

**DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR DE UM SISTEMA CONDICIONADOR DE AR  
PARA ÔNIBUS COM BAIXO IMPACTO AMBIENTAL**

**Verônica Rocha Weaver** – veronicaweaver@aluno.puc-rio.br  
**José Alberto Reis Parise** – parise@puc-rio.br  
Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, www.puc-rio.br

S1- Sistemas de Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento

**Resumo.** *É apresentado um sistema de condicionamento de ar para um ônibus urbano implementando um refrigerante de 4ª geração, HFO-1234yf (zero ODP e baixo GWP), como substituto para o R-134a. É proposta uma nova configuração do sistema, em virtude da leve inflamabilidade do novo refrigerante, a fim de garantir a segurança do motorista e passageiros. Trata-se de um sistema de refrigeração indireto, no qual o ciclo primário ou de compressão de vapor, onde circula o refrigerante, é confinado ao compartimento do motor. É estudada a utilização de nanofluidos, com maior condutividade térmica, porém, com igualmente maior viscosidade, para o “loop” secundário. A partir de pesquisa bibliográfica abrangente, e com o auxílio do software EES, para a implementação numérica do modelo matemático, foi realizado o dimensionamento dos trocadores de calor do sistema proposto.*

**Palavras-chave:** HFO-1234yf, nanofluido, condicionamento de ar em ônibus, refrigeração indireta

## 1. INTRODUÇÃO

Em atendimento a legislação local, empresas de transporte urbano têm investido em sistemas de condicionamento de ar, com vistas a maior conforto para os passageiros. Entretanto, esses sistemas consomem energia adicional e causam impacto ambiental. No panorama atual, os fluidos refrigerantes utilizados apresentam alto GWP, contribuindo para o aquecimento global. Portanto, soluções que visam diminuir o impacto ambiental associadas ao uso eficiente de energia vêm sendo estudadas. Atualmente, sistemas de climatização para ônibus urbanos são em sua maioria, do tipo unidades “roof-top” (Schwarz, 2007), onde o condensador e evaporador encontram-se juntos em uma unidade compacta, instalada no teto do veículo, enquanto o compressor localiza-se no compartimento do motor, usualmente na parte traseira do veículo. Os fluidos refrigerantes atualmente utilizados em sistemas de climatização automotivos são o R134a e o R407C. Com a medida 2006/40/EC e a regulamentação dos gases fluorados (EU) 517/2014, expedidas pela União Européia, banindo os fluidos refrigerantes com GWP acima de 150 para sistemas de climatização automotivos, a indústria majoritariamente optou pelo refrigerante HFO-1234yf para substituir o R134a (GWP = 1370; Calm e Hourahan, 2011). Estes refrigerantes apresentam propriedades termodinâmicas similares, permitindo que o novo refrigerante possa ser aplicado quase como drop-in, sendo desta forma mais atraente economicamente do que o também proposto, R744 (CO<sub>2</sub>) (Köhler, Sonnekalb e Kaiser, 1998). Logo, desde 2017 novos veículos domésticos estão sendo fabricados com o novo refrigerante HFO-1234yf de baixo GWP e leve inflamabilidade.

Foram realizados diversos estudos sobre a inflamabilidade do refrigerante HFO-1234yf e os riscos associados à sua implementação em sistemas automotivos. Para veículos domésticos foi estabelecido que é segura a instalação deste refrigerante nos sistemas de climatização (Spatz e Minor, 2008). Entretanto, tal não foi confirmado, de acordo com a EPA (2018), Agência de Proteção do Meio Ambiente dos Estados Unidos, para veículos de grande porte, como ônibus, devido à alta carga de gás refrigerante requerida para seus sistemas. Sendo assim, os atuais fluidos refrigerantes permanecem sendo aplicados, enquanto não se define uma solução eficiente, segura e sustentável para o conforto térmico em ônibus. Por conseguinte, este trabalho propõe a aplicação do fluido refrigerante de baixo GWP, HFO-1234yf, porém em uma arquitetura que difere da atual, de modo a preservar a segurança dos passageiros e motorista.

## 2. SISTEMA PROPOSTO

A fim de garantir a segurança da cabine, propõe-se que a arquitetura do sistema de climatização seja alterada, de modo que o fluido refrigerante, de leve inflamabilidade, fique confinado ao compartimento do motor. Este encontra-se isolado termicamente e possui uma barreira de fogo para que, no caso de um incêndio acidental, o mesmo não se disperse para o resto do veículo. Nesta configuração, o sistema de compressão de vapor (compressor, condensador, evaporador e válvula de expansão) localiza-se no compartimento do motor, sendo o frio conduzido à cabine por meio de um fluido secundário. Este, não-inflamável, é bombeado ao fan coil situado na cabine. A Fig. 1 ilustra a localização dos componentes do sistema proposto.



Figura 1 - Localização dos trocadores de calor e compressor referentes ao sistema proposto

### 3. ESTUDO DE CASO

#### 3.1 Definição do veículo e meio ambiente

O modelo adotado para implementação do sistema proposto foi o de um ônibus urbano modelo 0371-RSD fabricado pela Mercedes-Benz do Brasil (Fig.2), e apresentado por Stancato (1992) e Martinelli Junior (2008).

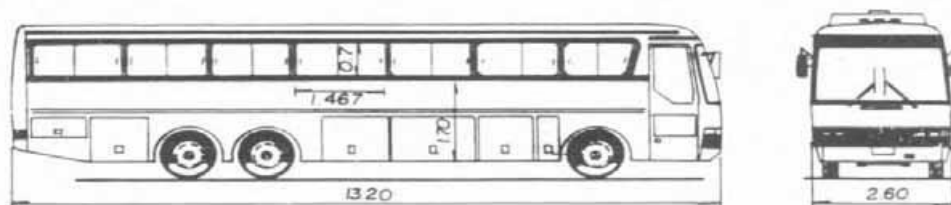


Figura 2 - Principais medidas do ônibus modelo 0371-RSD, Stancato (1992)

É importante ressaltar que, apesar da idade do modelo adotado, suas dimensões ainda estão dentro das faixas determinadas pela ABNT NBR 15570:2009 para um ônibus básico. As dimensões, características e materiais que compõem a carroceria do veículo (Martinelli Junior, 2008) foram utilizadas para o cálculo de carga térmica a fim de se definir a capacidade de refrigeração do sistema de climatização. O local escolhido para a circulação deste ônibus urbano foi a cidade do Rio de Janeiro. Os dados referentes às condições do ambiente externo ao veículo estão de acordo com a norma ABNT NBR 16401-1 (2008) (Tabela A.6), para o mês de fevereiro com: temperatura de bulbo seco, 38,1°C; temperatura de bulbo úmido, 28,1°C; temperatura do ponto de orvalho, 27,1 °C; umidade absoluta, 22,9 g/kg de ar seco.

