

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO E DO COMPRIMENTO DA LINHA DE SUÇÃO NO DE-  
SEMPENHO DE UM APARELHO DE AR CONDICIONADO

Stefanie Bator – sbator@hotmail.com

Paulo Roberto Wander – prwander@unisinis.br

Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, <http://www.unisinis.br>.

F3 Cálculo, Projeto e Simulação Termo Energética

**Resumo.** A simulação de sistemas térmicos de refrigeração vem sendo utilizada a fim de reduzir o tempo e os custos de desenvolvimento de novos sistemas de ar-condicionado, além de permitir melhor compreensão do funcionamento dos parâmetros de seus componentes. No presente artigo, apresenta-se um modelo computacional desenvolvido no software EES (Engineering Equation Solver), onde um sistema de condicionador de ar utilizando o refrigerante R-410A foi modelado com seus principais componentes. Testou-se a influência do diâmetro e do comprimento da linha de sucção do compressor no desempenho do equipamento, considerando-se como referência uma tubulação de cobre de 3/8 in e 7,5 m de comprimento. Para realização da análise, simulou-se também para os comprimentos de 2 e 15 m e para o diâmetro de 5/16 in. Para o diâmetro de 3/8 in, houve um aumento de 2,29% no COP para o comprimento de 2m e uma diminuição de 1,83% para o comprimento de 15 m em relação ao resultado de referência. Reduzindo-se o diâmetro da tubulação, o COP diminuiu em até 14,53% para o comprimento de 15 m. Tratando-se da capacidade frigorífica, para tubulação com 3/8 in de diâmetro, houve um aumento de 2,53% para 2 m de comprimento e diminuiu-se 1,81% para 15 m de comprimento em relação ao resultado obtido para 7,5 m. A tubulação com 5/16 in de diâmetro apresentou resultados inferiores em relação ao diâmetro de referência, tendo-se um aumento de 0,63% para 2 m e uma diminuição de 5,45% para 7,5 m e de 17,32% para 15 m.

**Palavras-chave:** Ar condicionado, Modelamento, Simulação computacional, Desempenho, Tubulação de sucção.

## 1. INTRODUÇÃO

As áreas de refrigeração e ar condicionado, onde se destaca o sistema que se baseia no princípio de compressão mecânica de vapor, apresentaram um grande avanço nos últimos anos com a otimização dos seus componentes. (SANTOS JÚNIOR, RIFFEL, GUIMARAES, 2014). Um tema que tem recebido incentivo para a realização de pesquisas nessa área é a melhoria no desempenho dos principais elementos do sistema, como compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. (PIMENTA, 2015). As avaliações podem ser feitas em função dos parâmetros térmicos dos equipamentos individuais e do ciclo termodinâmico, onde as análises teóricas desses processos têm sido realizadas com base nas aplicações das leis da conservação da massa, quantidade de movimento e energia. (YATAGANBABA; KILICARSLAN; KURTBAS, 2015; ZIGMANTAS, 2016).

A simulação computacional tem mostrado ser o método mais completo para análises de desempenho térmico e energético dos sistemas de refrigeração. (DING, 2007). As rotinas computacionais que acompanham o estudo são baseadas em métodos numéricos, solucionados com o emprego de “softwares”, como, por exemplo, o EES (“Engineering Equation Solver”). Tem-se como finalidade reduzir o tempo e os custos de desenvolvimento de novos sistemas de ar-condicionado e refrigeração. (ARAÚJO, 2010).

Através de modelagens matemáticas dos componentes aplicadas em simulações computacionais, podem-se simular diferentes condições de operação e calcular diversos parâmetros que influenciam os índices de desempenho do sistema e dos equipamentos individuais. Dessa forma, é possível analisar qual a influência de cada componente sobre o comportamento global do sistema e verificar seus desempenhos operando em conjunto. (MENDES, 2012).

A linha mais crítica no sistema de tubulação de um aparelho de ar condicionado é a linha de sucção, que conduz o refrigerante do evaporador ao compressor. A perda de carga nessa tubulação influencia a eficiência do ciclo, pois reduz a pressão de entrada do compressor. Este trabalho discutirá a respeito da influência do diâmetro e do comprimento da linha de sucção no desempenho de um aparelho de ar condicionado, através da modelagem matemática e simulação do evaporador, compressor e condensador de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

## 2. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor, ilustrado na Figura 1 (a), consome energia para realizar o trabalho de compressão do refrigerante ( $\dot{W}_{comp}$  [W]), ou seja, a elevação da pressão desse fluido através de um compressor. Há uma taxa de calor que é dissipada pela carcaça do mesmo ( $\dot{Q}_{comp}$  [W]). Um sistema de refrigeração operando sob esse ciclo possui no mínimo um compressor, dois trocadores de calor (condensador e evaporador) e um dispositivo de expansão.

No ciclo, o fluido refrigerante é comprimido para uma alta pressão e condensado, rejeitando calor ( $\dot{Q}_{cond}$  [W]) a uma alta temperatura para o meio externo. Em seguida, após a condensação, ele é expandido através de um dispositivo

de expansão até a pressão do evaporador. Nessa baixa pressão e temperatura, absorve-se o calor ( $\dot{Q}_{evap}$  [W]) do ambiente a ser resfriado, ocorrendo a vaporização do refrigerante e produzindo o efeito de refrigeração.

Devido à ineficiência dos processos envolvidos, como perdas por atrito mecânico, perdas de carga e irreversibilidades, o ciclo utilizado na prática é conhecido como ciclo real de refrigeração. (SILVA, 2005; STOECKER; JONES, 1985). A Figura 1(b) demonstra termodinamicamente no diagrama pressão-entalpia ( $P \times i$ ) o ciclo real de refrigeração por compressão a vapor. (VENTURINI; PIRANI, 2005).  $T_c$  representa a temperatura de condensação [°C],  $T_o$  é a temperatura de vaporização [°C],  $P_c$  a pressão do condensador [Pa] e  $P_o$  a pressão do evaporador [Pa].

