\frac{r_{eq}}{r} \right)^{0,3} - 0,3 \right) \right) \ln \left(\frac{r_{eq}}{r} \right) \right] \quad (I.5)$$

O raio equivalente é obtido por,

$$\frac{r_{eq}}{r} = 1,27 \frac{X_t}{r} \sqrt{\frac{X_l}{X_t} - 0,3} \quad (I.6)$$

onde,

$$X_l = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{P_t}{2} \right)^2 + P_l^2} \quad (I.7)$$

$$X_t = P_l \quad \text{se} \quad P_l < P_t / 2, \quad \text{senão} \quad X_t = P_t / 2 \quad (I.8)$$

Apêndice II - Desenhos, Dimensões e Relações Geométricas dos EFA

Aqui são apresentados primeiramente os desenhos técnicos e as cotas dos protótipos confeccionados para a análise experimental. Na sequência são descritas as relações geométricas utilizadas nos modelos e análises realizadas com os EFA.

II.1. Vistas e cotas dos protótipos dos EFA

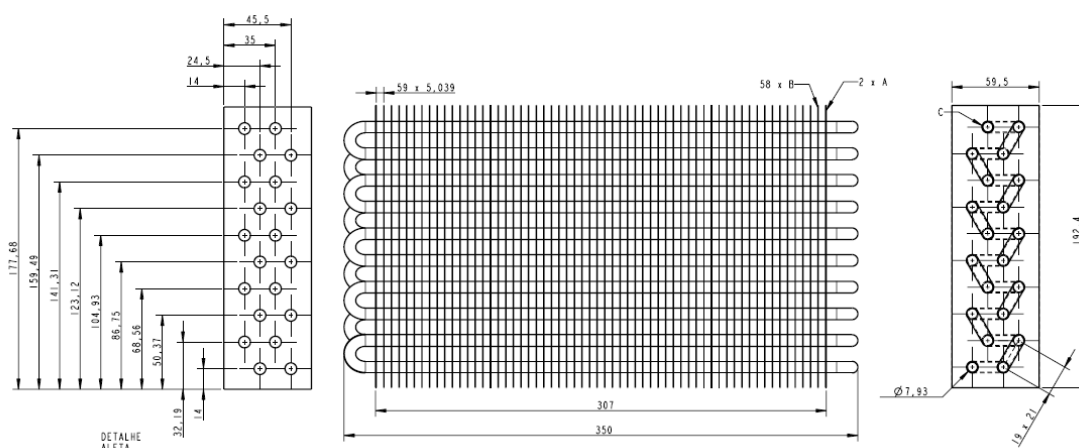


Figura II.1 – Desenho técnico e cotas para os EFA Reto 1, 30 e 60 aletas.

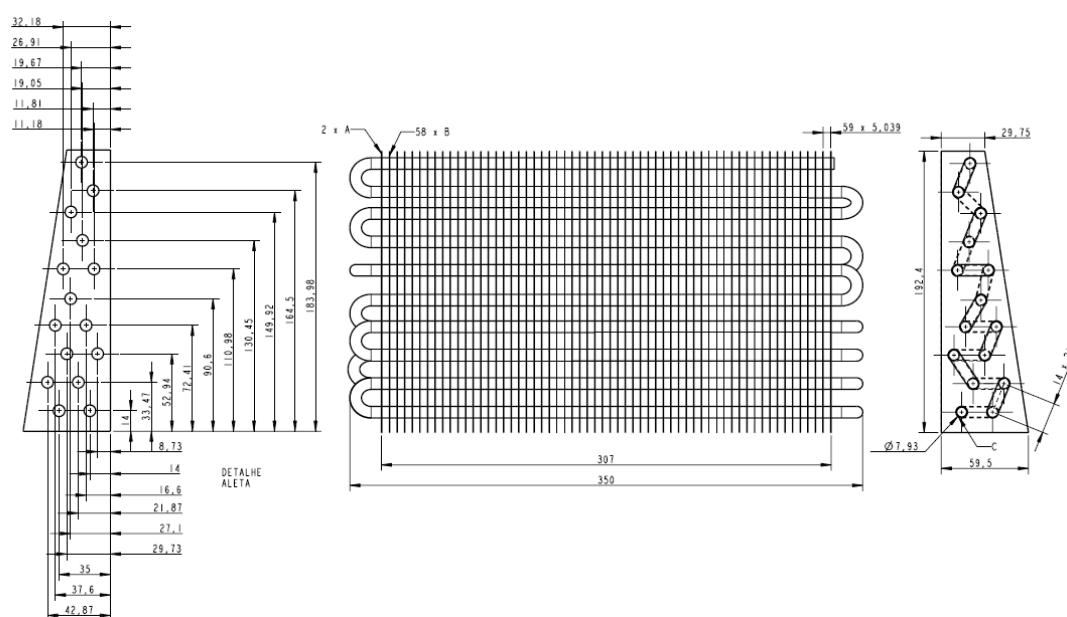


Figura II.2 – Desenho técnico e cotas para os EFA 1/2 1, 30 e 60 aletas.

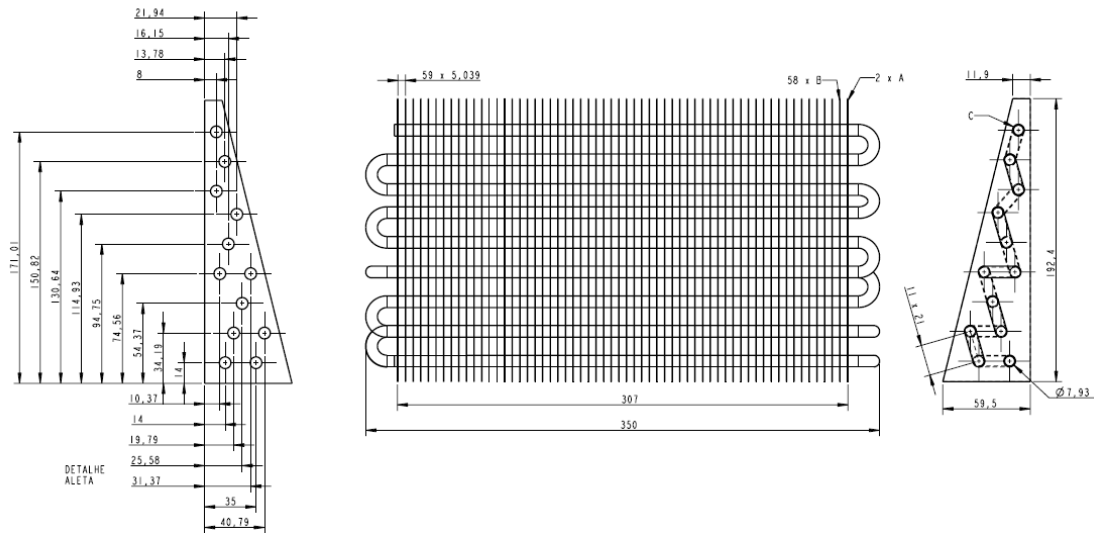


Figura II.3 – Desenho técnico e cotas para os EFA 1/5 1, 30 e 60 aletas.

II.2. Relações Geométricas dos EFA

No desenvolvimento do modelo matemático do EFA foram utilizadas várias definições de áreas. Estas definições são dadas pelas seguintes relações:

- **Áreas de entrada e saída do evaporador:**

$$A_i = \underbrace{H_1 W}_{\text{área frontal de entrada}} \quad (\text{II.1})$$

$$A_{i'} = A_i - \underbrace{F_t H_1 N_f}_{\text{área frontal das aletas}} \quad (\text{II.2})$$

$$A_o = \underbrace{H_2 W}_{\text{área frontal de saída}} \quad (\text{II.3})$$

$$A_{o'} = A_o - \underbrace{F_t H_2 N_f}_{\text{área frontal das aletas}} \quad (\text{II.4})$$

- **Área mínima de passagem pelo feixe de tubos aletados e do by-pass:**

$$A_c = \underbrace{\bar{H}(z) W}_{\text{área frontal}} - \underbrace{2 H_{bp} W}_{\text{área frontal do by-pass}} - \underbrace{(\bar{H}(z) - 2 H_{bp}) \delta_t N_f}_{\text{área frontal das aletas}} - \underbrace{N_{t,t} [d_o W - d_o \delta_f N_f]}_{\text{área frontal dos tubos}} \quad (\text{II.5})$$

onde,

$$\bar{H}(z) = \frac{(H_1)_{VC} + (H_2)_{VC}}{2} \quad (\text{II.6})$$

- **Área mínima de passagem do *by-pass*:**

$$A_{c,bp} = \underbrace{H_{bp}W}_{\text{área frontal do by-pass}} - \underbrace{H_{bp}\delta_t N_f}_{\text{área frontal das aletas}} \quad (\text{II.7})$$

- **Área de contato do ar com a superfície do feixe de tubos aletados:**

$$A_t = \underbrace{\left[2N_f(H_1)_{VC}L_{VC} - N_fL_{VC}^2 \tan(\theta) - N_fN_tA_r \right]}_{\text{área superficial das aletas}} - 2(H_{bp}L_{VC}2N_f) - \pi \frac{d_o^2}{4} N_t 2 \quad (\text{II.8})$$

$$+ \underbrace{\pi d_o(W - \delta_f N_f)N_{t,VC}}_{\text{área superficial dos tubos}}$$

- **Área de contato do ar com o *by-pass*:**

$$A_{bp} = H_{bp}L_{VC}2N_f \quad (\text{II.9})$$

- **Massa do evaporador:**

$$M_e = M_t + M_f \quad (\text{II.10})$$

onde M_t e M_f representam, respectivamente, as massas do tubos e das aletas, e podem ser calculadas pelas expressões,

$$M_t = \rho_t N_t W \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \quad (\text{II.11})$$

$$M_f = \rho_f N_f \delta_f \left[\frac{(H_2 + H_1)L_t}{2} - N_t \pi \frac{d_o^2}{4} \right] \quad (\text{II.12})$$

Apêndice III - Calibração do Medidor de Fluxo de Massa

III.1. Procedimento Experimental

Na realização do balanço de energia do lado da água, era necessária a obtenção do valor do fluxo de massa de água que circulava por este circuito. Foi utilizado então um medidor de fluxo de massa do tipo *Coriolis* (fabricante MicroMotion). Como este equipamento já apresentava um tempo de uso razoável e o valor do fluxo de massa era uma variável importante no balanço de energia, optou-se por fazer uma calibração do mesmo, com o intuito de aferir e corrigir possíveis variações nas medições do fluxo de massa.

