

6.

Simulação e Otimização de Condensadores de Microcanais

No presente capítulo é mostrado o desenvolvimento de um modelo, baseado em análise local, para um condensador de microcanais (CDMC). O modelo numérico de simulação, escrito em Visual Fortran, é validado com dados experimentais para CDMC's com diâmetros hidráulicos da ordem de 1,0mm, para os fluidos refrigerantes R134a, Fluid-H e 1234yf. Finalmente, procura-se pelo circuito ótimo, com ajuda do modelo de simulação. Encontrou-se certa relação entre os parâmetros geométricos que definem o circuito e seu desempenho.

6.1. Revisão Bibliográfica

Tem aumentado recentemente o relativo interesse pela adequada compreensão dos fenômenos de transporte em microcanais. Por este motivo se observa a necessidade de avaliar as novas propostas que têm aparecido na literatura, assim como sua aplicação direta em modelos de simulação.

Durante anos modelos tradicionais desenvolvidos para canais comuns têm sido adaptados e utilizados em CDMC, porém, recentes estudos encorajados pelas tendências de aumento da eficiência energética, mostraram que a similitude para processos com fluxo monofásico (Peng et al. 1994^a e 1994b; Sobhan e Garimella, 2001; Liu e Garimella, 2002) não se repete para processos com mudança de fase, onde os fenômenos de transporte diferem substancialmente dos canais comuns (Triplett et al. 1999; Niño, 2002; Coleman e Garimella, 2003; Garimella, 2004; Jassim e Newell, 2006). Tal fato não pode ser deixado de lado ao se pretender realizar a simulação de um CDMC.

Esta tendência de novos estudos, somado à procura por sistemas otimizados, propiciaram a aparição de modelos para a simulação e otimização de CDMC. Dentre os primeiros modelos de simulação para CDMC (os quais

utilizaram análise multizonas) pode-se citar os trabalhos de Lee e Yoo (2000), Jabardo et al. (2002) e Jabardo e Mamani (2003).

Lee e Yoo (2000) desenvolveram um modelo de simulação para CDMC utilizando uma análise multizona. Isto como parte do estudo de um sistema de condicionamento de ar automotivo. Trataram o conjunto de microcanais como um único tubo circular. Não consideraram a possibilidade de utilizar um arranjo de passes no circuito do refrigerante. Para prever a capacidade de transferência de calor basearam-se nas correlações de Sahnoun e Webb (1992), Webb et al. (1995) e Castro et al. (1993), relatando uma concordância dentro de 5% com dados experimentais para R134a. Correlacionaram os dados experimentais da queda de pressão através de uma expressão em função do número de Reynolds, encontrando uma concordância aceitável.

Jabardo et al. (2002) e Jabardo e Mamani (2003) desenvolveram um modelo de simulação utilizando uma análise multizonas. Encontraram resultados satisfatórios na predição do coeficiente global de transferência de calor ao utilizar correlações para canais comuns (como as correlações de Akers et al. 1959; e Shah, 1979), similares às encontradas com a correlação para microcanais de Yang e Webb (1996a). Na queda de pressão, desvios notáveis foram encontrados ao se utilizar correlações para canais comuns. Decidiram, portanto, utilizar o modelo de Yang e Webb (1996b), desenvolvido para microcanais. Obtiveram dispersões de 3% e 6% para a taxa de transferência de calor e a queda de pressão no lado do refrigerante, respectivamente, com respeito a dados experimentais de um condensador com diâmetro hidráulico de 1,0mm, de um sistema de condicionamento de ar automotivo trabalhando com R134a.

Mais recentemente, modelos de simulação para CDMC utilizando análise local foram aparecendo (Nelson e Hrnjak, 2002; Jiang, 2003; Subramaniam, 2004; Park e Hrnjak, 2008; Hrnjak e Litch, 2008). Novos modelos propiciaram definir um arranjo arbitrário de passes para o circuito do refrigerante, além de levar em conta distribuições não uniformes de ar sobre o condensador e do fluxo de fluido refrigerante nos coletores. No caso de Jiang (2003) e Subramaniam (2004), aproveitaram os modelos de simulação para introduzir alguma metodologia de otimização com o fim de estudar a influência de certos parâmetros construtivos nos projetos de CDMC.

Nelson e Hrnjak (2002) desenvolveram um modelo de simulação para CDMC. Utilizaram análise local para prever a taxa de transferência de calor, baseando-se nas correlações de Gnielinski (1979), Churchill (1977), Soliman (1982), Dobson (1998), e Chang e Wang (1997). Conseguiram prever a maioria de seus dados experimentais dentro de um erro de $\pm 5\%$. Para prever a queda de pressão no lado do refrigerante utilizaram uma análise global semi-empírica. Baseando-se em um modelo homogêneo correlacionaram dados experimentais da queda de pressão com o parâmetro ρv^2 (ajuste pelo método de energia cinética média), encontrando concordância aceitável para a faixa de dados pesquisada.

Park e Hrnjak (2008) desenvolveram um modelo de simulação para um CDMC utilizando uma análise local que levasse em conta distribuições não uniformes de ar e de fluxo de refrigerante, como parte de um estudo que mostra a vantagem de utilizar um CDMC no lugar de um condensador de tubo aletado de similar volume de instalação (encontraram, experimentalmente, um aumento de 13,3% no COP de um sistema de condicionamento de ar residencial com R410A). Resultados numéricos mostraram que distribuições do ar e do fluido refrigerante não seriam parâmetros decisivos para a predição da capacidade do condensador, sendo este fato verificado experimentalmente no seu estudo.

Hrnjak e Litch (2008) desenvolveram um modelo de simulação para CDMC com amônia utilizando uma análise local. Isto como parte de um estudo que mostra a vantagem de utilizar um CDMC em um chiller com amônia (conseguiriam reduzir a carga de refrigerante para 20 g/kW, valor muito abaixo do encontrado nos chillers comerciais com amônia resfriados a ar que se encontram atualmente no mercado). O modelo de simulação, baseado nas correlações de Chang e Wang (1997) e Dobson e Chato (1998), conseguiu reproduzir dados experimentais para a capacidade do CDMC com amônia dentro de um erro de 3%. A compatibilidade entre a amônia e o alumínio não foi motivo de pesquisa. Existem trocadores de calor comerciais de alumínio que trabalham com amônia, mas problemas poderiam aparecer em temperaturas superiores a 60°C e baixos percentuais de água em amônia.

No caso dos estudos de Jiang (2003) e de Subramaniam (2004), utilizaram os modelos de simulação como ferramentas de otimização para explorar a influência de certos parâmetros geométricos. Jiang (2003) incluiu um método de AG para otimizar a geometria do CDMC e Subramaniam (2004) propõe o uso de aletas com passo e alturas variáveis para corrigir o efeito da má distribuição de ar. Ambos os estudos mencionam a forte influência que tem a definição do arranjo de passes adequado para o refrigerante no desempenho no CDMC. Entretanto, este fato não foi explorado em maior detalhe.

Jiang (2003) desenvolveu um modelo de simulação para evaporadores e condensadores de tipo tubo aletado e de microcanais utilizando uma análise local. Porém, considerou a modelagem de microcanais como se fossem canais comuns. Propõe o uso de uma matriz de conexões para definir o circuito do refrigerante. Isto lhe permitiu resolver o problema de maneira matricial. Adaptou o PGAPack - *Parallel Genetic Algorithm Library* (Levine, 1996) e o MOGA - *Multi-objective genetic algorithms* (Murata e Ishibuchi, 1995) a seu modelo de simulação, com o objetivo de minimizar o volume e material utilizado nos trocadores de calor, por meio da mudança das dimensões geométricas, sem afetar seu desempenho. A otimização do circuito do refrigerante ficou fora do escopo de seu trabalho, porém, ressaltou a importância da definição de um circuito apropriado para o refrigerante e o enorme impacto no desempenho do trocador de calor que este pode ter (conforme mostra em seus resultados numéricos para testes com diferentes circuitos, projetados de forma manual).

Subramaniam (2004) desenvolveu um modelo de simulação para CDMC, baseando-se nas correlações de Shah e London (1978), Churchill (1977), Shah (1979), Traviss et al. (1973), Soliman et al. (1968), Friedel (1979), e Kim e Bullard (2002). Utilizou uma análise local, com opção de tratar a distribuição de ar não uniforme, e densidade e altura variável para as aletas ao longo do condensador. Isto com o objetivo de ajudar a tratar o problema da distribuição não uniforme de ar (como sucede na realidade com as unidades condensadoras, devido à posição do ventilador e à forma do condensador em envolvente). O uso de uma geometria adaptada para as aletas (altura e densidade variável) evitaria a diminuição do desempenho do condensador. Por outro lado, conseguiu reduzir na ordem de 19% a massa do CDMC, por meio da otimização em seqüência (de maneira manual com ajuda do simulador) do arranjo de passes do circuito, das dimensões dos *flats*, e da geometria das aletas com persianas. Menciona

também a importância de definir um arranjo adequado de passes para o circuito do refrigerante, mostrando numericamente a forte influência que este tem sobre o desempenho do condensador. Porém, não realiza maiores explorações das possibilidades que existem.

Da revisão bibliográfica acima descrita, conclui-se que, dentre os parâmetros geométricos que podem ser definidos no projeto de um CDMC, o arranjo de passes do circuito do fluido refrigerante mostra-se decisivo no desempenho no trocador de calor. Isto porque, em trocadores de calor de microcanais, as relações de transferência de calor e de queda de pressão são fortemente dependentes da velocidade mássica (à diferença de canais comuns). Portanto, variações significativas podem ocorrer ao se modificar o arranjo de passes.

Não se encontraram, na literatura consultada, estudos que mostrem o aproveitamento dos modelos de simulação para definir um número adequado de passes nos CDMCs. No presente trabalho desenvolveu-se um modelo de simulação numérica utilizando uma análise local (validado com dados experimentais para R134a, Fluid-H, e 1234yf em CDMCs). Com ajuda do modelo de simulação, estudou-se a influência que teria o número de passes, assim como a distribuição de *flats* na conformação dos passes, sobre o desempenho dos CDMC's.

6.2. Modelagem de um Condensador de Microcanais

Nesta seção, descrevem-se o CDMC, o modelo de simulação desenvolvido em Visual Fortran (baseado numa análise local), a metodologia de solução, a análise de um elemento de controle, e a série de modelos teóricos implementados para predezir a transferência de calor e a queda de pressão.

6.2.1. Descrição de um Condensador de Microcanais

Condensadores de microcanais são dispositivos fabricados a partir de ligas em alumínio (fig.64), compostos por um conjunto de *flats* distribuídos de maneira paralela, os quais abrigam no seu interior uma série de pequenos canais ao longo deles. Estritamente, deve ser entendido por microcanal um canal com uma ordem de grandeza entre 1 μ m e 1mm. Porém, os pequenos canais presentes nos CDMC's, com diâmetros hidráulicos que variam entre 0,5mm e 2,5mm, são denominados, comumente, pelo termo de microcanais. O espaço entre os *flats* é preenchido por um arranjo de aletas com persianas comumente chamadas de *fin louvered* (fig.65).

Trocadores de calor de microcanais são utilizados em sistemas de condicionamento de ar automotivo, novos sistemas de condicionamento de ar residencial e aplicações avançadas de transferência de calor como célula de combustível estacionária, resfriamento de componentes eletrônicos, entre outras aplicações (Modine, 2008).

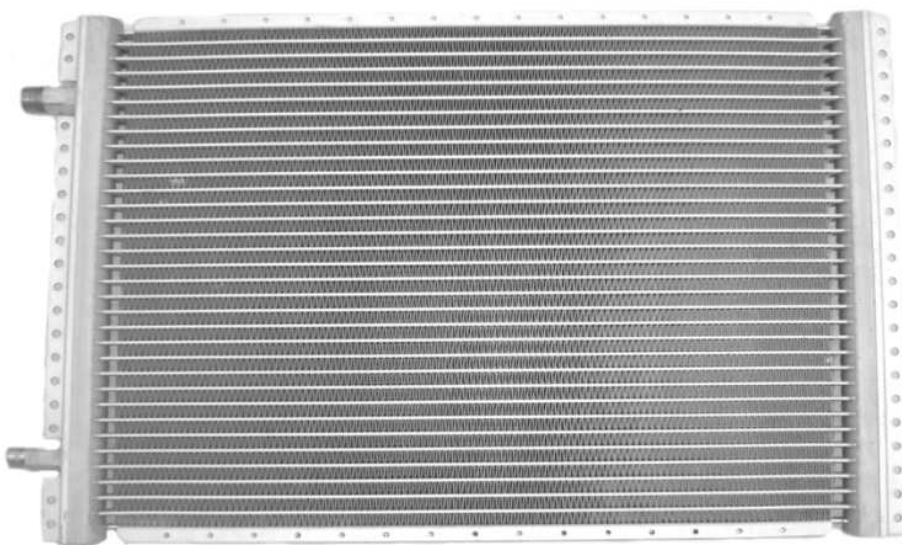


Figura 64. Condensador de microcanais de uso automotivo.

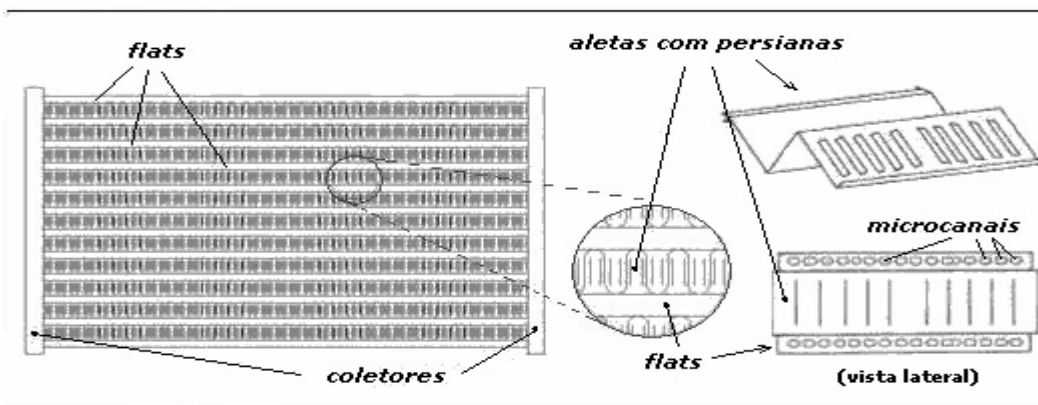


Figura 65. Detalhe das aletas com persianas num condensador de microcanais.

6.2.2. Descrição do Modelo de Simulação

A simulação do condensador é realizada utilizando uma análise local. O condensador é discretizado em um arranjo bidimensional, em um número finito de elementos de controle. Cada elemento de controle é analisado como se fosse um trocador de calor independente (fig.66), para o qual se aplicam os princípios de conservação de massa e energia. A designação adequada de dependências entre as propriedades de saída de um elemento como correspondentes entradas de outros elementos, permite definir um circuito de refrigerante desejado para o condensador.

A taxa de transferência de calor global do condensador será igual à somatória das taxas de transferência de calor dos elementos. A pressão e temperatura do fluido refrigerante na saída do condensador são iguais às magnitudes correspondentes encontradas no último elemento analisado (a montante). A pressão e temperatura do ar que deixa o condensador são consideradas como as médias ponderadas das magnitudes correspondentes dos elementos de controle.

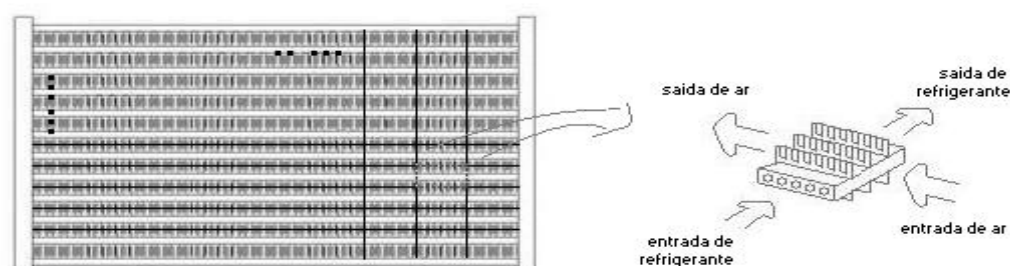


Figura 66. Elemento básico de análise.

Para a simulação do condensador considerou-se: regime permanente, propriedades dos fluidos uniforme em todas as seções de fluxo analisadas, distribuição uniforme do fluido refrigerante nos coletores, e o campo de velocidades do ar uniforme sobre toda a seção frontal do condensador.

Pontos de transição para a mudança de fase do refrigerante (por exemplo: de vapor superaquecido a mistura bifásica) são detectados automaticamente pelo pacote de simulação, por meio do monitoramento do título. Isto com o fim de selecionar de maneira adequada os modelos e correlações a serem utilizadas em cada elemento de análise para o cálculo da transferência de calor e da queda de pressão.

Propriedades termo-físicas requeridas nos cálculos numéricos, para o refrigerante e o ar, foram calculadas mediante chamadas às subrotinas do REFPROP v7.0 do NIST (Lemmon et al. 2002), e por sub-rotinas baseadas nas recomendações da ASHRAE (2002).

6.2.3. Análise de um Elemento de Controle

6.2.3.1. Balanço de Energia

Para cada elemento de controle no CDMC, o balanço de energia no lado do refrigerante e no lado do ar é representado pelas equações (1) e (2), respectivamente. Considerou-se o método da efetividade para estimar a taxa de transferência de calor, eq. (3). Para o presente caso, de escoamento cruzado sem mistura em ambos os fluidos, a efetividade (ε), função de NTU , é dada pelas equações (4) ou (5), no caso de o fluido estar condensando ou escoando em uma única fase, respectivamente.

O número de unidades de transferência de calor (NTU) pode ser obtido a partir da condutância total do elemento (UA), representada pela eq. (6), a qual é calculada pelo inverso da somatória das resistências térmicas. As resistências térmicas devido à condução na parede do material entre canais e por deposição, no lado do ar e no lado do refrigerante, foram desprezadas.

O valor de UA depende dos coeficientes convectivos de transferência de calor (h_{ref}^* , h_{air}^*), das áreas de transferência de calor (A_{ref} , A_{air}), e da eficiência das aletas (η_{ref} , η_{air}), tanto no lado do refrigerante como no lado do ar.

Tabela 30. Expressões relativas à transferência de calor.

Balanço de energia	$\dot{Q} = \dot{m}_{ref} (h_{ref-in} - h_{ref-out})$	(1)
	$\dot{Q} = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} (T_{air-out} - T_{air-in})$	(2)
	$\dot{Q} = C_{min} \varepsilon_{cond} (T_{ref-in} - T_{air-in})$	(3)
Efetividade	$\varepsilon_{cond} = 1 - e^{-NTU}$	(4)
	$\varepsilon_{cond} = 1 - e^{\left(\frac{NTU^{0.22}}{Cr} (e^{-Cr \cdot NTU^{0.78}} - 1) \right)}$	(5)
Condutância	$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{ref}^* A_{ref} \eta_{ref}} + \frac{1}{h_{air}^* A_{air} \eta_{air}}$	(6)

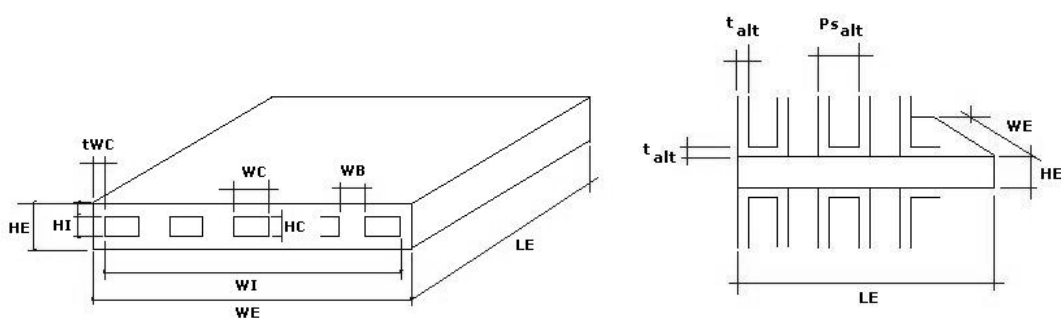
6.2.3.2. Áreas de transferência de calor e efetividade das aletas

As efetividades das superfícies aletadas no lado do ar (η_{air}) e no lado do refrigerante (η_{ref}) podem ser estimadas a partir das relações mostradas nas eqs. (7) à (13), utilizando a metodologia clássica de tratamento de superfícies entendidas (Incropera et al. 2008).