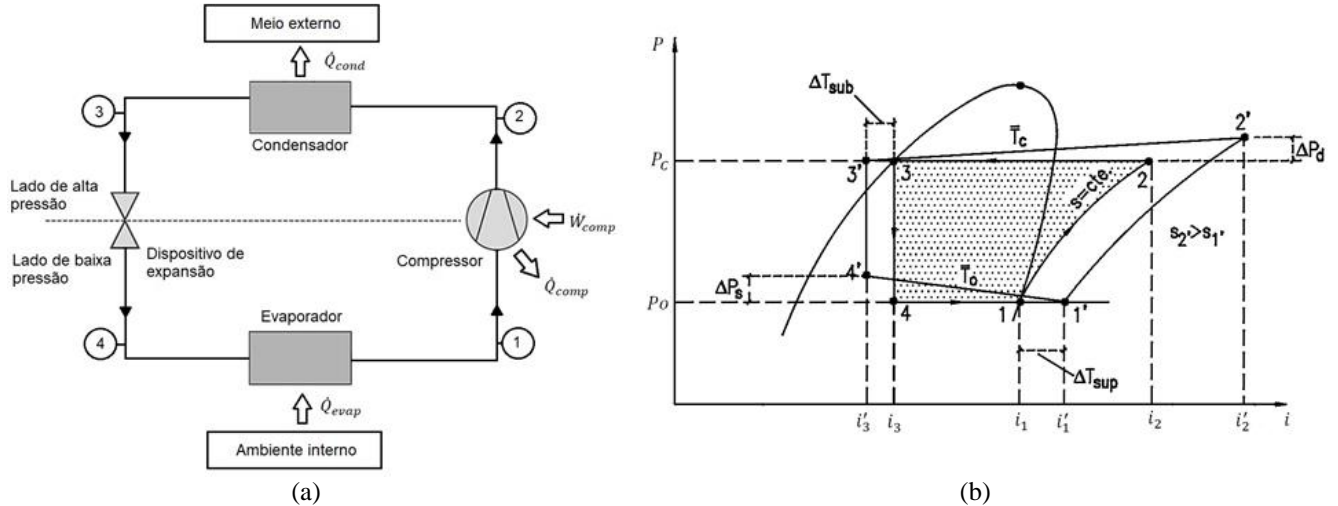


Figura 1. (a) Esquema e (b) diagrama pressão-entalpia ( $P \times i$ ) do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

Entre as diferenças principais do ciclo real ( $1'-2'-3'-4'$ ) e ideal ( $1-2-3-4$ ) de refrigeração está a perda de pressão através das válvulas de sucção e descarga do compressor, assim como no condensador e no evaporador ( $\Delta P_d$  e  $\Delta P_s$  [Pa]), resultando em um trabalho de compressão maior entre os estados 1 e 2. (ÇENGEL; BOLES, 2011). Outras diferenças são o subrefriamento do refrigerante na saída do condensador ( $\Delta T_{sub}$  [°C]) e o superaquecimento na sucção do compressor ( $\Delta T_{sup}$  [°C]), que tem a finalidade de evitar a entrada de líquido no mesmo. Outro processo importante é o de compressão, que no ciclo real é politrópico ( $s_1 \neq s_2$  [J/K]) e no processo teórico é isentrópico ( $s_1 = s_2$  [J/K]). Isso ocorre devido a ineficiências em razão do atrito e de outras perdas. (TEBCHIRANI, 2011).

O coeficiente de desempenho do ciclo ( $COP$ ) é descrito conforme a Eq. 1, onde  $i_1$  é a entalpia do refrigerante na sucção do compressor [J/kg],  $i_2$  é a entalpia do refrigerante na descarga do compressor [J/kg] e  $i_4$  é a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador [J/kg].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (1)$$

### 3. MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM APARELHO DE AR CONDICIONADO

A vantagem de realizar um estudo dos modelos matemáticos dos equipamentos do sistema de refrigeração e, posteriormente, uma simulação, é que se tem a resposta imediata de todo o sistema a qualquer alteração de parâmetro feita a um componente específico. Além disso, a modelagem matemática permite determinar e analisar os parâmetros internos do sistema de condicionamento de ar mais relevantes no projeto, uma vez que é necessário ter um mapeamento dos componentes de forma individual.

#### 3.1 Compressor

Para a modelagem matemática do compressor empregou-se a metodologia apresentada por Brochier (2014). Foram utilizadas as Eq. 2 e 3 para o cálculo da capacidade e potência elétrica do compressor,  $Q_{datasheet}$  [W] e  $W_{datasheet}$  [W], obtidas a partir de regressões polinomiais de curvas de desempenho do compressor fornecidas pelo fabricante. As curvas apresentavam a capacidade frigorífica do compressor e a potência como variáveis dependentes das temperaturas de condensação e vaporização. Adicionalmente, foi incluído a variável independente da frequência de rotação do compressor  $N$  [Hz] às equações. O valor para o coeficiente de determinação obtido para estas regressões foi de 0,99.

$$Q_{datasheet} = [(0,174T_c^3 - 23,326667T_c^2 + 971,60238T_c - 9935,6905) + (-0,05862963T_c^3 + 7,3086243T_c^2 - 281,58399T_c + 325,01733)T_o + (0,0047777T_c^3 - 0,51579365T_c^2 + 14,351587T_c - 22,599206)T_o^2 + (-0,000148148T_c^3 + 0,015740741T_c^2 - 0,41759258T_c - 0,074074305)T_o^3](-0,00016165N^2 + 0,02699884N \pm 0,0379812) \quad (2)$$

$$W_{datasheet} = [(-0,19060317T_c^3 + 31,31238T_c^2 \pm 1677,4111T_c + 30070,0214) + (0,06559436T_c^3 - 10,852434T_c^2 + 592,6643T_c + 10650,726)T_o + (-0,00801058T_c^3 + 1,3338929T_c^2 - 73,684656T_c + 1333,8929)T_o^2 + (0,00032099T_c^3 - 0,054074070T_c^2 + 3,0012345T_c - 54,666665)T_o^3](-0,00007197N^2 + 0,01380169N - 0,08719482) \quad (3)$$

A taxa de massa do fluido refrigerante no ciclo  $\dot{m}_{ref}$  [kg/s] foi obtida a partir da Eq. 4, utilizando-se como temperatura do refrigerante na entrada do compressor 35 °C e mantendo o subresfriamento constante na saída do condensador e igual a 8,3 °C, conforme a ANSE/AHRI 540.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{datasheet}}{i_1 - i_4} \quad (4)$$

### 3.2 Condensador

O escoamento do fluido refrigerante apresenta-se em diferentes fases e estados termodinâmicos ao longo do condensador, ocasionando regiões monofásicas (líquido ou vapor) e bifásicas (líquido e vapor). Para a modelagem matemática, dividiu-se o trocador de calor em três regiões seqüenciais distintas para cada circuito de passagem do refrigerante, denominadas dessuperaquecimento, mudança de fase (condensação) e subresfriamento.

