

# SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COMERCIAL UTILIZANDO FLUIDO SECUNDÁRIO

**Ana Angélica Machado Máximo**

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

Email: [aa.maximo@uol.com.br](mailto:aa.maximo@uol.com.br)

**José Henrique Martins Neto**

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

Email: [henrique@des.cefetmg.br](mailto:henrique@des.cefetmg.br)

## RESUMO

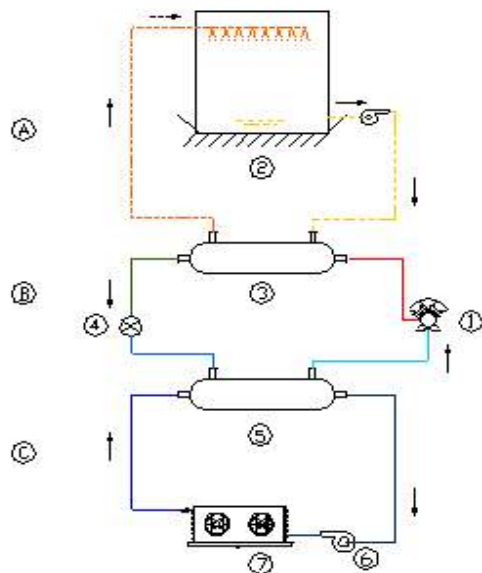
Este trabalho apresenta resultados de simulações computacionais, considerando um sistema de refrigeração comercial com fluido secundário. Foi elaborado um modelo simplificado utilizando um ciclo de refrigeração por compressão a vapor e incorporando ao mesmo um circuito secundário constituído de um trocador de calor e de uma bomba. Foram analisados dois fluidos secundários comercialmente apropriados para as faixas de resfriamento e congelamento. São apresentados os coeficientes de performance “COP”, as áreas de transferência de calor do *forçador de ar* (para os sistemas: convencional e com fluido secundário) em função da temperatura de evaporação. Adicionalmente, são analisados: (i) a influência das diferenças de temperatura entre os diferentes fluidos sobre o “COP”; (ii) o impacto da vazão mássica do fluido primário sobre a perda de carga e potência da bomba; (iii) a influência da velocidade do fluido secundário sobre a perda de carga. Análises paramétricas foram realizadas com o fluido secundário podendo se constatar que: (i) ocorre uma pequena redução no “COP”; (ii) quanto maior a temperatura de evaporação maior a área de transferência de calor do *forçador de ar*; (iii) quanto maior a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido secundário, menor a razão entre as vazões do fluido secundário e primário.

**Palavras chaves:** fluido secundário, refrigeração comercial.

## 1. INTRODUÇÃO:

Como alternativa aos sistemas convencionais de compressão de vapor, amplamente utilizados em sistemas de frio alimentar, um novo conceito de projeto utilizando fluido secundário tem sido apresentado e implementado em algumas instalações comerciais. Pressotto e Suffert (2002) apresentam uma análise sobre a utilização de fluidos secundários em supermercados. A Figura (1) mostra de forma esquemática um sistema de refrigeração utilizando fluido secundário, com os circuitos primário e secundário, e os principais componentes.

O conceito da refrigeração comercial utilizando fluido secundário foi inicialmente concebido, com o objetivo de promover a diminuição da quantidade de fluido primário (refrigerante halogenado do tipo CFC ou HFC) requerido na instalação, uma vez que este passa a ficar restrito apenas aos limites da central térmica. Um outro fluido operante, denominado fluido secundário ou fluido intermediário é utilizado constituindo um novo circuito denominado “*circuito secundário*”. O fluido secundário passa então a ser o responsável pelo transporte do “frio” desde a central térmica até os pontos de consumo (e.g., câmaras frigoríficas, ilhas e expositores).



- A – Circuito de água de condensação
- B - Circuito de fluido primário (refrigerante)
- C - Circuito de fluido secundário
- 1 – Compressor.
- 2 - Torre de resfriamento.
- 3 – Condensador.
- 4 - Válvula de expansão.
- 5 – Trocador de calor intermediário.
- 6 – Bomba de fluido secundário.
- 7 – Forçador de ar.

Figura 1. Circuito de um sistema de refrigeração comercial utilizando fluido secundário.

