

ESTUDO DO USO DE TROCADORES DE CALOR DE MICRO-CANAIS (TCMC) EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO COMPACTOS PARA REDUÇÃO DA CARGA DE FLUIDO

Lucas Augusto do Lago Campos ¹; Roberto de Aguiar Peixoto ²

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

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

Resumo. *Este trabalho desenvolveu um modelo matemático para avaliação de carga de fluido refrigerante em um sistema de refrigeração com base em suas características operacionais e geométricas, com o intuito de possibilitar estudos de diminuição da carga de um sistema para possibilitar o uso de fluidos inflamáveis, hidrocarbonetos, com menor potencial de aquecimento global (GWP na sigla em inglês). Hidrocarbonetos são fluidos de baixo GWP e são considerados como alternativas ao uso de fluidos HFCs (hidrofluorcarbonos) de alto GWP, substâncias controladas atualmente pelo Protocolo de Montreal.*

Introdução

Um componente fundamental dos sistemas de refrigeração e ar condicionado (RAC) é o fluido de trabalho ou refrigerante. Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) e hidrofluorcarbonos (HFCs) são substâncias que vêm sendo utilizadas como refrigerantes. São substâncias destruidoras da camada de ozônio (HCFCs) e potentes gases de efeito de estufa (HCFCs e HFCs). O uso de CFCs foi eliminado em 2010 e o de HCFCs está em processo de eliminação conforme exigido pelo Protocolo de Montreal. Os HFCs foram desenvolvidos para substituir os CFCs e HCFCs, mas posteriormente verificou-se que são gases de efeito estufa com alto GWP. Recentemente os HFCs também se tornaram substâncias controladas sob o Protocolo de Montreal, com cronogramas de controle para redução do seu uso adotados para países em desenvolvimento e desenvolvidos.

O impacto climático relacionado aos fluidos refrigerantes e sistemas de RAC consiste em contribuições diretas e indiretas. A contribuição direta é devida às emissões de refrigerantes e depende do GWP do refrigerante, da carga de refrigerante no equipamento e das taxas de vazamento (anuais e durante a manutenção e descomissionamento) dos equipamentos. A contribuição indireta contabiliza as emissões equivalentes de CO₂ geradas durante a produção da energia consumida pelos equipamentos de RAC e depende de suas características operacionais e do fator de emissão de CO₂ equivalentes da produção local de eletricidade. Desta forma, a diminuição do impacto do aquecimento global da RACHP pode ser alcançada através do uso de refrigerantes de baixo GWP e redução do consumo de energia. O uso de refrigerantes com baixo GWP tem sido o foco de vários relatórios do Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente (UNEP) produzidos pelo comitê técnico, coordenado atualmente pelo orientador da presente proposta.

As alternativas atuais ao uso de fluidos HFCs são os fluidos sintéticos (Hidrofluorolefinas-HFOs) e fluidos chamados naturais, entre eles os hidrocarbonetos, que apresentam GWP muito baixo, mas que são inflamáveis. A redução da carga de refrigerante é um desafio para o uso seguro de hidrocarbonetos.

Para avaliar o impacto da substituição do fluido refrigerante é importante o uso de um procedimento analítico para a determinação da quantidade de carga utilizada nos componentes de RAC. Somente com a estimativa da quantidade de fluido necessária dentro do sistema é possível analisar a possibilidade da troca do mesmo e, de acordo com as normas e regulamentação de segurança existentes, verificar a possibilidade da utilização de um fluido de menor GWP.

Material e Métodos

A elaboração de um método analítico para determinar a carga de refrigerante num sistema de refrigeração, utilizou como referência inicial, o procedimento mostrado pelo fluxograma da Figura 1 que apresenta a sequência de cálculos realizados (PORTO, 2010). Este método envolve a simulação do sistema em regime permanente e necessita das características operacionais (temperaturas, superaquecimento, subresfriamento, capacidade de resfriamento) e também geométricas do sistema.