Dentre as diversas correlações propostas para o número de Nusselt para escoamento monofásico turbulento (dessuperaquecimento e subresfriamento) estão as de Dittus e Boelter (1930), Petukov (1970), e Gnielinski (1976). (IN-CROPERA; DEWITT, 2002; ÇENGEL; BOLES, 2012). Apesar de antiga, a correlação de Dittus e Boelter, por ser de fácil aplicação em métodos numéricos é muito utilizada em simulações de trocadores de calor de sistemas de refrigeração. Esta correlação foi aplicada por Copetti, Macagnan e Figueiredo (2009), Jabardo, Mamani e Ianella (2002) e Zigmantas (2006) com resultados satisfatórios.

Conforme Çengel e Ghajar (2012, p.489), “As relações dadas para o número de Nusselt são bastante simples, mas podem gerar erros tão grandes quanto 25%. Essa taxa de erro pode ser reduzida para menos de 10% usando relações mais complexas, porém mais precisas”, como a de Petukov (1970). A previsão dessa relação para números de Reynolds menores foi melhorada por Gnielinski (1976), Eq. 5 e 6, devendo ser preferenciada nos cálculos. (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). A correlação de Gnielinski (1976) foi utilizada por Brochier (2014), Cuevas e Fonseca (2016) e também considerada nesse trabalho.  $Re$  [-],  $Pr$  [-] e  $f$  [-] são respectivamente o número de Reynolds, o número de Prandtl e o fator de atrito.

$$Nu = \frac{\frac{f}{8}(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(Pr^{2/3} - 1)\sqrt{\frac{f}{8}}} \quad (5)$$

$$f = (0,79\text{Log}(Re) - 1,64)^{-2} \quad (6)$$

Durante o escoamento do fluido refrigerante na região de condensação, o mesmo perde calor para o meio, sofrendo mudança de fase de vapor saturado a líquido saturado. O coeficiente local de transferência de calor nessa seção está relacionado com a configuração do regime de escoamento do fluido refrigerante, dependente do título da mistura e da vazão do fluido. (SANTOS JUNIOR, RIFFEL, GUIMARAES, 2014).

Para o caso da condensação completa, Shah (1979) propôs em seu trabalho uma correlação para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor por convecção na região de condensação,  $h_{méd}$  [W/(m² K)], conforme Eq. 7. Shah (1979) também apresentou em seu trabalho uma correlação para o coeficiente local de transferência de calor. Brochier (2014) utilizou a correlação proposta por Shah (1979) por ser simples e facilmente aplicável na programação.

$$h_{méd} = h_l \left[ 0,55 + 2,09 / (P_{ref} / P_{crit})^{0,38} \right] \quad (7)$$

onde  $h_l$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção assumindo que toda a massa flui como líquido [W/m²],  $P_{ref}$  é a pressão do refrigerante [Pa] e  $P_{crit}$  é a pressão crítica do refrigerante [Pa].

### 3.3 Evaporador

De forma análoga ao condensador, na modelagem do evaporador foram consideradas duas regiões distintas para cada circuito, denominadas de região de mudança de fase (escoamento bifásico) e de superaquecimento do fluido refrigerante (escoamento monofásico). A correlação que será utilizada neste trabalho foi proposta no modelo de Wojtan et al. (2005), que mapearam os padrões de escoamento bifásico em ebulição em tubos horizontais. Por se tratar de um modelo muito extenso, o mesmo não será apresentado neste artigo, estando disponível na referência bibliográfica.

Para a região de superaquecimento do evaporador, a correlação utilizada neste trabalho é a de Gnielinski (1976), já exposta anteriormente na Eq. 5.

### 3.4 Lado ar

O coeficiente de transferência de calor do lado externo se caracteriza pelo escoamento do ar sobre as tubulações e aletas dos trocadores de calor. Kays e London (1984) apresentaram em seu trabalho uma modelagem matemática para avaliar o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado externo  $h_{ext}$  [W/(m² K)], conforme Eq. 8, onde  $J$  é o fator de Colburn [-],  $Pr_{ar}$  o número de Prandtl para o ar [-] e  $G_{ar}$  é a velocidade mássica do ar [kg/(s m²)].

$$h_{ext} = \frac{J G_{ar} c_p}{Pr_{ar}^{2/3}} \quad (8)$$

Para o cálculo do fator de Colburn em condensadores que utilizam aletas com venezianas foi utilizado as correlações de Wang et al (1999), desenvolvidas com base em testes empíricos de 49 amostras de trocadores de calor com seis diferentes geometrias de venezianas. Essa correlação previu mais de 95,5% dos resultados dentro de uma faixa de  $\pm 15\%$  e com erro padrão de 5,72%. A correlação é descrita na Eq. 9, sendo válida para  $Re_{DC} < 1000$  e números de fileiras,  $N_{tubos,lin} \geq 1$ .  $Re_{DC}$  é o número de Reynolds relativo ao diâmetro do colar [-],  $F_p$  é passo das aletas [m],  $D_c$  é o diâmetro externo do colar da aleta [m],  $L_h$  é a altura da veneziana [m],  $L_p$  é o passo das venezianas [m],  $P_l$  é passo longitudinal dos tubos [m] e  $P_t$  é o passo transversal dos tubos [m] e os coeficientes  $J1$  a  $J4$  [-] são obtidos a partir da Eq. 10 à Eq. 13. Para  $Re_{DC} > 1000$  deve-se utilizar a Eq. 14, onde os coeficientes  $J5$  a  $J8$  [-] são obtidos a partir da Eq. 15 à Eq. 18.