Em adição aos componentes existentes em um circuito de refrigeração convencional, dois novos componentes são necessários: um trocador de calor intermediário e uma bomba de circulação. O fluido secundário ao passar através do “forçador de ar” (i.e., um trocador de calor, do tipo corrente cruzada instalado nos espaço a serem refrigerados tais como: câmaras frigoríficas, expositores e ilhas) resfria o ar. Seguindo sua trajetória esse fluido secundário é bombeado até um outro trocador de calor denominado trocador de calor intermediário. Este trocador se encontra instalado na casa de máquinas. O fluido primário ao absorver calor do fluido secundário evapora.

A diferença principal entre o sistema convencional e o sistema com fluido secundário é que no sistema convencional ocorre troca de calor latente no lado do fluido primário, que flui através do “forçador de ar”. Por outro lado, no sistema com fluido secundário ocorre apenas troca de calor sensível do lado do fluido secundário, que flui através do “forçador de ar”. Neste caso a troca de calor latente do lado do fluido primário acontece no trocador de calor intermediário.

Uma outra vantagem do sistema de refrigeração com fluido secundário quando comparado ao sistema convencional é a possibilidade de redução de vazamentos de refrigerante halogenado (fluido primário), visto que o circuito primário neste caso apresenta menor comprimento, por estar localizado apenas na casa de máquinas (Pressotto e Suffer, 2001). Isto reduz as possibilidades de fugas de refrigerante que geralmente ocorrem nos vários pontos próximos aos evaporadores de uma instalação comercial com sistema de refrigeração convencional.

A utilização do sistema de refrigeração com fluido secundário pode viabilizar a utilização de outros fluidos primários até então proibitivos na refrigeração comercial, como é o caso da amônia, (Pressotto e Suffer, 2003), devido ao fato deste fluido poder ser confinado a áreas restritas. Portanto, esses fluidos podem ser mais bem controlados oferecendo menor risco de vazamento e maior segurança para os usuários das instalações comerciais. Conseqüentemente, o uso de sistemas que utilizam fluido secundário pode contribuir indiretamente para uma redução do impacto ambiental causado por vazamento de refrigerantes halogenados (Ure, 2001). Outras vantagens são a possibilidade de ausência de rotinas de degelo para sistemas de média temperatura, ausência de controle de temperatura para balcões e câmaras, redução dos custos de manutenção; maior confiabilidade de funcionamento, sistema de controle simplificado, e viabilidade de utilização de sistemas de termo acumulação.

## 2. DESCRIÇÃO DO MODELO

O modelo proposto permite realizar simulações para análise do comportamento térmico de sistemas de resfriamento que utilizam fluidos secundários. A plataforma “EES” (Energy Equation

Solver) foi selecionada para realização deste trabalho, pois apresenta bastante flexibilidade quanto à simulação de diferentes variáveis tais como: (i) vazão mássica do fluido primário, (ii) rendimento térmico do compressor e da bomba, (iii) diferença de temperatura do ar através do “forçador de ar”, (iv) diferença de temperatura entre os fluidos primário e secundário no trocador de calor intermediário, (v) diferença de temperatura entre o fluido secundário e o ar no “forçador de ar”, (vi) velocidade do fluido secundário; (vii) características da tubulação tais como: material e comprimento. Adicionalmente, para efeito de comparação foi simulado um sistema convencional utilizando apenas fluido primário.

O modelo considera que o ciclo de refrigeração por compressão a vapor é ideal. A compressão é inicialmente assumida isentrópica e, posteriormente, corrigida pela introdução de um rendimento térmico para o compressor. O processo de estrangulamento na válvula de expansão é assumido isentálpico. Não é considerado grau de sub-resfriamento no condensador e nem grau de superaquecimento no evaporador. Um circuito secundário constituído de um trocador de calor intermediário e de uma bomba de circulação é então inserido ao sistema convencional. O trabalho da bomba é calculado considerando um processo de compressão ideal (isentrópico) e, posteriormente, corrigido pela introdução de uma eficiência térmica.

