

MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE CONDENSADORES DE MICROCANAIS PARA APLICAÇÃO EM CONDICIONADORES DE AR DO TIPO SPLIT

Beatriz Ferreira Amarante ¹; Marco Antonio Soares de Paiva ²

¹ Aluna de Iniciação Científica da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT);

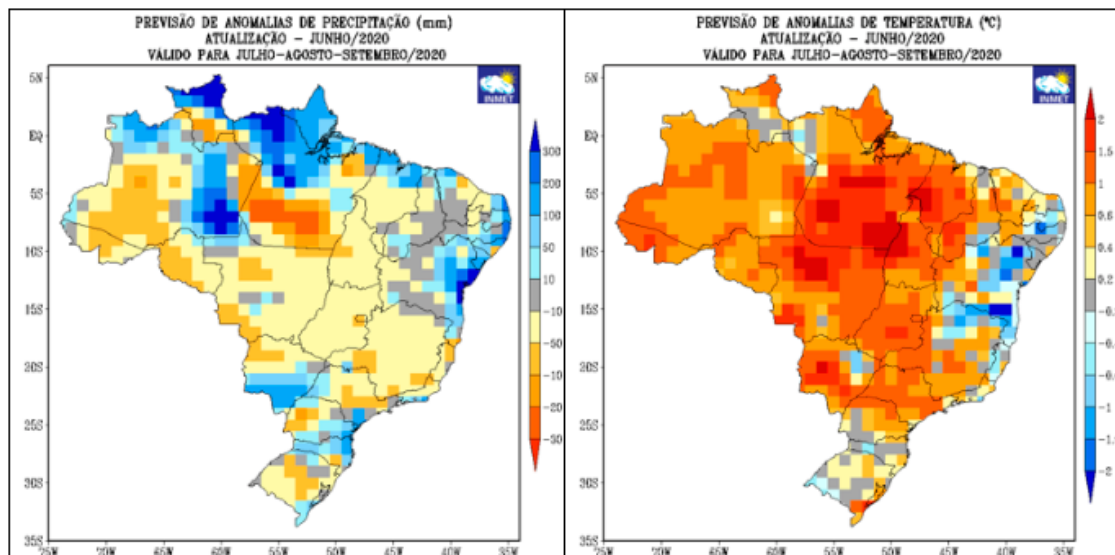
² Professor da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT).

Resumo. *Os modelos de condicionadores de ar split atuais mais comuns utilizam condensadores do tipo tubular. Há no mercado um novo modelo de condensador, o de microcanais, cujas principais vantagens são a compacticidade e a pequena quantidade (massa) de fluido refrigerante que armazenam durante a operação. A massa de refrigerante armazenada é importante porque, se for suficientemente pequena, novos fluidos refrigerantes podem ser viabilizados, os quais, embora inflamáveis, têm impacto ambiental menor do que os fluidos atualmente utilizados. Neste trabalho são apresentadas comparações entre os desempenhos térmicos e a massa de refrigerante armazenada em condicionadores de ar utilizando ambos os tipos de condensadores.*

Introdução

Nosso planeta tem sofrido impactos ambientais significativos nos últimos anos. Um deles é o aquecimento global, que tem se intensificado fundamentalmente em decorrência da emissão de gases de efeito estufa, entre eles o CO₂ e os fluidos refrigerantes utilizados em refrigeração e condicionamento de ar. A figura 1 apresenta algumas anomalias climáticas verificadas recentemente - seja por levantamentos de estações meteorológicas, ou por modelos preditivos -, entre elas na precipitação de água e na temperatura ambiente.

Figura 1 – Previsão de anomalias climáticas para 2020.

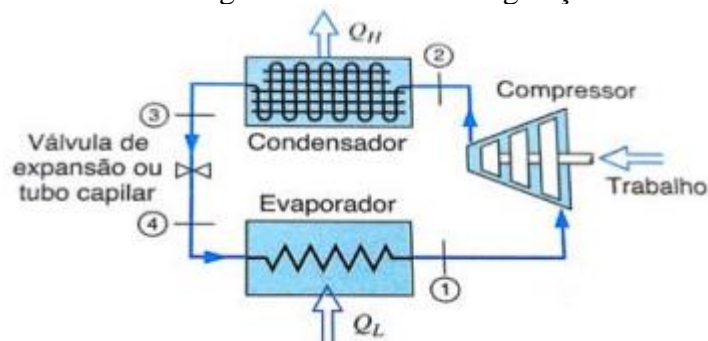


Fonte: CEPAGRI (2020).