A efetividade da superfície aletada encontra-se em função da área de transferência de calor indireta (A_{TI}), da área total de transferência de calor (A_{TT}), definidas a partir das dimensões geométricas dos elementos (ver fig.67), e da efetividade para uma aleta (η_{alt}).

A efetividade de uma aleta é calculada a partir de um termo, m_{alt} , definido em função do coeficiente convectivo do fluido na superfície da aleta (h_{alt}^*), do perímetro da seção transversal (P_{ST-alt}), da condutividade térmica do material da aleta (k_{alt}), da área da seção transversal da aleta (A_{ST-alt}), e do comprimento da aleta (L_{alt}), (ver tabela 31).

Os modelos a serem utilizados para a determinação dos coeficientes de transferência de calor, tanto no lado do ar como no lado do refrigerante, serão comentados na seguinte seção.



(a) Para o lado do refrigerante

(b) Para o lado do ar

Figura 67. Dimensões geométricas envolvidas na definição das áreas de transferência de calor num elemento básico de controle.

Tabela 31. Correlações para o cálculo da efetividade da superfície aletada.

Efetividade do aletado	$\eta_{air} = 1 - \frac{A_{TL-air}}{A_{TT-air}} (1 - \eta_{alt})$	(7)
------------------------	---	-----

Áreas envolvidas na Transferência de Calor

$$A_{TL-air} = n_{alt} (H_{alt} - t_{alt}) WE \quad (8)$$

$$A_{TT-air} = n_{alt} (H_{alt} - t_{alt}) WE + 2 LE HE + n_{alt} (P_{S_{alt}} - t_{alt}) WE \quad (9)$$

$$A_{TL-ref} = 2 WB (Nc - 1) LE \quad (10)$$

$$A_{TT-ref} = 2 WB (Nc - 1) LE + (2 HC + 2 WC Nc) LE \quad (11)$$

Efetividade das aletas	$\eta_{alt} = \frac{\tanh(m_{alt} L_{alt})}{(m_{alt} L_{alt})}$	(12)
------------------------	---	------

$$m_{alt} = \sqrt{\frac{h_{alt}^* P_{ST-alt}}{k_{alt} A_{ST-alt}}} \quad (13)$$

6.2.3.3. Queda de pressão

A queda de pressão (Δp), para cada um dos fluidos, em cada elemento de controle, pode ser estimada pela eq. (14), composta por três termos. O termo de variação de pressão estática, Δp_{stat} , devido à ação da gravidade, é dado pela eq. (15). O termo Δp_{mom} , eq. (16), representa a variação de quantidade de movimento, sendo que a fração de vazio (ε) pode ser estimada a partir da expressão mostrada na eq. (17), conforme indica Rouhani e Axelsson (1970). O termo de queda de pressão por atrito, Δp_{fric} , é dado pela eq. (18). No caso de escoamento bifásico, correlações com fatores multiplicadores, por exemplo, podem ser utilizadas. Modelos adequados para estimar o fator de atrito e a queda de pressão, serão mostrados em maior detalhe na seção seguinte.

Tabela 32. Componentes para a queda de pressão.

Queda de pressão	$\Delta p_{tot} = \Delta p_{stat} + \Delta p_{mom} + \Delta p_{fric}$	(14)
------------------	---	------

Variação estática	$\Delta p_{stat} = \rho g L \sin \beta$	(15)
-------------------	---	------

Variação por momentum	$\Delta p_{mom} = G^2 \left[\left(\frac{1-x}{\rho_l (1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} \right)_{out} - \left(\frac{1-x}{\rho_l (1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} \right)_{in} \right]$	(16)
-----------------------	--	------

$$\varepsilon = \frac{x_{ref}}{\rho_v} \left[\left(1 + 0,2(1-x_{ref}) \left(\frac{g D_h \rho_l^2}{G_{ref}^2} \right)^{1/4} \right) \left(\frac{x_{ref}}{\rho_v} + \frac{1-x_{ref}}{\rho_l} \right) + \left(\frac{1,18(1-x_{ref})(g \sigma (\rho_l - \rho_v)^{0,25})}{G_{ref} \rho_l^{0,5}} \right) \right]^{-1} \quad (17)$$

Variação por atrito	$\Delta p_{fric} = f \frac{1}{2\rho} \frac{L}{D} G^2$	(18)
---------------------	---	------

6.2.4. Modelos teóricos implementados

Baseados nas experiências e resultados de estudos relacionados em microcanais, conforme mostrado na revisão bibliográfica no Apêndice D, selecionara-se uma série de modelos, dentre os considerados mais adequados. Basicamente, para predizer os coeficientes convectivos de transferência de calor e para estimar a queda de pressão, tanto no lado do ar quanto no lado do refrigerante.

6.2.4.1. Modelos de transferência de calor no lado do refrigerante

Para escoamento monofásico em regime laminar foi empregada a correlação de Shah e London (1978), eq. (20). Shah e London (1978) definem o número de Nusselt em função da razão de aspecto do canal por onde escoar o fluido (α). Para escoamento monofásico em regime turbulento, a correlação de Gnielinski (1979) foi utilizada, eq. (21). A correlação de Gnielinski (1979) requer a determinação de um fator de atrito para escoamento monofásico (f), o qual pode ser estimado utilizando a correlação de Blasius (1911), por exemplo.

Tabela 33. Número de Nusselt para fluxo monofásico no lado do refrigerante.

Número de Nusselt	$Nu = \frac{h^* D}{k}$	(19)
Shah e London (1978)	$Nu = -34033 \alpha^{-5} + 94608 \alpha^{-4} - 1034 \alpha^{-3} + 61465 \alpha^{-2} - 23708 \alpha^{-1} + 8,6791$	(20)
Gnielinski (1979):	$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{[1 + 12,7(f/2)^{1/2}][Pr^{2/3} - 1]}$	(21)

Para estimar os coeficientes convectivos de transferência de calor no lado do refrigerante, para a zona bifásica, foram selecionados seis modelos representativos da literatura, a saber: Akers, 1959; Traviss et al. 1973; Cavallini e Zecchin, 1974; Shah, 1979; Chen et al. 1987; e Dobson e Chato, 1998, conforme listados na tabela 34.

O modelo de Traviss et al. (1973), eq. (22), encontra-se em função do parâmetro de Martinelli (χ_u), que é uma maneira de representar a influência que as propriedades termo-físicas do fluido têm nos mecanismos de transferência de calor. Cavallini e Zecchin (1974) definiram o número de Nusselt de maneira

similar, em função do número de Reynolds, do número de Prantdl e de uma ponderação entre as massas específicas da fase líquida (ρ_l), da fase vapor (ρ_v) e do título (x), eq. (23). O modelo de Shah (1979), apesar de sua simplicidade, é um dos modelos com maior número de menções na literatura. Shah (1979) expressou o coeficiente convectivo para o fluxo bifásico como o coeficiente convectivo considerando o fluido como somente líquido e um fator multiplicador, que depende do título e da pressão reduzida, eq. (24). Chen et al. (1987) definem o número de Nusselt pela expressão dada na eq. (25).

Os modelos de Moser et al. (1998) e de Dobson e Chato (1998) foram desenvolvidos a partir de dados correlacionados de experiências diretas em CDMC's. Moser et al. (1998) definiram o número de Nusselt utilizando um número de Reynolds equivalente (Re_{eq}), fazendo uso de um fluxo volumétrico equivalente (G_{eq}). Dobson e Chato (1998), eq. (27), utilizam uma correlação para escoamento ondulado e outra para escoamento anular.

Dobson e Chato (1998) recomendaram utilizar a correlação para escoamento anular para qualquer valor de título sempre que a velocidade mássica, G , fosse superior a $500 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, ou para $Fr \geq 20$, quando $G < 500 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$; e a correlação para escoamento ondulado para velocidades mássicas (G) menores que $500 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, com Número de Froud (Fr) menor que 20. A expressão de cálculo do número de Nusselt para escoamento ondulado depende do número de Galileo (Ga), definido como $Ga = g L^3 / \nu^2$, assim como de um ângulo caraterístico, θ_l , que pondera, de certa maneira, a presença de condensado, no fundo da tubulação, no escoamento.

Tabela 34. Correlações para o número de Nusselt na zona bifásica no lado do refrigerante.

Traviss et al. (1973):
$$Nu = \frac{0,15 \text{ Pr}_l \text{ Re}_l^{0,9}}{F} \left(\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}} \right) \quad (22)$$

$$F = \begin{cases} 0,0707 \text{ Pr} \text{ Re}^{0,5} & , \text{ para } \text{Re}_l < 50 \\ 5 \text{ Pr} + 5 \text{ Ln} [1 + \text{Pr} (0,09636 \text{ Re}_l^{0,585} - 1)] & , \text{ para } 50 \leq \text{Re}_l < 1125 \\ 5 \text{ Pr} + 5 \text{ Ln} [1 + 5 \text{ Pr}] + 2,5 \text{ Ln} [0,00313 \text{ Re}_l^{0,812}] & , \text{ para } \text{Re}_l \geq 1125 \end{cases}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{-0,1}$$

Cavallini e Zecchin (1974)
$$Nu = 0,023 \text{ Re}_l^{0,8} \text{ Pr}_l^{1/3} \left\{ 2,64 \left[1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \left(\frac{x}{1-x} \right) \right] \right\} \quad (23)$$

Shah (1979):
$$h^* = h_{Lo}^* \left((1-x)^{0,8} + \frac{3,8 x^{0,76} (1-x)^{0,4}}{p_r^{0,38}} \right) \quad (24)$$

Chen et al. (1987):
$$Nu = 0,018 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,39} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,078} \text{ Re}_l^{0,2} (\text{Re}_{Lo} - \text{Re}_l^2)^{0,7} \text{ Pr}_l^{0,65} \quad (25)$$

Moser et al. (1998):
$$Nu = 0,0265 \text{ Re}_{eq}^{0,8} \text{ Pr}_l^{1/3} \quad (26)$$

$$G_{eq} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right]$$

Dobson e Chato (1998):
$$Nu_{anul} = 0,023 \text{ Re}_l^{0,8} \text{ Pr}_l^{0,4} \left(1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right) \quad (27)$$

$$Nu_{wavy} = \frac{0,23 \text{ Re}_{Vo}^{0,12}}{1 + 1,11 X_{tt}^{0,58}} \left[Ga \text{ Pr}_l \frac{(h_v - h_l)}{c p_l (T_{ref-in} - T_{wall})} \right]^{0,25} + (1 - \theta_l / \pi) Nu_{fz}$$

$$Nu_{fz} = 0,0195 \text{ Re}_l^{0,8} \text{ Pr}_l^{0,4} \sqrt{1,376 + c1 / X_{tt}^{c2}}$$

6.2.4.2. Modelos de transferência de calor no lado do ar

O coeficiente de transferência de calor no lado do ar pode ser calculado a partir do número de Nusselt, o qual se encontra em função do número de Coulburn (j), eq. (28).

Para estimar o número de Coulburn foi utilizada uma correlação generalizada de transferência de calor para aletas com persianas (*louver fin*) desenvolvida por Chang e Wang (1997). Esta correlação descreve o número de Coulburn em função dos parâmetros geométricos das aletas e das persianas, eq. (29). W_{tub} representa a largura do tubo ou *flat*. Os demais termos geométricos já foram definidos no parágrafo anterior.

O trabalho de Chang e Wang (1997) baseia-se em uma análise detalhada, onde extensas bases de dados foram utilizadas para o desenvolvimento de cada uma de suas correlações (com informação para 91 modelos diferentes de *louvered fin*). Foi encontrado que sua correlação previa 89,3% de seus dados dentro de um erro de 15% com desvio médio de 7,55%. Os desvios médios, na predição do fator de Coulburn, da correlação de Chang e Wang (1997), com as correlações de Davenport (1983), Achaichia e Cowell (1988), Sunden e Svantesson (1983), são de 7,55%, 11,51%, 27,62%, e 15,53%, respectivamente. Devido ao fundamento da correlação de Chang e Wang (1997), a extensa base de dados e o menor erro com que foi correlacionada, considerdrou-se a mais adequada, motivo pelo qual, foi seleccionada para seu uso no presente trabalho.

Tabela 35. Modelo para o fator de Coulburn no lado do ar.

Chang e Wang (1997):
$$j = \frac{Nu}{Re \ Pr^{1/3}} \quad (28)$$

$$j = Re_{Ps,per}^{-0,49} \left(\frac{\theta_{per}}{90} \right)^{0,27} \left(\frac{Ps_{alt}}{Ps_{per}} \right)^{-0,14} \left(\frac{L_{alt}}{Ps_{per}} \right)^{-0,29} \left(\frac{W_{tub}}{Ps_{per}} \right)^{-0,23} \left(\frac{L_{per}}{Ps_{per}} \right)^{0,68} \left(\frac{Ps_{tub}}{Ps_{per}} \right)^{-0,28} \left(\frac{t_{alt}}{Ps_{per}} \right)^{-0,05} \quad (29)$$

6.2.4.3. Modelos de queda de pressão no lado do refrigerante

Para computar o fator de atrito num escoamento monofásico, implementaram-se duas possibilidades de cálculo. A primeira, baseada numa combinação dos modelos de Shah e London (1978) e Blasius (1911), e a segunda, a partir da combinação dos modelos de Shah e London (1978) e Churchill (1977).

As expressões para estes modelos podem ser observadas na tabela 36. Nos estudos revisados para microcanais, não se comentam maiores problemas para o cálculo do fator de atrito. Para a zona laminar, o modelo de Shah e London (1978) é mais do que aceitável, eq. (30). Por outro lado encontrou-se que o modelo de Churchill (1977), eq. (32), era o modelo preferido na maioria dos trabalhos de simulação (exemplo: Nelson e Hrnjak, 2002; Subramaniam, 2004; entre outros). Entretanto, decidiu-se pela implementação do modelo básico de Blasius (1911), eq. (31), para se ter um ponto de comparação para a zona em regime turbulento

Tabela 36. Correlações para o fator de atrito em escoamento monofásico.

Shah e London (1978)	$f = \frac{96}{Re} (1 - 1,355 \alpha + 1,947 \alpha^2 - 0,701 \alpha^3 + 0,955 \alpha^4 - 0,254 \alpha^5)$	(30)
Blasius (1911)	$f = 0,316 / Re^{0,25}$	(31)
Churchill (1977)	$f = 8 \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{\left(\left(2,457 \ln \left(\frac{1}{(7/Re)^{0,9} + (0,27e/D)} \right) \right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \right)^{3/2}} \right)^{1/12}$	(32)

Para a região de escoamento bifásico com condensação, devido à sua importância e à forte influência que esta tem sobre o resultado global da simulação, foram implementados seis modelos, como possibilidade a serem selecionados, para o cálculo da queda de pressão por atrito, a saber: Chisholm, 1973; Friedel, 1979; Muller-Steinhagen e Heck, 1986; Yang e Webb, 1996b; Zhang e Webb, 2001; e o Modelo Homogêneo, conforme se mostra em maior detalhe na tabela 37.

Modelos como o de Chisholm (1973) e o de Muller-Steinhagen e Heck (1986), mostrados nas eq. (33) e (35), respectivamente, foram considerados com base nas recomendações, estabelecidas a partir da comparação com outros estudos, de Ould et al. (2002). Estes modelos utilizam fatores multiplicadores (Φ_{Lo}^2) para estimar a queda de pressão a partir da queda de pressão supondo o escoamento como somente líquido (Δp_{Lo}) ou como somente vapor (Δp_{Vo}), e do título (x).

O modelo de Friedel (1979), amplamente mencionado na literatura, também foi implementado. Friedel (1979), a partir de um estudo sobre condensação em tubos de 4,0mm, definiu um fator multiplicador (Φ_{Lo}^2) em função do número de Froude (Fr), do número de Webber (We) e de uma série de constantes, conforme se mostra na eq. (34).

Modelos desenvolvidos a partir de experiências diretas em CDMC's com diâmetros na ordem de 2,0mm (Yang e Webb, 1996b; Zhang e Webb, 2001), os quais, segundo a literatura, apresentariam os menores erros de correlação, não podiam ser deixados de lado.

Yang e Webb (1996b) definem um fator de atrito equivalente (f_{eq}) utilizando um número de Reynolds equivalente (Re_{eq}), o qual é calculado utilizando um fluxo volumétrico equivalente (G_{eq}), de acordo com a eq. (36). Na correlação de Zhang e Webb (2001), o fator multiplicador depende somente do título (x) e da pressão reduzida (P_r), porém, predisse de maneira muito aceitável a queda de pressão, ver eq. (37).

O modelo homogêneo, eq. (38), uma aproximação idealizada do escoamento bifásico, foi considerado devido aos comentários favoráveis encontrados no trabalho de Coleman (2000).

Tabela 37. Modelos para a queda de pressão bifásica no lado do refrigerante.

Chisholm (1973):

$$\Delta p = \Delta p_{Lo} \Phi_{Lo}^2 \quad (33)$$

$$\Phi_{Lo}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left[CA x^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right]$$

$$Y^2 = \Delta p_{Vo} / \Delta p_{Lo}$$

$$CA = \begin{cases} 55/\sqrt{G} & , \text{para } 0 < Y < 9,5 \text{ e } G \geq 19,000 \text{ kg/m}^2\text{s} \\ 2400/G & , \text{para } 0 < Y < 9,5 \text{ e } 500 < G < 19,000 \text{ kg/m}^2\text{s} \\ 4,8 & , \text{para } 0 < Y < 9,5 \text{ e } G \leq 500 \text{ kg/m}^2\text{s} \\ 520/(Y\sqrt{G}) & , \text{para } 9,5 < Y < 28 \text{ e } G \leq 600 \text{ kg/m}^2\text{s} \\ 21/Y & , \text{para } 9,5 < Y < 28 \text{ e } G > 600 \text{ kg/m}^2\text{s} \\ 15000/(Y^2\sqrt{G}) & , \text{para } Y > 28 \end{cases}$$

$$n = 0,25$$

Friedel (1979):

$$\Delta p = \Delta p_{Vo} \Phi_{Lo}^2 \quad (34)$$

$$\Phi_{Lo}^2 = CF_1 + \frac{3,24 CF_2}{Fr_h^{0,045} + We_l^{0,035}}$$

$$CF_1 = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \left(\frac{f_{Go}}{f_{Lo}} \right)$$

$$CF_2 = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,7}$$

$$Fr_h = \frac{G^2}{g D \rho_h^2} \quad We_l = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_h}$$

Muller e Heck (1986):

$$\Delta p = CM_1 (1-x)^{1/3} + CM_2 (x)^3 \quad (35)$$

$$CM_1 = \Delta p_{Lo} + 2 x [\Delta p_{Vo} - \Delta p_{Lo}]$$

$$CM_2 = \Delta p_{Lo}$$

Yang e Webb (1996b):

$$f_{eq} = f_{lo} 0,435 \text{ Re}_{eq}^{0,12} \quad (36)$$

$$G_{eq} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right]$$

Zhang e Webb (2001):

$$\Delta p = \Delta p_{Lo} \Phi_{Lo}^2 \quad (37)$$

$$\Phi_{Lo}^2 = (1-x)^2 + 2,87 x^2 P_r^{-1} + 1,68 x^{-0,8} (1-x)^{0,25} P_r^{-1,64}$$

Modelo homogêneo:

$$\Delta p = f \frac{1}{2} \frac{G^2}{D \rho_h} \quad (38)$$

$$\rho_h = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1}$$

6.2.4.4. Modelos para a queda de pressão no lado do ar

O modelo selecionado para computar a queda de pressão no lado do ar foi o modelo de Chang et al. (2006), eqs. (39) à (43). Este modelo é encontrado, muitas vezes como parte de aplicações de *Computacional Dynamic Fluids* (CFD), para o cálculo da queda de pressão no ar (Perrotin e Clodic, 2004).