#### 3.2 Carga térmica

Para dimensionar os trocadores de calor do sistema condicionador de ar proposto, é necessário avaliar os ganhos de calor para determinar a carga térmica que o sistema deverá retirar do veículo. Os cálculos da carga térmica foram baseados no equacionamento apresentado em Santos (2005). A Tab. 1 apresenta os ganhos de calor calculados. Sua soma representa a carga térmica total, que deverá ser retirada da cabine pelo sistema de climatização, estabelecendo uma temperatura de 23 °C e umidade relativa de 50% (ABNT NBR 16401-2:2008, ABNT NBR 15570:2009). Os cálculos foram realizados em uma subrotina no software Engineering Equation Solver (EES).

Tabela 1 - Resultados dos cálculos de carga térmica

Fonte de Carga Térmica	(kW)	(Btu/h)	(%)
Condução por paredes e vidros	3,028	10332	11,02
Condução de calor do motor	0,443	1511	1,612
Radiação solar através dos vidros	6,88	23469	25,04
Pessoas	6,15	20998	22,40
Motores elétricos de ventilação	1,66	5651	6,028
Admissão de ar externo	9,31	31770	33,90
<b>TOTAL</b>	<b>27,47</b>	<b>93731</b>	<b>100</b>

Conclui-se que será necessário um equipamento de condicionamento de ar de capacidade de refrigeração mínima de 27,47 kW (93731 Btu/h). Comparativamente, modelos *roof top* disponíveis no mercado, para ônibus urbanos de porte semelhante, apresentam capacidades de refrigeração próximas do valor da Tab. 1, a saber: Thermo King CF 1000 (38,1 kW); Valeo CC 305 (32 kW); Arco Climatização A340 (35,2 kW); VMG Aires RD-130F/FC (38,1 kW). Desta forma, foi possível validar o cálculo de carga térmica.

#### 4. MODELO MATEMÁTICO

Em um sistema de refrigeração indireto há dois circuitos, o primário e o secundário. O primário opera com o fluido refrigerante, enquanto que o secundário opera com um fluido de transferência de calor. O evaporador do sistema é comum aos dois circuitos, de modo que realiza a transferência de calor entre o fluido refrigerante e o fluido secundário. A Fig. 3 apresenta esquematicamente o sistema de refrigeração indireta proposto.

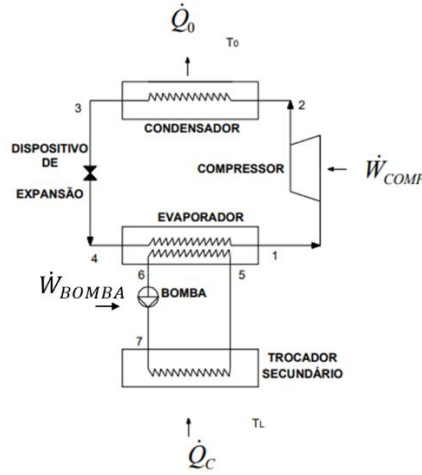


Figura 3 - Modelo do sistema de refrigeração com o loop secundário para o ciclo indireto, Benito (2012)

Assumiu-se um modelo de parâmetros concentrados para os trocadores de calor, para simplificação dos cálculos. Os dados de entrada para a modelagem do sistema, visando seu dimensionamento, foram: as características do compressor, dadas pelo fabricante; os graus de superaquecimento (evaporador) e sub-resfriamento (condensador); as temperaturas de entrada do ar no condensador e no *fan coil*, assim como as propriedades termofísicas do ar úmido e do fluido secundário; as temperaturas de evaporação e condensação. Foram aplicadas as equações de conservação de massa e energia para cada componente do sistema, assumindo regime permanente e variações de energia cinética e potencial desprezíveis.

##### 4.1 Ciclo primário

Aplicando o balanço de energia no compressor, determina-se a potência de compressão em função da vazão mássica,  $\dot{m}_{ref}$  [kg/s], das entalpias de entrada e saída do fluido refrigerante e das eficiências mecânica,  $\eta_m$  [-], e isentrópica,  $\eta_s$  [-], do compressor. As eficiências volumétrica,  $\eta_v$  [-], e isentrópica do compressor foram calculadas por correlações para um compressor automotivo alternativo do tipo swash-plate, com razão de compressão,  $r_{comp}$  [-], operando com HFO-1234yf (Sotomayor, 2015), e a mecânica, por Ishii et al. (1990). Na Eq. 4,  $V_d$  [m<sup>3</sup>] e  $N$  [s<sup>-1</sup>] são o volume deslocado e frequência do compressor, respectivamente, e  $v_1$  [m<sup>3</sup>/kg], o volume específico na sucção.

$$\eta_v = -0,0053 r_{comp}^2 - 0,004 r_{comp} + 0,8955 \quad (1)$$

$$\eta_s = -0,0036 r_{comp}^2 - 0,0112 r_{comp} + 0,8761 \quad (2)$$

$$\eta_m = 0,000002(N)^2 - 0,000592(N) + 0,9384 \quad (3)$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{V_d N}{v_1} \eta_v \quad (4)$$

Para a modelagem do condensador e evaporador, foram também aplicadas as equações de conservação para cada fluido. Para a equação de troca de calor, adotou-se o método de efetividade, Eq. 5, onde  $\dot{Q}$  [kW] é a taxa de transferência de calor,  $\varepsilon$  [-], a efetividade,  $\Delta T_{max}$ , a diferença máxima de temperatura e  $C_{min}$  [kW/K], mínima capacidade calorífica do ar (condensador) ou do fluido secundário (evaporador). Para o condensador foi utilizada uma relação experimental (Campos, 2014), para o cálculo da efetividade, Eq. 6, em função do número de unidades de transferência,  $NTU$  [-], para um condensador de microcanais de escoamento paralelo. Para o evaporador foi utilizada a correlação clássica para um trocador contra-corrente, com mudança de fase em um dos fluidos, Eq. 7. O dimensionamento dos trocadores de calor é dado a partir da condutância térmica,  $UA$  [kW/K], Eq. 8.

$$\dot{Q} = C_{min} \varepsilon \Delta T_{max} \quad (5)$$

$$\varepsilon_{cd} = -0,006646 + 1,0129NTU_{cd} - 0,2067NTU_{cd}^2 \quad (6)$$

$$\varepsilon_{eva} = 1 - \exp(-NTU_{eva}) \quad (7)$$

$$UA = NTU C_{min} \quad (8)$$

A partir dos dados de entrada e da eficiência isentrópica do compressor, foram determinados os estados termodinâmicos do ciclo direto de refrigeração, indicados no diagrama P-h da Fig. 4, abaixo.