$$J = 14,3117 Re_{DC}^{J1} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{J2} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{J3} \left(\frac{F_p}{P_l}\right)^{J4} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-1,724} = \frac{Nu}{(Re_{DC} Pr^{1/3})} \quad (9)$$

$$J1 = -0,991 - 0,1055 \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{3,1} \ln\left(\frac{L_h}{L_p}\right) \quad (10)$$

$$J2 = -0,7344 + 2,1059 \left(\frac{N_{tubos}^{0,55}}{\ln(Re_{DC}) - 3,2}\right) \quad (11)$$

$$J3 = 0,08485 \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-4,4} N_{tubos}^{-0,68} \quad (12)$$

$$J4 = -0,1741 \ln(N) \quad (13)$$

$$J = 1,1373 Re_{DC}^{J5} \left(\frac{F_p}{P_l}\right)^{J6} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{J7} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{J8} (N_{tubos})^{0,3545} \quad (14)$$

$$J5 = -0,6027 + 0,02593 \left(\frac{P_l}{D_h}\right)^{0,52} (N_{tubos})^{-0,5} \ln\left(\frac{L_h}{L_p}\right) \quad (15)$$

$$J6 = -0,4776 + 0,40774 \left(\frac{N^{0,7}}{\ln(Re_{DC}) - 4,4}\right) \quad (16)$$

$$J7 = -0,58655 \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{2,3} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-1,6} (N_{tubos})^{-0,65} \quad (17)$$

$$J8 = 0,0841 (\ln(Re_{DC}) - 3) \quad (18)$$

Para o evaporador, utilizaram-se correlações para aletas com superfície molhadas, pois durante a vaporização do refrigerante a temperatura do fluido encontra-se abaixo da temperatura de orvalho do ar, causando desumidificação. Wang, Lin e Lee (2000) propuseram um modelo para o cálculo da correlação de aletas com venezianas nessas condições. Em seu modelo é proposta uma razão  $Le$  [-] entre o coeficiente de transferência de calor sensível para serpentinas molhadas e o coeficiente de transferência de massa, conforme Eq. 19.

$$Le = \frac{h}{h_d C_p} \quad (19)$$

onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor [W/(m² K)],  $h_d$  é o coeficiente de transferência de massa [kg/(m² s)] e  $C_p$  é a capacidade térmica [W/K]. A razão  $Le$ , denominada n° de Lewis, deve ser obtida a partir da Eq. 20.

$$Le = 0,2702 Re_{Dc}^{0,1739} \left( 0,6 + 0,8493 \left( \frac{2\Gamma}{\mu_f} \right)^{-0,1652 \exp(F_p/D_c)} \left( \frac{F_p}{P_t} \right)^{0,1984} N^{-0,501} \right) \quad (20)$$

onde  $\Gamma$  é a razão entre a vazão mássica e uma unidade de largura do tubo [kg/(s m)].

A correlação para obter o fator de Colburn é dada pela Eq. (21).

$$J = 9,717 Re_{Dc}^{j_1} \left( \frac{F_p}{D_c} \right)^{j_2} \left( \frac{P_t}{P_t} \right)^{j_3} \ln \left( 3 - \frac{L_p}{F_p} \right)^{0,07162} N^{-0,543} \quad (21)$$

onde os coeficientes  $j_1$  a  $j_3$  [-] são obtidos a partir da Eq. 22, 23 e 25.

$$j_1 = -0,023634 - 1,2475 \left( \frac{F_p}{D_c} \right)^{0,65} \left( \frac{P_t}{P_t} \right)^{0,2} N^{-0,18} \quad (22)$$

$$j_2 = 0,856 e^{(\tan\theta)} \quad (23)$$

onde  $\theta$  é o ângulo da veneziana [rad], dado por Eq. 24.

$$\tan\theta = \frac{L_h}{L_p} \quad (24)$$

$$j_3 = 0,25 \ln(Re_{Dc}) \quad (25)$$

### 3.5 Perda de carga

No ciclo de refrigeração, o refrigerante é bombeado através dos trocadores de calor. A potência de bombeamento do fluido é proporcional à queda de pressão, que está associada ao atrito do fluido e a outras contribuições da queda de pressão durante o escoamento. Além disso, a taxa de transferência de calor pode ser influenciada de forma significativa pela mudança de temperatura de saturação para o fluido em processo de condensação / ebulição se houver uma grande queda de pressão associada ao escoamento. Isso ocorre porque a temperatura de saturação muda com as mudanças na pressão de saturação. (SHAH; SEKULIC, 2003).

A perda de pressão do lado ar nos trocadores de calor foi estimada através do fator de Fanning conforme a Eq. 26, apresentada por Wang et. al (1999).

$$f = \frac{A_c \rho_l}{A_o \rho_m} \left[ \frac{2\Delta p}{G_c^2 \rho_1} - (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right] \quad (26)$$

onde  $A_c$  é a mínima área de escoamento [m²],  $A_o$  é a área total de superfície [m²],  $\rho_1$  e  $\rho_2$  são as massas específicas do ar na entrada e na saída do trocador de calor [kg/m³],  $\rho_m$  é a massa específica média entre a entrada e a saída do ar [kg/m³],  $\Delta p$  é queda de pressão do ar através do trocador de calor [Pa],  $G_c$  é a velocidade mássica do ar baseada na mínima área de escoamento [kg/(s m²)] e  $\sigma$  é a razão entre a mínima área de escoamento e a área de face do trocador [-].

A correlação para o fator de Fanning para trocadores de calor com somente uma fileira de tubos é dada pelas equações Eq. (27) a (31). (WANG et al., 1999).

$$f = 0,00317 Re_{DC}^{F_1} \left( \frac{F_p}{P_t} \right)^{F_2} \left( \frac{D_h}{D_c} \right)^{F_3} \left( \frac{L_h}{L_p} \right)^{F_4} \left( \ln \left( \frac{A_o}{A_t} \right) \right)^{-6,0483} \quad (27)$$

$$F_1 = 0,1691 + 4,4118 (P_t)^{-0,3} \left( \frac{L_h}{L_p} \right)^{-2} \left( \ln \frac{P_t}{P_t} \right) \left( \frac{F_p}{P_t} \right)^3 \quad (28)$$

$$F_2 = -2,6642 - 14,3809 \left( \frac{1}{\ln(Re_{DC})} \right) \quad (29)$$

$$F_3 = -0,6816 \ln \left( \frac{F_p}{P_t} \right) \quad (30)$$

$$F_4 = 6,4668 \left( \frac{F_p}{P_t} \right)^{1,7} \ln \left( \frac{A_o}{A_t} \right) \quad (31)$$

onde  $A_o$  é a área total de superfície em contato com o ar [m²] e  $A_t$  é a área da superfície externa do tubo [m²].