Este equipamento envia um sinal linear em corrente (4 a 20mA) em função do fluxo de massa que atravessa o instrumento. A fim de realizar a medição em tensão (*DT*), uma resistência elétrica de valor conhecido (neste caso de 249,14 Ω) foi adicionada em série no circuito elétrico do sistema de medição.

O procedimento utilizado para realizar a calibração é relativamente simples, fazendo uso de um béquer, uma balança (Marte, modelo AS2000C e incerteza $\pm 0,005\text{g}$) e um cronômetro:

- 1) O fluxímetro primeiramente é montado de acordo como este será usado posteriormente nos ensaios com os evaporadores;
- 2) O béquer é limpo e colocado sobre a balança para obter a tara;
- 3) Liga-se a circulação de água, seleciona-se uma rotação na bomba e espera-se (em torno de 10 minutos) para o sistema entrar em regime permanente;
- 4) Determina-se o instante em que a medição da tensão referente ao fluxímetro está variando em uma faixa inferior a 5% do valor medido. Em seguida, inicia-se a coleta de água com o béquer simultaneamente com o início da contagem com o cronômetro;
- 5) A água é coletada até que o béquer se encha. Neste instante, o béquer é retirado e é parado o cronômetro.
- 6) O béquer é pesado na balança e é registrada a massa de água.

- 7) Retorna-se ao passo 3, seleciona-se uma nova rotação, repetindo os passos 3-6 até cobrir toda a faixa de medição desejada.

De posse do tempo decorrido t , em [s], e da massa de água m_w , em [kg], é possível obter a vazão em massa pela seguinte relação,

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

que é correlacionado com a tensão medida durante o intervalo de tempo em que era coletada a água. O banho termostático mantinha a água a uma temperatura de $35 \pm 0,5^\circ\text{C}$.

III.2. Resultados

A Tabela III.1 mostra os dados e a Figura III.1 o ajuste linear referentes às medições obtidas do processo de calibração. O ajuste linear forneceu a seguinte equação,

$$\dot{m}_w = -69,320 + 69,842DT \quad (\text{III.2})$$

Tabela III.1 – Resultados da calibração do fluxímetro.

Rotação da bomba [RPM]	Peso [g]	Tempo [s]	Tempo [h]	Tensão [V]	Fluxo de massa [kg/h]
100	1155	189,1	0,0517	1,32	22,35
200	1368	92,6	0,0253	1,77	54,05
300	1178	51,0	0,0139	2,21	84,49
400	1586	51,2	0,0140	2,62	113,42
500	1642	42,3	0,0116	3,03	142,04
600	1437	31,1	0,0085	3,41	169,33
700	1679	31,2	0,0085	3,79	196,83
800	1869	30,5	0,0083	4,17	224,28
900	1751	25,3	0,0069	4,61	252,91
1000	1486	19,6	0,0053	4,98	277,91
1100	1363	16,5	0,0045	5,36	302,89

III.3. Estimativa da Incerteza da Calibração

A incerteza devida ao processo de calibração foi estimada através da seguinte expressão,

$$u_{cal} = \sqrt{u_o^2 + u_a^2} \quad (\text{III.3})$$

onde u_o é a incerteza padrão das observações e é calculada através do máximo desvio padrão verificado durante o processo de calibração, para um determinado ponto de fluxo de massa medido.

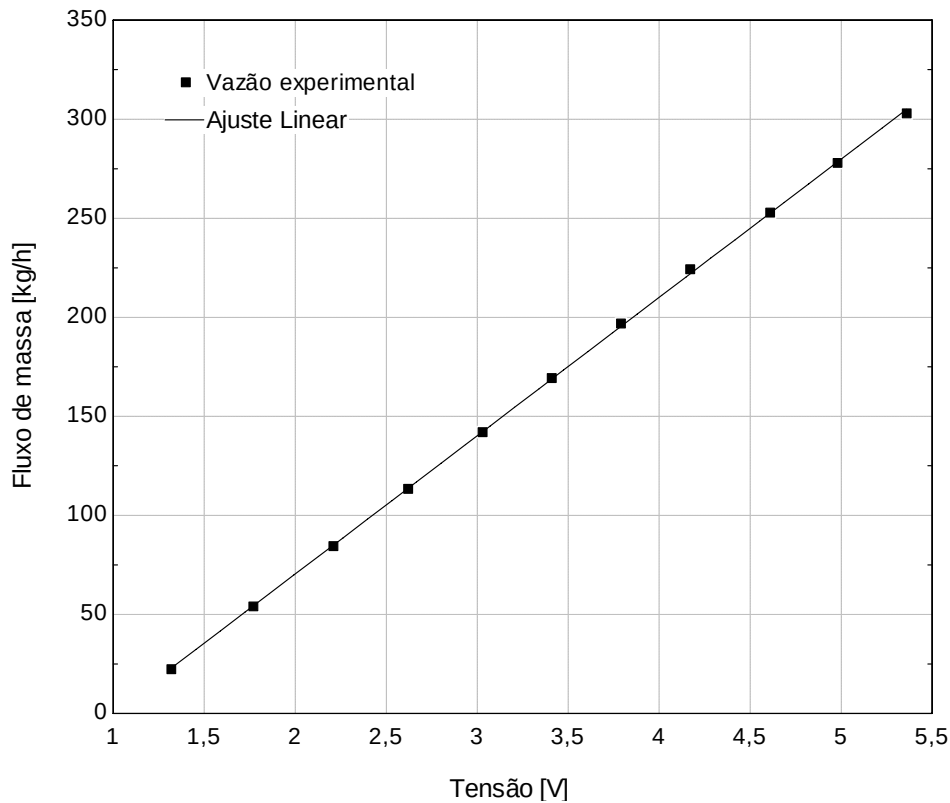


Figura III.1 – Comparação e ajuste linear da calibração do medidor de fluxo de massa.

u_a é a incerteza devido ao ajuste da curva de calibração, que é obtida fazendo uso dos valores de fluxo de massa medidos ($\dot{V}_o$) e do fluxo de massa ajustado (Eq. III.2) para cada ponto de fluxo de massa medido, aplicados na seguinte equação,

$$u_a = \sqrt{\frac{\sum (\dot{V}_o - \dot{V}_{ajuste})^2}{N - (1 + GP)}} \quad (III.4)$$

onde N é o número de pontos de calibração e GP é o grau do polinômio ajustado. Utilizando-se o procedimento citado, o valor de u_a obtido foi de 0,406 kg/h.

O máximo desvio padrão verificado para o processo de calibração foi de 0,597 kg/h. Aplicando então este valor na Eq. (III.3) obtemos $u_{cal} = 0,72$ kg/h.

Apêndice IV - Análises das Incertezas Experimentais

IV.1. Metodologia

As incertezas experimentais das variáveis foram estimadas segundo as recomendações do guia INMETRO (2003) e no trabalho de Silva (2008). Estas estimativas foram avaliadas baseadas no cálculo da média ($\bar{q}$) e desvio padrão (DP), para então se obter a incerteza expandida (U). Estes parâmetros são dados pelas seguintes equações,

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n q_i \quad (IV.1)$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum (q_i - \bar{q})^2}{n-1}} \quad (IV.2)$$

$$U = k \sqrt{u_o^2 + u_s^2} \quad (IV.3)$$

onde n é o número total de pontos medidos, i se refere a um dos pontos medidos, k é o coeficiente de Student (assumido igual a 2 para 95% de probabilidade em todos os cálculos), u_s é a incerteza inerente ao sistema de medição (por exemplo, incertezas fornecidas pelo fabricante ou por calibrações realizadas) e u_o é a incerteza padrão das observações.

A incerteza padrão das observações (u_o) das variáveis medidas foi dividida em dois tipos:

- i. **Variáveis medidas diretamente:** são obtidas da medição direta por um instrumento de medição, não sendo utilizada nenhuma outra medição experimental no seu cálculo. Na avaliação das incertezas padrões deste tipo as variáveis experimentais foram classificadas ainda em dois grupos (Silva, 2008): a) invariável no tempo e b) variável no tempo. A Figura IV.1 apresenta um exemplo típico do comportamento destes dois grupos.

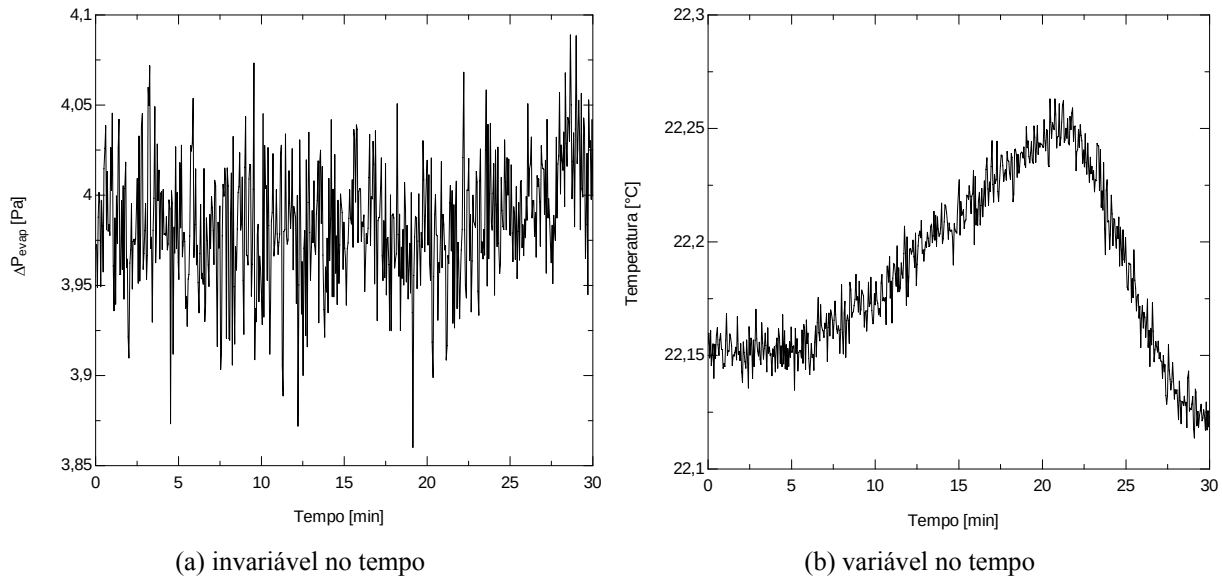


Figura IV.1 – Exemplo do comportamento de parâmetros (a) invariáveis e (b) variáveis no tempo.