Chang et al. (2006) propõem uma correlação para a queda de pressão que consegue correlacionar os resultados de 1109 pontos experimentais com um desvio médio de 9,11%. Seu trabalho foi desenvolvido especificamente para geometrias de aletas com persianas (utilizaram dados para 91 modelos de louver-fin). Encontraram que sua correlação prevê de melhor maneira os dados experimentais quando comparados com os modelos disponíveis na literatura, sendo que as correlações de Davenport (1983) e Achaichia e Cowell (1988) mostram desvios médios de 17,5% e 102,5%, respetivamente.

O modelo de cálculo de Chang et al. (2006) é mostrado na tabela 38. O fator de atrito no lado do ar, expresso pela eq. (39), depende da geometria da superfície aletada e do número de Reynolds.

Tabela 38. Modelo para o cálculo do coeficiente de atrito no lado do ar.

Chang et al. (2006)	$f_{air} = \begin{cases} f_1 f_2 f_3 & \text{Re}_{Ps,per} \leq 130 \text{ e } 230 \leq \text{Re}_{Ps,per} \leq 5000 \\ \sqrt{\left((1+w) f_{\text{Re}_{Ps,per}=130}^2 + (1-w) f_{\text{Re}_{Ps,per}=230}^2 \right) / 2} & 130 < \text{Re}_{Ps,per} < 230 \end{cases} \quad (39)$
	$w = 3,6 - 0,02 \text{ Re}_{Ps,per} \quad (40)$
	$f_1 = \begin{cases} 14,39 \text{ Re}_{Ps,per}^{-0,805} \left(\frac{Ps_{alt}}{Ps_{per}} \right)^{1/L_{alt}} \left[\text{Log}_e \left(1,0 + \left(\frac{Ps_{alt}}{Ps_{per}} \right) \right) \right]^{3,04} & ; \text{Re}_{Ps,per} < 150 \\ 4,97 \text{ Re}_{Ps,per}^{0,6049-1,064/\theta_{per}^{0,2}} \left[\text{Log}_e \left(0,9 + \left(\frac{t_{alt}}{Ps_{alt}} \right)^{0,5} \right) \right]^{-0,527} & ; 150 < \text{Re}_{Ps,per} < 5000 \end{cases} \quad (41)$
	$f_2 = \begin{cases} \left[\text{Log}_e \left(0,9 + \left(\frac{t_{alt}}{Ps_{alt}} \right)^{0,48} \right) \right]^{-1,435} \left(\frac{D_h}{Ps_{per}} \right)^{-3,01} \left[\text{Log}_e (0,5 \text{ Re}_{Ps,per}) \right]^{-3,01} & ; \text{Re}_{Ps,per} < 150 \\ \left[\left(\frac{D_h}{Ps_{per}} \right) \text{Log}_e (0,3 \text{ Re}_{Ps,per}) \right]^{-2,966} \left(\frac{Ps_{alt}}{L_{per}} \right)^{-0,7931 (Ps_{sub}/Ps_{sub}^*)} & ; 150 < \text{Re}_{Ps,per} < 5000 \end{cases} \quad (42)$
	$f_3 = \begin{cases} \left(\frac{Ps_{alt}}{L_{per}} \right)^{-0,308} \left(\frac{W_{alt}}{L_{per}} \right)^{-0,308} \left(e^{-0,1167 Ps_{sub}/Dm} \right) (\theta_{per}^{0,35}) & ; \text{Re}_{Ps,per} < 150 \\ \left(\frac{Ps_{sub}}{Dm} \right)^{-0,0446} \text{Log}_e \left(1,2 + \left(\frac{Ps_{per}}{Ps_{alt}} \right)^{1,4} \right)^{-3,553} (\theta_{per}^{-0,477}) & ; 150 < \text{Re}_{Ps,per} < 5000 \end{cases} \quad (43)$

Detalhes da geometria das aletas e das persianas, como o passo da persiana (Ps_{per}), o passo do aletado (Ps_{alt}), o comprimento das aletas (L_{alt}), o ângulo de inclinação da persiana (θ_{per}), a espessura da aleta (t_{alt}), o diâmetro hidráulico (D_h), o comprimento das persianas (L_{per}), a largura das aletas (W_{alt}), o passo entre tubos ou flats (Ps_{tub}), o menor diâmetro, ou dimensão, para o flat (Dm), podem ser vistos na fig.68.

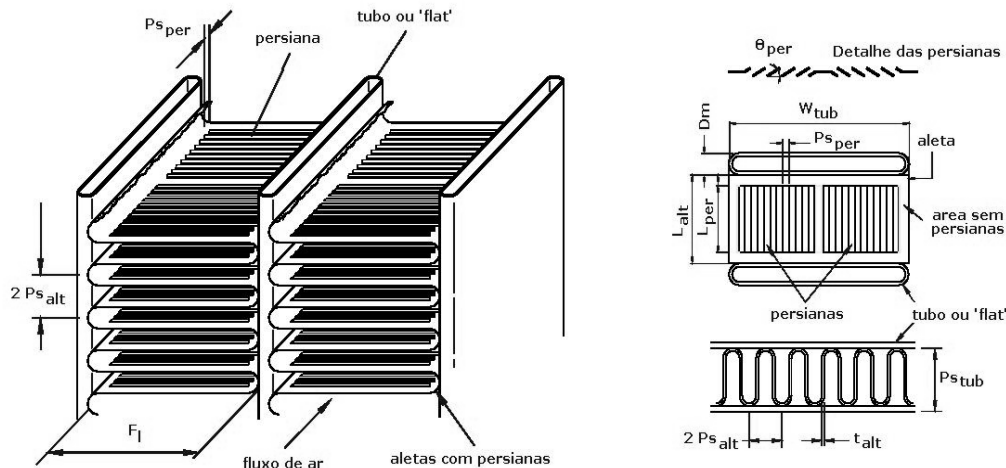


Figura 68. Geometria das aletas com persianas (adaptado de Chang et al. 2006).

6.2.5. Metodologia de Solução

A abordagem utilizada, para a simulação do condensador, é uma análise local. Por conseguinte, o condensador é dividido em certo número de elementos de controle. A discretização do condensador permite computar a influência da variação das propriedades termo-físicas do ar o do refrigerante, dos coeficientes de troca de calor, e dos fatores de atrito, pois estes parâmetros variam significativamente, devido ao processo de mudança de fase do refrigerante, ao longo do condensador.

Na fig.69 tem-se um condensador com “n” flats (eixo i). Cada flat é dividido em “m” segmentos de igual comprimento (eixo j). Cada elemento (i,j) possui um comprimento definido de flat (incluindo o conjunto de microcanais presentes) e metade da superfície aletada acima e abaixo que envolve o referido elemento. Considerar certos elementos com somente um lado aletado não tem maior impacto na solução global de troca de calor, pelo que este fato não foi levado em conta na simulação. Finalmente, tem-se uma matriz bi-dimensional de “n” x “m” elementos de controle.

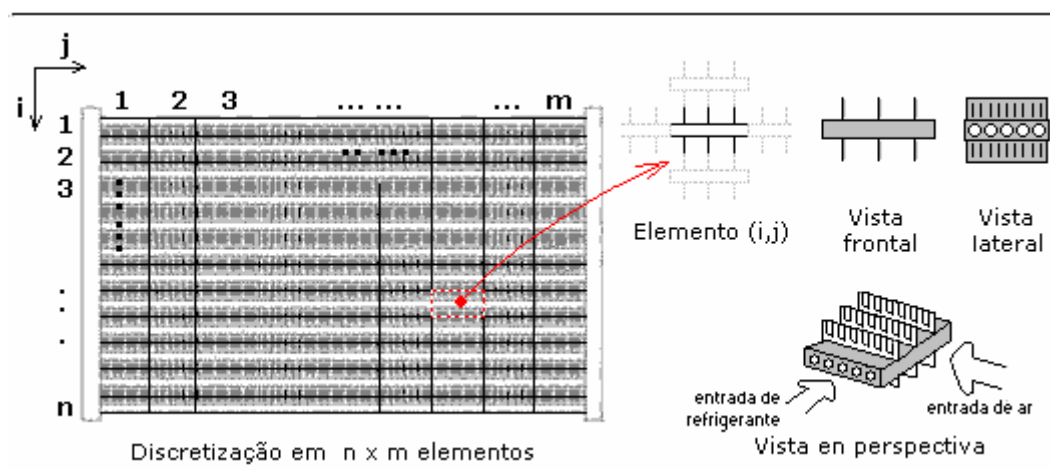


Figura 69. Sistema de coordenadas considerado para a Matriz de elementos de controle.

O arranjo de passes para o circuito define o caminho percorrido pelo refrigerante através do condensador. Deste modo é possível deduzir o trajeto do refrigerante através dos elementos de controle.

Na fig.70 tem-se um condensador com arranjo 4-2-2, a modo de ilustração, com cada *flat* dividido em 5 segmentos. Em cada passe, os elementos de controle são numerados (de maneira paralela), conforme o fluido refrigerante avança através deles. Isto a partir da informação do arranjo de circuito (4-2-2) e do número de divisões dos *flats*. Esta numeração indicará ao programa a ordem em que se devem resolver os elementos, o que é válido à distribuição uniforme de refrigerante nos coletores e às propriedades uniformes do ar sobre o condensador.

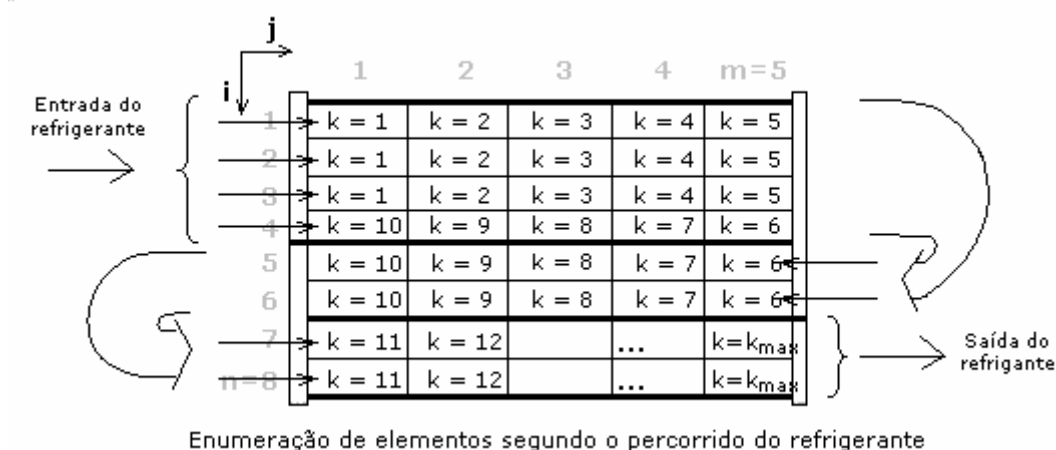


Figura 70. Definição do circuito e acompanhamento do fluxo do refrigerante.

Para um elemento de controle “k”, segundo o esquema genérico da fig.69 e levando em conta a enumeração dos elementos, as condições de entrada, dos fluidos, estariam definidas da maneira mostrada na tabela 39.

Tabela 39. Condições de entrada para um elemento genérico de controle.

$\dot{m}_{ref [k]} = \dot{m}_{ref-in-cond} / \text{número de "flats" em dito passe}$	(44)
$h_{ref-in [k]} = h_{ref-out [k]}$	(45)
$P_{ref-in [k]} = P_{ref-out [k]}$	(46)
$\dot{m}_{air [k]} = \dot{m}_{air-in-cond} / \text{número total de elementos de controle}$	(47)
$T_{air-in [k]} = T_{air-in-cond}$	(48)
$P_{air-in [k]} = P_{air-in-cond}$	(49)

Na definição da vazão mássica de um elemento tem-se em conta o fato de o fluido refrigerante ser redistribuído de maneira diferente, de acordo ao número de *flats*, em cada passe, eq. (44). A entalpia e a pressão de entrada, do fluido refrigerante em um elemento (k) serão iguais à entalpia e a pressão de saída do fluido refrigerante de um elemento anterior a jusante (k-1), eqs.(45) e (46).

No caso do ar, a vazão mássica é dividida pelo número total de elementos de controle presentes no condensador, eq. (47). Em todos os elementos, considera-se que a temperatura e pressão de entrada é igual à temperatura e pressão de entrada do ar no condensador.

Devido à dependência de propriedades entre elementos (propriedades de saída ser propriedades de entradas de outros elementos), a solução da matriz de elementos pode ser conduzida com os elementos em ordem conforme a enumeração dada a eles. Isto é, de maneira seqüencial.

Para cada elemento são resolvidos os modelos teóricos de transferência de calor e queda de pressão. Propriedades termofísicas do fluido refrigerante são calculadas por meio de consultas externas às subrotinas do programa *REFPROP* v7.0 (Lemmon et al. 2002). Para as propriedades do ar utilizaram-se correlações da ASHRAE (2002). As propriedades termofísicas dos fluidos são calculadas a partir dos valores médios (entre entrada e saída), para cada elemento.

Devido ao fato de não se ter dados na saída do elemento para calcular as propriedades médias do elemento, o elemento é resolvido de maneira iterativa até encontrar-se a solução. Como critério de convergência, considerou-se um erro de precisão de 0,001% na solução do balanço de energia de cada elemento. O maior erro encontrado após duas iterações, para um elemento, era da ordem de 0,0001%. Devido ao baixo custo computacional, fixou-se como critério de convergência, três iterações no mínimo ou um erro mínimo de 0,001% no balanço de energia, para minimizar os erros de propagação no momento de encontrar a solução global do condensador.

Na fig.71 mostra-se o algoritmo de solução da matriz de elementos de controle para o CDMC. Condições de operação do condensador, geometria do condensador e seu circuito são dados necessários. Num primeiro momento o condensador é discretizado. Para o primeiro elemento a ser resolvido, calculam-se as propriedades termofísicas do fluido refrigerante e do ar, com base nas propriedades médias no elemento. Com isto podem ser utilizadas as correlações de transferência de calor e queda de pressão para resolver o balanço de energia do elemento, assim como a queda de pressão em cada fluido (este processo é repetido até atingir o critério de convergência de solução de um elemento). Em seguida, se estabelecem as propriedades de saída do elemento, como propriedades de entrada do seguinte elemento. O processo é repetido para cada elemento de controle, seguindo a ordem da numeração.

A taxa de transferência de calor global do condensador será calculada como a somatória das taxas de transferência de cada dos elementos. A pressão e entalpia do fluido refrigerante serão iguais à pressão e temperatura do refrigerante encontrada na saída do último elemento. No caso do ar, considerou-se como temperatura e pressão de saída para o condensador como a média das temperaturas e pressões de saída nos elementos, respectivamente.

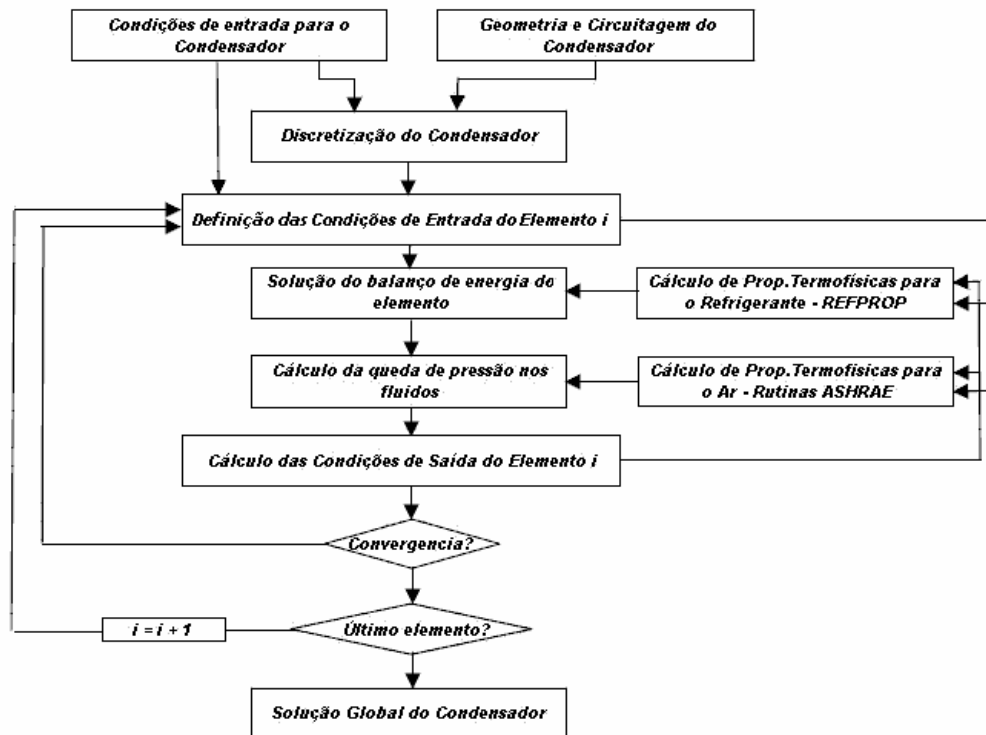


Figura 71. Algoritmo para a solução do condensador.

6.2.6. Dados de entrada e saída do programa

6.2.6.1. Dados de entrada

Para a simulação do CDMC, o programa requer a definição do tipo de fluido refrigerante (fluido simple ou mistura, fluidos que o compõem, e sua composição molar), as vazões mássicas de ar e de refrigerante, das condições de entrada de cada fluido (definidas pela pressão, a entalpia específica ou a temperatura), da definição de um circuito para o percurso do refrigerante (definido apartir do número de passes para o condensador e o número de *flats* para cada passe).

Adicionalmente, dados específicos da geometria do CDMC e de sua superfície aletada são necessários. O número de elementos em que se dividem os *flats*, necessário para a discretização do condensador, também, é considerado como dado de entrada.

Para o processo de simulação poderá ser selecionada uma combinação de qualquer um dos modelos teóricos implementados, mencionados anteriormente.

Um resumo dos dados de entrada, necessários para o processo de simulação, pode ser observado na tabela 40.