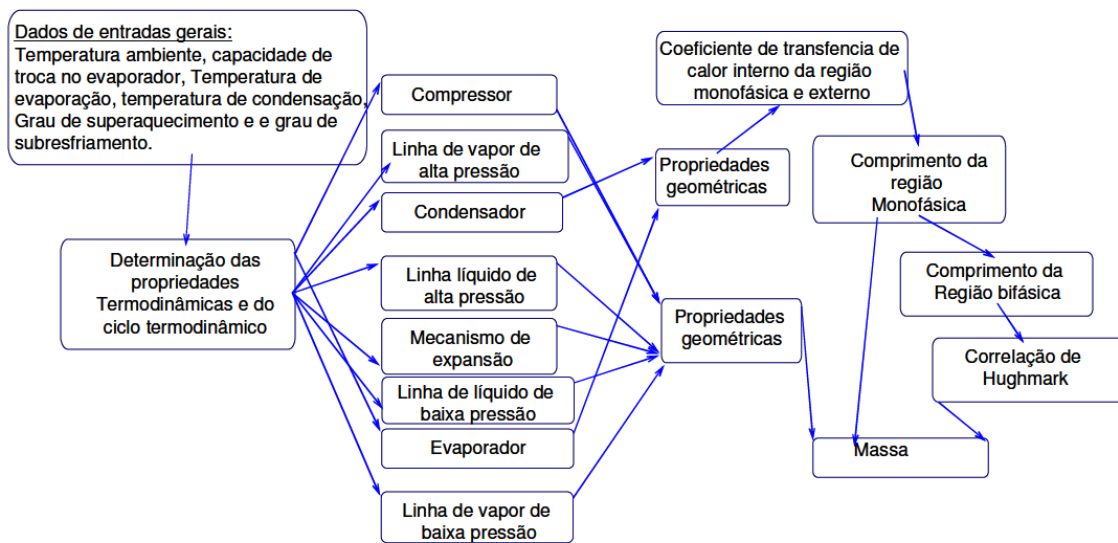


Figura 1- Fluxograma para Cálculo da Carga de Refrigerante

Partindo do fluxograma proposto por PORTO (2010), foi elaborado um algoritmo utilizando a metodologia proposta para o cálculo da carga de líquido refrigerante apresentada por FIORELLI (1995). Nele é levado em consideração o cálculo da fração de vazio (α) e os coeficientes Z_h e K_h , determinados analiticamente, para a obtenção do volume de líquido nos trocadores de calor. Pode-se perceber que o programa foi dividido em duas etapas, sendo que a primeira delas leva em consideração as 1ª e 2ª Lei da Termodinâmica e cálculos de transferência de calor para determinar as Taxas de Transferência de Calor, vazão mássica de fluido no sistema e o COP. Este algoritmo foi utilizado para a elaboração de um programa computacional, utilizando o software EES (“Engineering Equation Solver”)