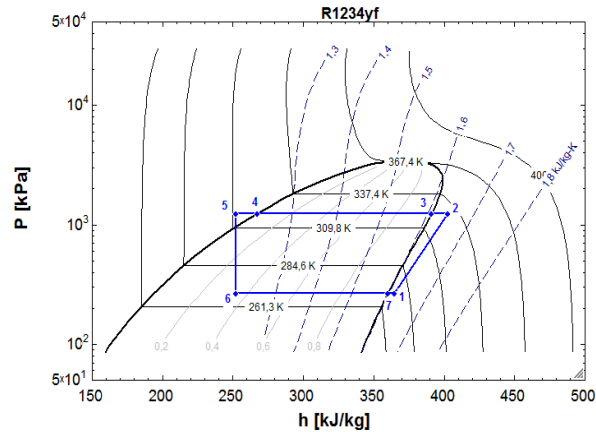


Figura 4 - Diagrama P - h para o HFO-1234yf com os estados termodinâmicos representados

## 4.2 Ciclo secundário

No circuito secundário, o *fan coil* remove calor da cabine dos passageiros, e a bomba garante a circulação do fluido secundário no ciclo, como pode ser observado na Fig. 3.

Um nanofluido foi aplicado como fluido secundário para o sistema de refrigeração indireto. Nanofluidos são suspensões de nanopartículas em um fluido base que aumentam sua condutância térmica, conseqüentemente tendo como objetivo o aumento da capacidade de transferência de calor do fluido. Entretanto, com a elevação do número de nanopartículas aumenta-se também a viscosidade do fluido, sendo necessário, portanto, encontrar um ponto ótimo para a solução. O nanofluido selecionado foi uma solução de nanotubos de carbono de parede simples em água (SWCNT-H20). As propriedades termofísicas deste nanofluido foram determinadas experimentalmente por Vasconcelos et al. (2017) ao aplicá-lo como fluido secundário em um sistema de refrigeração indireto. A modelagem do *fan coil* foi realizada baseada em um relatório interno desenvolvido por Parise (2006).

## 5. DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor do sistema indireto de refrigeração foram dimensionados para retirar a carga térmica, aplicada ao veículo. Foi assumido 100% de renovação do ar no interior do veículo, e uma percentagem de 75% de umidade relativa do ar que entra no *fan coil*. Adotou-se um modelo típico de compressor, sendo ele, alternativo do tipo swash-plate, modelo Bitzer 4TFCY. Seus dados técnicos são: volume do cilindro 475 [cm<sup>3</sup>]; deslocamento (1450/3000 [rpm]) 41,3/85,5 [m<sup>3</sup>/h]; velocidade de rotação 500-3500 [rpm]; pressão máxima (LP/HP) 19/28 [bar]; número de cilindros x diâmetro x curso 4x60x42 mm. A velocidade de rotação para que o sistema retire a carga térmica total aplicada foi de 2786 rpm.

### 5.1 Condensador

O tipo de condensador utilizado na configuração de sistema condicionador de ar proposta é um condensador de microcanais de escoamento paralelo de 4 passes, e aletas persianas de alumínio. A Fig. 5 apresenta uma visão frontal do condensador, assim como um corte transversal que permite a visualização da disposição dos microcanais.

Foram desconsideradas quedas de pressão nos trocadores como forma de simplificação dos cálculos.

O cálculo do coeficiente de transferência global no condensador ( $UA_{cd}$ ) é dado pela Eq. 9, onde:  $\alpha_{ref,cd}$  e  $\alpha_{ar,cd}$  [kW/m<sup>2</sup>K] correspondem aos coeficientes de transferência de calor no condensador para o refrigerante e o ar respectivamente. Analogamente,  $A_{ref,cd}$  e  $A_{ar,cd}$  [m<sup>2</sup>] são as áreas do condensador para os microcanais, lado do refrigerante e lado do ar, respectivamente, enquanto que  $\eta_{sp}$  [-] é a efetividade da superfície aletada, lado do ar.

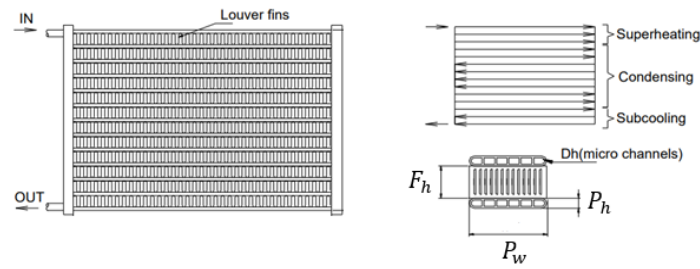


Figura 5 - Esquema de representação de um condensador de microcanais com escoamento paralelo, (Jabardo, Mamani e Ianella, 2002)

$$\frac{1}{UA_{cd}} = \frac{1}{\alpha_{ref,cd} A_{ref,cd}} + \frac{1}{\eta_{sp} \alpha_{ar,cd} A_{ar,cd}} \quad (9)$$

Foi desprezada qualquer resistência referente à condução de calor, por esta apresentar um valor baixo em comparação com as resistências à convecção. A Tab. 2 apresenta as condições estruturais e parâmetros para o condensador, baseados na geometria apresentada por Wang *et al.* (2015):