Tabela 40. Dados de entrada considerados necessários para a simulação do condensador de microcanais.

Seleção de Fluido refrigerante			Dimensões gerais		
Número de fluidos	1	[-]	Comprimento do condensador	768,35	[mm]
Fluidos	R134a	[-]	Número de microcanais por flat	19	[-]
Composição molar	0	[-]	Largura do microcanal	0,9	[mm]
			Altura do microcanal	0,9	[mm]
			Espessura da parede ao redor dos microcanais	0,145	[mm]
			Altura externa do flat	1,19	[mm]
Condições de contorno			Dimensões do aletado		
Vazão mássica do refrigerante	0,02943	[kg/s]	Ângulo da persiana	20	[graus]
Pressão de entrada do refrigerante	829,9	[kPa]	Passo da aleta	1,5875	[mm]
Entalpia de entrada do refrigerante	446,55	[kJ/kg]	Comprimento da aleta	8,6	[mm]
Vazão mássica de ar	1,579	[kg/s]	Largura do flat	20	[mm]
Pressão de entrada do ar	100,6	[kPa]	Comprimento da persiana	6,3	[mm]
Temperatura de entrada do ar	24,59	[°C]	Passo dos flats	10,37	[mm]
Umidade relativa do ar	0,4	[-]	Espessura da aleta	0,5	[mm]
			Passo da persiana	0,7	[mm]
Circuito			Condutividade térmica do material		
Número de passes no condensador	5	[-]	Condutividade térmica do alumínio	209,3	[W/m.K]
Número de flats por passe	13 9 7 5 4	[-]			
Número de elementos por flat	12	[-]			

6.2.6.2. Dados de saída

Mediante o processo de simulação o programa encontra as condições de saída do fluido refrigerante e do ar, a taxa de transferência de calor entre os fluidos, e a queda de pressão em cada um dos fluidos.

Devido ao fato de a análise ser realizada de maneira local, tem-se informação disponível sobre as propriedades e condição dos fluidos em cada elemento de flats controle do condensador. Portanto, a variação destes parâmetros ao longo do condensador pode ser registrada.

A modo de exemplo, mostra-se, a seguir, parte dos resultados obtidos da simulação. Consideraram-se como condições de entrada para o teste as correspondentes ao ponto de operação denominado 07LSH35 (O 07LSH35 forma parte do banco de dados experimentais disponíveis para este trabalho, que será mencionado em detalhe numa seção posterior do texto).

Para o caso mencionado, na fig.72.a observa-se como variaram os coeficientes convectivos no lado do ar e no lado do refrigerante e sua influência no produto UA . Na fig.72.b mostra-se a perda de carga do refrigerante e o calor trocado entre os fluidos, mostrado de maneira acumulativa na medida em que se avança ao longo da solução dos elementos do condensador. O eixo x, em estas

duas figuras, representa a ordem de resolução dos elementos, isto é, a numeração dos elementos, o que nos indica o caminho percorrido pelo refrigerante. No lado esquerdo das figuras seriam as condições de entrada no condensador, e no lado direito as condições de saída do condensador.

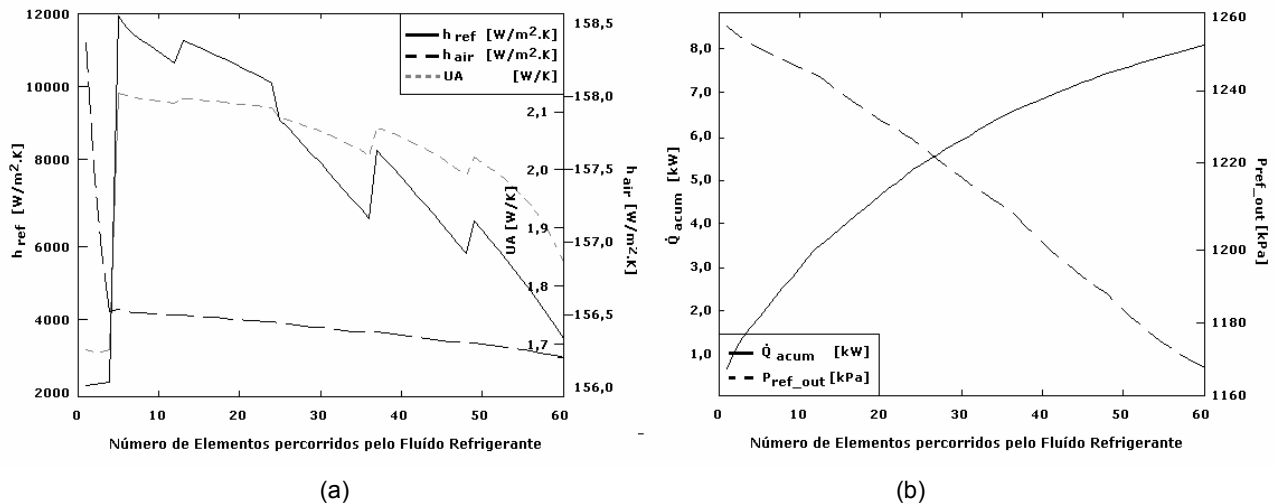


Figura 72. Variação de parâmetros ao longo do condensador (07LSH35).

Para o mesmo teste, na fig.73.a mostra-se um esquema do condensador, de circuito com 5 passes, e a entrada do fluido refrigerante pela parte superior esquerda e saída pela parte inferior direita. Nesta figura, fig.73.a, mostra-se a variação do título do refrigerante ao longo do trocador de calor (o qual fornece uma idéia das parcelas ocupadas pelo líquido subresfriado, pela mistura bifásica e pelo vapor superaquecido).

Na fig.73.b visualiza-se a predição do campo de temperatura para o ar após seu passo pelo condensador, isto a partir dos valores de saída de temperatura para o ar em cada elemento resolvido.

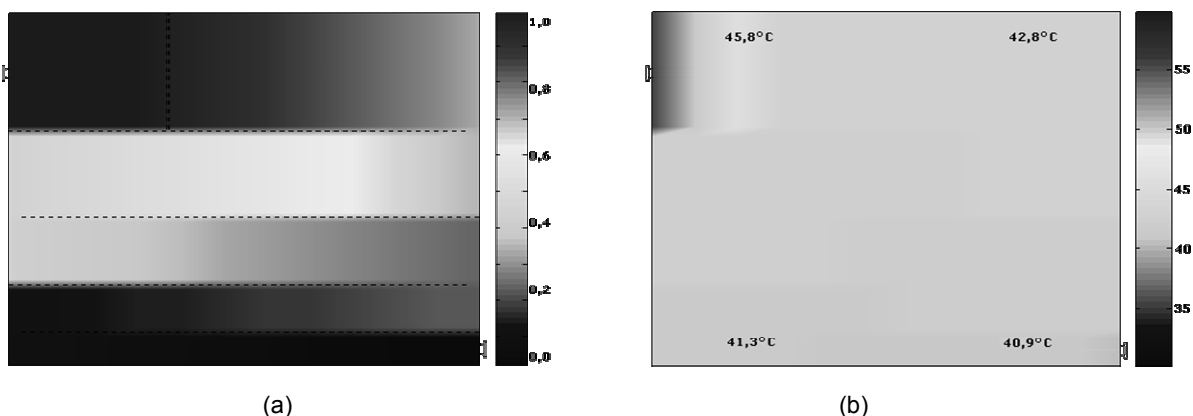


Figura 73. Variação do título e campo de temperatura para o ar (Test.07LSH35).

6.2.7. Teste de discretização

O grau de discretização, ou seja, o número de divisões considerado por *flat* ao longo de seu comprimento, influenciará na precisão dos resultados globais. Isto devido ao fato de existir um erro numérico acumulativo proveniente dos erros de precisão da aproximação da solução em cada elemento.

Testes de sensibilidade, relativos à influência da discretização no balanço global de energia e na queda de pressão do condensador foram realizados. Encontraram-se erros de precisão menores que 0,5% no balanço global de energia (o que representa uma ordem de 0,01kW) quando o *flat* é dividido em 4 ou mais elementos. Erros de precisão menores que 1,0% (o que representa uma ordem de 1,0 kPa) foram encontrados para a queda de pressão a partir de 16 divisões por *flat*. Para visualização, na fig.74.a mostra-se a influência do número de elementos em que é dividido o *flat* sobre o erro de predição, em percentual, da taxa de transferência de calor e a queda de pressão no lado do refrigerante, e na fig.74.b sobre os valores absolutos de predição. Estes resultados foram encontrados para o ponto de operação mencionado (07LSH35), se considerando: 4, 8, 12, 16 até 40 divisões por *flat*.

Um valor de 20 divisões por *flat* foi então considerado, em todos os testes de simulação realizados, com o fim de garantir um grau de precisão adequado à solução de todo o condensador.

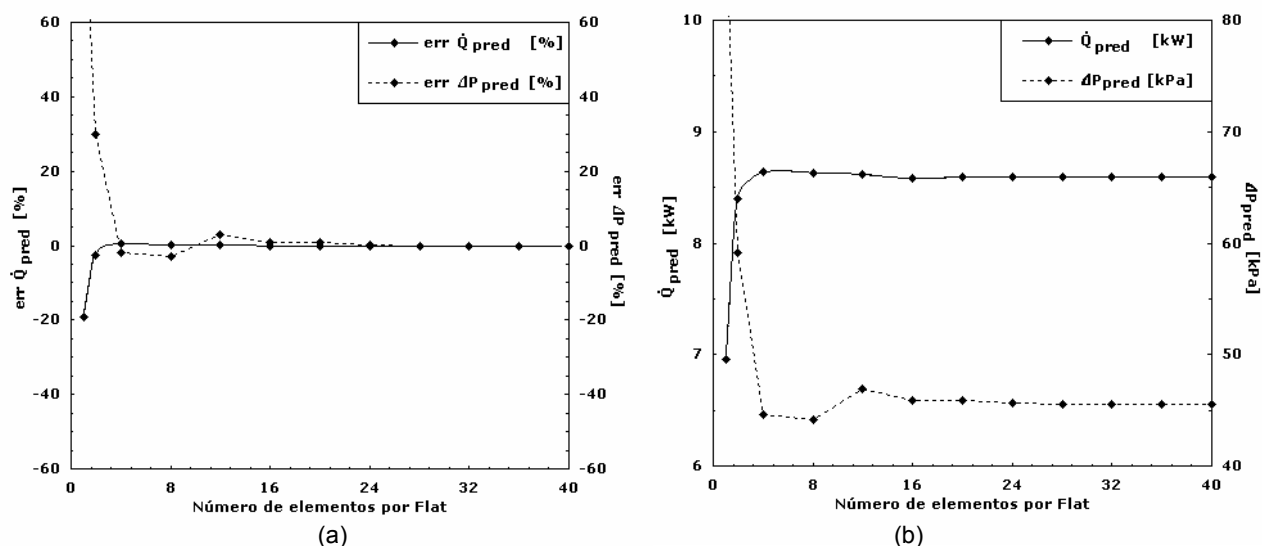


Figura 74. Análise de sensibilidade na solução do sistema (Test.07 LSH35).

6.3. Validação com dados experimentais

Dados experimentais para dois modelos de CDMC, com diâmetros hidráulicos da ordem de 1,0mm, instalados em sistemas de condicionamento de ar automotivo, trabalhando com R134a, Fluid-H (Spatz, 2006) e 1234yf (Spatz, 2007), foram utilizados para a validação do modelo de simulação desenvolvido no presente trabalho. Uma análise estatística foi realizada com o fim de encontrar o conjunto de modelos teóricos que conseguiria prever de melhor maneira os resultados experimentais.

6.3.1. Plano de Testes realizado

Para cada dado experimental (condição de operação e resultados) realizou-se sua predição numérica considerando cada uma das combinações de modelos teóricos mostradas na tabela 41. Isto com a intenção de explorar a influência dos modelos teóricos na zona bifásica para o fluido refrigerante nas predições globais de simulação do condensador. O uso de outros modelos teóricos para a fase líquida do fluido refrigerante não apresenta maior impacto nos resultados globais da simulação do condensador, conforme foi observado durante o período de desenvolvimento do modelo, pelo que não serão considerados.

Tabela 41. Combinações de modelos teóricos para a transferência de calor e queda de pressão que foram utilizadas nas simulações.

Testes	Modelos para as queda de pressão			Modelo para os coeficientes convectivos		
	Ar		Refrigerante	Ar		Refrigerante
	Simple fase		Zona de condensado	Simple fase		Zona de condensado
Sim. 01	Chang (2006)	Churchill (1977)	Zang e Webb (2001)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Moser et al (1998)
Sim. 02	Chang (2006)	Churchill (1977)	Zang e Webb (2001)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Dobson e Chato (1998)
Sim. 03	Chang (2006)	Churchill (1977)	Zang e Webb (2001)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Shah (1979)
Sim. 04	Chang (2006)	Churchill (1977)	Zang e Webb (2001)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Cavallini e Zecchin (1974)
Sim. 05	Chang (2006)	Churchill (1977)	Zang e Webb (2001)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Traviss et al (1973)
Sim. 06	Chang (2006)	Churchill (1977)	Zang e Webb (2001)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Chen et al (1987)
Sim. 07	Chang (2006)	Churchill (1977)	Yang e Webb (1996)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Donson e Chato (1998)
Sim. 08	Chang (2006)	Churchill (1977)	Muller et al (1986)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Donson e Chato (1998)
Sim. 09	Chang (2006)	Churchill (1977)	Friedel (1979)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Donson e Chato (1998)
Sim. 10	Chang (2006)	Churchill (1977)	Zang e Webb (2001)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Donson e Chato (1998)
Sim. 11	Chang (2006)	Churchill (1977)	Chisholm (1973)	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Donson e Chato (1998)
Sim. 12	Chang (2006)	Churchill (1977)	Modelo homogêneo	Chang et al (1997)	Gnielinski (1979)	Donson e Chato (1998)

6.3.2. Dados experimentais

Dois conjuntos de dados experimentais, cada um deles para um tipo de CDMC, aos quais se denominará CD1 (CDMC de um primeiro modelo) e CD2 (CDMC de um segundo modelo) foram disponibilizados pela Honeywell Inc. para validação do modelo de simulação de CDMC's.

6.3.2.1. Dados experimentais para o CD1 utilizando R134a e Fluid-H

O primeiro conjunto de dados experimentais foi coletado nos laboratórios da *Creative Thermal Solutions* (USA) e da *University of Illinois* (USA) para o CD1 (fig.75), utilizando R134a e Fluid-H (novo fluido refrigerante experimental com ultra baixo GWP), para velocidades mássicas entre 40 e 1500 kg.m²/s.

Estes testes experimentais foram realizados conforme as normas da *SAE CRP Test Program* (SAE-J2765 e SAE-J2766), que normatizam as condições ambientais e de operação para testes específicos em sistemas de condicionamento de ar automotivo. A denominação adotada para os nomes dos testes experimentais foi a mesma recomendada nas normas mencionadas.

O CD1 possui um comprimento de 768,35 mm e um arranjo de passes 13-9-7-5-4. Cada *flat* abriga 19 microcanais, sendo que cada um de estes microcanais tem um diâmetro hidráulico de 0,9 mm. O CD1 possui um arranjo de passes 13-9-7-5-4 (o fluido refrigerante escoa num primeiro passe através de 13 *flats* paralelos até o outro lado do condensador, seguidamente retorna através de 9 *flats* paralelos, e de maneira similar nos seguintes passes, até abandonar o condensador), conforme mostrado na fig.75.

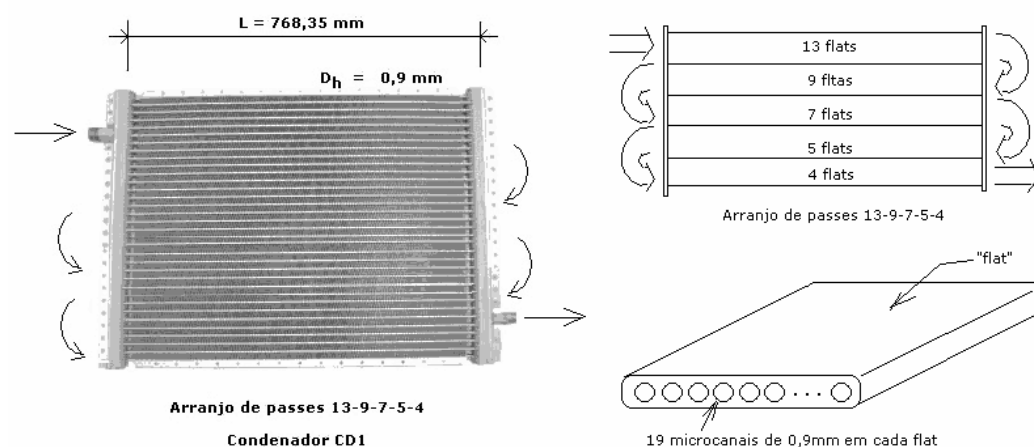


Figura 75. Geometria do Condensador CD1.

O resumo de dados experimentais de interesse para o CD1 quando operando com R134a é mostrado na tabela 42. Têm-se 16 pontos experimentais neste caso. Na primeira coluna da tabela 42 observa-se a denominação dos testes segundo as normas mencionadas anteriormente, da segunda à oitava colunas mostram-se as condições de operação para os testes, e da nona à décimo-segunda colunas mostram-se os resultados obtidos para estes testes.

De maneira similar, um conjunto de 16 pontos experimentais para o CD1 sob similares condições de operação, quando operando com Fluid-H foram disponibilizados para uso no presente trabalho.

Tabela 42. Dados experimentais para o CD1, utilizando R134a.

Testes	$\dot{m}_{ref}$ [kg/s]	$\dot{m}_{air}$ [kg/s]	p_{ref_in} [kPa]	T_{ref_in} [°C]	p_{air_in} [kPa]	T_{air_in} [°C]	ϕ_{air_in} [-]	Δp_{ref} [kPa]	T_{ref_out} [°C]	Δp_{air} [Pa]	T_{air_out} [°C]
01 ISH60	0,0358	0,5056	2393,00	102,00	100,70	60,23	0,40	23,61	69,42	17,86	70,83
02 ISH45	0,0355	0,5063	1731,00	85,90	100,70	44,91	0,40	29,84	56,59	17,02	56,20
03 LSH45	0,0475	1,0130	1649,00	91,65	100,80	44,87	0,40	50,43	52,95	49,80	52,96
04 HSH45	0,0539	1,5720	1618,00	103,60	100,80	44,73	0,40	64,52	50,54	96,82	51,29
05 ISH50	0,0326	0,5045	1888,00	89,32	100,70	50,15	0,40	24,55	59,76	17,31	60,23
06 ISH35	0,0324	0,5067	1324,00	73,81	100,60	34,62	0,40	31,49	46,56	16,52	45,40
07 LSH35	0,0425	1,0180	1258,00	81,61	100,80	35,06	0,40	53,23	44,59	47,97	42,53
08 HSH35	0,0475	1,5430	1242,00	95,74	100,80	35,13	0,40	67,91	42,01	90,07	41,23
09 ISH40	0,0279	0,5044	1427,00	77,47	100,90	40,01	0,40	22,55	49,30	16,55	49,12
10 ISH25	0,0250	0,5081	942,30	62,40	100,80	24,75	0,40	26,89	35,12	15,53	33,29
11 LSH25	0,0288	1,0160	856,10	60,20	100,60	24,57	0,40	35,24	30,07	45,26	29,56
12 HSH25	0,0294	1,5790	829,90	62,06	100,60	24,59	0,40	35,19	27,20	88,02	28,04
13 ISH30	0,0080	0,5034	842,50	46,87	100,80	30,02	0,40	9,69	33,70	15,49	32,56
14 ISH15	0,0066	0,5046	528,80	31,73	101,10	14,69	0,40	9,71	17,55	14,39	16,97
15 LSH15	0,0061	1,0190	505,30	37,43	101,00	14,66	0,40	9,60	15,82	42,23	15,79
16 HSH15	0,0095	1,5750	514,60	44,25	100,80	15,51	0,40	10,49	16,44	82,85	16,35

6.3.2.2. Dados experimentais para o CD2 utilizando R134a e 1234yf

O segundo conjunto de dados experimentais foi coletado no *Refrigerants Applications Laboratory* do *Buffalo Research Center* (USA) para o CD2 (fig.76), utilizando R134a e 1234yf (novo fluido refrigerante experimental com ultra baixo GWP), para velocidades mássicas entre 15 a 1400 kg.m²/s. Estes testes experimentais foram, também, realizados conforme as normas da *SAE CRP Test Program*. O CD2 tem um comprimento menor, de 552,45mm, e um arranjo de passes 37-5. Cada *flat* abriga 10 microcanais, sendo que cada um de estes microcanais tem um diâmetro hidráulico de 1,0 mm. Na fig.76 mostra-se em detalhe o CD2.