Para o grupo das *invariáveis no tempo*, a incerteza padrão é obtida por,

$$u_m = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (\text{IV.4})$$

Já para o grupo das *variáveis no tempo* a incerteza padrão é dada por,

$$u_m = DP \quad (\text{IV.5})$$

- ii. **Variáveis medidas indiretamente:** são variáveis que necessitam de duas ou mais medições experimentais para determinar um único parâmetro de interesse, como por exemplo, a incerteza padrão da medição da temperatura na entrada da seção de teste do evaporador, que é uma média da medição experimental de três termopares. No cálculo deste tipo de incerteza foi utilizada a chamada lei da propagação das incertezas, que é dada por,

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_N) \rightarrow u_m(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2} \quad (\text{IV.6})$$

Caso as grandezas independentes da equação anterior sejam correlacionadas (isto é, a alteração em uma implique na modificação de outra e exista uma correlação estatística entre estas) a incerteza padrão passa a ser calculada por,

$$u_m(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial y}{\partial x_i} \frac{\partial y}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j)} \quad (\text{IV.7})$$

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

Tendo sido descrito a metodologia utilizada na avaliação das incertezas, a seguir são apresentados algumas das estimativas das incertezas expandidas para as principais grandezas medidas dos ensaios experimentais para os evaporadores testados.

IV.2. Resultados das Estimativas para os testes dos EFA

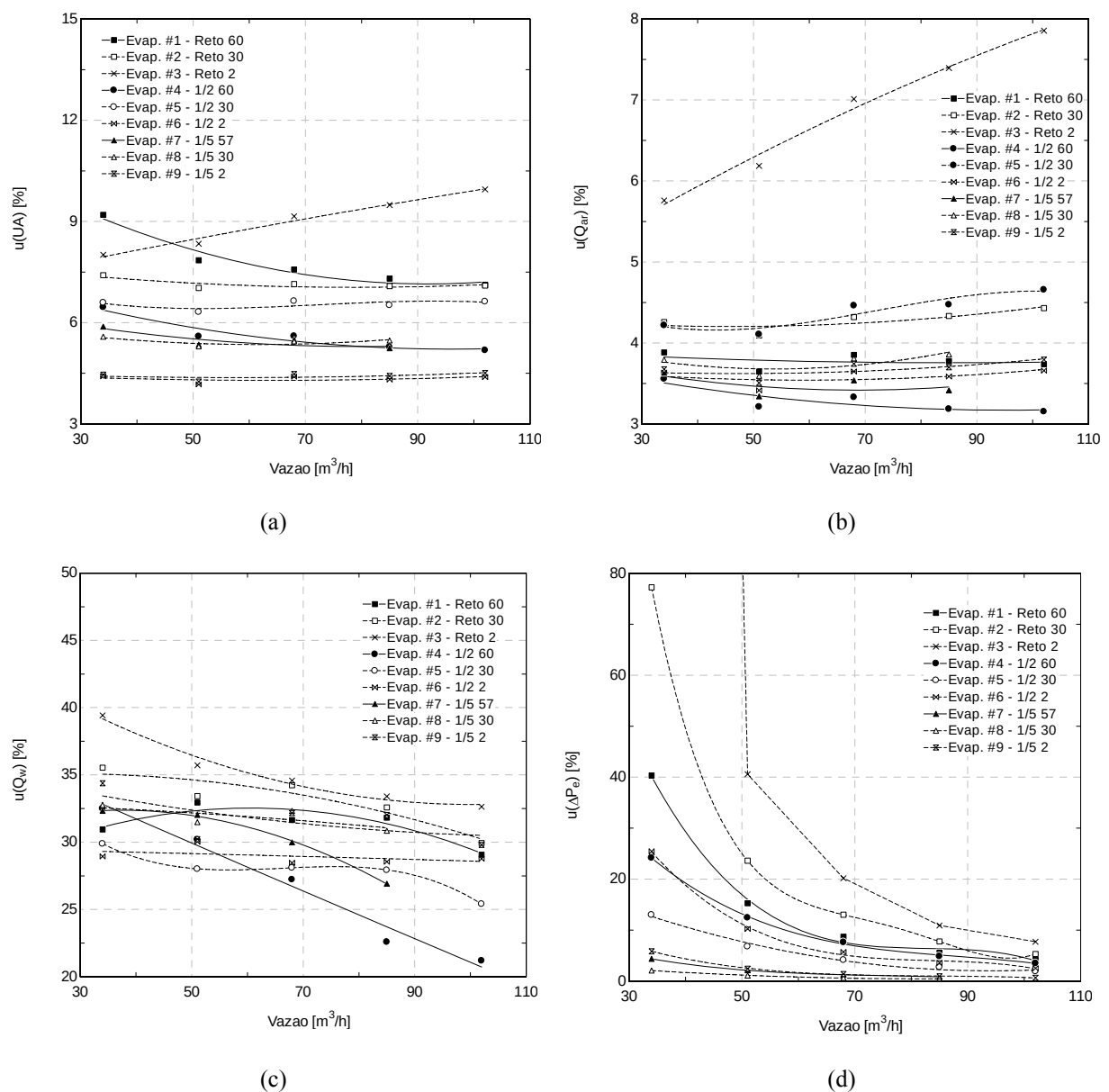


Figura IV.2 – Incertezas experimentais percentuais para (a) condutância térmica, (b) troca de calor do ar, (c) troca de calor da água ($0,5^\circ\text{C}$) e (d) perda de carga do evaporador do lado do ar.

Apêndice V - Testes de Fluxo de Calor Reverso

Neste apêndice são apresentados os procedimentos e os resultados experimentais obtidos dos testes de fluxo de calor reverso. Estes testes experimentais se fazem necessários já que o desenvolvimento de um modelo para o cálculo da carga térmica do gabinete depende das suas características construtivas (que muitas vezes apresentam uma geometria complexa e propriedades físicas não uniformes), transferência de calor pela gaxeta e efeitos de condução de calor multidimensional.

Os testes de fluxo de calor reverso consistem em dissipar taxas de transferência de calor conhecidas dentro dos compartimentos do refrigerador, mantendo a temperatura externa menor do que a interna. Assim, o calor é transferido de dentro para fora do gabinete, fornecendo um fluxo reverso de calor, quando comparado com o refrigerador em funcionamento.

Realizando balanços de massa e energia, e conhecendo as temperaturas, potências dissipadas e a vazão nos compartimentos, é possível obter os valores de condutância térmica global (UA), levando em consideração todas as características geométricas e propriedades físicas do gabinete. O modelo do experimento é baseado nos balanços de massa e energia descritos na seção 4.5.1.

V.1. Procedimento Experimental

O refrigerador é posicionado na câmara de testes de acordo com as distâncias padrões citadas na Seção VIII.2. Após o refrigerador ter sido posicionado e os cabos de alimentação e instrumentação terem sido conectados, o sistema de controle de temperatura da câmara é ligado. As quantidades de calor conhecidas são fornecidas pela resistência de degelo do evaporador, dissipação de calor do ventilador ($\sim 7W$) e pelas resistências adicionadas nos compartimentos (como ilustrado na Seção VII.1). Estas são então ajustadas juntamente com a temperatura ambiente da câmara de maneira que, a diferença entre as temperaturas internas e externas sejam próximas as diferenças de quando o refrigerador está ligado. Por exemplo, nos testes de fluxo reverso realizados no presente trabalho, a temperatura ambiente foi configurada para se manter em $15^{\circ}C$, enquanto as temperaturas internas do gabinete se mativeram próximas de $60^{\circ}C$, fornecendo uma diferença de temperatura de $45^{\circ}C$. Esta diferença de temperatura é aproximadamente igual àquela existente no refrigerador em

funcionamento, onde as temperaturas médias internas ficam em torno de -15°C , enquanto a externa é de 32°C (diferença de 45°C).

Com as potências e a temperatura ambiente ajustadas, aguarda-se até que o processo de transferência de calor no refrigerador entre em regime permanente, ou seja, até que as temperaturas, tanto internas quanto externas, apresentem uma variação inferior a $0,2^{\circ}\text{C}$ durante um intervalo de 30 minutos. Alcançado este critério, todas as medições de temperatura e potência são gravadas no microcomputador do sistema de aquisição da câmara para um intervalo de 1 hora, com uma taxa de aquisição de 1 ponto a cada 5 segundos.

V.2. Análise de Dados e Resultados

Os ensaios experimentais foram realizados para duas condições: i) alternando a dissipação de calor dentro dos compartimentos do evaporador, congelador e refrigerador e ii) todas as resistências ligadas com temperaturas iguais em todos os compartimentos. Isto porque se desejava que o ajuste experimental fosse válido para todas as condições de carga térmica possíveis. Os resultados para todas as condições testadas estão apresentados na Tabela V.1.

Tabela V.1 – Resultados para os testes de fluxo de calor reverso do refrigerador.