Tabela 2 - Parâmetros geométricos do Condensador

Descrição	Variável	Valor	Unidade
Altura do tubo plano	$T_H$	$2 \times 10^{-3}$	m
Largura do tubo plano	$T_W$	$33,4 \times 10^{-3}$	m
Espessura do tubo plano	$T_\delta$	$0,265 \times 10^{-3}$	m
Número de tubos planos	$N_{t,cd}$	54	-
Número de microcanais por tubo	$N_{mc}$	15	-
Altura do microcanal	$P_h$	$1,1 \times 10^{-3}$	m
Largura do microcanal	$P_w$	$0,955 \times 10^{-3}$	m
Altura da aleta	$F_h$	$7,6 \times 10^{-3}$	m
Passo da aleta	$F_p$	$1,54 \times 10^{-3}$	m
Espessura da aleta	$F_\delta$	$0,08 \times 10^{-3}$	m
Altura da persiana	$L_h$	$0,454 \times 10^{-3}$	m
Comprimento da persiana	$L_l$	$6 \times 10^{-3}$	m

Assumindo que o comprimento dos tubos equivale a 95% da largura do condensador,  $C_w$  [m], a Eq. 10 define a área de transferência de calor do refrigerante. Enquanto que a Eq. 11 determina a área de transferência de calor referente ao ar, sendo ela a soma de  $A_{ar,f}$  [m<sup>2</sup>], área pelas aletas, e  $A_{ar,t}$  [m<sup>2</sup>], área superficial dos tubos. As relações geométricas utilizadas para a obtenção destas áreas, são apresentadas em Shah e Sekulic (2003).

$$A_{ref,cd} = 2(P_w + P_h) 0,95 C_w N_{mc} N_{t,cd} \quad (10)$$

$$A_{ar,cd} = A_{ar,f} + A_{ar,t} \quad (11)$$

As correlações aplicadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor do lado do refrigerante foram, Dittus-Boelter (1930) para as regiões monofásicas (líquido/vapor), e Shah (1979) para a região bifásica de condensação, Eq. 13, onde:  $\alpha_{lo}$  [kW/m<sup>2</sup>K] é o coeficiente de troca para a região onde há apenas líquido,  $x$  [-] é o título e  $P_{red}$  é a pressão reduzida [-]. Integrando a Eq. 12 de 0 a 1 obteve-se  $\alpha_{ref,cd}$ .

$$\alpha(x) = \alpha_{lo} \left[ (1-x)^{0,8} + \frac{3,8^{0,76} (1-x)^{0,04}}{P_{red}^{0,38}} \right] \quad (12)$$

Para o lado do ar, a correlação aplicada para o fator de Colburn  $j$  [-], Eq. 13, foi de Raman Ali (1995), na qual  $Re_{ar,cd}$  [-] refere-se ao número de Reynolds do ar no condensador.

$$j = 0,91 Re_{ar,cd}^{-0,5} \quad (13)$$

Para os cálculos de efetividade da superfície,  $\eta_{sp}$ , e coeficiente de transferência de calor,  $\alpha_{ar,cd}$ , foram aplicadas as equações (Eq.14-16) apresentadas em Kang *et al.* (2012), onde:  $\eta_f$  [-] é a eficiência da aleta,  $m$  [-] o parâmetro para o cálculo da eficiência teórica da aleta,  $k_f$  [kW/mK] sua respectiva condutividade térmica. Na Eq. 20,  $\rho_{ar,cd}$  [kg/m<sup>3</sup>],  $V_{ar,cd}$  [m/s],  $cp_{ar,cd}$  [kJ/kgK] e  $Pr_{ar,cd}$  [-] correspondem respectivamente à: densidade do ar no condensador, sua velocidade, calor específico e número de Prandlt.

$$\eta_{sp} = \frac{A_{ref,cd} + \eta_f A_{ar,f}}{A_{ar,cd}} \quad (14)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mF_h/2)}{mF_h/2} \quad \text{onde} \quad m = \sqrt{\frac{2\alpha_{ar,cd}}{k_f F_\delta}} \quad (15)$$

$$\alpha_{ar,cd} = j \frac{\rho_{ar,cd} (V_{ar,cd} / \sigma) cp_{ar,cd}}{\eta_{sp} Pr_{ar,cd}^{2/3}} \quad (16)$$

## 5.2 Evaporador

O evaporador é um trocador de calor de placas brasadas de aço inoxidável comercial SS-316. O modelo de uma placa e os escoamentos dos fluidos quente e frio estão representados na Fig. 6 a) e b), respectivamente.

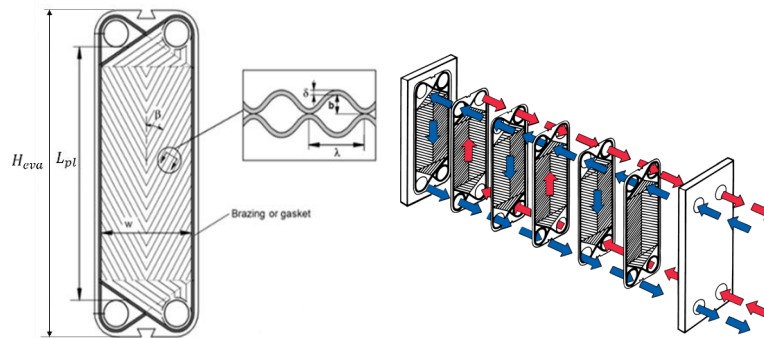


Figura 6 – a) Representação de uma placa do evaporador; b) Esquema dos escoamentos dos fluidos no trocador

O dimensionamento do trocador de calor foi realizado com os dados geométricos como parâmetros de entrada, e as equações para os cálculos das propriedades termodinâmicas do nanofluido, para uma concentração de 0,21% de nanopartículas. As relações geométricas para este trocador estão apresentadas em Shah e Sekulic (2003), tendo assumido passe único para os fluidos em seus respectivos canais. A Tab. 3 apresenta os parâmetros geométricos do evaporador.