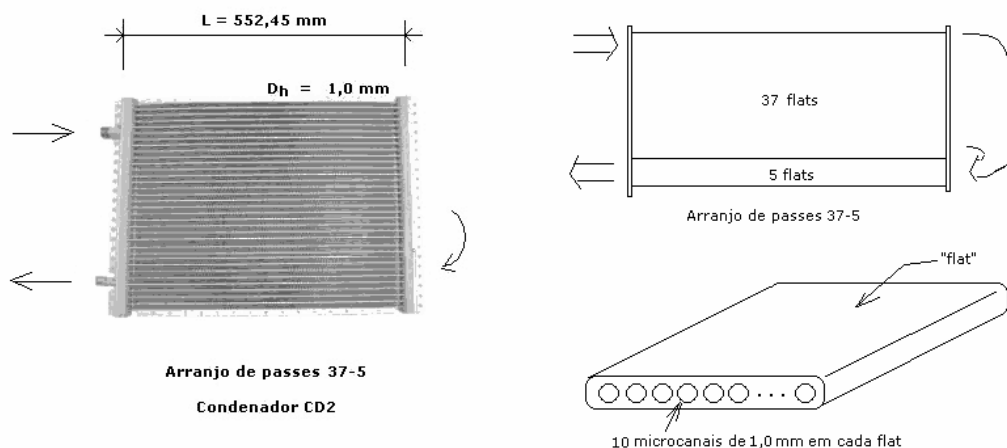


Figura 76. Geometria do Condensador CD2.

De maneira semelhante, um resumo de dados experimentais, de interesse para o CD2 quando operando com R134a é mostrado na tabela 43. Tem-se 32 pontos experimentais neste caso. De maneira similar um conjunto de 32 pontos experimentais para o CD2, sob condições similares de operação, com 1234yf, foi disponibilizado para uso no presente trabalho.

Tabela 43. Dados experimentais para o CD2, utilizando R134a.

Testes	$\dot{m}_{ref}$ [kg/s]	$\dot{m}_{air}$ [kg/s]	p_{ref_in} [kPa]	T_{ref_in} [°C]	p_{air_in} [kPa]	T_{air_in} [°C]	ϕ_{air_in} [-]	Δp_{ref} [kPa]	T_{ref_out} [°C]	Δp_{air} [Pa]	T_{air_out} [°C]
01 I45	0,0258	0,3295	1911,93	88,67	98,99	45,01	0,40	46,77	54,95	14,47	58,70
02 L45	0,0361	0,4396	2049,09	97,64	99,02	45,00	0,40	86,06	57,31	24,92	59,72
03 M45	0,0391	0,6622	1904,55	104,36	99,17	44,97	0,40	95,61	54,51	48,75	56,67
04 H45	0,0431	0,8771	1883,10	119,18	98,51	44,95	0,40	117,52	54,11	75,89	55,28
05 I50a	0,0283	0,3216	2195,72	96,28	98,54	49,96	0,40	54,68	61,39	14,93	64,50
06 I35a	0,0285	0,3378	1594,68	81,36	98,49	35,00	0,40	55,26	46,28	14,94	50,92
07 L35a	0,0398	0,4561	1730,97	92,16	98,99	35,03	0,40	99,24	49,09	25,15	52,26
08 M35a	0,0436	0,6820	1603,75	97,77	98,99	34,99	0,40	118,08	46,73	49,39	48,10
09 H35a	0,0476	0,9043	1596,02	113,48	98,56	35,02	0,40	142,95	45,84	76,37	46,64
10 I40c-3C	0,0221	0,3327	1601,44	79,53	98,40	39,97	0,40	35,59	47,62	14,30	52,05
11 I40c-10C	0,0168	0,3360	1506,01	77,76	98,98	39,99	0,40	21,76	45,54	14,58	48,44
12 I40a-3C	0,0252	0,3371	1691,15	82,49	99,02	39,98	0,40	44,06	49,47	14,96	53,56
13 I40a-10C	0,0252	0,3371	1691,15	82,49	99,02	39,98	0,40	44,06	49,47	14,96	53,56
14 I25a-3C	0,0255	0,3520	1193,53	67,63	98,76	25,03	0,40	44,07	34,37	15,24	39,64
15 I25a-10C	0,0251	0,3545	1268,42	67,58	99,06	24,99	0,40	46,41	35,23	15,18	37,46
16 L25a-3C	0,0336	0,4704	1265,35	81,50	99,03	25,03	0,40	73,84	36,15	26,28	40,24
17 L25a-10C	0,0243	0,4730	1161,54	67,33	98,94	25,09	0,40	43,87	32,46	26,13	34,79
18 M25a-3C	0,0385	0,7062	1286,33	79,38	98,90	25,01	0,40	102,89	35,05	49,51	35,05
19 M25a-10C	0,0242	0,7075	1052,19	64,30	98,95	25,03	0,40	45,59	30,05	48,99	31,71
20 H25a-3C	0,0377	0,9383	1197,40	80,94	98,54	25,03	0,40	101,92	32,73	75,97	32,62
21 H25a-10C	0,0240	0,9413	1014,23	68,55	98,94	24,95	0,40	44,77	28,97	74,56	30,23
22 I30-3C	0,0177	0,3453	1191,74	61,26	98,81	29,97	0,40	22,38	35,89	14,73	38,53
23 I30-10C	0,0049	0,3480	852,97	66,44	99,07	30,02	0,40	2,21	33,02	14,50	32,66
24 I15-3C	0,0149	0,3670	752,25	43,39	98,96	15,04	0,40	18,98	20,28	15,17	22,35
25 I15-10C	0,0044	0,3642	551,41	50,18	98,71	14,97	0,40	2,11	16,09	14,72	17,58
26 L15-3C	0,0149	0,4859	722,12	43,79	99,01	14,99	0,40	18,48	19,42	24,71	20,79
27 L15-10C	0,0045	0,4824	544,77	54,25	98,61	15,06	0,40	1,78	16,06	24,18	17,11
28 M15-3C	0,0151	0,7373	674,17	42,76	99,03	14,90	0,40	21,03	18,23	49,16	18,88
29 M15-10C	0,0045	0,7246	535,12	57,09	98,48	15,03	0,40	3,84	15,85	47,51	16,43
30 H15-3C	0,0154	0,9835	665,14	46,09	99,22	14,95	0,40	22,27	17,98	75,66	18,27
31 H15-10C	0,0047	0,9779	532,55	64,05	99,07	15,08	0,40	3,86	16,08	74,42	15,98
32 charge	0,0462	0,8925	1698,17	94,73	98,56	39,96	0,40	127,81	49,54	75,85	50,02

6.3.2.3. Comentários sobre os dados experimentais

Todos os dados experimentais foram coletados em ambientes controlados, que simularam as condições ambientes de operação mencionadas na *SAE CRP Test Program* (SAE-J2765 e SAE-J2766). Na fig.77 mostra-se um esquema das câmaras de climatização, para os ambientes externo e interno, utilizadas nas experiências, pela Honeywell.

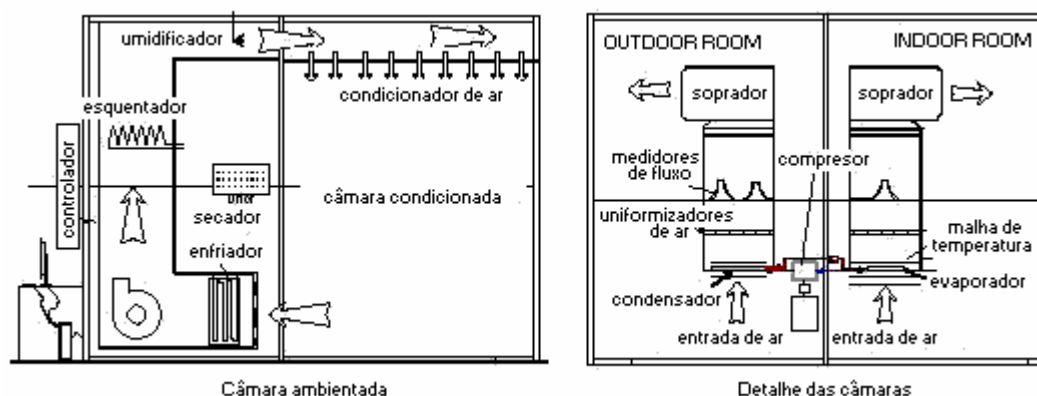


Figura 77. Esquemas da câmara controlada de climatização e da bancada experimental.

Detalhes de interesse referentes à precisão dos instrumentos utilizados nas medições são listados na tabela 44. Segundo o *Refrigerants Applications Laboratory* do *Buffalo Research Center* (USA) garante-se um erro de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ nas medições de temperatura e um erro menor que 5,0% nos balanços de energia (Spatz, 2007), e que estes valores podem ser considerados para todos os conjuntos de dados experimentais disponibilizados.

Tabela 44. Detalhe da instrumentação utilizada e sua precisão.

Medidas	Instrumento	Marca / Modelo	Escala	Precisão
Instrumentação no lado do refrigerante				
Temperatura (entrada e saída de todos os componentes)	Termopar Tipo T	Omega	-20°C - 125°C	$\pm 0,2^{\circ}\text{C}$
Queda de pressão (trocadores e nas linhas do refrigerante)	Transdutor de pressão diferencial	Honeywell FP2000	0 - 5 psid 0 - 15 psid 0 - 50 psid	0,1% FS
Pressão absoluta (entrada e saída de todos os componentes)	Transdutor de pressão	Honeywell TJE	0 - 300 psia 0 - 500 psia	0,1% FS
Vazão de refrigerante (no dispositivo de expansão)	Fluxômetro Coriolis	Micromotion CMF025	0 - 3 g/sec 0 - 3 g/sec	0,0005 g/sec
Vazão (refrigerante no ciclo)	Fluxômetro Coriolis	Micromotion CMF025	0 - 600 g/sec	0,1% medida
Torque e velocidade (compressor)	Torquímetro digital MCRT	Himmelstein & Company	0 - 56,5 N-m	0,1% FS
Instrumentação no lado do ar				
Pressão atmosférica (câmaras acondicionadas)	Barômetro eletrônico de alta precisão	Omega PX02K1-26A5	26 - 32 inHg	0,25% FS
Ponto de condensação (entrada do condensador)	Sensor óptico para o Dew point	Omega RHB-3	-40°C - 24°C	$\pm 0,2^{\circ}\text{C}$
Ponto de condensação (entrada e saída do evaporador)	Sensor óptico e Higrômetro 1200APS	General Eastern	-80°C - 85°C	$\pm 0,2^{\circ}\text{C}$
Queda de pressão (trocadores e tuneis de vento)	Transdutor de pressão diferencial	Omega PX853	0 - 1" H ₂ O 0 - 2" H ₂ O 0 - 3" H ₂ O	0,5% FS
Malhas de temperatura (entrada e saída dos trocadores)	Termopar Tipo T	Omega	-20°C - 125°C	$\pm 0,2^{\circ}\text{C}$
Medida de condensado (evaporador)	Escala Bench	Mettler-Toledo PBA-430	0 - 30 kg	

(*) Todos os instrumentos foram calibrados e/ou testados por precisão.

6.3.3. Comentários das comparações com os dados experimentais

A influência de se utilizar diferentes modelos para a região monofásica não se reflete nos resultados globais, sendo praticamente desprezível ao se comparar com o impacto dos modelos para a zona bifásica, a qual influi de maneira apreciável nos resultados globais, por ocupar a maior parte do condensador.

Por isso, com a intenção de avaliar os diferentes modelos teóricos para a parte bifásica, compararam-se os erros de predição da taxa de transferência de calor e da queda de pressão no lado do refrigerante, simulando as mesmas condições de operação dos dados experimentais, para o CD1, utilizando R134a e Fluid-H, figs.78 e 79, e para o CD2 utilizando R134a e 1234yf, figs.80 e 81, respectivamente.

As tabelas 45 a 48 apresentam o resumo da análise estatística das comparações entre dados experimentais e as predições numéricas. Mostra-se o erro mínimo percentual (MIN), o erro máximo percentual (MAX), o erro médio percentual (MPE), o erro médio percentual absoluto ($MAPE$), o erro quadrático médio percentual ($RMSPE$), e o fator de correlação (R) na comparação dos dados experimentais e as respectivas predições realizadas pelo simulador.

As simulações, da Sim.01 à Sim.06, comparam os resultados dos modelos teóricos vinculados à predição da taxa de transferência de calor, considerando fixo um modelo teórico de desempenho aceitável para a queda de pressão. De similar maneira, as simulações da Sim.07 à Sim.12 comparam os modelos teóricos vinculados à predição da queda de pressão no lado do refrigerante, considerando fixo um modelo teórico para o coeficiente convectivo de transferência de calor.

No caso dos modelos de predição do coeficiente convectivo de transferência de calor no lado do refrigerante, encontrou-se que os modelos de Chen et al. (1987) e de Moser et al. (1998), subestimam os valores das taxas de transferência de calor, quando comparados aos resultados experimentais. Isto devido a que estes modelos subestimam os valores do coeficiente de transferência de calor.

Os resultados da tabela 46 não serão considerados determinantes na comparação dos modelos que influenciam a transferência de calor, pois, como pode ser observado neste caso, todos os modelos aparentemente superestimam a taxa de transferência de calor. Provavelmente, um parâmetro externo está influenciando estes resultados. Recomenda-se, para toda aquisição de dados de maneira experimental, se implementar uma maneira de verificar se os dados levantados se encontram dentro do valor esperado. Uma solução seria introduzir um fator de correção sobre algum dos parâmetros adquiridos a fim de ajustar os dados finais.

O uso dos modelos de Dobson e Chato (1998), de Shah (1979), de Cavallini e Zecchin (1974), ou de Traviss et al. (1973) levam a uma excelente concordância da predição da taxa de transferência de calor, quando comparados aos dados experimentais.

O uso do modelo de Dobson e Chato (1998), mesmo sendo desenvolvido a partir de dados obtidos com diâmetros pequenos e levando em conta padrões de escoamento bifásico, leva desvantagem ao ser comparado com os resultados dos modelos de Shah (1979), Cavallini e Zecchin (1974), ou de Traviss et al. (1973), para o caso do CD2. Isto é devido ao fato de que, para a geometria do CD2, a maior parte do condensador é ocupada pelo fluido refrigerante com vazões mássicas elevadas, em comparação com as vazões mássicas no interior do CD1. Por conseguinte, zonas maiores com regime anular tornam-se mais prováveis, motivo pelo qual, mostra-se favorecido o uso dos modelos de Shah (1979), Cavallini e Zecchin (1974), ou de Traviss et al. (1973), que foram desenvolvidos, em sua maioria, com uma quantidade consideráveis de dados experimentais para regime anular. A comparação entre estes modelos será considerada válida dentro dos valores de diâmetro hidráulico, e para as condições de testes experimentais consideradas no presente trabalho.

Finalmente, os modelos de Dobson e Chato (1998), Shah (1979), Cavallini e Zecchin (1974), e Traviss et al. (1973) permitem uma melhor concordância na predição da taxa de transferência de calor, da ordem de 6,6%, 6,06%, 5,49%, e 4,69%, respectivamente, sendo que o modelo de Shah (1979) apresenta uma melhor acurácia (conforme mostram os valores de R) e precisão (conforme mostram os valores de MIN , MAX , MPE , $MAPE$, e $RMSPE$).

Como pode ser observado, o uso de um modelo não adequado para a predição do coeficiente convectivo no lado do fluido refrigerante para a zona bifásica pode originar erros superiores a 10% na predição global da taxa de transferência de calor do CDMC.

No caso dos modelos utilizados para a predição da queda de pressão, o modelo homogêneo não se mostrou adequado para simulação de microcanais (como fora mostrado por Tripplet et al. 1999). De qualquer forma, este modelo foi considerado nas simulações com fonte de comparação. O modelo homogêneo mostra uma concordância pobre e elevada dispersão para os dados do CD1, com erros absolutos da ordem de 100%. Porém, quando se observam os erros para os dados do CD2, o modelo tem um desempenho aceitável. Isto é devido ao fato de a queda de pressão no CD2 ser de uma ordem de grandeza 4 vezes menor que no CD1. Sendo que para uma ordem de queda de pressão pequena, os erros para todos os modelos ficam diminuídos e pouco diferenciáveis entre si, tornando, aparentemente, o modelo homogêneo aceitável (certamente limitado à faixa de queda de pressão analisada). Esta diferença nos erros, para o modelo homogêneo, pode ser vista comparando as figs.78 à 81, e a informação das tabelas 45 à 48.

Considerando os resultados das tabelas 45 e 46, tem-se que os modelos de Yang e Webb (1996) e Chisholm (1973) levam a superestimar a perda de carga (no caso do CD1 têm-se erros de 125% e 76%, em média, quando operando R134a e Fluid-H, respectivamente).

Os modelos de Muller et al. (1986), Friedel (1979) e Zhang e Webb (2001) mostram uma predição aceitável da perda de carga, quando comparados com os outros modelos. Porém, dentre estes modelos, o modelo de Zhang e Webb (2001) apresenta, em geral, uma melhor acurácia e precisão. Cabe ressaltar que este modelo foi desenvolvido a partir de dados experimentais adiabáticos em microcanais.

Como pode ser observado, o uso de um modelo não adequado para a predição da queda de pressão no lado do fluido refrigerante para a zona bifásica pode conduzir a erros de predição superiores a 200% para a queda de pressão no lado do fluido refrigerante, no CDMC.

Perdas de carga por variação de quantidade de movimento e por diferença de altura foram desprezíveis. Em todos os testes de simulação estas perdas de carga representavam menos que 0,02% com respeito à perda de carga total no condensador. Por este motivo, não foram consideradas na presente modelagem. O mesmo aconteceu com as perdas de carga por expansão e contração nos coletores.