Os sistemas de refrigeração são utilizados para vários propósitos, mas a área mais significativa é a de condicionamento de ambientes. Os condicionadores de ar baseiam-se em ciclos de refrigeração por compressão de vapor que operam segundo a figura 2 (Balsimelli, Bertolaccini, Mannarelli e Moreira, 2019). As etapas do ciclo de refrigeração apresentadas na figura são:

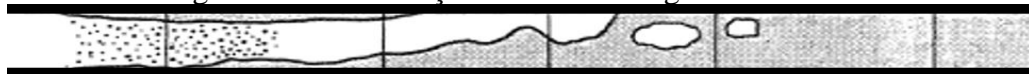
- Compressão (Processo 1-2). Ocorre a compressão do vapor de fluido refrigerante utilizado no ciclo, com aumento da pressão e da temperatura;
- Condensação (Processo 2-3). O vapor entra no condensador, é condensado e descarregado como líquido (Figura 3); esta mudança de fase irá rejeitar calor para o ambiente, ou seja, há aquecimento do ar externo utilizado para resfriamento do fluido refrigerante;
- Tubo capilar (Processo 3-4). O líquido circula por em tubo de pequeno diâmetro e elevado comprimento e a perda de carga regula a vazão de fluido refrigerante no ciclo. O processo é isoentálpico. Na saída do tubo capilar, o fluido encontra-se no estado bifásico.
- Evaporador (Processo 4-1). A mistura bifásica entra no evaporador em baixa temperatura, calor é transferido do ambiente que se está resfriando e o fluido refrigerante é evaporado. O ar que circula ao redor dos tubos do evaporador é assim resfriado.

Figura 2 – Ciclo de refrigeração



Fonte: Balsimelli, Bertolaccini, Mannarelli e Moreira (2019)

Figura 3 – Condensação do fluido refrigerante dentro do tubo



Fonte: Collier e Thome (1994)

A maior parcela de massa de fluido refrigerante que circula no ciclo fica contida no condensador. Uma das formas de diminuir a quantidade de fluido refrigerante utilizado no ciclo de refrigeração é substituir os condensadores tubulares atualmente utilizados por modelos de microcanais. Os condensadores de microcanais são mais leves, compactos, eficientes e produzem a redução de massa de fluido refrigerante utilizado. Figuras representando geometricamente os dois tipos de condensadores serão apresentadas mais à frente.

Material e Métodos

O presente trabalho faz parte de um Programa de Pesquisa de Iniciação Científica que investiga dois aspectos de condensadores de condicionadores de ar do tipo split: 1) o uso de condensadores de microcanais (ao invés do modelo convencional, de feixe tubular) (aspecto especificamente tratado no presente trabalho) e; 2) o efeito da perda de carga em um condensador de feixe tubular. Nesse sentido, uma parte considerável do desenvolvimento é comum a ambos os trabalhos. Não há cópia em nenhum deles na parte que lhes é comum. A metodologia de desenvolvimento do presente trabalho é constituída pelas seguintes etapas:

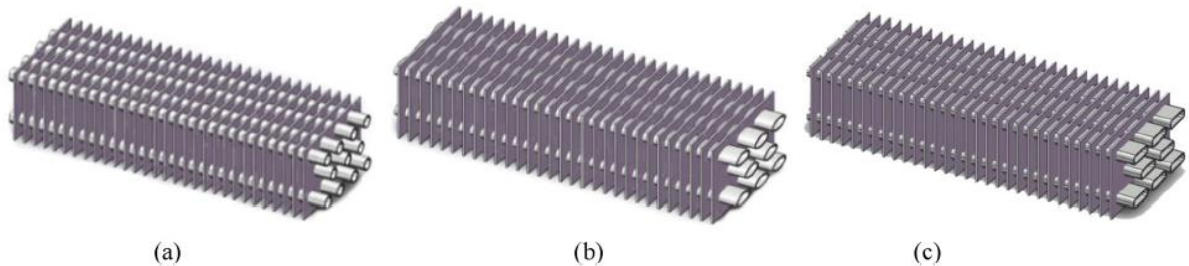
- Desenvolvimento do modelamento matemático dos processos termohidráulicos que ocorrem na transferência de calor do fluido refrigerante para o ar no condensador, mediante a utilização das leis físicas e das equações constitutivas que governam o fenômeno;
- Implantação de um algoritmo para simulação numérica em programa computacional;
- Utilização do simulador para obtenção de algumas variáveis de interesse – a principal delas sendo a massa de fluido refrigerante – para cada tipo de condensador;

- Comparação e discussão dos resultados.

O desenho esquemático de um condensador aletado do tipo tubular pode ser visto na figura 4 a seguir. Um condensador típico de microcanais é apresentado na figura 5.