No trecho em que o escoamento do refrigerante é bifásico, utilizou-se um procedimento da biblioteca do “software” EES, cuja correlação empregada é a de Muller-Steinhagen e Heck (1986). Os autores propuseram uma correlação simples, puramente empírica, para a previsão da queda de pressão de atrito para o fluxo bifásico em tubulações. Para determinar sua confiabilidade, esta correlação e quatorze correlações da literatura foram verificadas em relação a um banco de dados contendo 9300 medições de queda de pressão de atrito para uma variedade de fluidos e condições de fluxo.

Na biblioteca do EES, a queda de pressão é a soma da queda de pressão de atrito e da queda de pressão dinâmica. A queda de pressão dinâmica é calculada usando a fração de vapor ou fração vazio  $\alpha_g$  [-] obtida a partir do modelo descrito por Ould Didi, Kattan e Thome (2002), conforme Eq. 32.

$$\alpha_g = \frac{x}{\rho_v} \left[ \left( 1 + 0,12(1-x) \right) \left( \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{\dot{m}_{ref}^2 \rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (32)$$

onde  $\sigma$  é a tensão superficial [N/m],  $x$  é título de vapor do refrigerante [-],  $g$  é a aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>],  $\rho_v$  é a massa específica da fase de vapor [kg/m<sup>3</sup>] e  $\rho_l$  é massa específica da fase líquida [kg/m<sup>3</sup>].

A correlação de Muller-Steinhagen e Heck descrita por Ould Didi, Kattan e Thome (2002) é usado para prever o gradiente de pressão  $\left(\frac{dP}{dz}\right)_f$  [Pa], conforme Eq. 33. O mesmo é então integrado para determinar a queda de pressão da entrada para a saída. Presume-se que o fluxo de calor seja constante ao longo do comprimento do tubo.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \left\{ \left(\frac{dP}{dz}\right)_l + 2 \left[ \left(\frac{dP}{dz}\right)_v - \left(\frac{dP}{dz}\right)_l \right] x \right\} (1-x)^{1/3} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_v x^3 \quad (33)$$

onde  $\left(\frac{dP}{dz}\right)_l$  [Pa] e  $\left(\frac{dP}{dz}\right)_v$  [Pa] são os gradientes de pressão devido ao atrito para parte líquida e de vapor, conforme as Eq. 34 e 35.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_l = f_l \frac{2G^2(1-x)^2}{\rho_l d_i} \quad (34)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_v = f_v \frac{2G^2(1-x)^2}{\rho_v d_i} \quad (35)$$

onde  $f_l$  e  $f_v$  são os fatores de atrito para fase líquida [-] e para o vapor [-] e  $d_i$  é o diâmetro interno do tubo.

Em tubulações de sistemas de refrigeração, a determinação da perda de carga  $\Delta p$  [Pa] é definida conforme Eq. 36. (STOECKER e JONES, 2002).

$$\Delta p = f \frac{L V^2}{D} \rho \quad (36)$$

onde  $L$  é o comprimento do tubo [m],  $V$  é a velocidade média do tubo [m/s] e  $\rho$  é a densidade do fluido [kg/m<sup>3</sup>].

Haaland (1983) apresentou uma equação para determinação do coeficiente de atrito  $f$  [-] do fluido, obtido em função do número de Reynolds e do grau de rugosidade da tubulação  $\varepsilon/D$  [-], conforme Eq. (2.81).

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -1,8 \log_{10} \left[ \frac{6,9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon/D_i}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (37)$$

#### 4 METODOLOGIA

Para o desenvolvimento do modelo matemático que represente um sistema de ar condicionado, baseou-se no equipamento utilizado no trabalho de Brochier (2014), que opera segundo um ciclo de compressão de vapor de simples estágio. Como fluido de trabalho tem-se o refrigerante R-410A.

O compressor empregado possui capacidade nominal de 2650 W, com variação admitida de  $\pm 5\%$  e COP de 3,9. Os dados foram obtidos por ensaios realizados conforme orientação da norma ANSI/AHRI Standard 540. AHRI (2004). A velocidade de operação do compressor pode variar dentro do intervalo de frequência de 18 a 120 Hz. (BROCHIER, 2014). O evaporador e condensador utilizados são do tipo tubo-aleta plana com vezeniana, sendo os tubos constituídos de cobre e as aletas de alumínio. As características gerais encontram-se descritas na Tab. 1.

Tabela 1 - Características construtivas dos trocadores de calor

Diâmetro externo do tubo	Número de tubos na face	Número de fileiras	Comprimento dos tubos	Espessura da aleta	Número de aletas
--------------------------	-------------------------	--------------------	-----------------------	--------------------	------------------

Evaporador	7 mm	12	2	540 mm	0,1 mm	340
Condensador	7 mm	22	1	836 mm	0,1 mm	658

Para esse trabalho, a válvula de expansão não foi modelada. Para os cálculos, considerou-se uma expansão irreversível a entalpia constante, desde a pressão do condensador, até a pressão do evaporador. Justifica-se essa simplificação devido à diminuição do tempo de simulação computacional e ao fato da válvula de expansão ser o equipamento que menos influencia no desempenho do ciclo.

Para simulação computacional do ciclo, utilizou-se o “software” EES (KLEIN, 2013), por necessidade de se dispor das propriedades para o refrigerante e por possuir funções para a avaliação dessas propriedades, facilitando o trabalho de codificação e execução do modelo matemático. A Tabela 2 mostra as correlações e equações utilizadas para definir o comportamento do sistema de refrigeração, tratando-se de transferência de calor e perda de carga dos trocadores de calor.