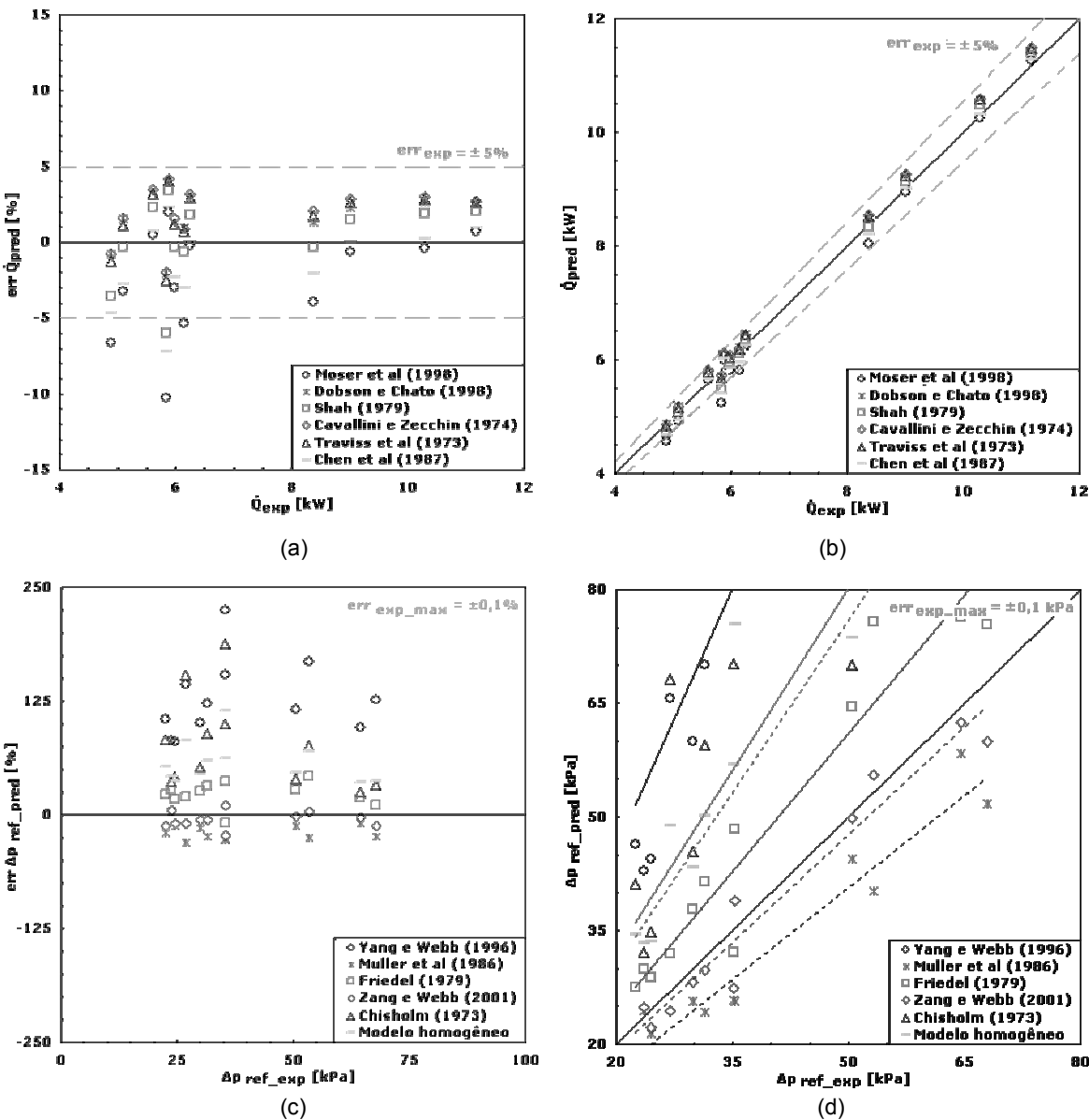


Figura 78. Comparação entre valores previstos pelas simulações e os dados experimentais, para o CD1 utilizando R134a.

Tabela 45. Estatísticas de erro de comparação dos modelos teóricos, para o CD1 utilizando R134a.

Erros na predição da Taxa de transferência de Calor		MIN	MAX	MPE	MAPE	RMSPE	R
Casos	(considerando fixa a correlação de Zang e Webb, 2001).	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[-]
Sim. 01	Moser et al (1998)	-10,27	1,98	-2,55	3,08	4,27	0,9959
Sim. 02	Dobson e Chato (1998)	-2,08	3,99	1,85	2,12	2,32	0,9991
Sim. 03	Shah (1979)	-6,03	3,36	0,15	2,01	2,58	0,9979
Sim. 04	Cavallini e Zecchin (1974)	-1,97	4,19	1,90	2,35	2,56	0,9991
Sim. 05	Traviss et al (1973)	-2,50	3,99	1,59	2,21	2,41	0,9990
Sim. 06	Chen et al (1987)	-7,17	2,27	-1,48	2,18	2,97	0,9979
Erros na predição da Queda de pressão no refrigerante		MIN	MAX	MPE	MAPE	RMSPE	R
Casos	(considerando fixa a correlação de Dobson e Chato, 1998).	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[-]
Sim. 07	Yang e Webb (1996)	80,86	224,43	126,65	126,65	132,65	0,9232
Sim. 08	Muller et al (1986)	-30,42	3,77	-18,31	18,93	20,56	0,9672
Sim. 09	Friedel (1979)	-8,75	42,40	22,72	24,18	26,01	0,9596
Sim. 10	Zang e Webb (2001)	-21,99	10,70	-4,92	8,36	9,90	0,9762
Sim. 11	Chisholm (1973)	25,08	187,83	76,35	76,35	90,53	0,7101
Sim. 12	Modelo homogêneo	36,08	114,13	56,95	56,95	61,08	0,9309

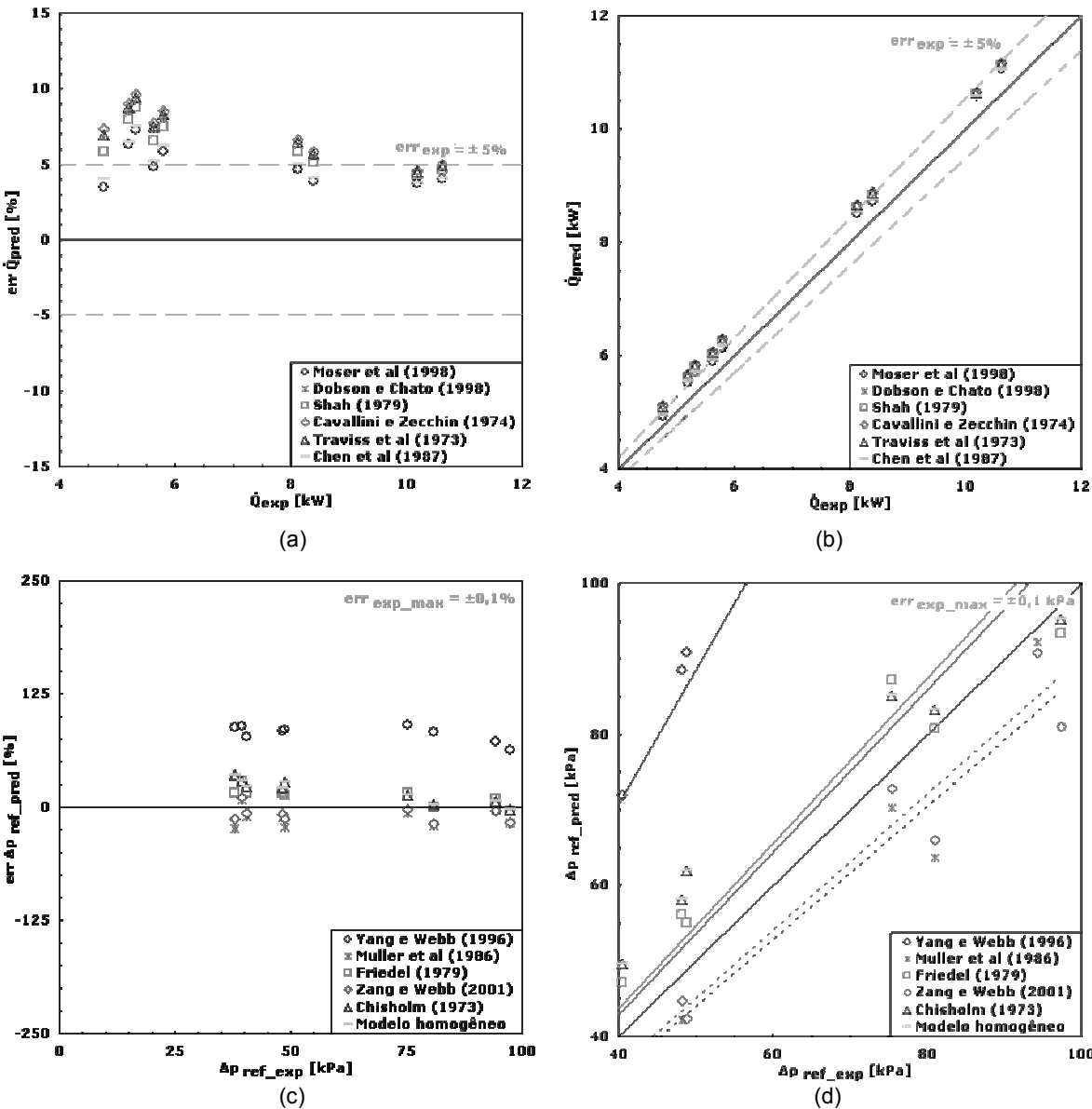


Figura 79. Comparação entre valores previstos pelas simulações e os dados experimentais, para o CD1 utilizando Fluid-H.

Tabela 46. Estatísticas de erro de comparação dos modelos teóricos, para o CD1 utilizando Fluid-H.

Erros na predição da Taxa de transferência de Calor		MIN	MAX	MPE	MAPE	RMSPE	R
Casos	(considerando fixa a correlação de Zang e Webb, 2001).	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[-]
Sim. 01	Moser et al (1998)	-3,51	7,23	4,88	4,88	5,03	0,9997
Sim. 02	Dobson e Chato (1998)	4,40	9,10	6,77	6,77	6,95	0,9998
Sim. 03	Shah (1979)	4,26	8,74	6,28	6,28	6,44	0,9997
Sim. 04	Cavallini e Zecchin (1974)	4,55	9,64	7,14	7,14	7,33	0,9998
Sim. 05	Traviss et al (1973)	4,50	9,42	6,95	6,95	7,14	0,9998
Sim. 06	Chen et al (1987)	3,82	7,50	5,17	5,17	5,31	0,9997
Erros na predição da Queda de pressão no refrigerante		MIN	MAX	MPE	MAPE	RMSPE	R
Casos	(considerando fixa a correlação de Dobson e Chato, 1998).	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[-]
Sim. 07	Yang e Webb (1996)	62,78	90,31	81,36	81,36	81,82	0,9892
Sim. 08	Muller et al (1986)	-23,32	7,74	-11,94	13,66	15,44	0,9638
Sim. 09	Friedel (1979)	-4,08	28,48	12,27	13,26	15,32	0,9788
Sim. 10	Zang e Webb (2001)	-18,41	10,52	-7,99	10,32	11,57	0,9710
Sim. 11	Chisholm (1973)	-2,23	35,91	17,24	17,73	21,09	0,9890
Sim. 12	Modelo homogêneo	-2,23	35,91	17,24	17,73	21,09	0,9890

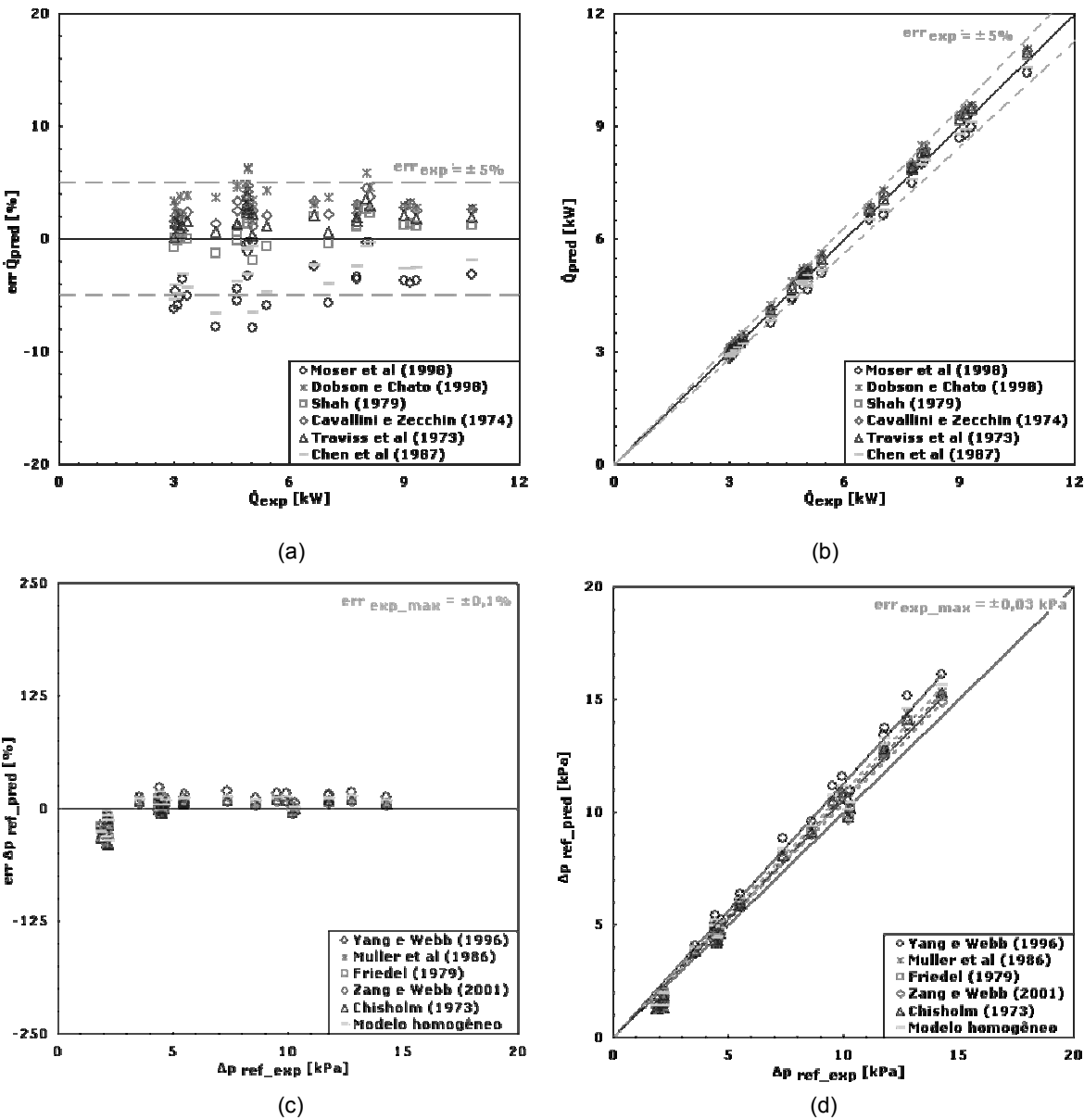


Figura 80. Comparação entre valores previstos pelas simulações e os dados experimentais, para o CD2 utilizando R134a.

Tabela 47. Estatísticas de erro de comparação dos modelos teóricos, para o CD2 utilizando R134a.

Erros na predição da Taxa de transferência de Calor		MIN	MAX	MPE	MAPE	RMSPE	R
Casos	(considerando fixa a correlação de Zang e Webb, 2001).	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[-]
Sim. 01	Moser et al (1998)	-7,95	-0,29	-3,83	3,83	4,42	0,9986
Sim. 02	Dobson e Chato (1998)	2,01	6,34	3,77	3,77	3,94	0,9996
Sim. 03	Shah (1979)	-1,87	2,66	0,73	1,12	1,38	0,9997
Sim. 04	Cavallini e Zecchin (1974)	1,17	4,75	2,72	2,72	2,87	0,9998
Sim. 05	Traviss et al (1973)	0,11	3,74	1,73	1,73	1,94	0,9998
Sim. 06	Chen et al (1987)	-6,64	-0,30	-3,22	3,22	3,69	0,9993
Erros na predição da Queda de pressão no refrigerante		MIN	MAX	MPE	MAPE	RMSPE	R
Casos	(considerando fixa a correlação de Dobson e Chato, 1998).	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[-]
Sim. 07	Yang e Webb (1996)	-30,76	23,19	5,66	13,85	15,37	0,9957
Sim. 08	Muller et al (1986)	-37,95	14,12	-0,86	11,93	15,29	0,9951
Sim. 09	Friedel (1979)	-31,21	14,12	-0,12	9,80	12,26	0,9958
Sim. 10	Zang e Webb (2001)	-33,46	11,85	-2,24	9,95	13,07	0,9957
Sim. 11	Chisholm (1973)	-39,74	14,12	-2,16	11,79	15,83	0,9954
Sim. 12	Modelo homogêneo	-35,70	18,65	1,65	12,24	15,00	0,9953

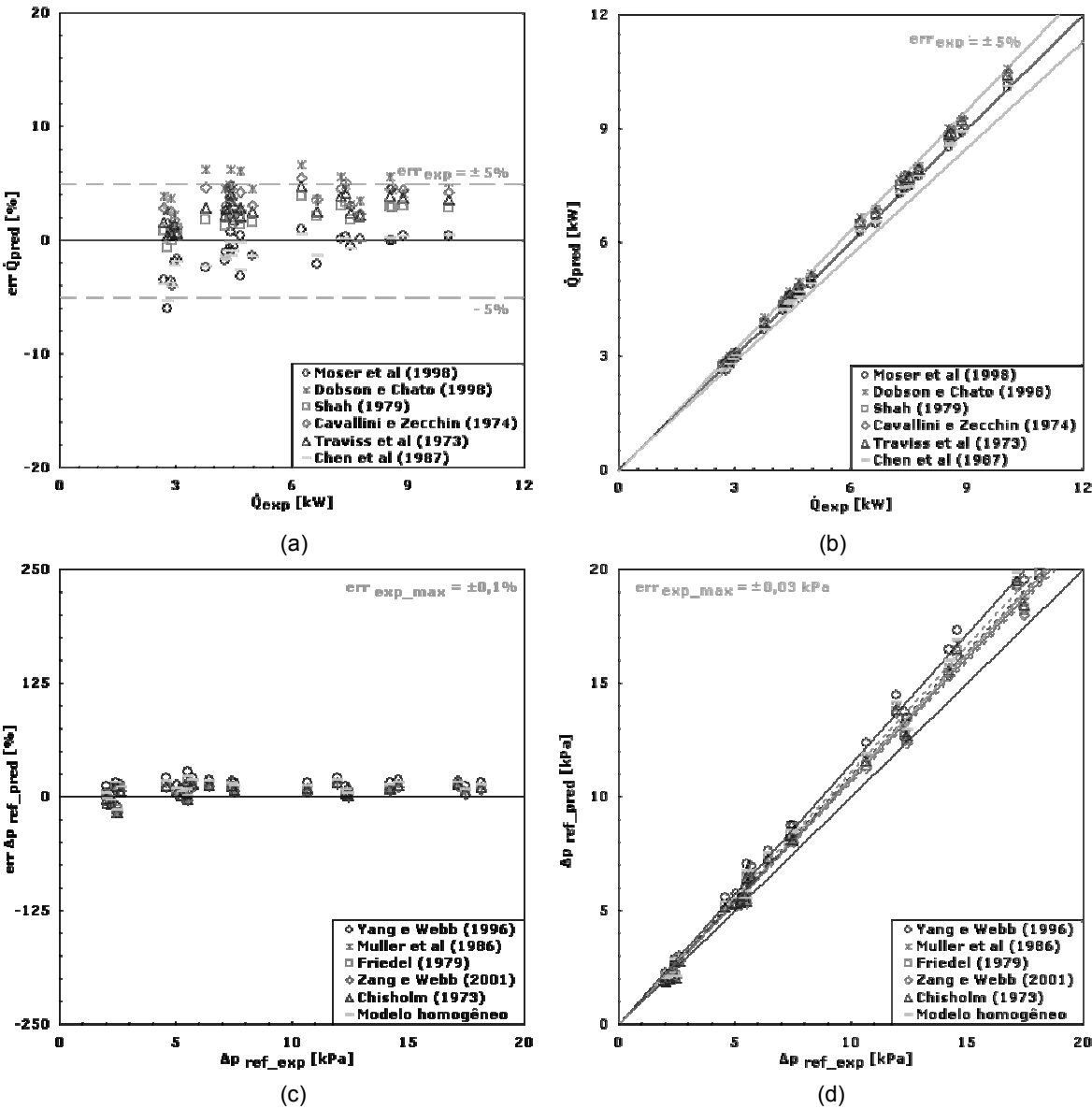


Figura 81. Comparação entre valores previstos pelas simulações e os dados experimentais, para o CD2 utilizando 1234yf.