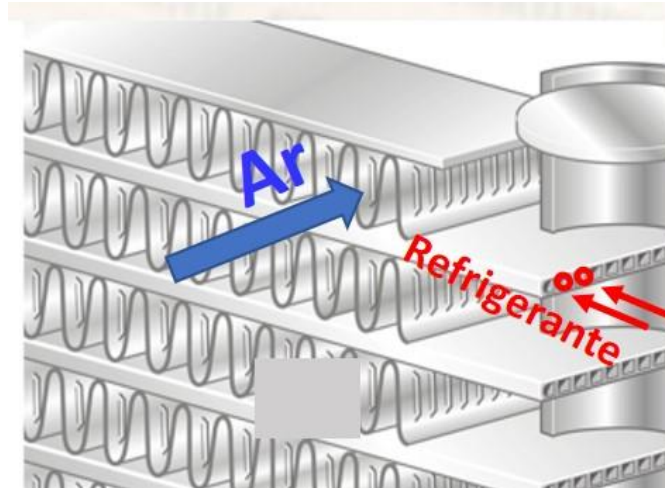
O condensador é constituído por 3 zonas: fluido refrigerante como vapor superaquecido, fluido refrigerante com escoamento bifásico e fluido refrigerante com escoamento subresfriado. Do lado do ar, não há condensação de umidade do ar, porque a temperatura de condensação está sempre acima da temperatura de orvalho. As equações que caracterizam o comportamento termohidráulico do componente são apresentadas a seguir.

Figura 4 – Desenho de um condensador tubular (feixe de tubos)



Fonte: Du et al. (2020)

Figura 5 – Desenho de um condensador de microcanais típico



A filosofia que norteou o desenvolvimento dos trocadores de calor de microcanais foi o aumento da área de transferência de calor do lado interno dos tubos (agora canais) sem aumento do volume ocupado pelo equipamento. Por ser de alumínio, sua produção é também mais fácil, resultando um componente mais barato do que o de feixe tubular. O coeficiente de transferência de calor é também usualmente mais elevado, o que, ao final, resulta um equipamento mais compacto.

Modelamento matemático do processo termohidráulico no condensador

Nas equações seguintes é utilizada a nomenclatura apresentada no quadro 1. As equações apresentadas são as desenvolvidas para um trecho elementar de comprimento Δz do condensador, que são integradas numericamente para a obtenção do desempenho global.

- Entradas: X_1 ; $V_{face,ar,cond}$; $T_{ar,l}$; $D_{t,int}$; P_{cond} ; Δz ; S_T ; P_{ar} ; \dot{m}_{refr}

• Saídas: $\Delta\dot{Q}_{\text{evap}}$; $\Delta\dot{Q}_{\text{sens,ar}}$; $T_{\text{ar},2}$; X_2

Quadro 1. Simbologia

Varíáveis	índices
A: área de transferência de calor;	1: entrada;
Cp: calor específico ;	2: saída;
D: diâmetro;	ar: ar;
G: velocidade mássica;	canais: canais;
H: entalpia específica;	cond: condensador;
h: coeficiente convectivo;	ext: externo;
P: pressão;	int: interno;
S: área transversal;	l: líquido saturado;
T: temperatura;	m: médio;
V: velocidade;	p: parede;
X: título;	refr: refrigerante;
z: comprimento;	t: tubo;
∇ : volume;	T: transversal;
ρ : massa específica;	tp: bifásico;
\dot{m} : vazão mássica;	v: vapor saturado;
\dot{Q} : taxa de calor;	

Equação da energia do lado do ar, somente calor sensível:

$$\Delta\dot{Q}_{\text{sens,ar}} = \Delta\dot{m}_{\text{ar}} C_{p,\text{ar}} (T_{\text{ar},2} - T_{\text{ar},1})$$

Equação da energia aplicada ao fluido refrigerante:

$$\Delta\dot{Q}_{\text{cond}} = \Delta\dot{Q}_{\text{sens,ar}}$$

$$\Delta\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{refr}} (H_1 - H_2)$$

Equação de transferência de calor, lado do fluido refrigerante:

$$\Delta\dot{Q}_{\text{cond}} = h_{\text{tp,cond}} \Delta A_{\text{int}} (T_{\text{cond}} - T_p)$$

em que o coeficiente convectivo de condensação é uma relação funcional do tipo:

$$h_{\text{tp,cond}} = f(X; T_{\text{cond}}; G_{\text{refr}}; T_p)$$

Tal relação funcional foi obtida no trabalho Dobson e Chato (1998). A equação de transferência de calor sensível, lado do ar:

$$\Delta\dot{Q}_{\text{sens,ar}} = h_{\text{conv,ar}} \Delta A_{\text{ext}} (T_p - T_{\text{ar,m}})$$

em que:

$$T_{\text{ar,m}} = \frac{T_{\text{ar},1} + T_{\text{ar},2}}{2}$$

O termo ΔA_{ext} considera a área total de transferência de calor para um tubo aletado, de comprimento elementar Δz . O valor de $h_{\text{conv,ar}}$ utilizado segue o equacionamento apresentado Wang et al. (1996), que é baseado nos dados experimentais de um conjunto amplos de testes feitos com tubos aletados com do tipo veneziana.