Vários fluidos secundários são mencionados na literatura (ASHRAE, 1994). Foram selecionados dois fluidos secundários que são recomendados para uso em instalações comerciais, conforme mencionado por Pressotto e Suffer (2002). Para processos de resfriamento, que requerem temperaturas acima de 0°C, foi utilizada uma solução de propileno glicol – água, constituída de 20% de concentração em massa de glicol. Para processos de congelamento, que requerem temperaturas abaixo de 0°C foi utilizado um fluido disponível comercialmente denominado “Tyfoxit” que é composto de uma solução de acetato e água. Neste trabalho a solução “Tyfoxit” consiste de uma solução com 80% de concentração em volume de acetato sendo recomendada para temperaturas de até -40°C. Os fluidos utilizados para as respectivas faixas de temperaturas são recomendados por apresentarem boa performance térmica e menor índice de corrosão quando comparado com outros fluidos.

O programa desenvolvido permite simular as propriedades termo - físicas dos dois fluidos para qualquer temperatura e concentração. As propriedades termo - físicas do fluido secundário são calculadas utilizando equações específicas para diferentes faixas de temperatura e de concentração e considerando a temperatura como a média entre a entrada e a saída do fluido secundário no trocador de calor intermediário. As equações para o propileno glicol, foram obtidas da biblioteca da própria plataforma EES, enquanto que, para o Tyfoxit foram desenvolvidas equações específicas para as várias faixas de temperatura utilizando dados disponíveis do software da Tyforop (empresa produtora do Tyfoxit).

As propriedades termodinâmicas do fluido primário utilizado neste trabalho (R-22) foram determinadas utilizando funções disponíveis da plataforma EES. O programa é flexível para simular os principais fluidos refrigerante.

## **2.1. Simulação do sistema de refrigeração convencional.**

O caso adotado como “*caso base*” neste trabalho é um sistema convencional de refrigeração comercial constituído de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor. Os seguintes equipamentos compõem este sistema: compressor, evaporador, condensador e válvula de expansão.

As variáveis de entrada são: (i) tipo do fluido primário; (ii) vazão mássica do fluido primário “ $\dot{m}_{fp}$ ”; (iii) temperatura de evaporação “ $T_{evap}$ ” e temperatura de condensação “ $T_{cond}$ ”; (iv) rendimento térmico do compressor “ $\eta_c$ ”; (v) diferença entre as temperaturas de entrada e saída do ar no “forçador de ar”; e (vi) diferença entre as temperaturas do fluido primário e do ar na saída do “forçador de ar”. As variáveis de saída são: (i) coeficiente de performance “COP”, (ii) temperaturas de entrada e de saída do fluido primário e do ar no “forçador de ar”; (iii) trabalho de compressão, e (iv) área de transferência de calor do “forçador de ar”. Sobre este *caso base* foram inseridas as variáveis necessárias para simulação de um sistema com fluido secundário.

A Figura (2) apresenta a interface que foi gerada pela plataforma “EES”, para a simulação do *caso base*, mostrando os equipamentos básicos, as variáveis de entrada fornecidas pelo usuário (na cor azul) e as variáveis de saída geradas pelo programa (na cor vermelha).

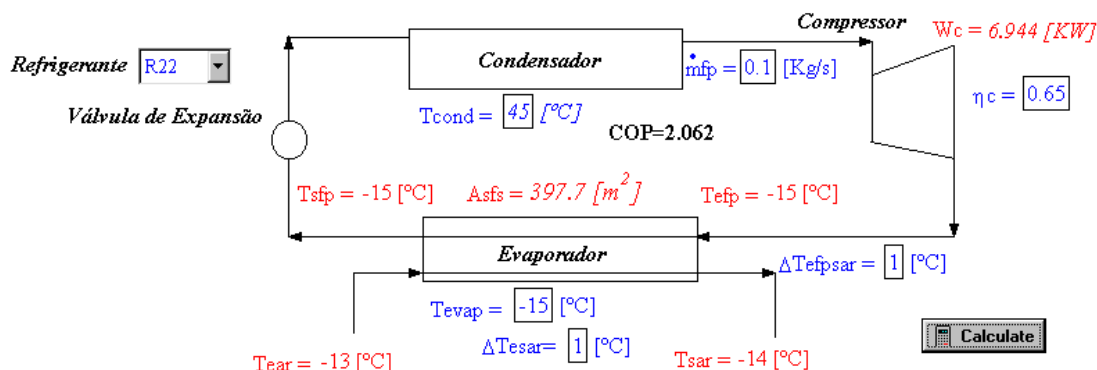


Figura 2. Interface gerada pela plataforma “EES” para o sistema convencional (caso base).