Tabela 48. Estatísticas de erro de comparação dos modelos teóricos, para o CD2 utilizando 1234yf.

Erros na predição da Taxa de transferência de Calor		MIN	MAX	MPE	MAPE	RMSPE	R
Casos	(considerando fixa a correlação de Zang e Webb, 2001).	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[-]
Sim. 01	Moser et al (1998)	-5,97	0,95	-1,25	1,50	2,08	0,9998
Sim. 02	Dobson e Chato (1998)	1,20	6,60	4,28	4,28	4,51	0,9996
Sim. 03	Shah (1979)	-0,60	3,93	1,87	1,92	2,17	0,9999
Sim. 04	Cavallini e Zecchin (1974)	1,12	5,49	3,40	3,40	3,61	0,9998
Sim. 05	Traviss et al (1973)	0,45	4,69	2,57	2,57	2,82	0,9998
Sim. 06	Chen et al (1987)	-5,33	0,55	-1,35	1,47	2,04	0,9999

Erros na predição da Queda de pressão no refrigerante		MIN	MAX	MPE	MAPE	RMSPE	R
Casos	(considerando fixa a correlação de Dobson e Chato, 1998).	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[-]
Sim. 07	Yang e Webb (1996)	-10,04	28,17	13,37	14,12	15,35	0,9970
Sim. 08	Muller et al (1986)	-16,09	19,08	7,59	9,71	10,96	0,9966
Sim. 09	Friedel (1979)	-14,08	17,26	6,49	8,14	9,51	0,9965
Sim. 10	Zang e Webb (2001)	-16,50	14,01	4,53	7,20	8,52	0,9964
Sim. 11	Chisholm (1973)	-17,31	17,26	6,26	9,01	10,28	0,9967
Sim. 12	Modelo homogêneo	-14,08	22,72	9,71	11,19	12,57	0,9965

6.4. Circuito ótimo num condensador de microcanais

Na presente seção mostram-se os resultados numéricos obtidos durante o processo de busca do circuito ótimo para o refrigerante em um CDMC (relações de transferência de calor e de queda de pressão são fortemente dependentes da velocidade mássica em microcanais, pelo que a definição do circuito de refrigerante mostra-se decisiva em seu desempenho), assim como a análise da influência entre a conformação de um determinado circuito (número de passes, e distribuição de *flats* em cada passe) e o desempenho dos CDMCs. Finalmente, recomendações para definir a busca do circuito ótimo, de maneira rápida e adequada, em um CDMC, são apresentadas.

6.4.1. Abordagem utilizada

O objetivo é encontrar o arranjo de passes que imprima o melhor desempenho possível ao CDMC (máxima transferência de calor e mínima queda de pressão), isto é, definir o número de passes e o número de *flats* que compõem cada passe. Considerar-se-á o número total de *flats* para o CDMC como uma constante invariante. O número total de possíveis circuitos em um CDMC é finito. Devido ao fato de o tempo computacional empregado para simular todos estes possíveis circuitos ser razoável, decidiu-se por abordar o problema utilizando uma exploração exaustiva, isto é, simulando todos os casos possíveis.

6.4.1.1. Representação e restrições de um circuito

Considere-se a seguinte representação, mostrada na eq. (50), para um circuito do refrigerante. Um circuito ($\bar{X}$) é constituído por um número “ n ” de passes, sendo que cada passe possui um número “ x_i ” de *flats* que o compõem. O somatório do número de *flats* de cada passe fornece o número total de *flats* que constituem o CDMC.

$$\bar{X} = \left\{ x_1, x_2, x_3, \dots, x_n, / \sum_{i=1}^n x_i = \text{número total de flats} \right\} \quad (50)$$

No presente estudo, duas restrições foram impostas na pesquisa dos circuitos: (1) O número de *flats* de um passe sempre será maior ou igual ao número de *flats* de um possível passe subsequente (isto tem lógica, pois a densidade do fluido refrigerante no começo do condensador é elevada, e diminui à medida que avança pelo condensador; logo, uma compensação das vazões através das áreas de escoamento deve ser realizada para evitar perdas elevadas de carga); e (2) O número de *flats* total é constante (procurar-se-á o circuito ótimo mantendo sempre invariante a geometria principal, o envelope, do CDMC). Logo, pode-se representar os circuitos utilizando a expressão mostrada na eq. (51).

$$\bar{X} = \left\{ x_1, x_2, x_3, \dots, x_n, / x_i \geq x_{i+1} \forall i \in [1, n-1] \text{ and } \sum_{i=1}^n x_i = \text{constante} \right\} \quad (51)$$

Na fig.82 podem-se se observar algumas das múltiplas possibilidades de desenho de circuito, conforme a eq.(51), para um CDMC de 38 *flats*.

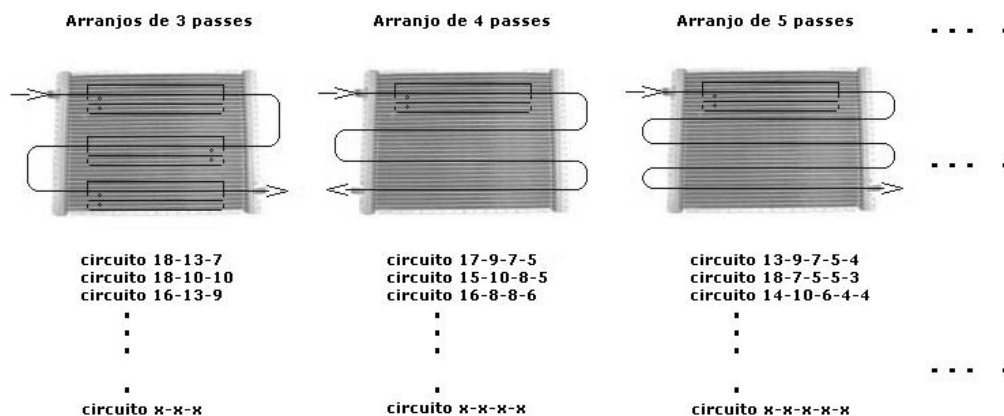


Figura 82. Múltiplas possibilidades de arranjo para o circuito, considerando n passes.

6.4.1.2. Metodologia utilizada

No presente estudo serão consideradas as seguintes etapas para realizar a exploração dos circuitos:

- (1) Definir um número de passes.
- (2) Definir arbitrariamente um número de *flats* mínimo no primeiro passe.
- (3) Definir um número mínimo de *flats* nos seguintes passes em função do número de *flats* do passe anterior.
- (4) Calcular o somatório de *flats*; caso seja igual ao valor desejado simular o CDMC com este circuito.
- (5) Começar a aumentar de maneira gradual o número de *flats* no último passe tanto quanto for possível. Para cada um dos circuitos gerados repete-se a etapa (4).
- (6) Retornar ao valor mínimo o número de *flats* no último passe e começar a aumentar de maneira gradual o número de *flats* no penúltimo passe tanto quanto for possível. Em cada um dos circuitos gerados repetir as etapas (3) e (4).
- (7) Repetir, de maneira análoga à etapa (6), para todos demais passos existentes no CDMC.

O algoritmo que realiza este processo de exploração, para um número de passes definido, é mostrado na fig.83. É possível contabilizar o número de simulações, ou de circuitos válidos, utilizando um contador, conforme mostrado.

```

n = número de passes
contador = 0

Do  $x_1 = 1$  to  $k_{\max}$ 
  Do  $x_2 = 1$  to  $x_1$ 
    ⋮
    Do  $x_n = 1$  to  $x_{n-1}$ 
      If (sum( $x_i$ ) = valor desejado) then
        contador = contador + 1
        simular ( $\bar{X}$ )
      else
        descartar
      end if
    end do
    ⋮
  end do
end do
end do

```

Figura 83. Algoritmo para a exploração das possibilidades de desenho do circuito.

6.4.2. Resultados da busca exaustiva

Considerou-se para os testes a geometria do CD1 e o ponto de operação 07LSH35 que utiliza R134a (conforme mostrado na tabela 42). O CD1 originalmente tem um arranjo de passes 13-9-7-5-4 no circuito de refrigerante. Sob as condições de operação mencionadas, o CD1 rejeita 8,35 kW ($\dot{Q}_0^*$) e tem uma queda de pressão na linha do fluido refrigerante de 59,8 kPa (Δp_0). Cumpre lembrar que trata-se de um CDMC comercial, utilizado em sistemas de condicionamento de ar automotivo; um projeto já otimizado.

Simularam-se todos os possíveis circuitos existentes que obedecem à representação mencionada para os circuitos, considerando entre 3 e 8 passes no CDMC, nas condições de operação mencionadas em 07LSH35. Foram registradas 1186 simulações neste processo. A capacidade de transferência de calor variou entre 6,3 e 8,4 kW. A queda de pressão, no fluido refrigerante, variou significativamente, entre 7,8 e 470,2 kPa. A temperatura do refrigerante, na saída do condensador, variou entre 30,8 e 47,8°C. A entalpia específica, na saída do condensador, variou entre 262,9 e 311,2 kJ/kg. E a temperatura do ar, após deixar o condensador, não sofreu maiores variações ficando entre 41,2 e 43,1°C.

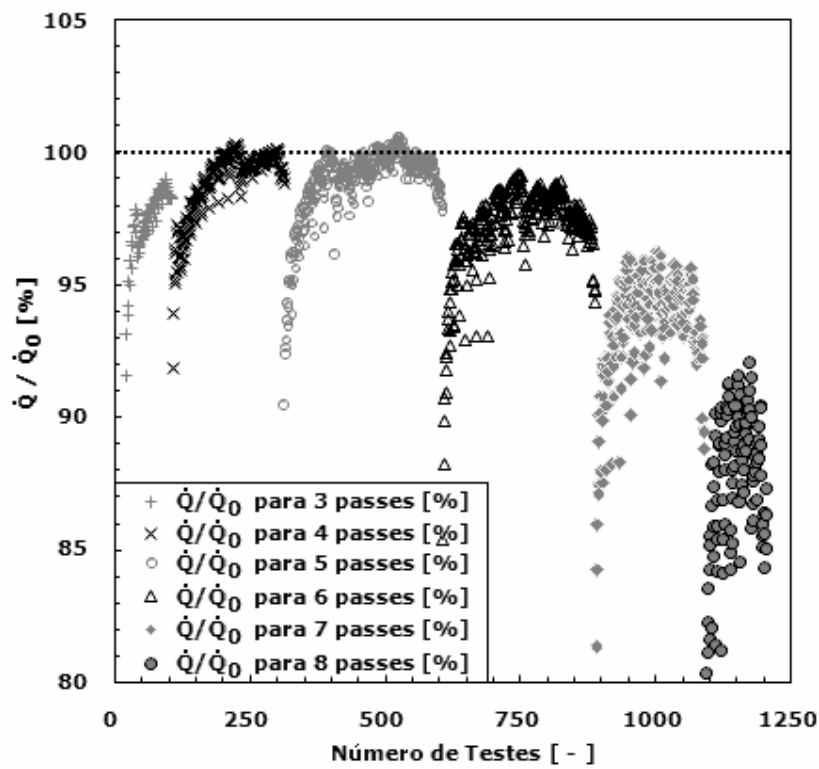
Na fig.84.a mostram-se as razões, em percentual, entre a taxa de transferência de calor obtida em cada simulação utilizando as diversas possibilidades de circuitos existentes ($\dot{Q}$), e a taxa de transferência de calor obtida ao utilizar o circuito original ($\dot{Q}_0$), considerando entre 3 e 8 passes, versus o contador, ou índice, do número de testes realizados. Este contador indica, de maneira relativa, uma posição dentro da ordem gerada pelo algoritmo de exploração dos circuitos, motivo pelo qual os resultados mostrados nesta figura guardam certo comportamento definido, para um valor definido de passes, à medida em que o contador, ou índice, aumenta. A linha horizontal serve de referência para saber quais dos circuitos simulados conseguem uma maior ou menor capacidade de transferência de calor com relação à capacidade do CDMC, em seu circuito original, considerado como referência.

De maneira similar, na fig.84.b mostram-se as razões, em percentual, entre a queda de pressão no lado refrigerante obtida em cada simulação utilizando as diversas possibilidades de circuitos existentes (Δp), e a queda de pressão no lado do refrigerante obtida ao utilizar o circuito original (Δp_0), considerando entre 3 e 8 passes, em função do contador, ou índice, do número de testes realizados.

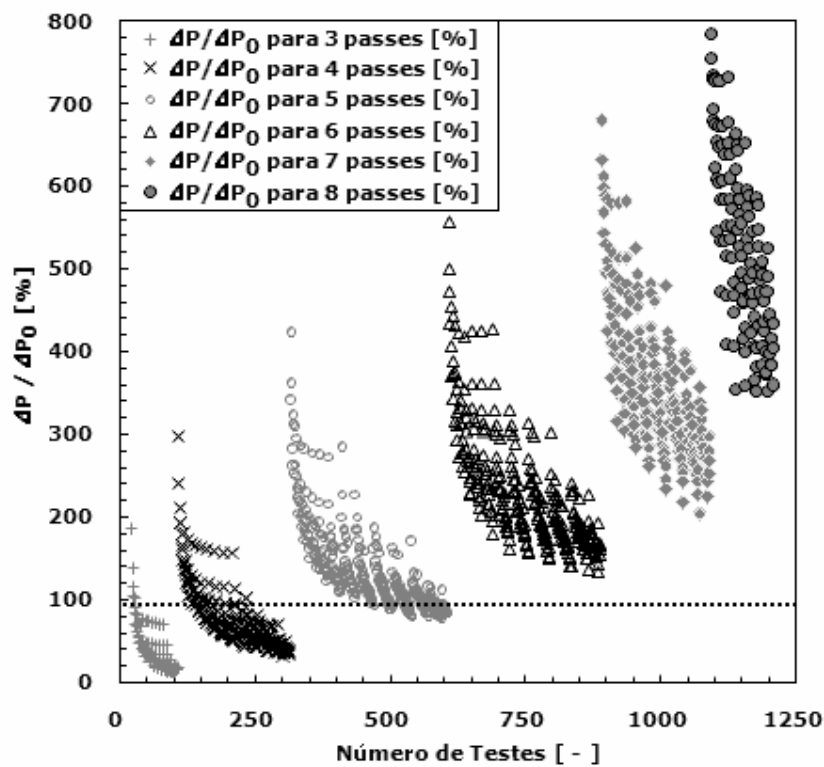
Na fig.84.a pode-se observar como a definição do número de passes influi de maneira decisiva na taxa de transferência de calor e na queda de pressão do fluido refrigerante. Neste caso, têm-se variações numa faixa de 20% para a taxa de transferência de calor e numa faixa de 800% para a queda de pressão do fluido refrigerante.

Num primeiro momento, a taxa de transferência de calor aumenta à medida que o número de passes aumenta (fig.84.a), até atingir uma zona de máximas taxas para a transferência de calor (para circuitos com 3 e 4 passes) para logo diminuir à medida que o número de passes aumenta. Um número ideal de passes que maximize a taxa de transferência de calor pode ser definido.

Por outro lado, pode-se observar a tendência de aumento para a queda de pressão na medida em que se considera um número maior de passes (fig.84.b). Isto porque a vazão nos microcanais e a distância percorrida total pelo refrigerante aumentam quando se considera um maior número de passes.



(a)



(b)

Figura 84. Variação da Taxa de Transferência de Calor e da Queda de Pressão em função do número de passes.

6.4.3. Análise de resultados

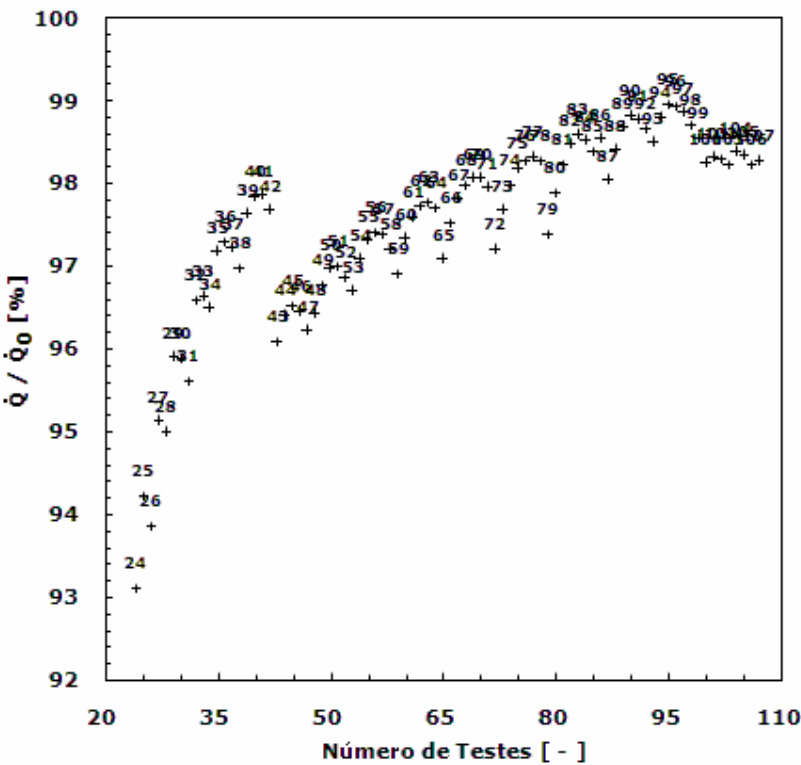
Um fato interessante de ser observado é que, dentro de cada grupo de resultados encontrado (grupos com um mesmo número de passes nos seus circuitos), repetem-se os mesmos comportamentos mencionados anteriormente (para a taxa de transferência de calor e a queda de pressão no fluido refrigerante), porém com respeito ao contador, ou índice, do número de testes realizados.

Nos resultados encontrados de taxa de transferência de calor e de queda de pressão (numerados pelo contador de número de teste), para o grupo constituído pelos circuitos com 3 passes (fig.85.a e 85.b), observa-se uma tendência principal externa para todos os dados (que apresentam em comum um mesmo número de passes nos seus circuitos) e a mesma tendência se repetindo porém de maneira localizada em pequenos subgrupos.