Tabela 3 - Parâmetros geométricos do evaporador de placas

Descrição	Variável	Valor	Unidade
Comprimento da placa onde escoam os fluidos	$L_{plt}$	$450 \times 10^{-3}$	m
Largura da placa	$W_{plt}$	$225 \times 10^{-3}$	m
Espessura da placa	$\delta_{plt}$	$4 \times 10^{-3}$	m
Ângulo <i>Chevron</i>	$\beta$	60	°
Passo entre as placas	$b$	$3,3 \times 10^{-3}$	m
Passo entre as corrugações	$P_c$	$10 \times 10^{-3}$	m
Número de placas efetivas para transferência de calor	$N_{eff}$	14	-
Número de canais de refrigerante	$N_{ch,ref}$	7	-
Número de canais do nanofluido	$N_{ch,nf}$	8	-

Foram utilizadas as correlações de Donowski e Kandlikar (2000) para o R134a, apresentadas em Amalfi, Vakili-Farahani e Thome, (2016) (Eq. 17 - 19), devido à ainda escassez de correlações específicas ao novo refrigerante HFO-1234yf, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante. No equacionamento para região bifásica, as Eqs. 17 e 19 foram integradas para o título variando entre o título de entrada no evaporador, e 1. Sendo:  $Nu_{tp}$  e  $Nu_{lo}$  [-], os números de Nusselt que se referem às regiões bifásica e de apenas líquido respectivamente; os adimensionais,  $Co$ ,  $Bo$  e  $Pr_l$  [-] números convectivo, de Boiling, e de Prandlt para o refrigerante líquido;  $\rho_v$  e  $\rho_l$  [kg/m<sup>3</sup>], as densidades do refrigerante em vapor e líquido saturados;  $q$  [kW/m<sup>2</sup>], o fluxo de calor no trocador;  $G$  [kg/m<sup>2</sup>s], a velocidade mássica do refrigerante;  $i_{lv}$  [kJ/kg], seu calor latente de vaporização.

$$Nu_{tp} = [(1,184Co^{-0,3} + 222,5Bo^{2,8})(1 - x)^{0,003}Nu_{lo}] \quad (17)$$

$$Nu_{lo} = (0,2875Re_{lo}^{0,78}Pr_l^{1/3}) \quad (18)$$

$$Co = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8}; \quad Bo = \frac{q}{G_{lv}} \quad (19)$$

Aplicou-se uma correlação empírica para obter o coeficiente de transferência de calor do nanofluido, dada por Huang, Wu e Sunden (2015), Eq. 20, para nanotubos de carbono em água em um trocador de placas.

$$Nu_{nf} = Re_{nf}^{0,745}Pr_{nf}^{0,4}, \text{ para } 58 < Re < 624 \quad (20)$$

Com os valores dos números de Nusselt, os coeficientes de transferência de calor bifásico do refrigerante,  $\alpha_{tp,eva}$  e do nanofluido,  $\alpha_{nf,eva}$  [kW/m<sup>2</sup>K], são dados pela Eq. 21 com  $k$  [kW/mK], sendo a condutividade térmica dos fluidos e  $d_{h,eva}$  [m], o diâmetro hidráulico do evaporador de placas. Já a Eq. 22 determina o coeficiente global de transferência de calor do evaporador, a partir da condutividade térmica das placas,  $k_{pl}$  [kW/mK],  $\alpha_{tp,eva}$  e  $\alpha_{nf,eva}$ , e  $\delta pl$ .

$$\alpha = \frac{Nu k}{d_{h,eva}} \quad (21)$$

$$\frac{1}{U_{eva}} = \frac{1}{\alpha_{tp,eva}} + \frac{\delta pl}{k_{pl}} + \frac{1}{\alpha_{nf,eva}} \quad (22)$$

### 5.3 Fan coil

O *fan coil* é um trocador de calor de tubos e aletas, no qual o nanofluido troca calor com o ar úmido proveniente do interior do veículo. Os cálculos referentes ao dimensionamento deste trocador foram realizados por uma rotina no EES previamente elaborada para um relatório interno por Parise (2006). Entrou-se com as vazões volumétricas e temperaturas de entrada no trocador, referentes ao nanofluido e ao ar úmido, e foram calculados os respectivos coeficientes de transferência de calor, assim como foi realizado o dimensionamento do trocador, para que o mesmo retirasse a carga térmica de  $\dot{Q}_{total} = 27,47 \text{ kW}$ . Seus parâmetros geométricos estão apresentados na Tab. 4.

Tabela 4 - Parâmetros Geométricos do *Fan Coil*

Descrição	Variável	Valor	Unidade
Número de fileiras longitudinais	$N_{rows,L}$	8	-
Diâmetro interno do tubo	$D_{t,i}$	$9,525 \times 10^{-3}$	m
Espessura do tubo	$\delta_T$	$1,24 \times 10^{-3}$	m
Passo transversal do tubo	$S_T$	$19,05 \times 10^{-3}$	m
Passo longitudinal do tubo	$S_L$	$22 \times 10^{-3}$	m
Comprimento transversal do bundle	$L_{wa}$	$107,7 \times 10^{-3}$	m
Comprimento dos tubos	$L_{t,fc}$	1	m
Número total de tubos	$N_{t,fc}$	40	-
Densidade das aletas	$\sigma_f$	$0,2756 \times 10^{-3}$	1/m
Espessura da aleta	$\delta_f$	$0,25 \times 10^{-3}$	m
Comprimento total da aleta na direção transversal	$L_{f,T}$	$176 \times 10^{-3}$	m
Comprimento total da aleta na direção longitudinal	$L_{f,L}$	$190,5 \times 10^{-3}$	m

A Fig. 7a ilustra o modelo do trocador de calor de aletas e tubos conhecido como fan coil, enquanto que a Fig. 7 b apresenta de forma esquemática a disposição triangular dos tubos no trocador de calor, de acordo com os passos longitudinais e transversais dos tubos. Para o ar foram aplicadas as correlações de McQuinston e Parker (1988), para o fator de Colburn, e para o fluido secundário utilizou-se a correlação de Dittus-Boelter para escoamento turbulento.

## 6. RESULTADOS E COMPARAÇÃO COM MODELOS DISPONÍVEIS NO MERCADO

Para o condensador com  $UA_{cd} = 2,17 \text{ kW/K}$ , os valores dos coeficientes de transferência de calor para o ar e o refrigerante são 0,348 e 5,95 kW/m<sup>2</sup>K respectivamente, com as seguintes dimensões: altura de 0,530 m, largura de 0,556 m e profundidade de 0,02 m. Para validar o dimensionamento do trocador foi feita uma pesquisa em fabricantes de condensadores de microcanais. A Fig. 7c apresenta suas principais dimensões, sendo ele um modelo com



aproximadamente a mesma largura, altura e profundidade ligeiramente menores. Contudo, o trocador ilustrado apresenta dimensões bastante próximas ao calculado, e foi escolhido para ilustrar modelos disponíveis no mercado. Além disso a empresa responsável pela fabricação do modelo também produz condensadores com dimensões maiores e menores.