Para determinar a massa total de fluido refrigerante em um trecho elementar são utilizadas as equações seguintes. A densidade em um trecho elementar Δz :

$$\rho = X\rho_v + (1 - X)\rho_L$$

A área de escoamento para o condensador tubular:

$$\Delta V = \frac{\pi D_{t,int}^2}{4} \Delta z$$

A área de escoamento para o condensador de microcanais:

$$\Delta V = \frac{\pi D_{t,int}^2}{4} \Delta z N_{\text{canais}}$$

A massa armazenada:

$$\Delta M_{\text{cond}} = \rho \Delta V$$

Além das equações anteriormente apresentadas, são utilizadas as equações constitutivas:

$$\rho_L = f(P_{\text{cond}}; X = 0)$$

$$\rho_V = f(P_{\text{cond}}; X = 1)$$

$$X_2 = f(H_2; P_{\text{cond}})$$

$$H_1 = f(X_1; P_{\text{cond}})$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{ar}} = V_{\text{face,ar,cond}} \rho_{\text{ar}} (\Delta z S_T)$$

$$G_{\text{refr}} = \frac{\dot{m}_{\text{refr}}}{\left(\frac{\pi D_{t,int}^2}{4} \right)}$$

$$T_{\text{cond}} = f(P_{\text{cond}})$$

Algoritmo para o cálculo numérico do condensador

Para implementação do modelo matemático do processo termohidráulico anteriormente apresentado para o condensador na forma de um simulador numérico, foi utilizado um programa, o EES – “Engineering Equation Solver” – que resolve o sistema de equações e contém subrotinas internas para cálculo das propriedades do fluido refrigerante. O EES contém um recurso interno de resolução do sistema de equações, mas ele nem sempre é satisfatório e, por vezes, o método da biseção ou das secantes teve que ser utilizado.

O quadro 2 apresenta o algoritmo desenvolvido para o condensador.

Resultados e Discussão

A tabela 1 compara os resultados numéricos obtidos que traduzem o desempenho de um condensador de microcanais em relação a um do tipo tubular. Percebe-se que, fixada a taxa de rejeição de calor para o ambiente (cerca de 2900 W), o condensador de microcanais armazena menos fluido refrigerante. Isto ocorre porque este trocador de calor tem um maior coeficiente convectivo (h) do lado do fluido refrigerante em relação ao caso tubular e também porque a relação entre a área de troca de calor e a área de escoamento do fluido refrigerante é maior.

O coeficiente convectivo do lado do ar é pequeno em ambos os casos, sendo necessário utilizar aletas para compensar este baixo coeficiente. As aletas fazem com que ocorra uma diminuição da resistência térmica do ar, para elevar a transferência de calor.

Quadro 2. Versão de Dimensionamento do Condicionador de Ar. Algoritmo de resolução do condensador

1-Dados de entrada:

$$T_{e,cond}; \dot{m}_{refr}; V_{face,ar,cond}; T_{ar,e,cond}; D_{t,int}; \Delta z_{fixado}; geometria; P_{ar}; \Delta T_{sub,cond,requerido}; T_{cond}$$

Região do condensador – vapor superaquecido

2- $\Delta z_{atual} = \Delta z_{fixado}$

3-Fazer $z_2 = z_1 + \Delta z_{atual}$

4-Resolver sistema de equações para **Região do condensador – vapor superaquecido ou líquido subresfriado – ar seco**

5-Comparar $T_{refr,2}$ com T_{cond} :

- $T_{refr,2} > T_{cond} \rightarrow$ fazer $T_{refr,1} = T_{refr,2}$ e $z_1 = z_2$ e voltar ao passo 3;
- $T_{refr,2} < T_{cond} \rightarrow$ voltar ao passo 3, reiterando Δz_{atual} até obter $|T_{refr,2} - T_{cond}| < erro$
- $|T_{refr,2} - T_{cond}| < erro$. Resulta $L_{cond,super} = \sum \Delta z$

Região do condensador com escoamento bifásico:

6- $\Delta z_{atual} = \Delta z_{fixado}$

7-Fazer $z_2 = z_1 + \Delta z_{atual}$

8- Resolver Sistema de equações para **Região do condensador – escoamento bifásico – ar seco**

9-Comparar H_2 com $H_{sat,L}$:

- $H_2 > H_{sat,L} \rightarrow$ fazer $X_1 = X_2$ e $z_1 = z_2$ e voltar ao passo 3;
- $H_2 < H_{sat,L} \rightarrow$ voltar ao passo 3, reiterando Δz_{atual} até obter $|H_2 - H_{sat,L}| < erro$
- $|H_2 - H_{sat,L}| < erro$. Resulta $L_{cond,sat} = \sum \Delta z$

Região do evaporador com líquido subresfriado:

10- $\Delta z_{atual} = \Delta z_{fixado}$

11-Fazer $z_2 = z_1 + \Delta z_{atual}$

12- Resolver sistema de equações para **Região do condensador – vapor superaquecido ou líquido subresfriado – ar seco**

13-Comparar $\Delta T_{sub,cond,calc}$ com $\Delta T_{sub,cond,requerido}$:

- $\Delta T_{sub,cond,calc} < \Delta T_{sub,cond,requerido} \rightarrow$ fazer $T_{refr,1} = T_{refr,2}$ e $z_1 = z_2$ e voltar ao passo 11;
- $\Delta T_{sub,cond,calc} > \Delta T_{sub,cond,requerido} \rightarrow$
 \rightarrow voltar ao passo 11, reiterando Δz_{atual} até obter $|\Delta T_{sub,cond,calc} - \Delta T_{sub,cond,requerido}| < erro$
- $|\Delta T_{sub,cond,calc} - \Delta T_{sub,cond,requerido}| < erro$. Resultam:
 - $L_{cond,sub} = \sum \Delta z$
 - $L_{cond} = L_{cond,super} + L_{cond,sat} + L_{cond,sub}$

12-Condensador dimensionado. Calculados:

$$T_{s,ar,cond}, L_{cond}, Massa_{refr,cond}, \dot{Q}_{cond}$$

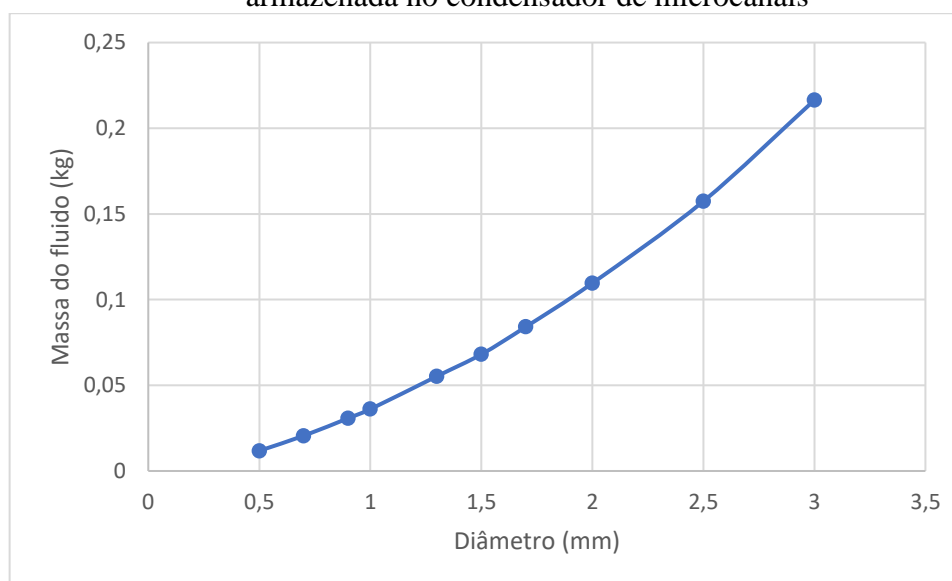
Quando é analisada a área de troca de calor interna e externa, observa-se que ela é maior no condensador tubular. Dessa forma, o condensador de microcanais é mais compacto, não requerendo uma profundidade elevada. O coeficiente convectivo interno aos tubos é maior no condensador de microcanais.

Tabela 1 – Valores calculados para os condensadores tubular e de microcanais

	Tubular	Microcanais
Área frontal (m ²)	0,3668	0,324
Área de escoamento (mm ²)	32,17	10,6
Área de troca de calor interna (m ²)	0,5147	0,3902
Área de troca de calor externa (m ²)	4,203	2,895
Profundidade (m)	0,02866	0,0125
Q (W)	2910	2900
h ar (W/m ² .K)	83,14	66,82
h interno (W/m ² .K)	6089	19945
Temperatura de entrada (°C)	50	50
Temperatura de saída (°C)	32	32
Massa do fluido (kg)	0,3894	0,08053
Resistencia interna (K/W)	0,000319	0,000109
Resistencia externa (K/W)	0,002861	0,004403

Ao analisar somente o condensador de microcanais, observa-se que, ao aumentar o diâmetro dos microcanais, provoca-se o crescimento da massa de fluido refrigerante armazenada, conforme apresentado na Figura 6. A utilização de menores diâmetros é benéfica para a redução da área frontal do equipamento, pois os espaçamentos entre os microcanais continuam os mesmos, provocando assim uma compactação do condensador. Em relação ao coeficiente de troca térmica, ele diminui com o aumento do diâmetro, visto que ocorre um crescimento no número de Reynolds, que é relacionado diretamente com a área de escoamento, que é aumentada.