Teste	$T_{cg} [^{\circ}\text{C}]$	$T_r [^{\circ}\text{C}]$	$T_{amb} [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{g}_{cg} [\text{W}]$	$\dot{g}_r [\text{W}]$	$\dot{g}_e [\text{W}]$	$\dot{g}_v [\text{W}]$
1	63,19	62,09	16,92	13,08	54,9	8,86	6,3
2	50,65	42,21	16,77	15,18	15,26	11,33	6,3
3	49,05	43,8	15,96	20,09	25,02	0	6,3
4	45,98	43,21	16,78	0	24,82	15,72	6,3
5	49,1	34,54	16,48	20,09	0	13	6,3

A partir dos balanços de massa e energia dentro dos compartimentos do evaporador congelador e refrigerador (convém notar que aqui os fluxos de calor têm direção oposta aos empregados na Seção 4.5.1.), chega-se às seguintes equações,

$$\dot{g}_{cg} + \phi(\dot{g}_e + \dot{g}_v) = \frac{(T_{cg} - T_{amb})}{R_{cg}} + \frac{(T_{cg} - T_r)}{R_{cr}} \quad (\text{V.9})$$

$$\dot{g}_r + (1 - \phi)(\dot{g}_e + \dot{g}_v) = \frac{(T_r - T_{amb})}{R_r} + \frac{(T_r - T_{cg})}{R_{cr}} \quad (\text{V.10})$$

onde,

$$R_{cg} = \frac{1}{UA_{cg}} \quad (\text{V.11})$$

$$R_r = \frac{1}{UA_r} \quad (\text{V.12})$$

$$R_{cr} = \frac{1}{(\phi - \phi^2)\dot{m}_e c_p + UA_{cr}} \quad (\text{V.13})$$

e $\dot{g}$, T e R representam, respectivamente, a potência dissipada, a temperatura e a resistência térmica das paredes. Os sub-índices cg , r , cr , e e v representam, respectivamente, o congelador, o refrigerador, o evaporador e o ventilador.

Como UA_{cr} se refere à transferência de calor que ocorre na parede entre os compartimentos do congelador e refrigerador, e esta tem a aproximadamente a mesma espessura porém com 1/5 da área do congelador, UA_{cr} foi definido pela seguinte relação,

$$UA_{cr} = \frac{UA_{cg}}{5} \quad (\text{V.14})$$

A partir dos resultados dos ensaios experimentais, foi empregado o método dos mínimos quadrados para regredir os parâmetros ϕ , $\dot{m}_e$, UA_{cg} e UA_r , já que todas as outras variáveis foram medidas experimentalmente. Do emprego deste método, obteve-se os resultados mostrados pela Tabela V.2.

Tabela V.2 – Resultados obtidos do método dos mínimos quadrados usando os dados experimentais.

Variável	Unidade	Valor
ϕ	[-]	0,85
$\dot{m}_e$	[kg/s]	0,0105
UA_{cg}	[W/m ² K]	0,52
UA_r	[W/m ² K]	1,25

Os resultados aqui obtidos para ϕ , e $\dot{m}_e$ podem ser comparados os mesmos parâmetros medidos na caracterização de circulação interna de ar (Apêndice VI). Os resultados lá obtidos forneceram um valor de 0,8 para a variável ϕ , mostrando um desvio de apenas 6% em relação ao valor aqui obtido. Isto, de certa forma valida, a qualidade do ajuste experimental realizado para as condutâncias globais, já que outro procedimento experimental completamente diferente forneceu um resultado semelhante para um parâmetro em comum. Entretanto, quando uma comparação é feita para $\dot{m}_e$, verifica-se um desvio considerável (-

35,7%). Porém, este desvio excessivo pode ser atribuído a instrumentação adicionada posteriormente aos ensaios de circulação interna de ar e principalmente a grande diferença de temperatura que o ventilador do refrigerador estava sujeito. Tanto as propriedades termodinâmicas do ar (como viscosidade e densidade) quanto a eficiência do motor elétrico do ventilador podem sofrer alterações significativas para altas variações de temperaturas. Para os testes de circulação interna de ar, as temperaturas do ar e do ambiente do ventilador ficaram em torno de 25°C. Já para os testes de fluxo de calor reverso, essa temperatura foi mantida em torno de 60°C, apresentando assim uma diferença de 35°C.

Apêndice VI - Caracterização Experimental da Circulação Interna de Ar e do Ventilador

Neste apêndice são descritos a montagem, o procedimento e os resultados dos ensaios experimentais da vazão no compartimento do congelador e do refrigerador e suas respectivas quedas de pressão em função da vazão de ar. A finalidade dos ensaios era obter as impedâncias (resistência ao escoamento) em função da vazão de ar para ambos os compartimentos, e também a relação de vazão que circulam entre estes dois compartimentos.

Após caracterizado a circulação interna foi obtida também a curva característica do ventilador (queda de pressão vs. vazão), que representa a vazão que um determinado ventilador fornece quando submetido a uma determinada diferença de pressão.

VI.1. Circulação Interna de Ar

Instrumentação e Montagem

Com o objetivo de determinar a variação de perda de carga e as vazões de ar que circulam em cada compartimento refrigerado, foram feitos testes com o refrigerador acoplado a um túnel de vento. A Figura VI.1 mostra um esquema do acoplamento realizado entre refrigerador e o túnel de vento e o posicionamento dos pontos de medição de pressão.

Os pontos de medição de foram realizados através de mangueiras de PVC flexível com 4,5 mm de diâmetro e furos de 1 mm de diâmetro em linha reta e espaçados entre si por 50 mm (como apresentado na seção 3.2.2.). Estas foram posicionadas circundando os dutos nos pontos 1-4 da Figura VI.1. As mangueiras foram posicionadas de forma que o escoamento de ar fosse perpendicular aos furos de maneira que fosse obtida somente a parcela da pressão estática do escoamento.

O *damper* foi fixado para ser manter sempre na posição de abertura máxima e o sistema de refrigeração foi mantido desligado em todos os testes aqui realizados. O mesmo túnel de vento utilizado nos testes com os evaporadores (Seção 3.2.2.) foi empregado para a medição da vazão de ar que passa pelo refrigerador.

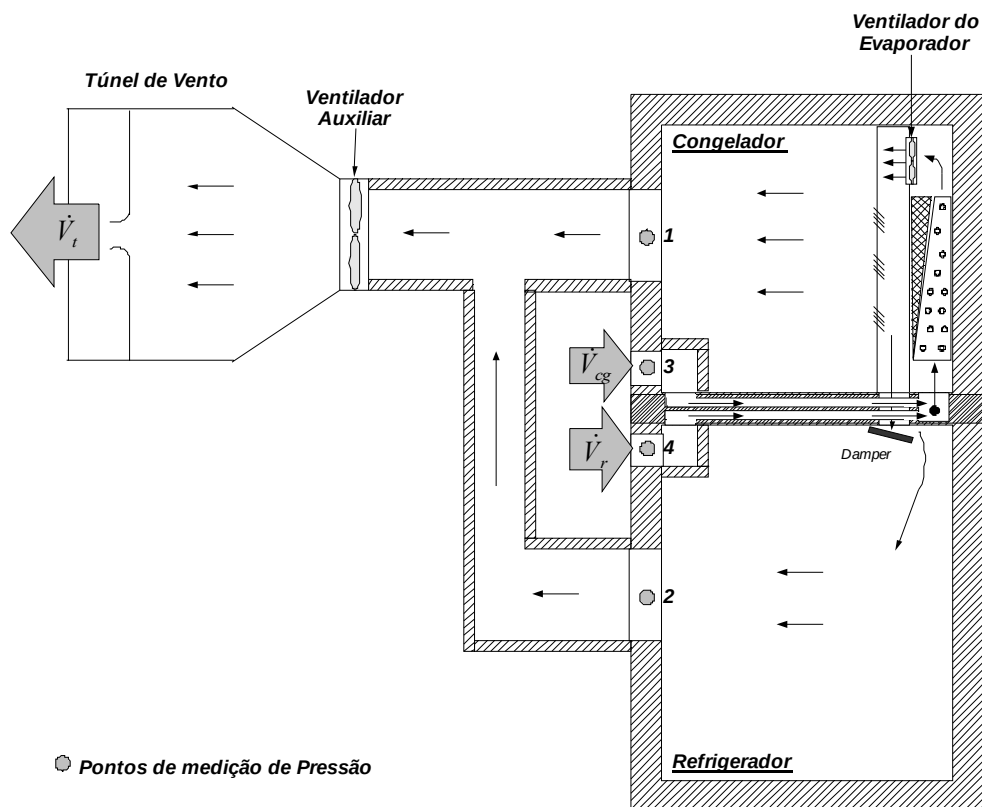


Figura VI.1 – Esquema do acoplamento do refrigerador ao túnel de vento para medição da vazão total.

A vazão no compartimento do refrigerador varia em torno de 8 m³/h e no congelador 42 m³/h. No entanto, com o túnel de vento disponível não era possível realizar medições precisas de vazão para valores abaixo de 12 m³/h. Assim, foram realizados testes para a vazão total (~ 51 m³/h) e para o compartimento do congelador, sendo que a vazão do refrigerador foi obtida através da subtração das duas anteriores.

Os testes de circulação de ar interna foram divididos em duas etapas: i) medição da vazão total e ii) medição da vazão do congelador.

Procedimental Experimental

Os instrumentos de medição são ligados dez minutos antes da execução dos testes para estabilização dos equipamentos eletrônicos. Em seguida, os transdutores de pressão diferencial são “zerados” para a condição em que não há escoamento no refrigerador e/ou no túnel de vento. Na medição da diferença de pressão dos pontos medidos foram utilizados os mesmos transdutores de pressão dos ensaios dos evaporadores descritos na seção 3.2.2.

Na medição da vazão total, foram seguidos os passos abaixo:

- 1) Inicialmente o ventilador do refrigerador é ligado na sua tensão nominal (220 V e 60 Hz).

- 2) Em seguida o ventilador auxiliar é ligado e sua vazão é ajustada até que as pressões nos pontos 1 e 2 se igualem às dos pontos 3 e 4 (Figura VI.1). Igualando estes pontos de pressão, pode-se desprezar a perda de carga imposta pelo túnel de vento e os pontos inicial e final do circuito de ar ficam sujeitos ao mesmo valor de pressão.
- 3) Repetem-se os passos 1-2 para tensão de 140 e 178 V.