Tabela 2 – Visão geral das correlações utilizadas para os trocadores de calor

Região		Correlação
<i>Lado ar</i>	-Transferência de calor (Condensador)	Wang et al. (1999)
	-Transferência de calor (Evaporador)	Wang, Lin e Lee (2000)
	- Fator de atrito	Wang et al. (1999)
<i>Escoamento monofásico</i>	- Transferência de calor	Gnielinski (1976)
	- Fator de atrito	Haaland (1983)
<i>Escoamento bifásico (Evaporador)</i>	- Transferência de calor	Wojitan (2005)
	- Fator de atrito	Muller-Steinhagen e Heck (1986)
<i>Escoamento bifásico (Condensador)</i>	- Transferência de calor	Shah (1979)
	- Fator de atrito	Muller-Steinhagen e Heck (1986)

Conforme o INMETRO (2011), a avaliação de condicionadores de ar do tipo split é realizada fazendo uso de tubulações de 7,5 m de comprimento. Dessa forma, utilizaram-se como valores de referência de desempenho os resultados obtidos para esse comprimento de tubulação de sucção do compressor, considerando-se um diâmetro externo de 9,52 mm (3/8 in). Adicionalmente, conforme o “Manual de Instalação, Operação e Manutenção” da Springer (2018) obtiveram-se os limites recomendados para os comprimentos mínimos e máximos para as linhas de interligação (sucção e expansão) entre as unidades, sendo de 2m e 15m. Para a avaliação da influência do comprimento da tubulação, utilizaram-se esses comprimentos. Para o estudo da influência do diâmetro de sucção nos parâmetros do ciclo, considerou-se também um tubo com 7,94 mm (5/16 in) de diâmetro externo.

## 5 RESULTADOS

A partir das simulações realizadas, foram obtidos resultados para os principais parâmetros termodinâmicos que influenciam no rendimento do sistema de refrigeração em análise, apresentados na Tab. 3. Como valores de referência, utilizaram-se os resultados obtidos para a tubulação de sucção do compressor com 9,52 mm (3/8 in) de diâmetro externo e 7,5 m de comprimento. Para análise da influência da dimensão da tubulação de sucção, simulou-se também para os comprimentos mínimo e máximo recomendados e para o diâmetro de 7,94 mm (5/16 in).

Tabela 3 – Parâmetros termodinâmicos para tubulação de 9,52 mm (3/8 in) e 7,94 mm (5/16 in) de diâmetro

Diâmetro $D_{sucção}$	9,52 mm (3/8 in)			7,94 mm (5/16 in)		
	2	7,5	15	2	7,5	15
Comprimento da tubulação de sucção $L_{sucção}$ [m]	2	7,5	15	2	7,5	15
Coeficiente de performance $COP$ [-]	3,471	3,393	3,331	3,414	3,207	2,906
Perda de carga $\Delta p_{sucção}$ [kPa]	4,15	14,84	28,54	10,71	35,67	57,14
Pressão de sucção do compressor $P_{sucção}$ [kPa]	1034,00	1009,00	993,20	1014	961,6	875,2
Velocidade na sucção $V_{sucção}$ [m/s]	6,834	6,75	6,630	9,960	9,586	8,956
Temperatura de descarga do compressor $T_{dc}$ [°C]	88,69	91,76	93,47	91,11	97,64	107,1
Pressão na entrada do evaporador $P_{e,evap}$ [kPa]	1064	1050	1048	1051	1024	957,9
Capacidade frigorífica $\dot{Q}_{evap}$ [W]	2598,00	2534,00	2488,00	2550	2396	2095
Potência do compressor $W_{datasheet}$ [W]	702,00	700,50	700,60	700,4	700,9	674,4
Potência total $\dot{W}_{tot}$ [W]	748,50	746,90	747,10	746,8	747,3	720,8
Taxa de massa do refrigerante $\dot{m}_{ref}$ [kg/s]	0,01499	0,01442	0,01409	0,01455	0,01336	0,01134
Superaquecimento $\Delta T_{sup}$ [°C]	7,953	9,708	10,240	9,460	12,430	17,160
Subresfriamento $\Delta T_{sub}$ [°C]	14,510	14,780	14,980	14,710	15,390	15,810
Temperatura de vaporização $T_p$ [°C]	8,520	8,046	7,987	8,092	7,185	4,974

Temperatura de condensação $T_c$ [°C]	51,630	51,720	51,830	51,690	52,040	51,990
Efeito de refrigeração ( $i_1 - i_4$ ) [kJ/kg]	190,327	190,638	190,703	190,58	190,94	192,86

A queda de pressão na tubulação de sucção aumenta proporcionalmente ao incremento do comprimento e é prejudicial para o desempenho do sistema. Ao reduzir a pressão na entrada do compressor, o volume específico do refrigerante aumenta, assim como a razão de compressão, elevando o trabalho de compressão por unidade de massa de refrigerante necessário. Com o aumento da razão de compressão, o rendimento volumétrico do compressor diminui, o qual reduz a taxa de massa do refrigerante. Ao mesmo tempo, a variação entre as entalpias ( $i_2 - i_1$ ) aumenta e como o efeito específico de refrigeração ( $i_1 - i_4$ ) praticamente não se altera, o COP diminui. Tratando-se dos resultados obtidos para o diâmetro de 9,52 mm, há um aumento de 2,29% no COP para o comprimento de 2m e uma diminuição de 1,83% no COP para o comprimento de 15 m em relação ao resultado obtido para 7,5 m.

Com a diminuição do diâmetro da tubulação para 7,94 mm, ocorre um aumento da queda de pressão e, consequentemente, diminui-se a pressão de entrada do compressor, obtendo-se valores inferiores para o coeficiente de desempenho do sistema em comparação à tubulação de referência. O COP aumentou 0,62% para 2 m e diminuiu 5,48% e 14,53% para os comprimentos de 7,5 m e 15 m, respectivamente.

Pode-se verificar também que a capacidade frigorífica, que influencia diretamente o COP, eleva-se à medida que é reduzido o comprimento da tubulação e diminui conforme se aumenta o mesmo. Para a tubulação com 9,52 mm de diâmetro, aumenta-se a capacidade frigorífica em 2,53% para 2 m de comprimento e diminui 1,81% para 15 m de comprimento em relação ao resultado obtido para 7,5 m. A tubulação com 7,94 mm de diâmetro apresenta resultados inferiores em relação ao diâmetro de referência, tendo-se um aumento de 0,63% para 2 m e uma diminuição de 5,45% para 7,5 m e de 17,32% para 15 m.

Além dos fatores apresentados, com a diminuição do diâmetro de sucção obteve-se uma redução nos valores de pressão de entrada do evaporador, temperatura de vaporização e taxa de massa do refrigerante em relação do diâmetro de referência. Houve um acréscimo nos valores de trabalho de compressão, temperatura de condensação, subresfriamento e superaquecimento. Ocorreu um aumento na velocidade de sucção, uma vez que a mesma é inversamente proporcional ao diâmetro. Em relação às variações no comprimento da tubulação de sucção para o diâmetro de 7,94 mm, comportou-se de forma semelhantes ao diâmetro de 9,52 mm, apresentando as mesmas tendências de aumento e diminuição dos parâmetros.