Figura 6 – Influência do diâmetro sobre a massa de fluido refrigerante armazenada no condensador de microcanais



Outro fator que aumenta a massa de refrigerante armazenada é elevação do número de microcanais em cada placa do condensador (Figura 7). Isso ocorre porque o número de Reynolds diminui, reduzindo o coeficiente convectivo dentro dos canais.

A Figura 8 evidencia que ao aumentar a temperatura de entrada do ar externo no condensador, há um aumento da massa de fluido refrigerante, pois a área de transferência de calor para rejeição de calor fixada é mais alta, pela diminuição do ΔT_{ML} .

Figura 7 – Influência do número de canais em uma placa sobre a massa de refrigerante armazenada no condensador de microcanais.

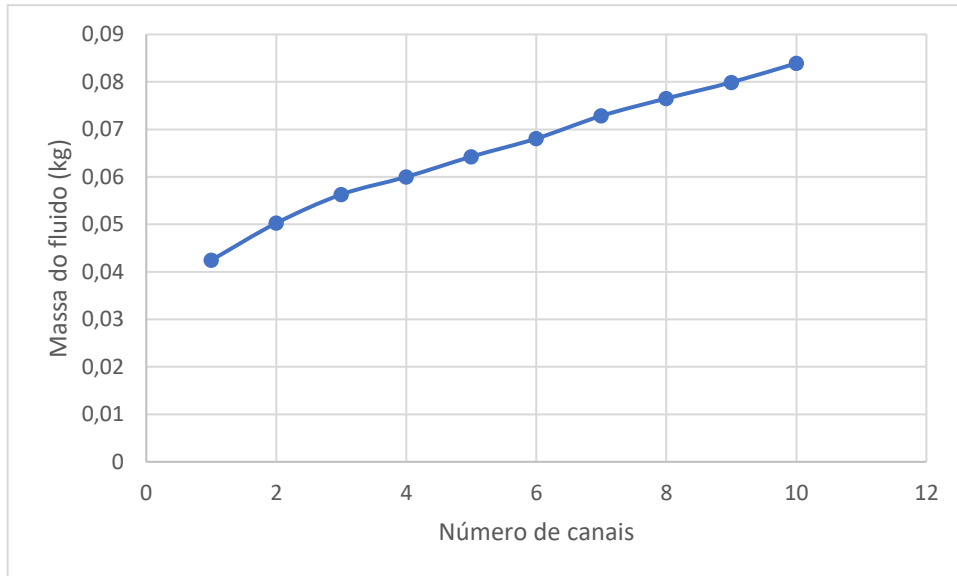
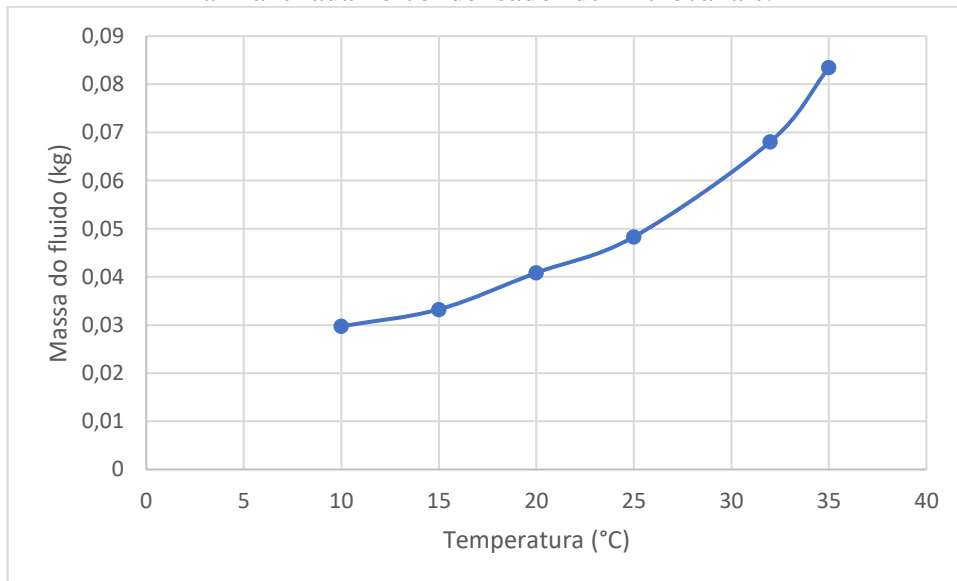


Figura 8 – Influência da temperatura do ar sobre a massa de refrigerante armazenada no condensador de microcanais.