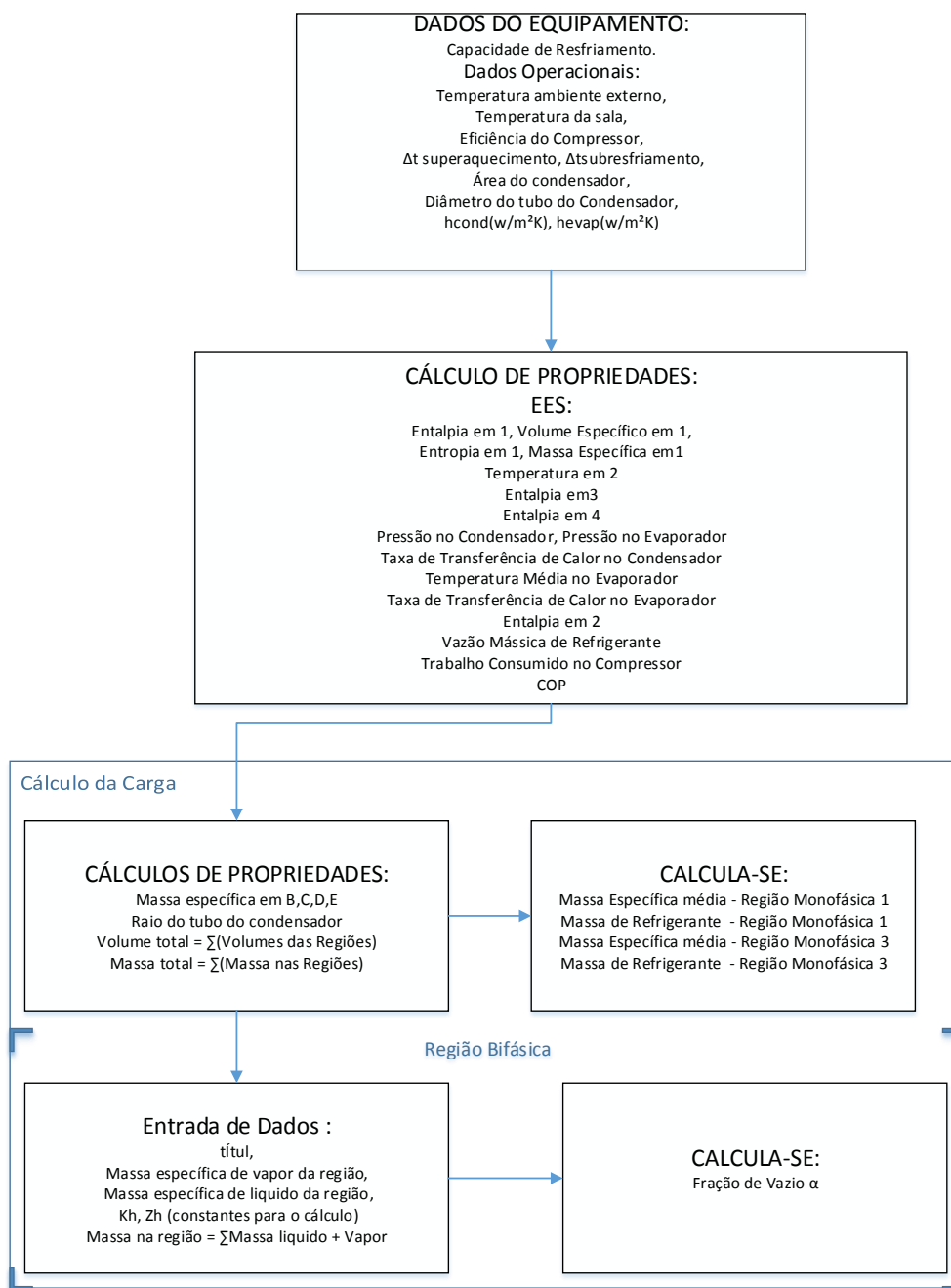


Figura 2- Diagrama de Blocos Para o Cálculo da Carga

Para aplicação do procedimento desenvolvido, foi feita uma estimativa de carga para um aparelho de ar-condicionado convencional. Os valores utilizados para os parâmetros do modelo desenvolvido estão dispostos na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

Dados de Entrada	Valor	Unidade
Temperatura Ambiente	32	°C
Temperatura do Ambiente Climatizado	24	°C
Potência Consumida em Máxima Capacidade	9000	BTU
Temperatura de Evaporação	2	°C

Temperatura de Condensação	T. Ambiente	°C
	+ 15	
Grau de Superaquecimento	5	°C
Grau de Subresfriamento	3	°C
Eficiência Isentrópica do Compressor	90	%
Coefficiente de Convecção do Lado do Ar no Condensador	300	W.M ⁻² K ⁻¹
Coefficiente de Convecção do Lado do Ar no Evaporador	500	W.M ⁻² K ⁻¹

Tabela 1 - Parâmetros Iniciais

Com esses valores foi possível determinar outros parâmetros necessários para o cálculo da carga. Além dos estados convencionais do ciclo de refrigeração que representam entrada no compressor, entrada no condensador, saída do condensador e entrada no evaporador, dividiu-se o ciclo em sete estados (A, B, C, D, E, F e G) e cinco regiões (I, II, III, IV e V) afim de separar os cálculos que irão compor, ao serem somadas, o valor da massa total do sistema (**Erro! Fonte de referência não encontrada.**). O estado representa a saída do evaporador/entrada no compressor, onde há um grau de superaquecimento e pode-se encontrar as propriedades por meio de temperatura e pressão. O estado B representa a saída do compressor/entrada no condensador, onde é possível determinar as propriedades analogamente à A. O estado C representa um local dentro do condensador onde há vapor saturado e o D onde há líquido saturado. Já a E representa a saída do condensador onde há um grau de subresfriamento e são determinadas as propriedades através de pressão e temperatura. Os estados F e G representam a entrada e saída do evaporador, sendo que as propriedades do primeiro podem ser encontradas com pressão e entalpia e as do segundo com pressão e título, pois sabe-se que nele há vapor saturado.