Para a medição de vazão do congelador, utilizou-se o mesmo procedimento descrito acima, porém neste ensaio, foi utilizado o esquema da Figura VI.2 e, no passo 2, as pressões a serem igualadas são os pontos 1 e 2.

Resultados

A Tabela VI.1 mostra os resultados das vazões obtidas para as determinadas tensões impostas ao ventilador do evaporador. A fração de vazão ($\phi = \dot{V}_{cg} / \dot{V}_t$) foi calculada através da divisão da vazão de ar que atravessa apenas o congelador ($\dot{V}_{cg}$) pela vazão total ($\dot{V}_t = \dot{V}_{cg} + \dot{V}_r$).

Tabela VI.1 – Valores da vazão em função da tensão do ventilador do refrigerador.

Tensão do ventilador do evaporador [V]	Vazão do congelador, $\dot{V}_{cg}$ [m ³ /h]	Vazão total, $\dot{V}_t$ [m ³ /h]	Fração de vazão, ϕ [-]
140	24,7	30,6	0,81
178	49,2	60,6	0,81
220	68,8	86,6	0,79

Como pode ser verificado na Tabela IV.1, o valor de fração de vazão não varia significativamente na faixa de vazão de interesse. Logo, foi concluído que a fração de vazão não varia dentro desta faixa e pôde ser assumido um valor fixo médio de $\phi = 0,80$.

Para a obtenção da impedância do congelador, I_{cg} , foi utilizado o mesmo procedimento experimental da medição da vazão do congelador. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela IV.2. A partir dos dados da tabela foi ajustado um valor para I_{cg} que representasse o comportamento da perda de carga do congelador em função da vazão, dada pela seguinte relação,

$$\Delta P_{cg} = I_{cg} \rho_{ar} \dot{V}_{cg} \quad (\text{VI.1})$$

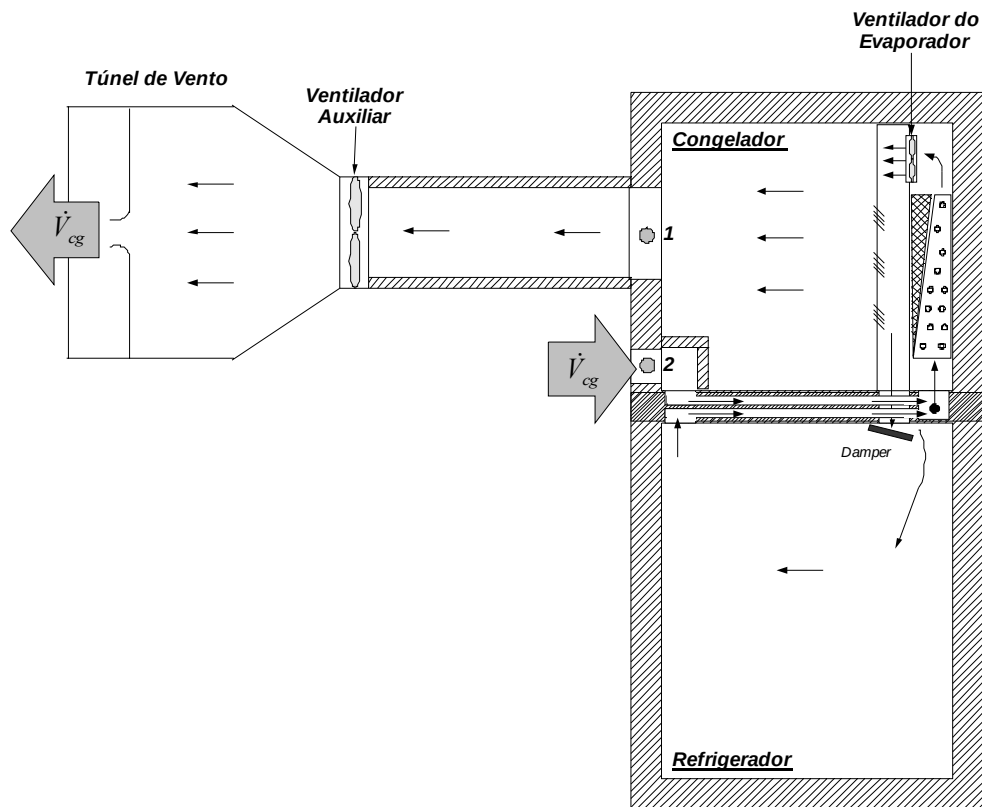


Figura VI.2 – Esquema do acoplamento refrigerador-túnel de vento para medição da vazão do congelador.

Tabela VI.2 – Valores da vazão e perda de carga do congelador.

Vazão do congelador, $\dot{V}_{cg}$ [m ³ /h]	Perda de carga, ΔP_{cg} [Pa]
0,004	0,0
0,008	4,2
0,011	13,6

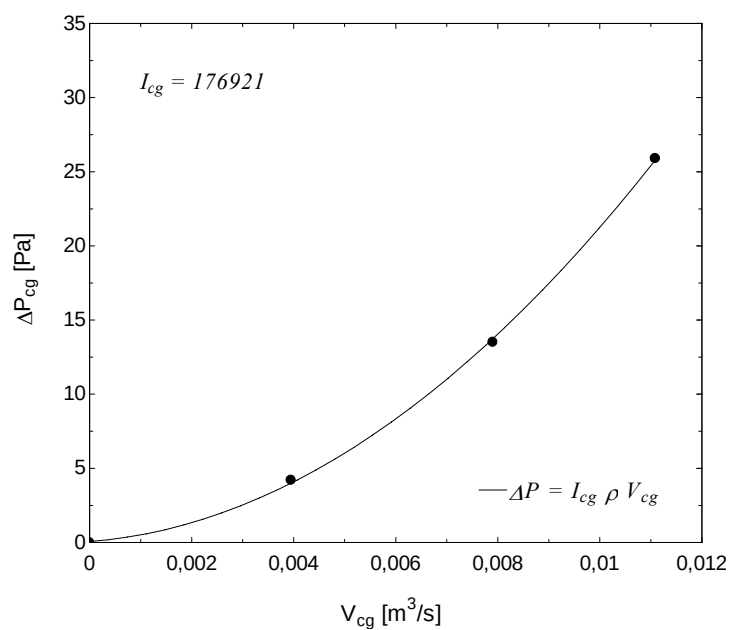


Figura VI.2 – Ajuste da impedância do congelador em relação aos dados experimentais.

VI.2. Ventilador

Instrumentação e Montagem

A montagem e instrumentação para medição da vazão e queda de pressão no ventilador segue os mesmos detalhes referentes as tomadas de pressão citadas na seção anterior, e são dispostas conforme ilustradas na Figura VI.3.

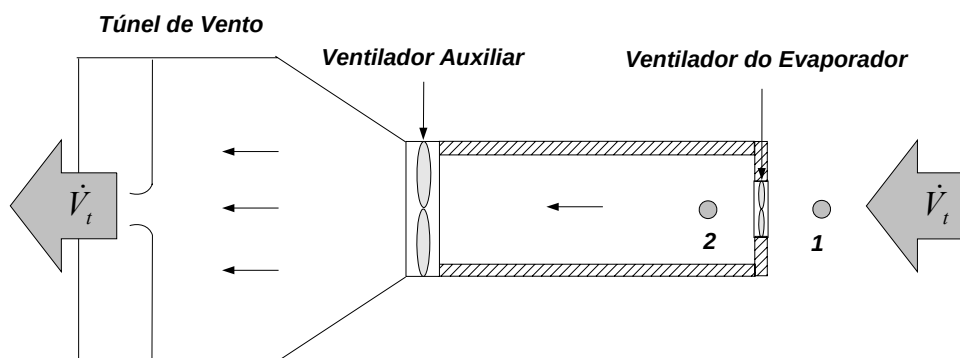


Figura VI.3 – Esquema do acoplamento ventilador-túnel de vento para medição da vazão e queda de pressão.

Procedimento Experimental para Medição de Vazão

O procedimento experimental é semelhante ao realizado para vazão do refrigerador:

- 1) Aciona-se o ventilador do evaporador, com o túnel de vento fechado em sua saída, e após alcançar regime permanente (variação de pressão menor que 0,5 Pa), se obtém a máxima variação de pressão para a mínima vazão;
- 2) Em seguida, o ventilador auxiliar é ligado e a sua rotação é ajustada até que a diferença de pressão entre os pontos 1 e 2 seja menor que 0,5 Pa. Assim se obtém a máxima vazão para a mínima variação de pressão;
- 3) Na sequência, a rotação do ventilador auxiliar é reduzida de maneira a se obter pontos intermediários de vazão.

O passo 3 é então repetido tantas vezes quanto necessário para obter todos os pontos de vazão/queda de pressão no intervalo desejado.

Resultados

A Tabela VI.2 e a Figura VI.4 apresentam os resultados obtidos para os testes de vazão/ queda de pressão para o ventilador do evaporador. Porém, nenhum polinômio se ajustou adequadamente à curva característica completa do ventilador Original. A fim de

contornar esse problema, foi utilizada da curva deste ventilador somente a faixa de vazão de interesse (entre 0 a 80 m³/h), já que se sabia *a priori* que este ventilador não iria alcançar níveis de vazão superiores a 80 m³/h quando em funcionamento no refrigerador em estudo. Os polinômios obtidos para perda de carga (em Pa) em função da vazão (em m³/h) obedecem a seguinte relação,

$$\Delta P_t = a_0 + a_1 \dot{V}_t + a_2 \dot{V}_t^2 + a_3 \dot{V}_t^3 \quad (\text{VI.2})$$

onde,

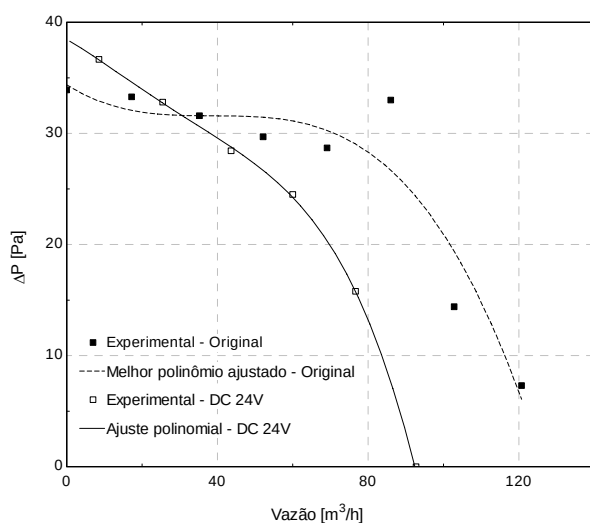
Original: $a_0 = 33,9$; $a_1 = 0,014$; $a_2 = -0,0033$, $a_3 = 0,000029$;

DC 24V: $a_0 = 39,2$; $a_1 = -0,41$; $a_2 = 0,0081$, $a_3 = -0,000089$.