A temperatura de condensação do fluido refrigerante tem o efeito exatamente inverso, conforme pode ser observado na Figura 9. Ao se aumentá-la, há uma diminuição da massa de refrigerante armazenada, porque a área de transferência de calor requerida, para a taxa de calor fixada, é menor.

Outro fator que está diretamente relacionado com o aumento da massa do fluido refrigerante dentro dos microcanais é a vazão de fluido refrigerante, conforme apresentado na Figura 10. O principal motivo para isso é que o coeficiente convectivo interno se eleva com a vazão mássica (maior velocidade). Além disso, a taxa de rejeição de calor para o ambiente é maior quando se aumenta a vazão de fluido refrigerante que se deseja condensar.

Figura 9 – Influência da temperatura de condensação sobre a massa de refrigerante armazenada no condensador de microcanais.

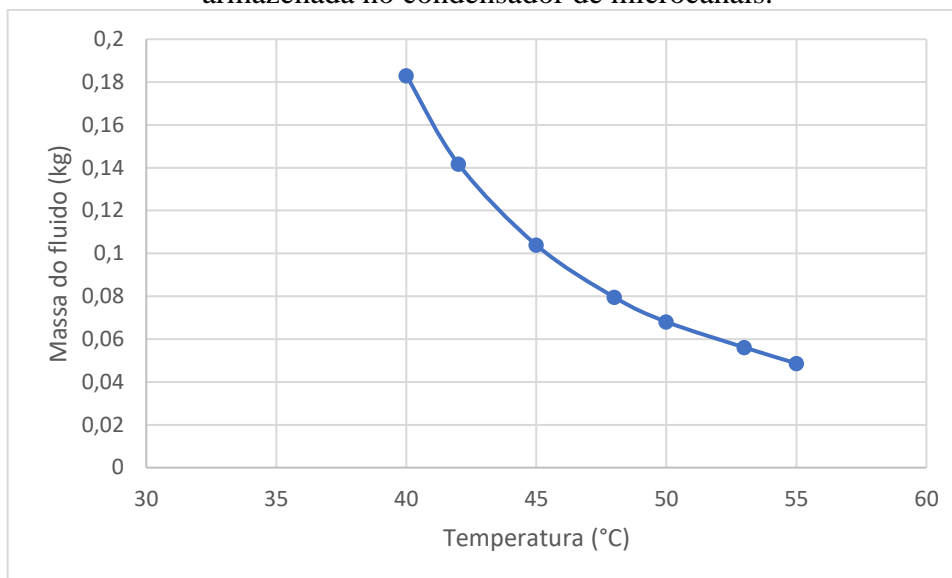
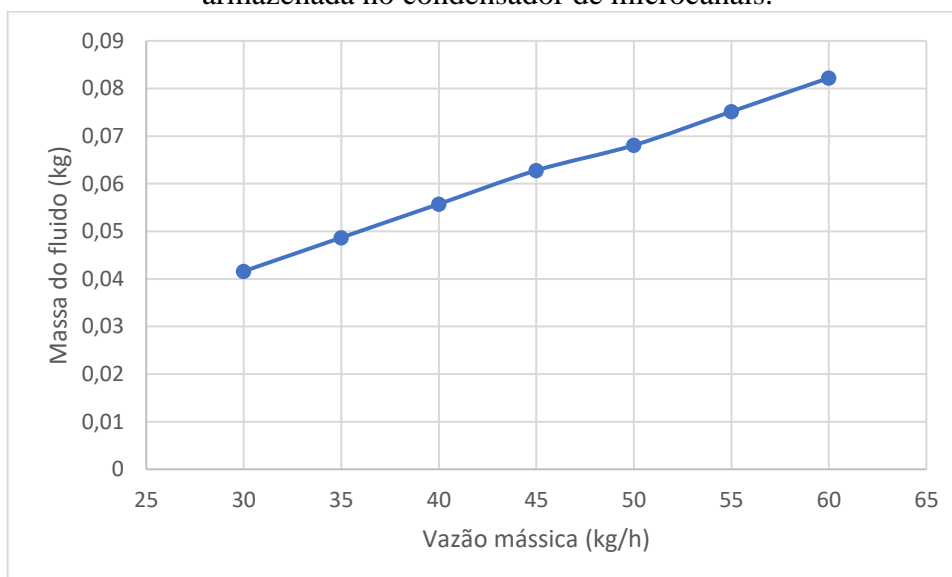


Figura 10 – Influência da vazão mássica de fluido refrigerante a massa de refrigerante armazenada no condensador de microcanais.