Outro fator importante para análise é a velocidade na tubulação de sucção, que diminui com o aumento do comprimento da tubulação. Em um ciclo de refrigeração, o óleo tem a função de lubrificar as partes móveis do compressor, garantindo o seu funcionamento de forma adequada. Porém, como estas partes móveis também entram em contato com o fluido refrigerante, o óleo acaba percorrendo toda a tubulação do sistema, junto com o fluido. É necessário que esse óleo retorne ao compressor pela sucção. Quanto menor a pressão na sucção do compressor, a temperatura na entrada será mais baixa, condição a qual a viscosidade do óleo é mais alta e o seu arraste mais difícil. Dessa forma, deve-se considerar uma velocidade mínima de escoamento para que haja o retorno adequado do óleo de lubrificação ao compressor.

Através das simulações, pode observar-se também a influência do comprimento da tubulação de sucção no superaquecimento e subresfriamento nos trocadores de calor. Tratando-se do evaporador, com a diminuição da taxa de massa do refrigerante e da temperatura de vaporização com o aumento do comprimento, eleva-se a diferença de temperatura do refrigerante com o ar. Assim, a tendência é que rapidamente o R410a se vaporize e superaqueça até uma temperatura próxima do ar, diminuindo a transferência de calor. Esse comportamento pode ser observado através da Tab. 4, onde se apresentam os comprimentos de cada região de escoamento dos trocadores de calor, além dos valores trocados.  $L_{vap}$  e  $L_{sup}$  são os comprimentos nas regiões de vaporização e superaquecimento no evaporador, assim como  $\dot{Q}_{vap}$  e  $\dot{Q}_{sup}$  são as quantidades de calor absorvido em cada seção.  $L_{dessup}$ ,  $L_{cond}$  e  $L_{sub}$  representam os comprimentos das regiões de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento no condensador e  $\dot{Q}_{dessup}$ ,  $\dot{Q}_{cond}$ ,  $\dot{Q}_{sub}$  são a quantidade de calor rejeitado em cada seção.

Tabela 4 – Comprimento das regiões de escoamento monofásico e bifásico nos trocadores de calor

	$L_{sucção}$ [m]	$L_{vap}$ [m]	$L_{sup}$ [m]	$\dot{Q}_{sup}$ [W]	$\dot{Q}_{vap}$ [W]	$L_{dessup}$ [m]	$L_{cond}$ [m]	$L_{sub}$ [m]	$\dot{Q}_{dessup}$ [W]	$\dot{Q}_{cond}$ [W]	$\dot{Q}_{sub}$ [W]
D= 9,52 mm	2,00	5,151	1,329	72,37	1227	1,527	3,364	4,309	425,5	986,5	254,8
	7,50	4,809	1,671	84,64	1182	1,509	3,222	4,469	421,5	947,2	250,3
	15,00	4,695	1,785	87,17	1157	1,5	3,128	4,572	420,2	923,4	248,5
D= 7,94 mm	2,00	4,86	1,62	83,23	1192	1,514	3,258	4,429	421,8	956,3	251
	7,50	4,24	2,24	99,68	1099	1,442	2,932	4,827	414	871,9	243,4
	15,00	3,208	3,272	114,5	939,9	1,293	2,54	5,367	383,7	741,7	212

O aumento do superaquecimento no evaporador faz com que a temperatura final da compressão seja maior. Uma vez que a temperatura na descarga no compressor aumenta, há uma elevação na temperatura de condensação. O subresfriamento do líquido refrigerante antes de atingir a válvula de expansão também aumenta com o comprimento da tubulação, justificando-se também o aumento da temperatura de saturação no condensador devido à redução da região de es-



coamento bifásico. Além disso, a temperatura de saída do condensador diminui, consequentemente aumentando a diferença de entalpia através do evaporador.

Fazendo-se uma análise do uso das áreas de troca de calor, primeiramente para o evaporador, nota-se que a região de vaporização ocupa em torno de 74,2% do comprimento total e 93,3% do calor trocado, sendo 25,8% do comprimento restante para a região de superaquecimento e apenas 6,7% da transferência de calor, no caso de 7,5 m de comprimento. Para os demais comprimentos de tubulação de sucção simulados, obtiveram-se proporções semelhantes. Para o comprimento de 15 m, a vaporização ocupa 72,5% da área e é responsável por 93% do calor trocado, enquanto o superaquecimento ocupa 27,5% para trocar 7% do calor. Para o diâmetro de 7,94 mm e 15 m de comprimento, a área de superaquecimento ocupa mais da metade do trocador de calor para produzir apenas 11% da capacidade de refrigeração.

Já para o condensador, o grau de dessuperaquecimento do R-410A é frequentemente alto, sendo uma característica do refrigerante, assim como o da condensação. As taxas de transferência de calor por unidade de comprimento das duas regiões são elevadas em comparação ao de subresfriamento, que chega a ser 81,58% inferior ao da região de condensação para o caso de 15 metros de comprimento. Para esse comprimento, nota-se que as regiões de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento ocupam, respectivamente, 16,30%, 34% e 49,70% do comprimento total. Nesse caso, percebe-se que há um mau uso das áreas de troca de calor, uma vez que em quase metade da tubulação o fluido encontra-se subresfriado, sendo responsável por trocar apenas 15,6 % do calor.

## 6 CONCLUSÃO

Modelou-se um sistema de refrigeração por compressão de vapor e através de simulação computacional do ciclo térmico no software EES, avaliou-se a influência do comprimento e diâmetro da tubulação de sucção no desempenho do ciclo. O modelo permite avaliações que podem contribuir na tomada de decisões no que diz respeito a parâmetros térmicos de projeto. Para o diâmetro de 9,52 mm, houve um aumento de 2,29% no COP para o comprimento de 2 m e uma diminuição de 1,83% para o comprimento de 15 m em relação ao resultado obtido para 7,5 m. Com a redução do diâmetro da tubulação de sucção, o COP reduziu-se em até 14,53% para o comprimento de 15 m comparando-se ao valor de referência. Tratando-se da capacidade frigorífica, para tubulação com 9,52 mm de diâmetro, houve um aumento de 2,53% para 2 m de comprimento e diminuiu-se 1,81% para 15 m de comprimento em relação ao resultado obtido para 7,5 m. A tubulação com 7,94 mm de diâmetro apresentou resultados inferiores em relação ao diâmetro de referência, tendo-se um aumento de 0,63% para 2 m e uma diminuição de 5,45% para 7,5 m e de 17,32% para 15 m. Através da análise do comprimento das regiões de escoamento monofásico e bifásico nos trocadores de calor, ressaltou-se o mau uso das áreas de troca de calor.