Onde: “Wc” é a potência de compressão real; “Teref” e “Tsref” são as temperaturas de entrada e saída do fluido primário no *forçador de ar*; “Tear” e “Tsar” são as temperaturas de entrada e saída do ar no *forçador de ar*; “ΔTesar” é a diferença de temperatura entre a entrada e saída do ar no *forçador de ar*; “ΔTefpsa” é a diferença de temperatura entre a entrada do fluido primário e a saída do ar no *forçador de ar*; “Asfs” é área de transferência de calor do *forçador de ar*.

## 2.2 Simulação do sistema de refrigeração com fluido secundário

As simulações para o sistema com fluido secundário foram realizadas para os seguintes fluidos: (i) solução de propileno glicol para a faixa de resfriamento e (ii) solução de Tyfoxit para a faixa de congelamento. As variáveis de entrada para o circuito primário são: tipo de fluido primário (R-22); vazão mássica do fluido primário; temperaturas de evaporação e de condensação; rendimento do compressor.

As variáveis de entrada para o circuito secundário são: fluido secundário (i.e, glicol ou Tyfoxit); concentração em volume do fluido secundário; rendimento da bomba de alimentação, dados característicos da tubulação (i.e., material e comprimento de tubulação); velocidade de escoamento (para dimensionamento da tubulação e cálculo da perda de carga). Adicionalmente, o programa permite ao usuário definir: (i) a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido secundário no trocador de calor intermediário; (ii) a diferença de temperatura entre o fluido primário e o fluido secundário na saída do trocador de calor intermediário; (iii) a diferença de temperatura entre a entrada do ar e a saída do fluido secundário no *forçador de ar*; (iv) a diferença de temperatura a entrada do fluido secundário e a saída do ar no *forçador de ar*.

As variáveis de saída são: (i) o coeficiente de performance “COP”; (ii) a razão entre as vazões mássicas dos fluidos secundário e primário; (iii) o trabalho do compressor e da bomba de circulação do fluido secundário; (iv) a área de transferência de calor requerida pelo *forçador de ar*; (v) as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos primário e secundário no trocador de calor intermediário; (vi) as temperaturas de entrada e de saída do fluido secundário e do ar no *forçador de ar*; (viii) a área de transferência de calor requerida pelo *forçador de ar*.

A Figura (3) apresenta a interface que foi gerada pela plataforma “EES”, para a simulação do sistema com fluido secundário, para a faixa de congelamento, utilizando como fluido secundário o “Tyfoxit”. A Fig. (3) apresenta os equipamentos básicos, as variáveis de entrada fornecidas pelo usuário (na cor azul) e as variáveis de saída geradas pelo programa (na cor vermelha).