Conclusões

A partir das simulações numéricas realizadas pode-se constatar que os condensadores de microcanais são melhores em diversos aspectos e mais eficientes do que os tubulares. Eles apresentam tamanhos menores, oferecem melhor transferência de calor e, principalmente, provocam um decréscimo na massa de fluido refrigerante em relação aos condensadores tubulares. Nesse aspecto, em particular, a redução observada de massa armazenada para uma condição típica de operação é de cerca de 79%. Essa redução pode ser mais discreta quando a perda de carga do lado do escoamento de fluido refrigerante tiver que ser limitada, aspecto não considerado neste trabalho.

Não obstante, os estudos realizados evidenciam que há oportunidades para aprimoramento do condensador de microcanais, como o diâmetro e número de canais utilizados. Além disso, pode-se perceber os resultados e conclusões de alguns estudos realizados.

Neste tipo de trocador de calor, a transferência se dá principalmente pelo fluxo de cisalhamento, em que o coeficiente de transferência de calor depende do fluxo de massa e da

qualidade, ou seja, não depende da temperatura. Enquanto os condensadores tubulares, tem por sua vez uma transferência de calor pela gravidade, que depende da diferença de temperatura entre a parede e o refrigerante, mas independe do fluxo de massa (Chato e Dobson, 1998).

De acordo com Soares (2017), o fluxo de massa e a qualidade de vapor exerce uma forte influência no coeficiente de transferência de calor (h), com o aumento dessas duas variantes seu coeficiente cresce. Além disso, temperaturas de saturação mais altas apresentam maiores coeficientes de transferência de calor para altas qualidades de vapor, esta influência diminui à medida que ocorre a condensação.

No sistema de condensadores de microcanais, a temperatura do ar tem uma alta influencia no desempenho do sistema, esta eficiência diminui linearmente à medida que a temperatura do ar aumenta, o que acarreta a uma temperatura de condensação mais alta. Também o aumento da velocidade do ar melhora a taxa de transferência de calor, que leva a uma diminuição da temperatura de condensação (Illán-Gómez, García-Cascales, Hidalgo-Mompeán e López-Belchí (2017)).

Um aspecto não considerado no estudo foi a resistência mecânica dos condensadores de microcanais. O material das placas de microcanais é o alumínio e elas são produzidas por extrusão, um processo de elevada produtividade, que contribui para diminuir o preço do equipamento. Dependendo do fluido refrigerante utilizado, pode ocorrer que a pressão de condensação seja tão elevada que não permita o uso desse tipo de condensador. Sabe-se que os fabricantes, principalmente os chineses, têm estudado formas de suplantarem essa limitação.

Como proposição para atividades de continuidade da presente pesquisa, sugere-se a implantação de bancada de testes para validação dos modelos matemáticos desenvolvidos.

Referências Bibliográficas

- BAINY, BRUNO K. Outono 2020: Nota Técnica do Cepagri. CEPAGRI. 19 jun. 2020. Disponível em: <https://www.cpa.unicamp.br/noticia/158/outono-2020-nota-tecnica-do-cepagri>. Acesso em: 11 ago. 2021.
- BALSIMELLI, ANDRÉ PEDROZO; BERTOLACCINI, GUILHERME CHAGAS; MANNARELLI, LEONARDO MARQUES; MOREIRA, LUCAS DE CASTRO. Estudo de sistemas de refrigeração por microcanais. IMT. 2019.
- CHATO, J. C. DOBSON, M. K. *Condensation in Smooth Horizontal Tubes*. Journal of Heat Transfer. Fev. 1998.
- COLLIER, JOHN G.; THOME, JOHN R. *Convective Boiling and Condensation*. 3ª Ed. Oxford Science Publications, Nova York, 1994.
- DU, XUEPING; CHEN, ZHIJIE; MENG, QI; SONG, YANG. *Experimental analysis and ANN prediction on performances offinned oval-tube heat exchanger under different air inlet angles with limited experimental data*. De Gruyter. 2020
- EES-Engineering Equation Solver Program, F-chart, 2018.
- ILLÁN-GÓMEZ, J.R. GARCÍA-CASCALES, F. HIDALGO-MOMPEÁN, A. LÓPEZ-BELCHÍ. *Experimental assessment of the replacement of a conventional fin-and-tube condenser by a minichannel heat exchanger in an air/water chiller for residential air conditioning*. Universidad Politécnica de Cartagena. 19 mar. 2017.
- SOARES, PATRÍCIA SANTOS BIZZOTTO. *Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop of r134a in parallel minichannels*. UFSC. 2017
- WANG, C.-C., CHANG, Y.-J., HSIEH, Y.-C., & LIN, Y.-T. (1996). Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins. *Revue Internationale Du Froid [International Journal of Refrigeration]*, 19(4), 223–230.