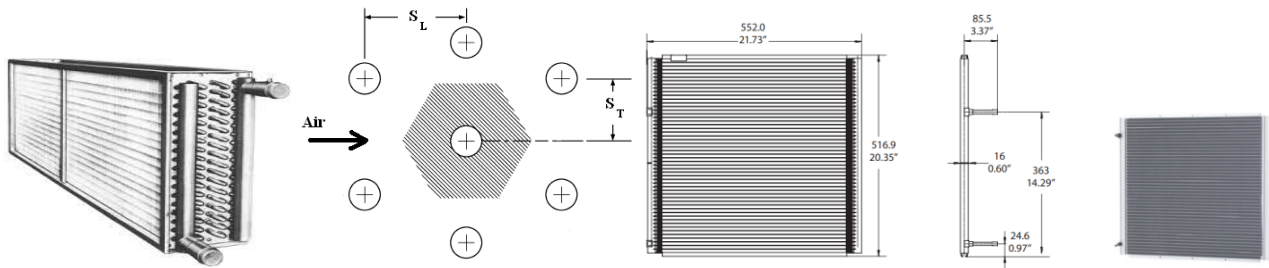


Figura 7 – a) Representação do fan coil; b) Esquema de disposição dos tubos no fan coil, Parise (2006); c) Condensador de microcanais, Danfoss D1300-C (2014)

No caso do evaporador de placas, este apresentou uma condutância térmica,  $UA_{eva} = 1,57 \text{ kW/K}$  e coeficientes de transferência de calor de  $3,18 \text{ kW/m}^2\text{K}$  para o refrigerante e  $3,60 \text{ kW/m}^2\text{K}$  para o nanofluido, suas dimensões são: altura de 0,564 m, largura de 0,225 m e profundidade de 0,110 m, com um total de 16 placas. Analogamente, foram pesquisados fabricantes de trocadores de calor de placas brasadas. A Fig. 8a apresenta um modelo do fabricante Alfa Laval que apresenta dimensões (em mm) superiores às encontradas no cálculo de dimensionamento do trocador. Este modelo, em particular, pode ser adquirido para um número de 10 a 298 placas.

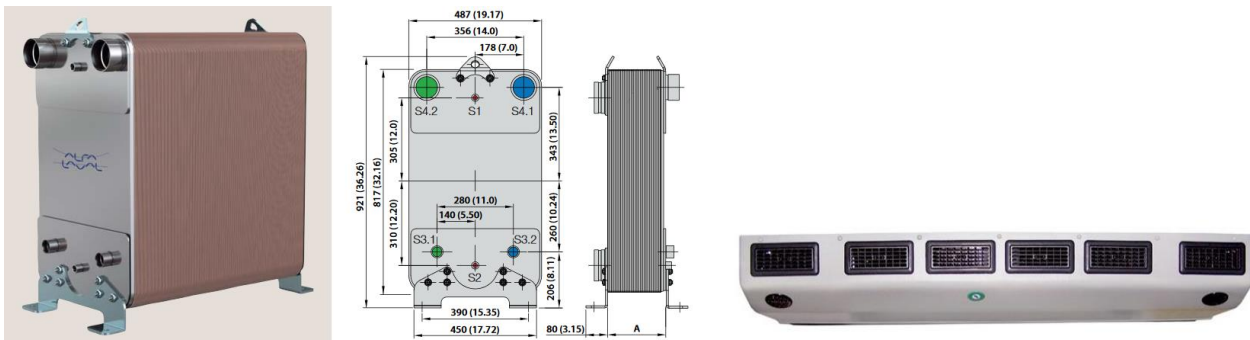


Figura 8 – a) Trocador de calor de placas brasadas para ar condicionado e refrigeração, Alfa Laval AC1000DQ; b) Evaporador do tipo split coil, RE-30 Rifled Air Conditioning

Para o *fan coil* retirar toda a carga térmica do ônibus, este apresenta uma condutância térmica,  $UA_{fc} = 0,332 \text{ kW/K}$ , coeficientes de transferência de calor  $\alpha_{ar,fc} = 0,0297 \text{ kW/m}^2\text{K}$ , para o ar, e  $\alpha_{nf,fc} = 0,833 \text{ kW/m}^2\text{K}$  e as seguintes dimensões: Largura de 1,0 m, altura de 0,191 m, profundidade de 0,176 m para um número total de aletas de 275. Realizando pesquisas em fabricantes para validar as dimensões e capacidade do fan coil, foi possível encontrar alguns modelos não específicos para sistema de climatização em ônibus, e um modelo (Fig. 8b) que é destinado para sistemas de ar condicionado descentralizado em ônibus. Esse sistema descentralizado significa que, diferentemente do sistema *roof top*, no qual ambos o evaporador e condensador estão juntos em uma única unidade, nesta configuração os componentes estão separados. Esta arquitetura descentralizada do sistema é comum para aplicação em ônibus de dois andares, onde um sistema *roof top* não seria adequado para o condicionamento do ar, em todo o ônibus, de forma homogênea. Os dados técnicos do evaporador split coil RE-30 Rifled Air Conditioning, para comparação com o fan coil, são: capacidade de refrigeração de 26,4 kW (90000 Btu/h); altura do trocador de 0,247 m; largura de 1,505 m; profundidade de 0,533 m. Pode ser observado pelos dados técnicos do evaporador modelo RE-30 da empresa Rifled Air Conditioning (Fig. 8 b), e comparando com as dimensões encontradas para o *fan coil*, que as dimensões calculadas são inferiores às do modelo disponível. Entretanto, sua capacidade de refrigeração de 26,4 kW é ligeiramente inferior à carga térmica máxima de 27,47 kW aplicadas ao ônibus estudado. Valida-se, portanto, o dimensionamento realizado.