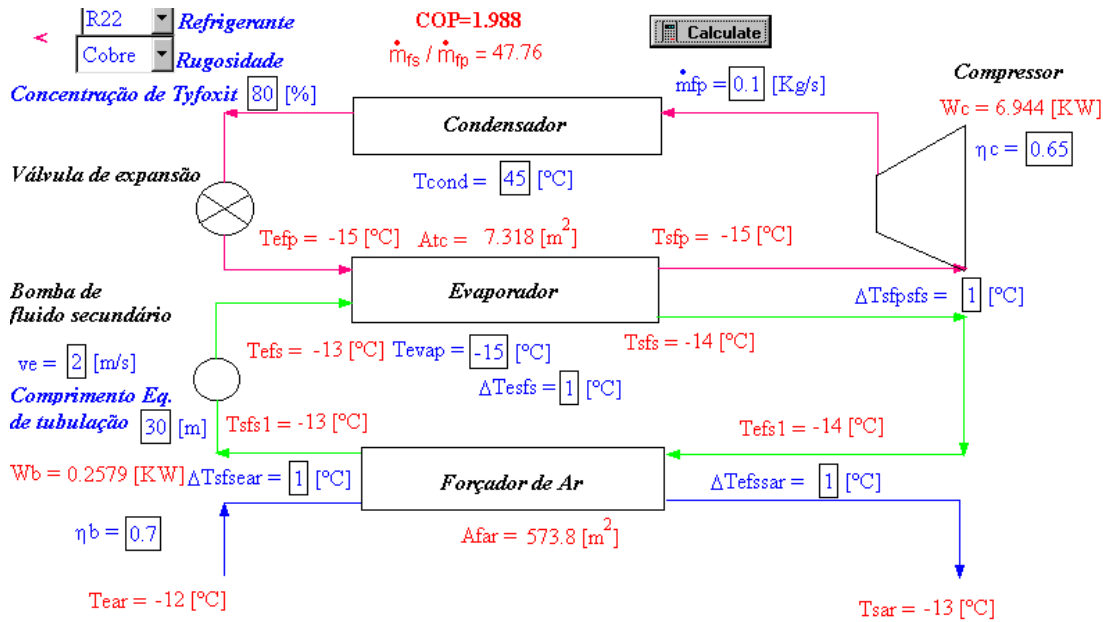


Figura 3: Interface gerada pela plataforma “EES” para o sistema com fluido secundário.

Onde: “Atc” é a área de transferência de calor do trocador de calor intermediário; “ $\Delta T_{spsfs}$ ” é a diferença entre as temperaturas de saída do fluido secundário e a do fluido primário no trocador de calor intermediário; “Tefs” e “Tsfs” são as temperaturas de entrada e saída do fluido secundário no trocador de calor intermediário; “ $\Delta T_{esfs}$ ” é a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido secundário no trocador de calor intermediário; “ $\dot{m}_{fs}/\dot{m}_{fp}$ ” é razão entre as vazões mássicas dos fluidos secundário e primário; “ $\eta_b$ ” é ao rendimento térmico da bomba; “Wb” é a potencia real requerida pela bomba; “Tefs1” e “Tsfs1” são as temperaturas de entrada e saída do fluido secundário no forçador de ar; “ $\Delta T_{efssar}$ ” é a diferença entre as temperaturas de entrada do fluido secundário e a de saída do ar no forçador de ar; “Afar” é a área de transferência de calor do forçador de ar; “Tear” e “Tsar” são as temperaturas de entrada e saída do ar no forçador de ar. Também é apresentada na Fig. (3) a velocidade do fluido secundário, o comprimento equivalente do circuito secundário, o material da tubulação do circuito secundário e a concentração em massa do fluido secundário.

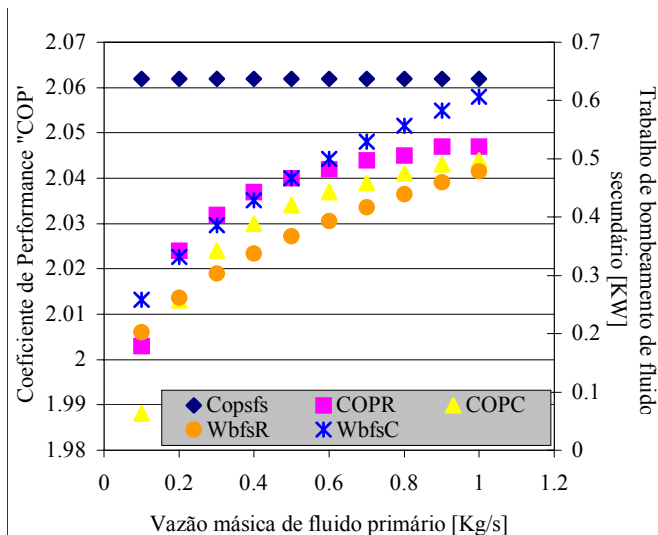
### 3. SISTEMA CONVENCIONAL VERSUS SISTEMA COM FLUIDO SECUNDÁRIO

#### 3.1. Efeito da vazão mássica do fluido primário

A Figura (4a) apresenta o coeficiente de performance e a potência de bombeamento do fluido secundário para as faixas de resfriamento (i.e., solução propileno glicol água) e congelamento (i.e., solução “Tyfoxit”) em função da vazão mássica de refrigerante. Adicionalmente, a Fig. (4a) apresenta o “COP” para o sistema convencional em função da vazão de fluido primário.

A Figura (4b) mostra a variação da vazão mássica de fluido secundário e a perda de carga do circuito secundário em função da vazão de fluido primário.

Para análise das Figs. (4a) e (4b) foram mantidas constantes as seguintes variáveis: (i) as temperaturas de evaporação e de condensação iguais à  $-15^\circ\text{C}$  e  $45^\circ\text{C}$ , respectivamente; (ii) as diferenças de temperatura através dos componentes e entre os fluidos para ambas as faixas de resfriamento e de congelamento; (iii) os rendimentos térmicos do compressor e da bomba de circulação que foram assumidos iguais a 65% e 70%, respectivamente.