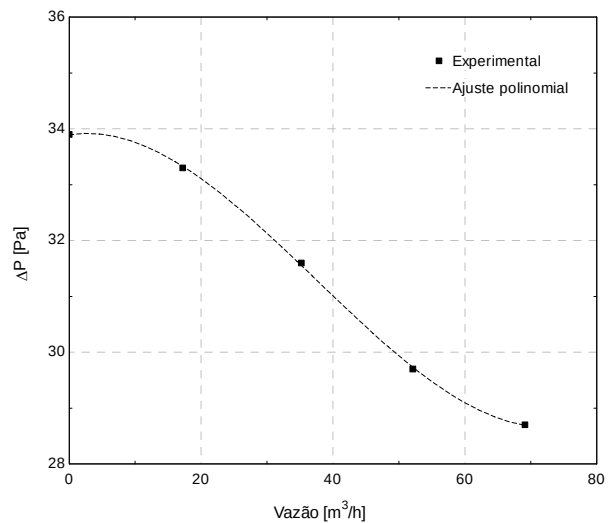
Foi obtida também uma eficiência média para os ventiladores Original e DC 24V de 3,47% e 8,54%, respectivamente.

Tabela VI.2 – Resultados para perda de carga em função da vazão do ventilador.

Original			DC 24V		
Rotação [RPM]	$\Delta p_{\text{ventilador}}$ [Pa]	Vazão [m ³ /h]	Rotação [RPM]	$\Delta p_{\text{ventilador}}$ [Pa]	Vazão [m ³ /h]
2445	33,9	2445	3090	7,0	85,8
2752	33,3	2752	3234	21,2	68,6
2911	31,6	2911	3023	26,5	51,8
3011	29,7	3011	2973	30,7	34,9
3094	28,7	3094	2896	34,7	17,3
3031	33,0	3031	2828	38,2	0,8
2960	14,4	2960			
2991	7,3	2991			



(a) Curva completa



(b) Faixa de interesse do ventilador Original

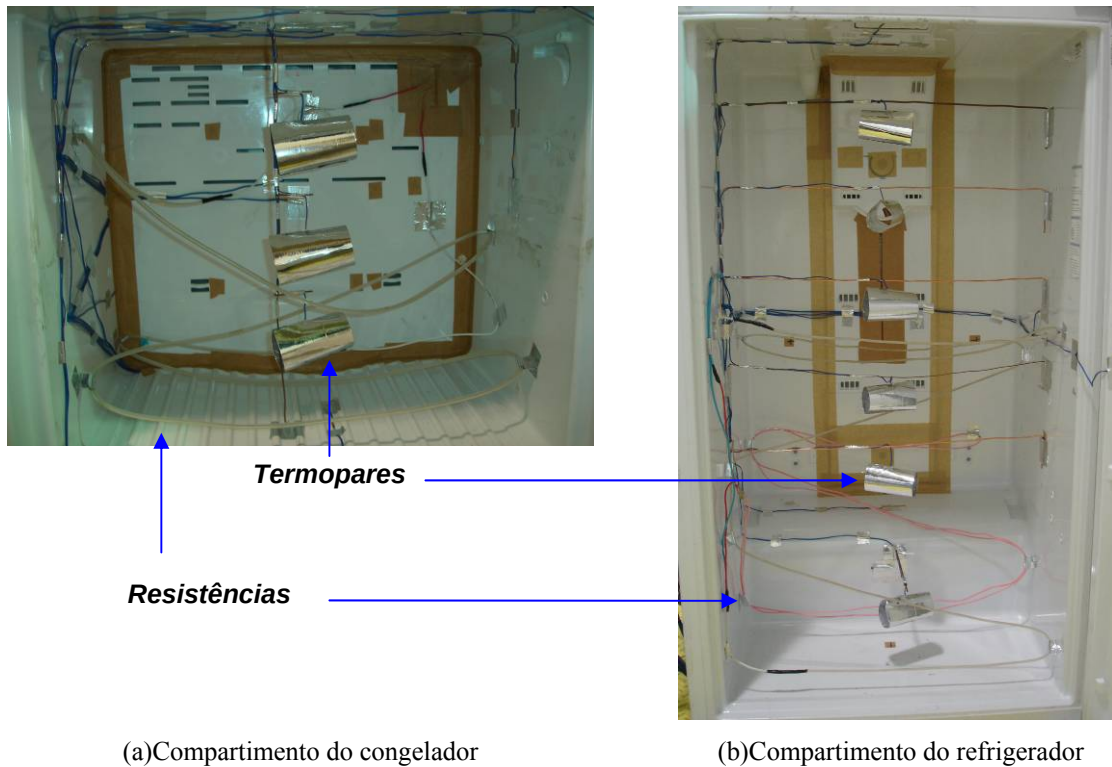
Figura VI.4 – Diferença de pressão em função da vazão experimental dos ventiladores.

Apêndice VII - Instrumentação e Modificações no Refrigerador

VII.1. Instrumentação

O refrigerador em estudo foi instrumentado com 48 pontos de medição de temperatura com o objetivo de identificar o comportamento térmico das superfícies internas e externas, dos ambientes dos compartimentos refrigerados e dos componentes do sistema de refrigeração. Na realização destas medições foram utilizados termopares do Tipo T, que apresentam uma incerteza de medição de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$, segundo o procedimento de calibração (EMBRACO, 2002). Os termopares também foram cobertos por uma fita metálica para evitar a radiação das resistências adicionadas dentro dos compartimentos (Figura VII.1). Dois transdutores de pressão foram posicionados na entrada e na saída do compressor, a fim de medir as pressões de sucção e descarga. Para medição da pressão de sucção foi utilizado um transdutor tipo *strain-gauge* (fabricante HBM), com uma faixa de trabalho de 0-10bar, com uma incerteza de $\pm 0,02$ bar. Já para a medição da pressão de descarga foi usado o mesmo tipo de transdutor e do mesmo fabricante, porém, para uma faixa de 0-20bar e incerteza de $\pm 0,04$ bar. Um transdutor de pressão diferencial também foi instalado para medir a perda de carga do ar entre os pontos de entrada e saída do evaporador, dentro do seu compartimento no refrigerador. Este era um transdutor de fabricação Druck (modelo LXP1010), com uma faixa de medição de 0-20Pa, com incerteza de medição de 0,5% do fundo de escala ($\pm 0,1$ Pa). Além da resistência de degelo presente no evaporador original do refrigerador, outras duas foram adicionadas: 1) uma resistência de silicone de 100W no congelador e 2) uma de 50W no refrigerador (Figura VII.1). A adição destas resistências foi necessária para realizar os testes experimentais de fluxo reverso (para obter o coeficiente global de transferência de calor do gabinete) e para se alcançar as temperaturas de projeto em ambos os compartimentos. As resistências foram posicionadas de forma a fornecer a menor estratificação de temperatura possível.

Como os termostatos de controle foram desconectados, a obtenção de uma determinada temperatura em regime permanente era feita ajustando o valor da potência liberada pelas resistências de maneira a atingir as temperaturas desejadas. A Figura VII.2 ilustra mais detalhadamente a posição das resistências e dos pontos de medição de temperatura e pressão absoluta e diferencial.



(a) Compartimento do congelador

(b) Compartimento do refrigerador

Figura VII.1 – Cobertura dos termopares nos compartimentos e distribuição das resistências.

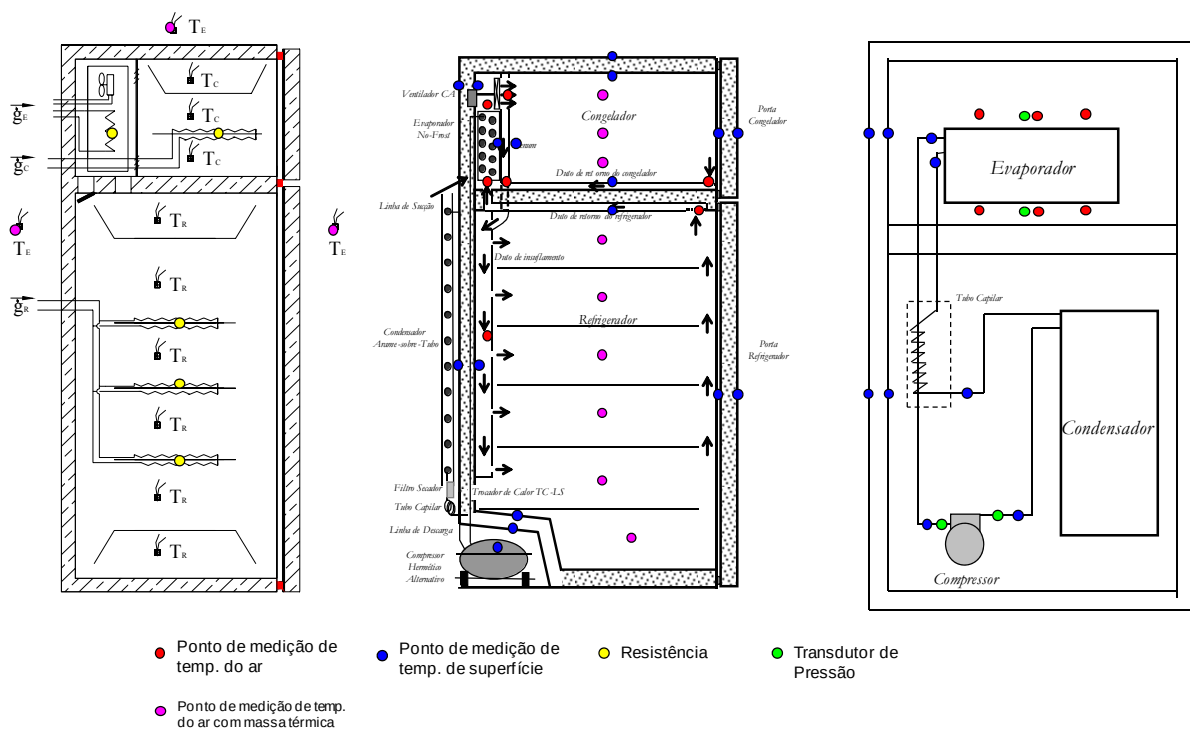
Vistas LateraisVista Frontal

Figura VII.2 – Posicionamento das resistências e dos pontos de medição de temperatura e pressão.