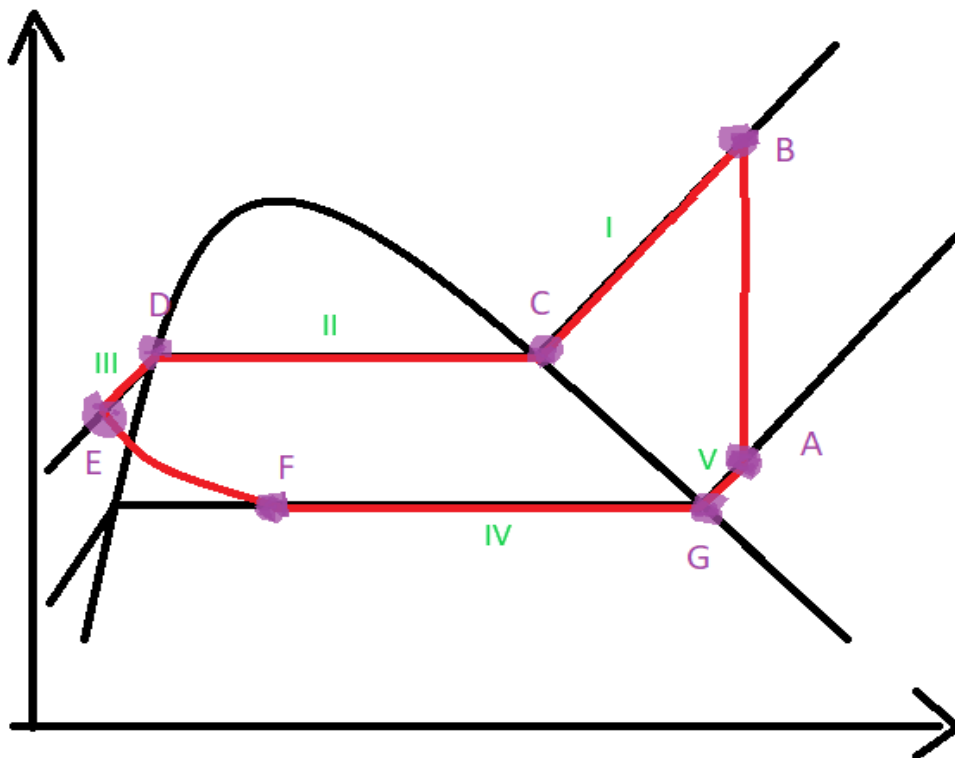


Figura 3 -Esquema das Regiões para os Cálculos

Como está mostrado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, as regiões de I a V estão delimitadas pelos estados de A a G e dentro de cada região é possível calcular a massa de líquido refrigerante presente.

Foram determinadas as pressões de condensação e evaporação, entalpias, massas específicas, volumes específicos em todos os estados para poder determinar as taxas de calor nos equipamentos de expansão e a potência consumida pelo compressor.

Determinados todos os parâmetros do sistema, partiu-se para o cálculo da massa presente no sistema. Iniciando pelo condensador, foi utilizada a expressão mostrada por FIORELLI (1995) para o cálculo da fração de vazio (α), necessária para a avaliação da quantidade de refrigerante nas regiões bifásicas:

$$\alpha = K_H \beta$$

$$\beta = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)\right]}$$

Z _H	K _H
1,3	0,2
1,5	0,2
2,0	0,3
3,0	0,4
4,0	0,6
5,0	0,7
6,0	0,7
8,0	0,8
10,0	0,8
15,0	0,8
20,0	0,8
40,0	0,9
70,0	0,9
130,0	1,0

Tabela 2 - K_H em função de Z_H

As constantes Z_H e K_H são valores apresentados na literatura que dependem das propriedades do fluido, como massa específica e coeficiente de atrito dinâmico, nos estados líquido e gasoso.

Para a primeira região monofásica sabe-se que só haverá vapor superaquecido, por isso é possível determinar a massa presente na região utilizando uma massa específica média entre os pontos B e C. Seguindo este mesmo raciocínio é possível determinar a massa presente no trecho representado por D e E, uma vez que nesta região só haverá líquido subresfriado.

Já para a região bifásica, correspondente ao trecho II foi necessário calcular a massa de vapor e líquido separadamente, utilizando a teoria proposta por FIORELLI (1995), e soma-las.

Seguindo o mesmo raciocínio, foi calculada a massa presente no evaporador, com a diferença que neste equipamento de expansão há somente uma região monofásica. Além disso, foram desconsideradas as massas presentes na linha de circulação, na válvula de expansão e no compressor, uma vez que podem ser consideradas desprezíveis em relação aos outros dois componentes.