Figuras (4a)

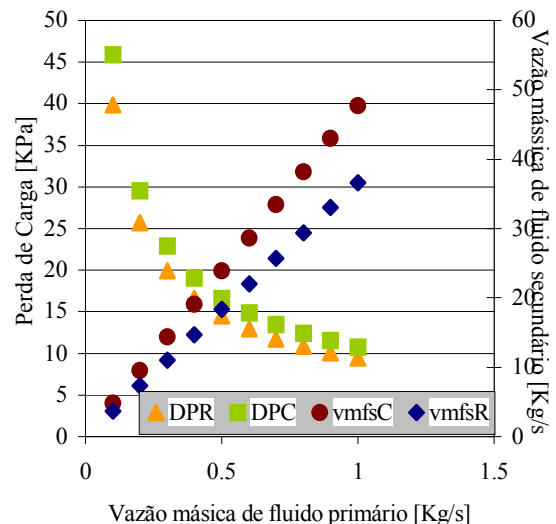


Figura (4b)

Figuras (4a) e (4b). Efeito da vazão de fluido primário no COP, área do *forçador*, perda de carga e vazão do fluido secundário para os sistemas convencionais e de fluido secundário.

Observa-se na Fig. (4a) que o coeficiente de performance do sistema convencional "COPsfs" independe da vazão mássica de fluido primário, pois as entalpias do refrigerante, para todos os estados termodinâmicos se mantêm inalteradas. Os coeficientes de performance do sistema secundário para as faixas de resfriamento "COPR" e congelamento "COPC" são ligeiramente inferiores ao "COPsfs" devido ao trabalho requerido pela bomba, que nestes casos, é incorporada ao cálculo do coeficiente de performance. O "COPC" é ligeiramente inferior ao "COPR" pois o fluido "Tyfoxit" apresenta maior perda de carga. Pode-se notar que o "COP" de ambos os fluidos secundários aumenta com a vazão do fluido primário embora estes aumentos se tornam cada vez menores à medida que esta vazão aumenta. A explicação pode ser atribuída a definição do "COP" que é a razão entre a capacidade de refrigeração (KW) dividida pela soma das potências do compressor (KW) e da bomba (KW). A capacidade de refrigeração e a potência de compressão (KW) aumentam de forma proporcional com a vazão, entretanto, os aumentos da potência da bomba se tornam cada vez menores como apresentado na Fig. (4a). A explicação para o comportamento da potência da bomba pode ser obtida através da análise da Fig. (4b).

A Figura. (4b) apresenta as perdas de carga ("DPR" e "DPC") bem como as vazões mássicas ("mfsc" e "mfsr") dos fluidos "Tyfoxit" e "propileno glicol", respectivamente. Observa-se que a vazão mássica do fluido secundário aumenta de forma direta com a vazão do fluido primário. Isto é devido ao fato da potência de refrigeração aumentar proporcionalmente com a vazão do fluido primário uma vez que a variação de entalpia do fluido primário permanece constante nesta análise. Como a diferença entre as temperaturas do fluido secundário na entrada e saída do trocador de calor intermediário é mantida constante a, vazão de fluido secundário aumenta.

Ainda na Fig. (4b) observa-se que a perda de carga é inversamente proporcional ao quadrado da vazão mássica do fluido primário. Isto pode ser explicado pela equação de Darcy. Nesta análise a velocidade do fluido secundário foi mantida constante. Assim sendo a perda de carga depende apenas do diâmetro sendo inversamente proporcional ao mesmo. Pela equação da continuidade conclui-se que a vazão mássica do fluido secundário é diretamente proporcional a área que por sua vez depende do quadrado do diâmetro. Desta forma verifica-se que a perda de carga é inversamente proporcional a raiz quadrada da vazão mássica do fluido secundário e, conseqüentemente, inversamente proporcional a raiz quadrada da vazão mássica do fluido primário.

A velocidade do fluido foi mantida constante (2 m/s) como critério para dimensionamento da tubulação.(Kreider, 1994).