## 7. ANÁLISE DE IMPACTO AMBIENTAL

Como forma de quantificar o ganho ambiental do sistema proposto, ao aplicar o novo refrigerante HFO-1234yf, foi realizado o cálculo do medidor TEWI (Total Equivalent Warming Impact) que expressa a soma das contribuições das emissões diretas e indiretas dos gases de efeito estufa que contribuem para as mudanças climáticas. Seu equacionamento é dado pela Eq. 23 onde:  $m_{carga}$  [kg] e  $GWP_{ref}$  [-] correspondem à carga e a medida do potencial de aquecimento global do refrigerante;  $L_{anual}$  [kg] e  $n_{vida}$  [ano], a taxa de vazamento e o número de anos de operação do sistema;  $\alpha_{rec}$  [-], o



fator de recuperação/reciclagem;  $E_{anual}$  [kWh/ano], o consumo de energia do sistema por ano;  $\beta_{ind}$  [kgCO<sub>2</sub>/kWh], o fator de emissão indireta.

$$TEWI = (m_{carga} GWP_{ref} L_{anual} n_{vida}) + m_{carga} GWP_{ref} (1 - \alpha_{rec}) + (E_{anual} \beta_{ind} n_{vida}) \quad (23)$$

Para comparação, o TEWI foi quantificado também para o sistema proposto operando com o refrigerante R134a. Para este caso, tanto a vazão mássica de refrigerante quanto a potência requerida para o compressor foram menores, quando comparados ao sistema utilizando o HFO-1234yf. Foi estimada uma carga de refrigerante de 6,6 kg com uma taxa de vazamento de 13,7% (0,904 kg) apresentada em Schwarz (2007) para sistemas de condicionamento de ar em ônibus a diesel, referentes aos veículos com sistemas de climatização mais novos. Assim como assumiu-se uma vida útil de 10 anos para o sistema. O fator de recuperação/reciclagem é tido como 0,75 (AIRAH, 2012) e o fator de emissão indireta para o motor a diesel que alimenta o compressor é 0,250 kgCO<sub>2</sub>/kWh (Carbon Trust, 2008). Desta forma, foram obtidos os seguintes valores:  $TEWI_{R134a} = 84486$  e  $TEWI_{HFO-1234yf} = 263,6$ . Estes resultados apontam para a inevitável substituição do R134a (GWP=1370), devido ao seu impacto ambiental, e o possível ganho ambiental pela aplicação do HFO-1234yf (GWP=4; Spatz and Minor, 2008) aos sistemas de climatização automotivos.

## 8. CONCLUSÃO

Foram realizados a modelagem e dimensionamento dos trocadores de calor, referentes a uma nova arquitetura para sistemas de condicionamento de ar para ônibus, baseados em um sistema de refrigeração indireto. Essa arquitetura propõe o isolamento do novo refrigerante HFO-1234yf ao compartimento do motor, além da aplicação de um nanofluido (H<sub>2</sub>O-SWCNT) como fluido secundário. O objetivo do trabalho proposto foi alcançado a partir dos: i) cálculos de carga térmica; ii) equações de balanço; iii) propriedades termofísicas calculadas para cada fluido; iv) geometria dos componentes; v) equações de troca de calor. Foi possível também, validar o dimensionamento dos trocadores de calor ao compará-los com modelos disponíveis na literatura, concluindo-se que os dimensionamentos se apresentaram razoáveis, ainda que simplificações tenham sido assumidas. Por fim foi realizada uma avaliação de impacto ambiental do sistema, baseada pelo cálculo do TEWI, avaliando o ganho ambiental na aplicação do refrigerante HFO-1234yf substituindo o R134a. Entretanto, como a configuração do sistema aqui proposto difere da atual *roof top*, aplicabilidade e viabilidade técnica, assim como o ainda elevado custo de nanofluidos devem ser estudados. Contudo, dos pontos de vista de segurança, inovação, performance e menor impacto ambiental, a arquitetura proposta é relevante e merece um estudo mais aprofundado, incluindo uma avaliação de viabilidade econômica, que encontra-se fora do escopo do presente trabalho.

## 9. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPERJ, CAPES e CNPq pelo apoio concedido.

## 10. REFERÊNCIAS

- ALFA LAVAL. Alfa Laval AC1000DQ / ACH1000DQ: Braze plate heat exchanger for air conditioning and refrigeration. Disponível em: < [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/pdf-leaflets/ac1000dq\\_product-leaflet.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/pdf-leaflets/ac1000dq_product-leaflet.pdf) > Acesso em: 30 julho, 2018.
- AMALFI, R.L.; VAKILI-FARAHANI, F.; THOME, J. R. Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 1: Review and experimental database. *Int Journal of Refrigeration*, v. 61, p. 166-184, 2016.
- ARCO CLIMATIZAÇÃO. A340-A370: Ar condicionado para ônibus urbano e rodoviário. Disponível em: < <http://www.arcoclima.com.br/produto/a340-a370> > Acesso em: 30 julho, 2018.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15570: Transporte — Especificações técnicas para fabricação de veículos de características urbanas para transporte coletivo de passageiros.** 2009.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1:Instalações de ar condicionado — Sistemas centrais e unitários Parte 1: Projetos das instalações.** 2008.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1:Instalações de ar condicionado — Sistemas centrais e unitários Parte 2: Parâmetros de conforto térmico.** Rio de Janeiro. 2008.
- AUSTRALIAN INSTITUTE OF REFRIGERATION, AIR CONDITIONING AND HEATING. Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI), 2012.
- BENITO, Y.R. **Aplicação de nanofluidos em sistemas secundários de refrigeração.** 172 f. Tese de Doutorado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.
- CALM, J. M.; HOURAHAN, G.C. Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants. In: **23rd International Congress of Refrigeration (ICR2011), Prague, Czech Republic, August.** 2011. p. 21-26.
- CAMPOS, S.L. **Desenvolvimento de sistema climatizador automotivo para aquecimento e resfriamento.** 119 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) –Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2014.
- CARBON TRUST. Energy and carbon conversions, 2008 Update, Fact sheet CTL018. Disponível em: < <http://www.knowlton.org.uk/wp-content/files/Energy%20carbon%20conversions.pdf> > Acesso em: 20 ago, 2018.
- DANFOSS. MicroChannel Heat Exchanger for increased savings, 2014. Disponível em: < [http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/24/DKQB.PD.400.L3.02\\_D1300C.pdf](http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/24/DKQB.PD.400.L3.02_D1300C.pdf) > Acesso em: 30 julho, 2018.
- DITTUS, F. W., BOELTER, L.M.K., 1930, Publ. Eng., 2:443, University of California at Berkeley.
- DONOWSKI, Vincent D.; KANDLIKAR, Satish G. Correlating evaporation heat transfer coefficient of refrigerant