Resultados Parciais e Discussão

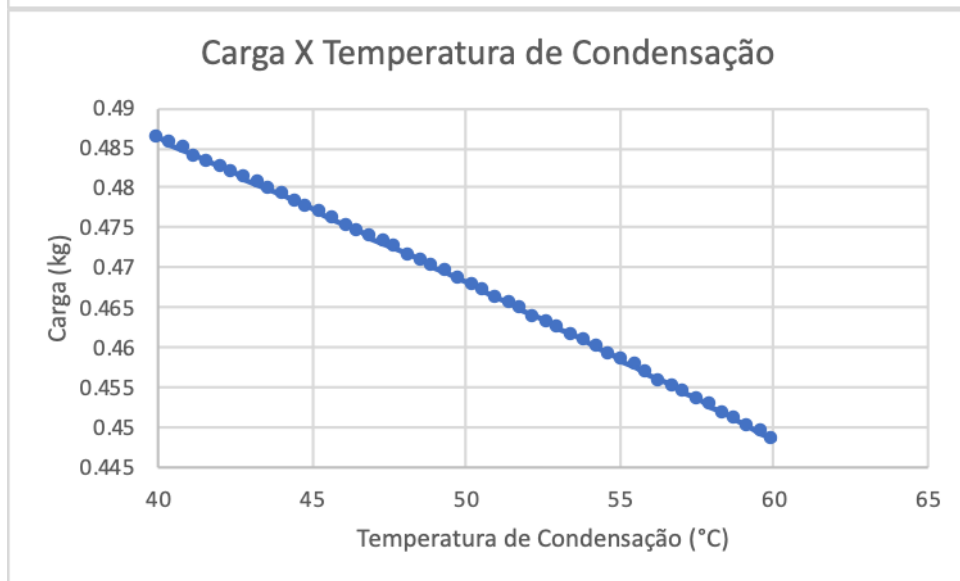
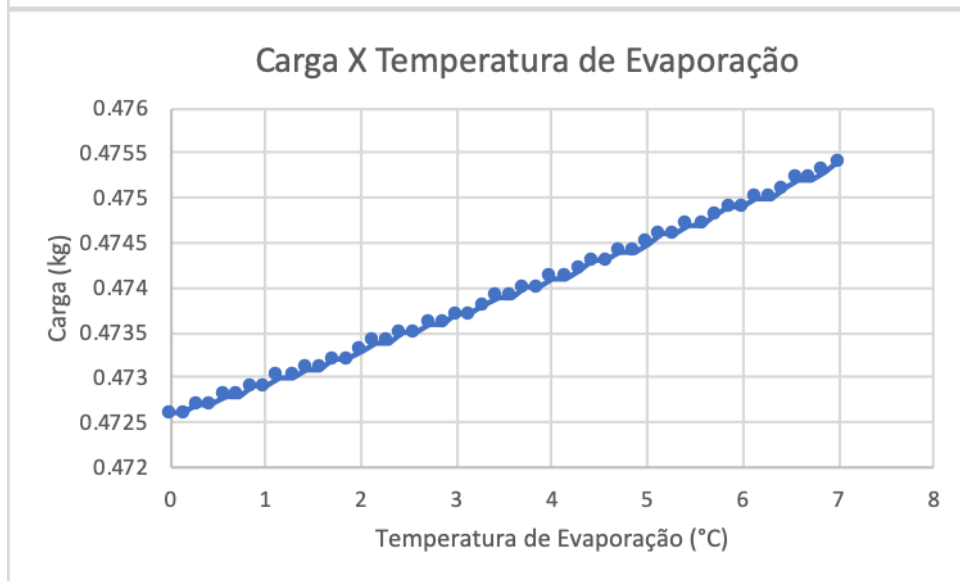
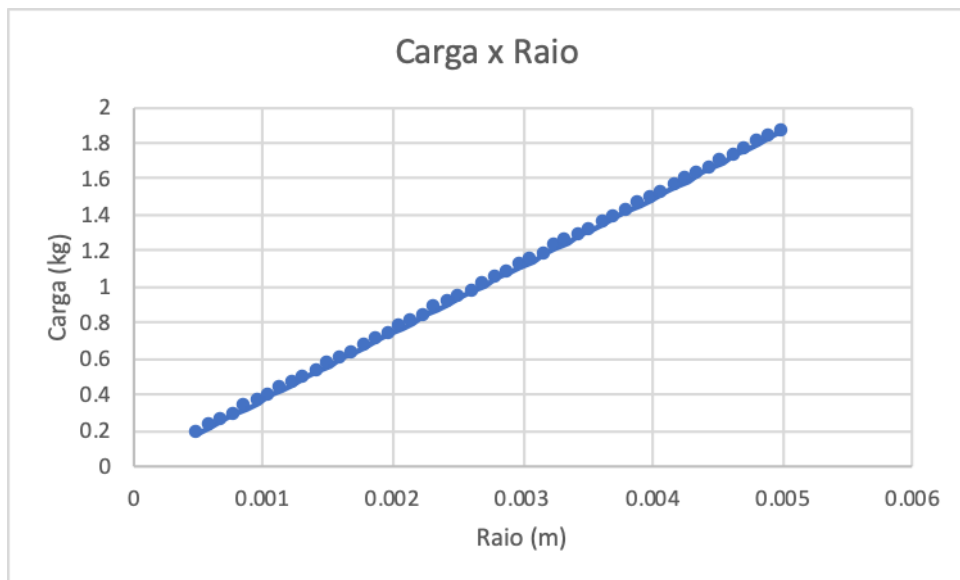
Com os cálculos realizados, obteve-se os resultados dispostos na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**:

Dados de Entrada		
Massa no Evaporador	338,1	g
Massa no Condensador	136,6	g
Massa no Sistema	473,7	g

Tabela 3 - Resultados das Massas no Sistema

Analisando os resultados, era esperado que a maior parte da massa do sistema estivesse disposta no condensador, mas não foi o que ocorreu. Mesmo assim pode-se perceber que a massa de 473,7 g é consideravelmente próxima da carga de refrigerante do equipamento de ar condicionado tomado como referência para determinação dos parâmetros do modelo. Este erro foi causado possivelmente por divergência em algumas das medidas adotadas para o cálculo, uma vez que não foram disponibilizadas as características geométricas dos trocadores de calor e foi necessário admitir um valor aproximado para o cálculo do volume componente.

Para perceber a influência dos parâmetros adotados no cálculo da carga, foram estabelecidos alguns gráficos que variam o diâmetro da tubulação, a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação com a carga. Pode-se perceber que a carga varia linearmente com o diâmetro da tubulação, como era esperado, pois de acordo com o aumento do volume do trocador de calor também haverá o aumento de fluido no sistema. Além disso percebe-se que o aumento da temperatura de evaporação ou a diminuição da temperatura de condensação, influenciam diretamente para o aumento da carga no ciclo.



Conclusões

O modelo matemático desenvolvido leva em consideração principalmente as características geométricas do trocador de calor e as propriedades do fluido para a avaliação da carga. Sendo assim é imprescindível que se saiba quais são as dimensões e quais são as características dos equipamentos e fluidos usados no sistema para que o cálculo da carga precisamente.

Como recomendações para trabalhos futuros, recomenda-se que seja feita a validação do modelo matemático e o uso do modelo para calcular a carga em um sistema com condensadores de micro-canais.

O uso de trocadores de micro-canais em sistemas de refrigeração e ar condicionado é uma tendência importante. Pretende-se como uma futura aplicação do modelo desenvolvido avaliar a redução de carga proporcionada por estes trocadores de calor. A carga nesses trocadores é consideravelmente menor comparada a um trocador de calor convencional de mesma taxa de troca de calor. Isto ocorre, pois a massa de refrigerante é diretamente proporcional ao volume do trocador, deste modo o TMC leva vantagem comparado aos trocadores convencionais que possuem maior massa de refrigerante e conseqüentemente tendem a afetar mais sobre o aquecimento global.

Referências Bibliográficas

FIORELLI, F. A. S. Modelagem e Simulação de Sistemas de Refrigeração de Pequeno Porte com Dispositivo de Expansão Constituído por Tubo Capilar. Universidade de São Paulo. São Paulo. 1995.

FUENTES, Y. P.; HRNJAK, P. S. Charge Reduction Potentials of Several Refrigerants Based on Experimentally Validated Micro-Channel Heat Exchangers Performance and Charge Model. West Lafayette: Purdue University. 2012. p. 2292,Page 1 - 2292, Page 10.

JIANG, L.; HRNJAK, P.. Refrigerant Charge Reduction In Small Commercial Refrigeration Systems. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. West Lafayette: Purdue University. 2014. p. 2467 page 1 - 2467 page 8.

PORTO, M. P. METODOLOGIA PARA O CÁLCULO DA MASSA DE FLUIDO REFRIGERANTE EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR. UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS. Belo Horizonte, p. 1 - 84. 2010.