### 3.2. Efeito das diferenças de temperatura “ $\Delta T_{esfs}$ ” e “ $\Delta T_{efssar}$ ”.

A Figura (5a) apresenta as variações dos “COP” e da razão das vazões mássicas “ $m_{fs}/m_{fp}$ ”, dos fluidos secundário e primário em função da diferença de temperatura [ $\Delta T_{esfs}$ ] entre a entrada e saída do fluido secundário no trocador de calor. A Figura (5b) apresenta a área do “*forçador de ar*” em função da diferença de temperatura [ $\Delta T_{efssar}$ ] no “*forçador de ar*”. Para a Fig. (5a) foram mantidas fixas as seguintes variáveis: (i) a diferença de temperatura “ $\Delta T_{sfpsfs}$ ” no trocador de calor intermediário; (ii) as diferenças de temperatura “ $\Delta T_{efssar}$ ” e “ $\Delta T_{sfsear}$ ” no “*forçador de ar*”. Para a Fig. (5b) foram mantidas fixas as seguintes variáveis: (i) as diferenças de temperatura “ $\Delta T_{sfpsfs}$ ” e “ $\Delta T_{esfs}$ ” no trocador de calor intermediário; (ii) a diferença de temperatura “ $\Delta T_{sfsear}$ ” no “*forçador de ar*”. Para ambas as figuras foram mantidas fixas: (i) a temperatura de evaporação ( $-15^{\circ}\text{C}$ ), e (ii) a taxa de transferência de calor e o coeficiente global de transferência de calor no “*forçador de ar*”.

Analisando a Fig (5a) verifica-se que o “COP” aumenta com o aumento da diferença de temperatura ( $T_{efs} - T_{sfs}$ ), embora, a taxa de aumento deste diminua progressivamente devido à diminuição da vazão de fluido secundário, que acarreta diminuição progressiva da potência de bombeamento, como aconteceu no caso anterior (Fig.4a). Da figura 5(b) conclui-se que a área de transferência de calor do *forçador de ar* é inversamente proporcional à diferença de temperatura ( $T_{efs} - T_{sar}$ ).

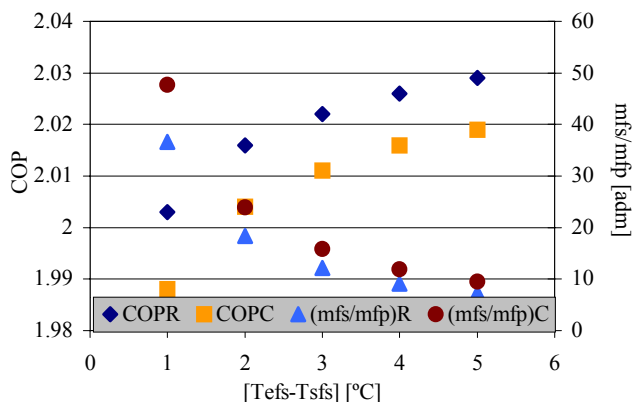


Figura 5a

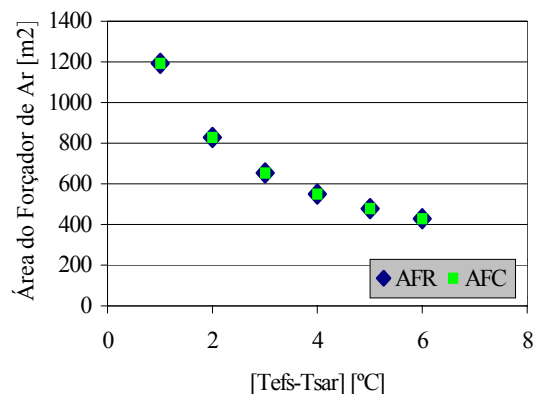


Figura 5b

Figura (5.a) e (5b) Efeito das diferenças de temperatura sobre o COP, razão das vazões mássicas dos fluidos secundário e primário no trocador, e área do *forçador de ar*.

### 3.3 Efeito da temperatura de Evaporação

A Figura (6) apresenta o efeito da temperatura de evaporação sobre o coeficiente de performance para os sistemas convencional e o que utiliza fluido secundário, para as faixas de resfriamento e congelamento. A velocidade de escoamento do fluido secundário foi mantida igual a 2m/s.