- R-134a in a plate heat exchanger. In: **Eng Found Conf Pool and Flow Boiling, Anchorage, AK, Apr.** 2000.1-18.
- EUROPEAN UNION LAW. 2006. Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the council of 17 May 2006, relating to emissions from air conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC. Em :<<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:32006L0040>> Acesso: 4 6- 2018.
- EUROPEAN UNION LAW. 2014. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Disponível em: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=uriserv:OJ.L\\_.2014.150.01.0195.01.ENG](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=uriserv:OJ.L_.2014.150.01.0195.01.ENG). Acesso: 4/06/2018.
- HUANG, D; WU, Z; SUNDEN, B. Pressure drop and convective heat transfer of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water and MWCNT/water nanofluids in a chevron plate heat exchanger. **Int journal of heat and mass transfer**, v. 89, p. 620-626, 2015.
- ISHII, N.; YAMAMURA, M.; MURAMATSU, S.; YAMAMOTO, S.; AND SAKAI, M., Mechanical Efficiency of a Variable Speed Scroll Compressor, **International Compressor Engineering Conference**. 1990. Paper 705. <<http://docs.lib.purdue.edu/icec/705.1990>>
- JABARDO, JM S; MAMANI, W. G; IANELLA, M. R. Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, n. 8, p. 1157-1172, 2002.
- KANG, H. et al. Air-Side Heat Transfer Performance of Louver Fin and Multi-Tube Heat Exchanger for Fuel-Cell Cooling Application, **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**. 2012. Paper 1337. <<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1337>>
- KÖHLER, J.; SONNEKALB, M.; and KAISER, H., "A Transcritical Refrigeration Cycle with Carbon Dioxide for Bus Air Conditioning and Transport Refrigeration" (1998). **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**. Paper 398.<<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/398>>
- MARTINELLI JÚNIOR, L.C. **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus**. 195 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, UNESP, Guaratinguetá, 2008.
- MCQUINSTON, F.C., PARKER, J.D., **Heating, Ventilating and Air Conditioning – Analysis and Design**, John Wiley and Sons, third edition, 1988.
- PARISE, J.A.R. Thermal performance on an Air Compressor After-Cooler. Technical Report. PUC-Rio, 2006.
- RAMAN, A. A. **Modeling of condensers, evaporators and refrigeration circuit in automobile air conditioning systems**. 1995. Tese de Doutorado. Ph. D. thesis, University of Valladolid, Valladolid, Spain (in Spanish).
- RIFLED AIR CONDITIONING. RE-30. <<http://www.rifledair.com/systems/evaporators/re-30/>> Acesso: 30-07-2018.
- SANTOS, E.O. **Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo**. 131 f. Dissertação em Engenharia Automotiva – Escola Politécnica, USP, São Paulo, 2005.
- SCHWARZ, W. Establishment of Leakage Rates of Mobile Air Conditioners in Heavy Duty Vehicles. **Final Report, Part**, v. 2, 2007.
- SHAH, M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. **International Journal of heat and mass transfer**, v. 22, n. 4, p. 547-556, 1979.
- SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. John Wiley & Sons, 2003.
- SOTOMAYOR, P.O. **Caracterização e simulação de compressores alternativos utilizando fluidos com baixo potencial de aquecimento global**. 331 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) –PUC-Rio, 2015.
- SPATZ, M; MINOR, B. **HFO-1234yf: A low GWP refrigerant for MAC**. VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting. 2008. p. 13-14.
- THERMO KING. Nova série TK-COOL, 2016. Disponível em: <[http://www.thermoking.com.br/content/dam/tk-latin-america/brasil/Produtos/linhacompletaac/CF1000/Sales%20Sheet\\_TK-4-2-201506-POR%20\(Rov.6-2016\)%20CF1000%20small.pdf](http://www.thermoking.com.br/content/dam/tk-latin-america/brasil/Produtos/linhacompletaac/CF1000/Sales%20Sheet_TK-4-2-201506-POR%20(Rov.6-2016)%20CF1000%20small.pdf)> Acesso em: 30 julho, 2018.
- UNITED STATES ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **Substitutes in MVAC: Passenger Air Conditioning in Buses and Trains**. Significant New Alternatives Policy (SNAP). Disponível em: <<https://www.epa.gov/snap/substitutes-mvac-passenger-air-conditioning-buses-and-trains>> Acesso em:30/05/2018.
- VALEO. CC 305-335-355. Disponível em: <[https://www.valeo-thermalbus.com/br\\_pt/PRODUTOS/AR-CONDICIONADO/Onibus-acima-de-12m/CC-305-335-355](https://www.valeo-thermalbus.com/br_pt/PRODUTOS/AR-CONDICIONADO/Onibus-acima-de-12m/CC-305-335-355)> Acesso em: 30 julho, 2018.
- VASCONCELOS, A. A. et al. Experimental evaluation of SWCNT-water nanofluid as a secondary fluid in a refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 111, p. 1487-1492, 2017.
- VMG AIRES. RD-130F/FC. <[http://www.vmgaires.com.br/produtos/rodoviario\\_urbano/rd130ffc](http://www.vmgaires.com.br/produtos/rodoviario_urbano/rd130ffc)> Acesso: 30 julho, 2018.
- WANG, T. et al. Modeling for multi-pass parallel flow condenser with the effect of refrigerant mal distribution. **International Journal of Refrigeration**, v.60, n. 2, p. 212-234, ago. 2015.

## MODELING OF THE HEAT EXCHANGERS OF A BUS AIR CONDITIONING SYSTEM WITH LOW ENVIRONMENTAL IMPACT

**Abstract.** This work proposes a bus air conditioning system operating with a 4<sup>th</sup> generation refrigerant, HFO-1234yf as a substitute for R134a. A new configuration of the system, to guarantee cabin safety, due to the light flammability of the new refrigerant, is proposed. It consists of an indirect refrigeration system in which the primary refrigeration cycle, or the vapor compression cycle, where refrigerant flows, is confined to the engine compartment. The implementation of nanofluid in the secondary loop is also investigated. Through literature research and with the assistance of the EES software, the modeling of the heat exchangers of the new system was completed.

**Keywords:** HFO-1234yf, nanofluid, bus air conditioning, indirect refrigeration