### *Agradecimentos*

Agradecimento ao PROSUC - Programa de Suporte à Pós-Graduação de Instituições Comunitárias de Educação Superior, pela concessão da bolsa de estudos.

## 7 REFERÊNCIAS

- AHRI. 2004. Standard for Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. AHRI - Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute.
- AHRI. 2015. Standard 540. Performance Rating Of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. AHRI *Standard 540*.
- ARAÚJO, J. J. P. de. 2010. Simulação de uma unidade de refrigeração por absorção usando o par água-amônia nos regimes permanente e transiente. 270 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.
- BROCHIER, F. O. B. 2014. Otimização de um condicionador de ar do tipo split com vazão variável de refrigerante. 60 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), São Leopoldo.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. 2011. *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 7. ed. McGraw Hill.
- COPETTI, J. B.; MACAGNAN, M. H.; FIGUEIREDO, C. O. 2009. Design and optimization of minichannel parallel flow condensers. *Seventh International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: From Microscale Phenomena to Industrial Application*.
- CUEVAS, C.; FONSECA, N. 2016. Modelado de un sistema de refrigeración caracterizado en un rango amplio de condiciones de operación. *Revista chilena de ingeniería* 24:728-739.
- DING, G. 2007. Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 30: 1119-1133.
- DITTUS, F.W.; BOELTER, L.M.K. 1930. *Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type*. Publications in Engineering, University of California: Berkeley.
- GNIELINSKI, V. 1976. *Int. Chem. Eng.*, v. 16, p. 359.
- HAALAND, S. E. 1983. Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow. *Journal of Fluids Engineering*, v. 105, p. 89–90.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, David P. 2002. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. LTC.

- INMETRO. 2011. Requisitos de avaliação da conformidade para condicionadores de ar. Inmetro nº 007/2011.
- JABARDO, J. M. S.; MAMANI, W. G.; IANELLA, M. R. 2002. Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. *International Journal of Refrigeration* 25: 1157-1172.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. L. 1984. *Compact heat exchangers*. New York: McGraw-Hill.
- KLEIN, S. A. 2013. EES - Engineering Equation Solver. [S.l.]: F-chart Software.
- MENDES, T. 2012. Diagnóstico Termodinâmico Aplicado a um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor. 2012. 179 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais.
- MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. 1986. A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes. *Chem. Eng. Process* 20:291-308.
- OULD DIDI, M.B.; KATTAN, N.; THOME, J.R. 2002. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration* 25:935-947.
- PIMENTA, A. H. N. 2015. Modelo distribuído aplicado à análise de evaporadores do tipo tubo aletado. 130 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, São Paulo.
- PETUKOV, B. S. 1970. *Advances in Heat Transfer*. New York: Academy Press.
- SANTOS JUNIOR, J. A. dos; RIFFEL, D. B.; GUIMARAES, G. 2014. Simulação para análise de trocadores de calor de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. In: *CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA – CONEM*, 8., Minas Gerais.
- SHAH, M. M. 1979. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat Mass Transfer* 22:547-556.
- SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. 2003. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- SILVA, M. N. da. 2005. *Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial*. Rio de Janeiro: Eletrobrás.
- SPRINGER. 2018. Manual de Instalação, Operação e Manutenção.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. 1985. *Refrigeration and Air Conditioning*, 2.ed. McGraw-Hill.
- TEBCHIRANI, T. L. 2011. Análise termodinâmica experimental de um sistema de ar condicionado split utilizando um trocador de calor linha de sucção/linha de líquido. 115 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná, Paraná.
- VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. 2005. *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial*. Rio de Janeiro: Ed. Eletrobrás, Centrais Elétricas Brasileira.
- WANG, C. C. et al. 1999. Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42:1945-1956.
- WANG, C. C.; LIN, Y. T.; LEE, C. J. 2000. Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43:3443-3452.
- WOJTAN, L.; URSENBACHER, T.; THOME, J. R. 2005. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II - Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48:2970-2985.
- YATAGANBABA, A.; KILICARSLAN, A.; KURTBAS, I. 2015. Irreversibility analysis of a two-evaporator vapour compression refrigeration system. *Int. J. Exergy* 18: 340-355.
- ZIGMANTAS, P. V. de M. 2006. Simulação de sistemas de simples estágios de refrigeração por compressão de vapor. 140 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Pará, Belém-Pará, 2006.

#### ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF DIAMETER AND SUCTION LINE LENGTH OF PERFORMANCE OF AN AIR CONDITIONING UNIT

**Abstract.** The simulation of thermal cooling systems has been used in order to reduce the time and costs of developing new air conditioning systems, as well as allowing a better understanding of the operation of the parameters of its components. In the present article, a computational model developed in the Engineering Equation Solver (EES) software is presented, where an air conditioner system using R-410A refrigerant was modeled with its main components. The influence of the diameter and length of the suction line of the compressor on the performance of the equipment was tested, considering a copper tubing of 3/8 in and 7.5 m long. To perform the analysis, it was also simulated for the lengths of 2 and 15 m and for the diameter of 5/16 in. For the 3/8 in diameter, there was an increase of 2.29% in the COP for the length of 2 m and a decrease of 1.83% for the length of 15m in relation to the reference result. Reducing the diameter of the pipe, the COP decreased 14.53% for the length of 15 m. For tubing with 3/8 in diameter, there was an increase of 2.53% of refrigeration capacity to 2 m long and decreased 1.81% to 15 m long compared to the result obtained for 7.5 m. The 5/16 in diameter tubing presented lower results than the reference diameter, with an increase of 0.63% for 2 m and a decrease of 5.45% for 7.5 m and 17.32% for 15 m.

**Keywords:** Air conditioning, Modeling, Computer simulation, Performance, Suction pipe.