VII.2.Modificações no Refrigerador

Algumas modificações foram necessárias para realizar o controle adequado do refrigerador e atender os requisitos que exigiam o código de simulação. O controle eletrônico do refrigerador foi desligado, sendo que a operação do compressor, ventilador e das resistências ficava por conta do operador do ensaio, feito através do painel elétrico da câmara de testes. Assim, o funcionamento de toda a parte elétrica do refrigerador era feita remotamente.

O condensador foi substituído por um maior em relação ao original. Isto porque se necessitava alcançar certo nível de sub-resfriamento, já que o código de simulação exigia esta condição. Porém, mais tarde depois de alguns testes preliminares, verificou-se que a adição de um condensador maior não forneceu ainda sub-resfriamento, sendo necessária a instalação de uma válvula, para se obter esta condição.

Uma válvula de agulha de fabricação da *Nupro/Swagelok*, modelo *S Series*, orifício de passagem com diâmetro de 0,81 mm, foi instalada no refrigerador. O objetivo desta era controlar o nível de sub-resfriamento no condensador, e também conseqüentemente, a pressão de evaporação. O ajuste da abertura da válvula aumenta a diferença entre a pressão de condensação e pressão de evaporação, além de reduzir o fluxo de massa refrigerante pelo dispositivo de expansão. Um diagrama esquemático da posição da instalação válvula de agulha é mostrado na Figura VII.3.

Todas as prateleiras e gavetas foram retiradas dos compartimentos refrigerados, para evitar problemas de circulação interna de ar e estratificação de temperatura, já que não se estava interessado em analisar a distribuição de vazão e temperatura entre as prateleiras e gavetas do produto original, e sim, realizar somente a validação do modelo de simulação do refrigerador simplificado.

Toda a fiação, de termopares e elétrica, foi passada por furos de 10 mm de diâmetro feitos na lateral do refrigerador. Estes furos, após a passagem da fiação, foram preenchidos com poliuretano para evitar a infiltração de umidade e calor.

No compartimento do evaporador foram realizadas duas modificações: i) a instalação de mangueiras para medição da queda de pressão no evaporador e ii) um isolamento adicional para acomodar os EFA.

Para verificar se a queda de pressão no evaporador estava se elevando demasiadamente em conseqüência da formação de gelo, duas mangueiras foram instaladas a montante e a jusante do evaporador (Figura VII.4). Estas mangueiras se tratavam de tubos de

PVC flexível com 4,5 mm de diâmetro, e furos de 1 mm de diâmetro em linha reta e espaçados entre si por 50 mm. Os furos foram feitos na região da mangueira que se encontrava dentro do compartimento do evaporador. As mangueiras atravessavam a parede do congelador através de dois furos de 15 mm de diâmetro. Depois de instaladas as mangueiras, os furos foram preenchidos com poliuretano e cola de silicone.

Para os EFA, foi necessária a adição de um isolamento adicional para acomodar estes tipos de trocadores no compartimento do evaporador, já que o trocador original do refrigerador tem um formato retangular e os EFA apresentam um formato trapezoidal. Caso não fosse instalado este isolamento adicional, a vazão de ar não iria percorrer toda a extensão do trocador, reduzindo significativamente a troca de calor neste componente.

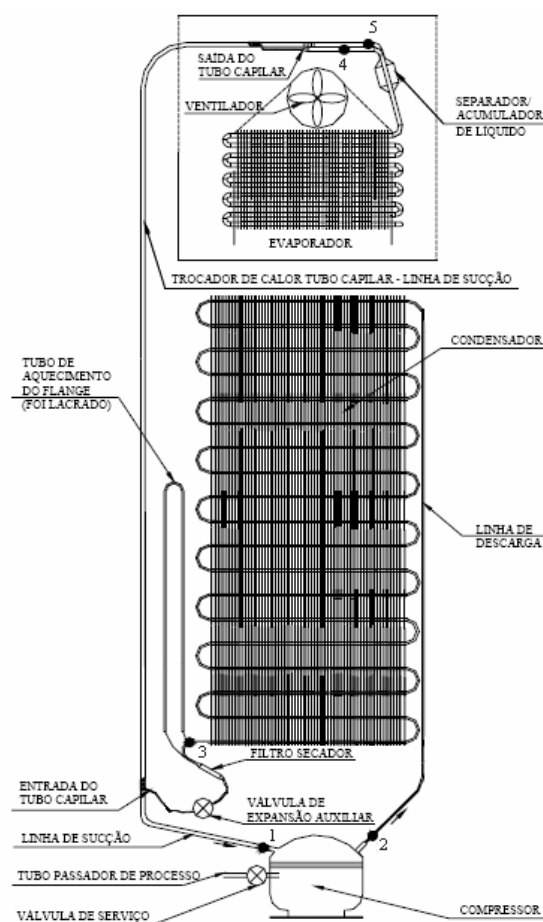


Figura VII.3 – Sistema refrigeração modificado (Gonçalves, 2004).

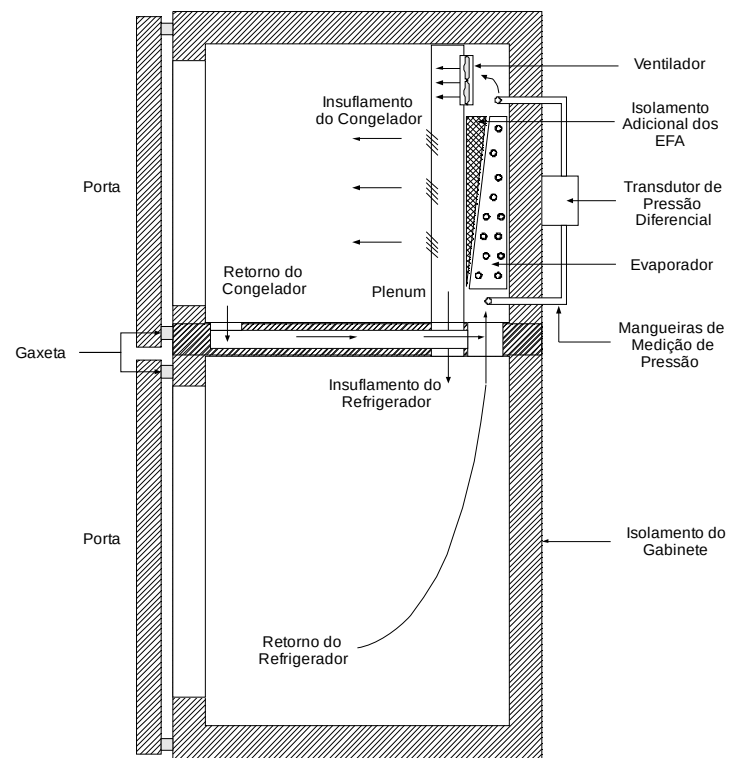


Figura VII.4 – Corte lateral do gabinete com as modificações para acomodação e medição da perda de carga dos EFA implementados no refrigerador.

Apêndice VIII - Câmara e Procedimento de Testes de Validação

VIII.1. Câmara de Testes

Na realização dos ensaios de validação do refrigerador foi necessária a utilização de uma câmara de testes. Esta tinha a finalidade de controlar a temperatura e as velocidades do ar ambiente. Este aparato também disponibilizava um sistema de aquisição de dados para a realização das medições das temperaturas, pressões, potências e outros sinais de natureza elétrica.

A temperatura ambiente é controlada através de um sistema composto por quatro equipamentos principais: um evaporador de um sistema de condicionamento de ar, um *damper*, um ventilador e uma bancada de resistências. A Figura VIII.1 mostra o caminho que o ar percorre dentro da câmara e como os componentes estão arranjados.

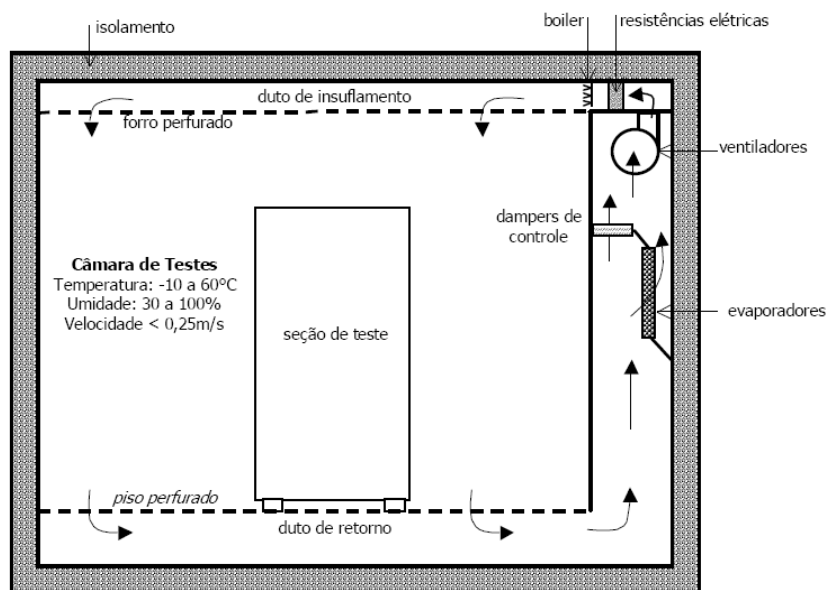


Figura VIII.1 – Diagrama esquemático da câmara de testes (Hermes, 2006).