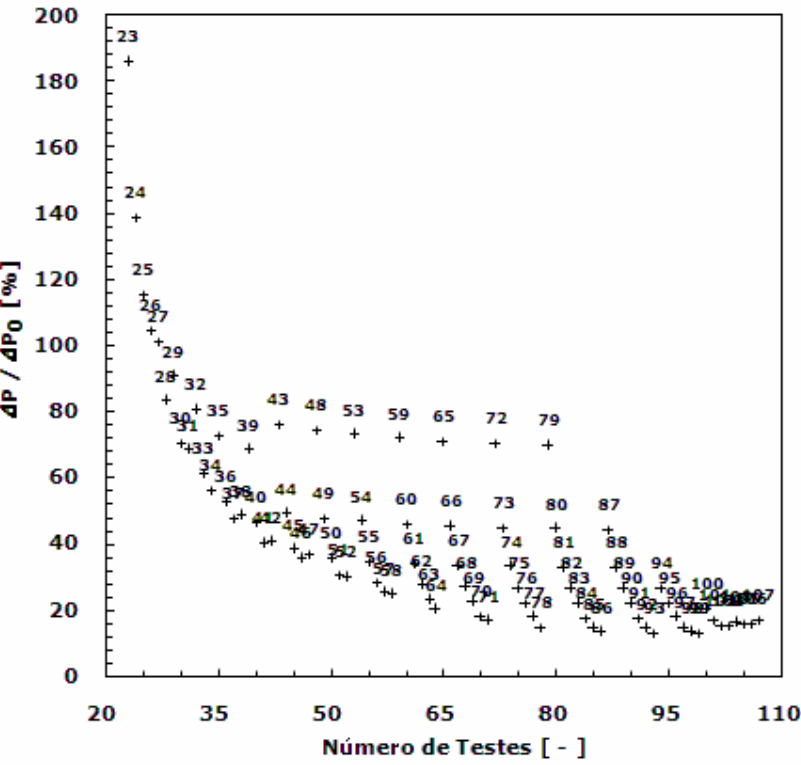
Estes subgrupos diferenciam-se por ter um valor diferente de número de *flats* no seu primeiro passe; isto é, todos os elementos pertencentes a cada subgrupo provêm de circuitos com um número igual de *flats* em seu primeiro passe (além de pertencerem ao grupo de circuitos com um número igual de passes).

Quando examinados os resultados para circuitos com 4 passes, observou-se que, dentro de cada subgrupo, se subdividem os resultados mantendo as mesmas tendências (tanto para a taxa de transferência de calor quanto para a queda de pressão). Por exemplo, nas figs.86.a e 86.b, observa-se um recorte ampliado dos valores simulados para a taxa de transferência de calor e de queda pressão para um conjunto que tem em comum o mesmo número de passes no circuito e, mesmo valor de número de *flats* no seu primeiro, segundo, terceiro, e quarto passes.

Devido à ordem gerada no contador no momento de explorar as simulações possíveis no CDMC, e à maneira em que os resultados se mostram com respeito a este contador, ou índice, do número de testes, podem-se concluir dois fatos interessantes:

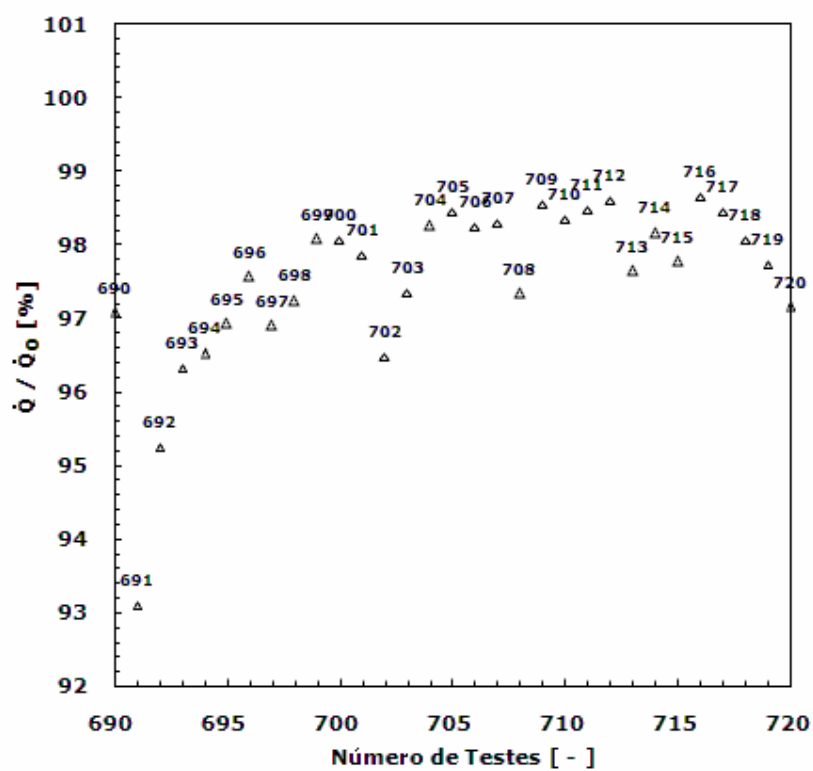


(a)

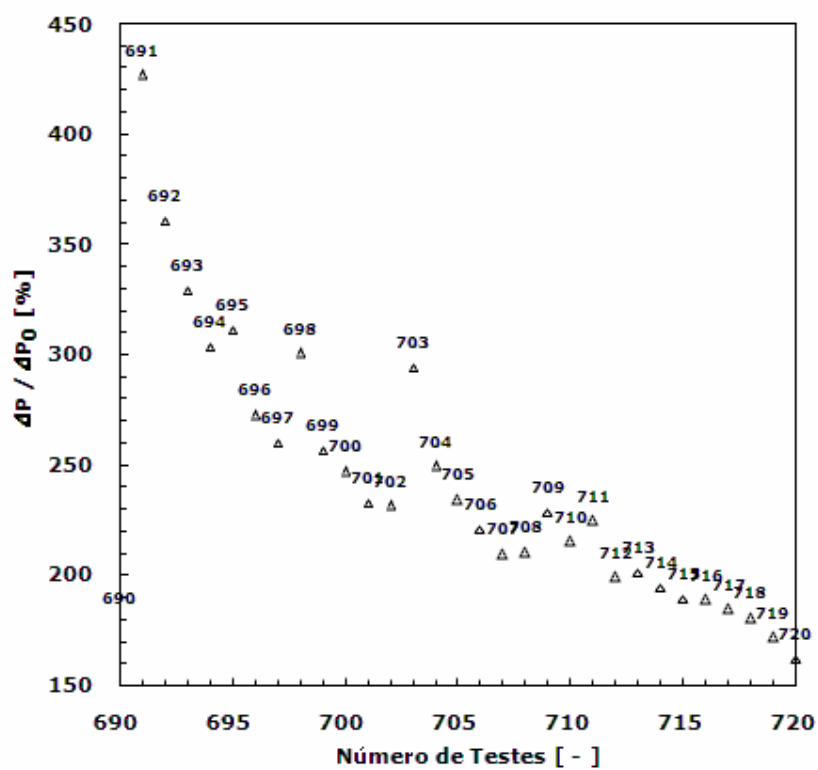


(b)

Figura 85. Variação da Taxa de Transferência de Calor e da Queda de Pressão dentro de um grupo com igual número de passes.



(a)



(b)

Figura 86. Variação da Taxa de Transferência de Calor e da Queda de Pressão dentro de um subgrupo com igual número de passes e de flats nos quatro primeiros passes.

(1) Na definição de um circuito de CDMC, o parâmetro (ou variável) de maior influência é o número de passes, seguido pelo número de *flats* que conformam o primeiro passe, seguido pelo número de *flats* que constituem o segundo passe, e assim sucesivamente.

(2) A repetição de tendências dentro de cada subgrupo indica que os resultados de desempenho do CDMC são bem comportados com respeito aos parâmetros (ou variáveis) que definem seu circuito.

Com base nas conclusões acima mencionadas, recomenda-se a implementação de um método de otimização para a busca do circuito ótimo. Acredita-se que o uso de uma técnica de programação matemática (o método de Newton Rapshon, por exemplo) terá um bom desempenho, devido aos resultados mostrarem um comportamento bem definido.

O circuito ótimo seria o resultado de encontrar o valor ótimo para cada parâmetro que define o circuito, seguindo a ordem mencionada: número de passes no circuito, número de *flats* no primeiro passe, número de *flats* no segundo passe, número de *flats* no terceiro passe, etc. (na mesma ordem de influência com respeito à taxa de transferência de calor e de queda de pressão encontrada no presente trabalho).

6.4.4. Circuito ótimo para o CD1 na condição 07LSH45

Na fig.87 mostram-se os pontos plotados nas figs.84.a e 84.b. de maneira paramétrica, nos eixos x-y, em valores dimensionais. O cruzamento da linha horizontal e vertical, em este gráfico, indica o ponto de referência para a taxa de transferência de calor e queda de pressão ao considerar o arranjo de passes original do condensador. A zona de interesse, para o presente caso de otimização, seria a zona denominada como zona I no gráfico. A fig.88 é uma ampliação desta zona de interesse. Foram contabilizadas a existência de 35 possibilidades de arranjos de circuitos nesta zona, com 4 ou 5 passes.

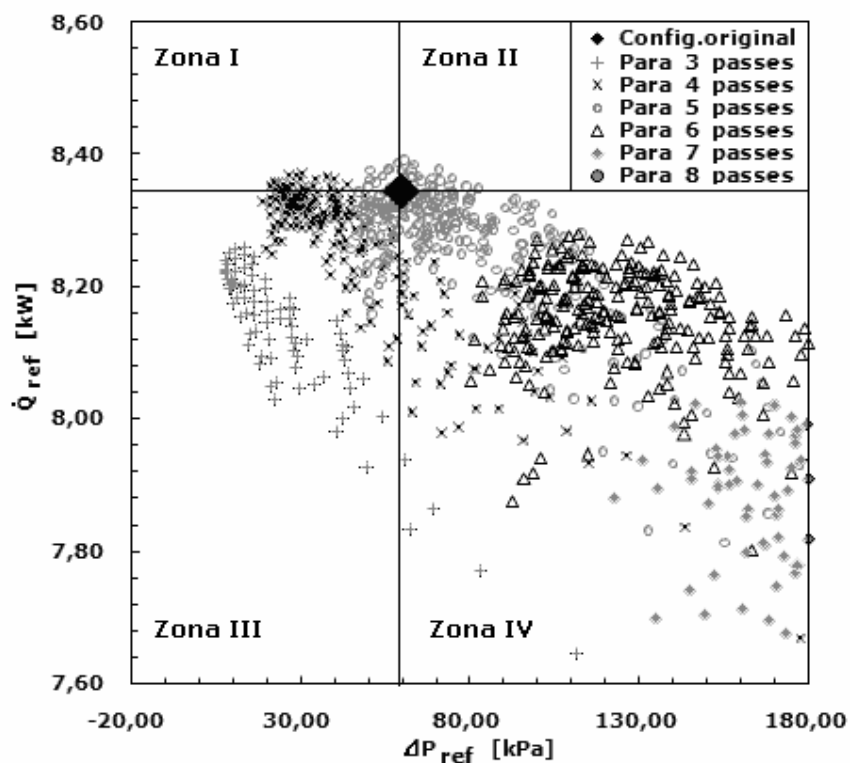


Figura 87. Taxa de transferência de calor e queda de pressão encontradas nas simulações em torno do valor capacidade-queda de pressão do circuito original.

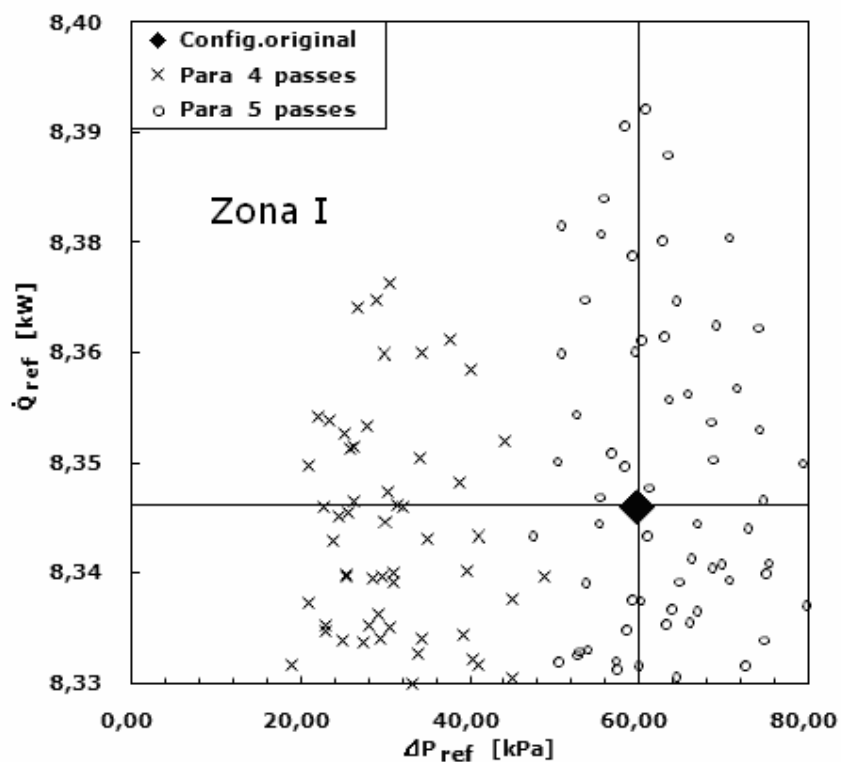


Figura 88. Ampliação da fig.87 – com respeito à taxa de transferência de calor e à queda de pressão nas simulações em torno do valor capacidade-queda de pressão original.

Na tabela 49 mostra-se um resumo dos resultados das simulações (número de passes, número de *flats* por passe, pressão e temperatura do refrigerante na saída do condensador, temperatura média do ar ao deixar o condensador, queda de pressão para o ar e o refrigerante, a taxa de transferência de calor, e as razões da taxa de transferência de calor a da queda de pressão no refrigerante, em percentual, quando comparados com os valores originais) para estes 35 casos favoráveis, quando comparados com os resultados do condensador original, em termos da taxa de transferência de calor e da queda de pressão.

Na linha 22 da tabela 49 observam-se os resultados da simulação do condensador utilizando o arranjo original do circuito, com uma taxa de transferência de calor de 8,3451 kW e uma queda de pressão para o refrigerante de 59,8 kPa.

Conforme observado na fig.88 e na tabela 49, no melhor dos casos, o aumento da taxa de transferência de calor não supera os 0,1 kW, ou seja, um aumento de 0,5%, se considerando este valor desprezível (ver linha 26 na tabela 49).

Por outro lado, a redução na queda de pressão no refrigerante no melhor dos casos é de 21 kPa, o que representaria 35,12% da queda de pressão original, mantendo-se uma taxa de transferência de calor similar à original (ver linha 21 na tabela 49). Cumpre resaltar que o arranjo original é relativo a um produto comercialmente disponível, portanto testado e muito provavelmente otimizado.

Finalmente, o arranjo de passes 12-10-9-7 para o circuito do refrigerante no CDMC mostrou-se mais favorável, para o caso pesquisado.

Tabela 49. Resultados da simulação numérica, para diversos arranjos de circuitos no CD1 com R134a, para a condição 07LSH45.

Circuito	passee 1	passee 2	passee 3	passee 4	passee 5	P _{out_ref}	T _{out_ref}	ΔP _{air}	T _{out_air}	Q̇	ΔP _{ref}	Q̇ / Q̇ _o	ΔP / ΔP _o
[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[kPa]	[°C]	[Pa]	[°C]	[kW]	[kPa]	[%]	[%]
1	17	9	8	4		1226,00	45,00	90,1880	43,09	8,3451	32,00	100,00	53,51
2	16	12	7	3		1213,80	44,88	90,1880	43,10	8,3524	44,20	100,09	73,91
3	16	12	6	4		1219,20	44,95	90,1860	43,09	8,3478	38,80	100,03	64,88
4	16	11	8	3		1217,80	44,75	90,1910	43,11	8,3607	40,20	100,19	67,22
5	16	11	7	4		1223,60	44,73	90,1920	43,11	8,3625	34,40	100,21	57,53
6	16	11	6	5		1224,00	44,91	90,1880	43,10	8,3506	34,00	100,07	56,86
7	16	10	9	3		1220,40	44,70	90,1930	43,11	8,3640	37,60	100,23	62,88
8	16	10	8	4		1227,40	44,60	90,1950	43,11	8,3705	30,60	100,30	51,17
9	16	10	7	5		1228,20	44,73	90,1920	43,11	8,3622	29,80	100,20	49,83
10	16	10	6	6		1226,60	44,99	90,1860	43,09	8,3452	31,40	100,00	52,51
11	16	9	9	4		1229,10	44,64	90,1940	43,11	8,3684	28,90	100,28	48,33
12	16	9	8	5		1231,30	44,65	90,1940	43,11	8,3676	26,70	100,27	44,65
13	16	9	7	6		1230,20	44,86	90,1890	43,10	8,3542	27,80	100,11	46,49
14	16	8	8	6		1232,10	44,90	90,1880	43,10	8,3516	25,90	100,08	43,31
15	12	12	10	4		1227,60	44,97	90,1810	43,09	8,3467	30,40	100,02	50,84
16	12	12	9	5		1231,60	44,89	90,1830	43,10	8,3518	26,40	100,08	44,15
17	12	12	8	6		1231,80	44,99	90,1810	43,09	8,3456	26,20	100,01	43,81
18	12	11	10	5		1232,80	44,87	90,1830	43,10	8,3534	25,20	100,10	42,14
19	12	11	9	6		1234,70	44,85	90,1840	43,10	8,3549	23,30	100,12	38,96
20	12	10	10	6		1235,90	44,84	90,1840	43,10	8,3553	22,10	100,12	36,96
21	12	10	9	7		1237,00	44,93	90,1820	43,09	8,3497	21,00	100,06	35,12
22	13	9	7	5	4	1198,20	44,99	90,1810	43,09	8,3451	59,80	100,00	100,00
23	13	8	8	5	4	1201,10	44,90	90,1830	43,10	8,3509	56,90	100,07	95,15
24	12	10	7	5	4	1198,50	44,72	90,1870	43,11	8,3625	59,50	100,21	99,50
25	12	10	6	6	4	1199,60	44,92	90,1820	43,09	8,3495	58,40	100,05	97,66
26	12	9	8	6	3	1199,60	44,33	90,1970	43,13	8,3881	58,40	100,52	97,66
27	12	9	8	5	4	1202,60	44,51	90,1920	43,12	8,3760	55,40	100,37	92,64
28	12	9	7	7	3	1198,70	44,55	90,1910	43,12	8,3734	59,30	100,34	99,16
29	12	9	7	6	4	1204,20	44,63	90,1890	43,11	8,3685	53,80	100,28	89,97
30	12	9	7	5	5	1202,50	44,98	90,1810	43,09	8,3461	55,50	100,01	92,81
31	12	8	8	7	3	1202,00	44,45	90,1940	43,12	8,3901	56,00	100,42	93,65
32	12	8	8	6	4	1207,20	44,50	90,1920	43,12	8,3768	50,80	100,38	84,95
33	12	8	8	5	5	1205,50	44,83	90,1840	43,10	8,3555	52,50	100,12	87,79
34	12	8	7	7	4	1207,20	44,73	90,1870	43,11	8,3623	50,80	100,21	84,95
35	12	8	7	6	5	1207,70	44,91	90,1820	43,09	8,3502	50,30	100,06	84,11