Com a finalidade de controlar a temperatura ambiente, o ar é circulado através de um ventilador, como mostra a figura. O sistema de refrigeração é mantido sempre ligado, de forma que o evaporador retira calor continuamente do ar. Como o ar é resfriado pelo evaporador, as resistências são controladas por um microcontrolador PID (*Proporcional-Integral-Derivativo*) de maneira a liberar potência (pelo controle da corrente elétrica) para que

estas aqueçam o ar e o mantenham na temperatura desejada. Três termopares do Tipo T são posicionados dentro da câmara, e juntos mandam um sinal para controlador PID, que libera potência para as resistências conforme a necessidade, para manter a temperatura no valor configurado no controlador. Já o *damp*er tem o objetivo de auxiliar no ajuste vazão que passa pelo evaporador, para ajustar o controle de temperatura e vazão de ar dentro da câmara. Telas homogenizadoras foram adicionadas no teto e no piso a fim de distribuir de maneira uniforme dentro de todo o interior da câmara. Através destes controles a temperatura ambiente é mantida na faixa de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ e o ar a velocidades inferiores a 0,25 m/s.

As leituras das medições experimentais foram realizadas através de um sistema de aquisição HP75000 de 112 canais. Mais detalhes podem ser obtidos em Gonçalves (2004) e Hermes (2006). Quatro transdutores de potência também foram utilizados na medição das potências consumidas pelo compressor, resistências de degelo e dos compartimentos do congelador e refrigerador. Estes transdutores tinham uma faixa de medição de 0-80W, 0-400W, 0-12000W, fabricante YOKOGAWA e incerteza de medição 0,5% do fundo de escala.

VIII.2. Procedimento dos Testes de Validação

Inicialmente o refrigerador é posicionado dentro da câmara de testes respeitando as distâncias padrões das paredes (Figura VIII.2). Em seguida, os cabos de alimentação e os termopares são conectados a um painel que se encontra no mesmo ambiente interno dentro da câmara. É realizado então a evacuação de uma célula de carga de fluido refrigerante. O nível de vácuo é tido como suficiente quando a pressão dentro da célula atingir um valor de 2,5 mbar. Uma carga inicial de fluido refrigerante (HFC-134a) é inserida na célula em vácuo, que em seguida, é conectada ao sistema de refrigeração do refrigerador. A carga inicial para todos os testes de validação foi de 90g. Com o refrigerador posicionado e a célula de carga e os cabos conectados, a bomba de vácuo é conectada então ao sistema de refrigeração do refrigerador, para retirar o máximo possível da umidade e ar de dentro de todos os componentes do sistema. Depois que a pressão dentro do sistema de refrigeração atinge um valor de 2,5 mbar, deixa-se a bomba de vácuo funcionar por mais 2 horas antes de desligá-la.

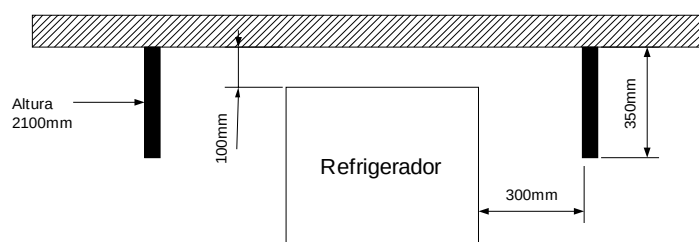


Figura VIII.2 – Vista superior do posicionamento padrão do refrigerador dentro da câmara de testes.

Após a evacuação do sistema, a válvula de agulha é posicionada na abertura máxima. O compressor do refrigerador é ligado e a carga de refrigerante é liberada para dentro do sistema. Após 1 hora, é verificado o valor da pressão e temperatura na saída do evaporador e condensador, para observar se a carga inicial e o ajuste da válvula de agulha forneceram superaquecimento e sub-resfriamento. Normalmente, a carga inicial não fornece nível de superaquecimento e sub-resfriamento, sendo necessária a adição de mais fluido refrigerante dentro do sistema. São feitas adições de 5g de fluido refrigerante até que se atinja um nível desejado de superaquecimento (em torno de 2°C).

O sub-resfriamento é alcançado regulando a válvula de agulha até um valor desejável (em torno de 3°C).

Atingidos os níveis exigidos de superaquecimento e sub-resfriamento, aguarda-se até que todos os parâmetros medidos entrem em regime permanente. O critério para esta condição é definido com base nas temperaturas e pressões:

- **Temperaturas:** não exibir uma variação maior que 0,5°C num intervalo de 30 minutos;
- **Demais variáveis medidas:** não exibir uma variação maior que 5% num intervalo de 30 minutos.

Depois de se atingir o regime permanente, as medições de todas as variáveis são gravadas no microcomputador do sistema de aquisição, para um intervalo de 2 horas, com uma taxa de aquisição de 1 ponto a cada 5 segundos.

Os testes de validação foram realizados para duas condições de temperatura dentro dos compartimentos refrigerados: i) temperaturas mínimas e ii) temperaturas de projeto. O procedimento apresentado nesta seção descreve os passos necessários para atingir a condição de temperatura mínima dentro dos compartimentos. O procedimento para obter a condição de temperatura de projeto é idêntico ao anterior. A única diferença é que as potências das resistências do congelador e do refrigerador devem ser ajustadas de maneira que o calor liberado por elas seja tal que as temperaturas internas dentro dos compartimentos se aproximem das temperaturas padrão de projeto: -18°C para o congelador e 5°C para o refrigerador. As potências a serem impostas foram sempre estimadas pelo código de simulação do refrigerador, economizando um tempo razoável no ajuste dessas potências, já que não se conhece de antemão um valor aproximado das potências para fornecer as temperaturas de projeto.

Apêndice IX - Resultados Experimentais dos Testes de Validação

Tabela IX.1– Resultados de validação para o sistema de refrigeração com o evaporador Original 52.

Variável	Unidade	Teste			
		#1 - Temp. Mínimas	#2 - Temp. de Projeto	#3 - Temp. de Projeto	#4 - Temp. de Projeto
Temperatura do compartimento do Refrigerador	[°C]	-10,3	5,2	5,6	3,9
Temperatura do compartimento do Congelador	[°C]	-28,3	-19,8	-19,3	-20,9
Temperatura ambiente da Câmara	[°C]	33,1	33,3	33,4	32,8
Potência dissipada no compartimento do Refrigerador	[W]	0	40,4	40,9	40,5
Potência dissipada no compartimento do Congelador	[W]	0	40,3	40,4	40,4
Potência consumida pelo Compressor	[W]	104,7	135,6	141,5	137,5
Temperatura do fluido refrigerante na Entrada do Evaporador	[°C]	-33,7	-25,8	-24,7	-25,5
Temperatura do fluido refrigerante na Saída do Evaporador	[°C]	-31,0	-21,7	-22,5	-24,1
Temperatura do fluido refrigerante na Saída do Condensador	[°C]	41,5	44,4	48,7	46,2
Pressão do fluido refrigerante na Sucção do Compressor	[bar]	0,65	0,94	1,0	0,96
Pressão do fluido refrigerante na Descarga do Compressor	[bar]	11,6	13,4	14,5	13,2
Diferença de pressão do ar entre a entrada e saída do Evaporador	[Pa]	6,1	5,9	5,6	4,8
Temperatura do fluido refrigerante na Entrada do Compressor	[°C]	52,8	52,9	56,1	52,1

Tabela IX.2 – Resultados de validação para o sistema de refrigeração com o evaporador EFA Reto 30.

Variável	Unidade	Teste	
		#5 - Temp. Mínimas	#6 - Temp. de Projeto
Temperatura do compartimento do Refrigerador	[°C]	-11,4	4,7
Temperatura do compartimento do Congelador	[°C]	-27,0	-20,3
Temperatura ambiente da Câmara	[°C]	33,1	33,4
Potência dissipada no compartimento do Refrigerador	[W]	0	34,2
Potência dissipada no compartimento do Congelador	[W]	0	35,8
Potência consumida pelo Compressor	[W]	109,0	133,1
Temperatura do fluido refrigerante na Entrada do Evaporador	[°C]	-31,5	-25,9
Temperatura do fluido refrigerante na Saída do Evaporador	[°C]	-29,3	-23,9
Temperatura do fluido refrigerante na Saída do Condensador	[°C]	44,9	48,1
Pressão do fluido refrigerante na Sucção do Compressor	[bar]	0,70	0,92
Pressão do fluido refrigerante na Descarga do Compressor	[bar]	12,0	13,3
Diferença de pressão do ar entre a entrada e saída do Evaporador	[Pa]	1,9	1,7
Temperatura do fluido refrigerante na Entrada do Compressor	[°C]	57,2	55,4

Tabela IX.3 – Resultados de validação para o sistema de refrigeração com o evaporador EFA 1/5 30.

Variável	Unidade	Teste	
		#7 - Temp. Mínimas	#8 - Temp. de Projeto
Temperatura do compartimento do Refrigerador	[°C]	-5,8	9,2
Temperatura do compartimento do Congelador	[°C]	-22,5	-17,5
Temperatura ambiente da Câmara	[°C]	33,7	33,9
Potência dissipada no compartimento do Refrigerador	[W]	0	45,8
Potência dissipada no compartimento do Congelador	[W]	0	0
Potência consumida pelo Compressor	[W]	105,0	121,1
Temperatura do fluido refrigerante na Entrada do Evaporador	[°C]	-32,0	-27,9
Temperatura do fluido refrigerante na Saída do Evaporador	[°C]	-28,2	-23,5
Temperatura do fluido refrigerante na Saída do Condensador	[°C]	43,6	46,7
Pressão do fluido refrigerante na Sucção do Compressor	[bar]	0,68	0,83
Pressão do fluido refrigerante na Descarga do Compressor	[bar]	12,3	13,4
Diferença de pressão do ar entre a entrada e saída do Evaporador	[Pa]	10,8	8,3
Temperatura do fluido refrigerante na Entrada do Compressor	[°C]	56,1	56,6