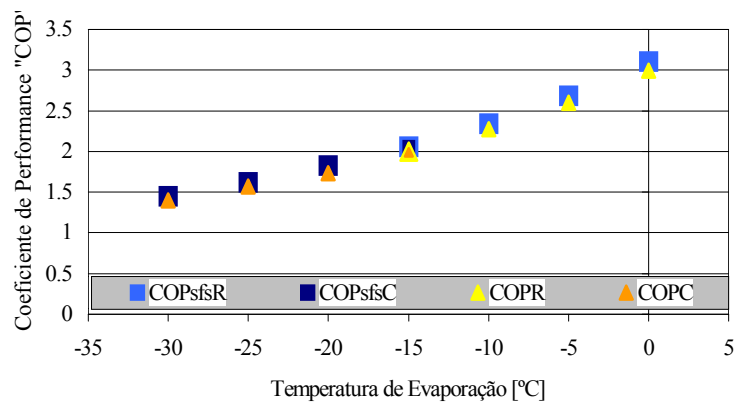


Figura 6 Efeito da temperatura de evaporação sobre o COP

Analisando a Figura (6) verifica-se que O “COP” decresce com a diminuição da temperatura de evaporação para ambos os sistemas, conforme mostra a segunda lei da termodinâmica. Os coeficientes de performance do sistema convencional para as faixas de resfriamento “COPsfR” e congelamento “COPsfC” são ligeiramente superiores aos coeficientes de performance com fluido secundário para as faixas de resfriamento (COPR) e congelamento (COPC), pois o trabalho de bombeamento é pequeno comparado ao trabalho do compressor, conforme explicado anteriormente.

A figura (7) apresenta as áreas de transferência de calor requeridas no “forçador de ar” em função da temperatura de evaporação, para os sistemas: convencional e com fluido secundário, onde: (i) “AfsfR” é a área considerando o sistema convencional operando na faixa de resfriamento; (ii) “AfsfC” é a área considerando o sistema convencional operando na faixa de congelamento; (iii) “AFR” é a área considerando o sistema com fluido secundário operando na faixa de resfriamento; (iv) “AFC” é a área considerando o sistema com fluido secundário operando na faixa de congelamento. As diferenças de temperaturas:  $\Delta T_{effsR}$ ,  $\Delta T_{sfsear}$ , e  $\Delta T_{esfs}$  foram mantidas constantes e iguais à 3°C, 2°C, e 1°C, respectivamente, para as faixas de resfriamento e congelamento. A vazão mássica de fluido primário (R-22) foi mantida constante e igual a 0.1 Kg/s.

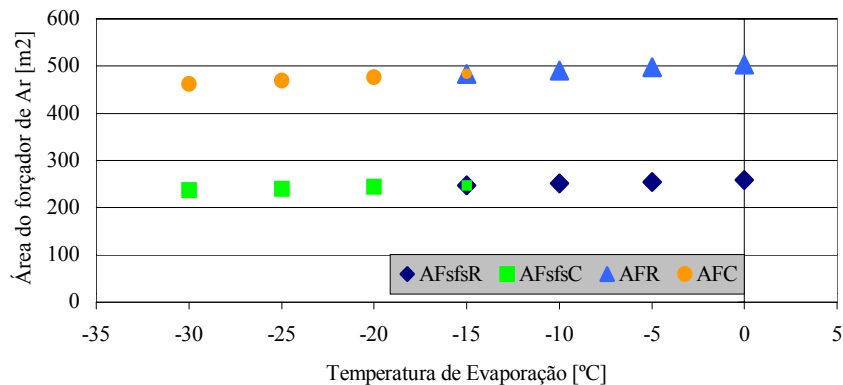


Figura 7. Efeito da temperatura de evaporação sobre a área de transferência de calor.

Analisando a Fig. (7) observa-se que as áreas de transferência de calor do “forçador de ar” do sistema que utiliza fluido secundário são em média duas vezes superiores a aquelas do sistema convencional. Isto pode ser atribuído aos diferentes valores dos coeficientes globais de transferência de calor do sistema convencional e daquele com fluido secundário. Para determinação dos coeficientes convectivos de transferência de calor do fluido primário, com mudança de fase, foi utilizada a correlação proposta por (Jabardo, 1998). Para determinação dos coeficientes convectivos de transferência de calor do ar e do fluido secundário foram utilizadas correlações propostas em Incropera (1994). Os valores dos coeficientes globais do “forçador de ar” foram 20 W/m²K e 12 W/m²K, para o sistema convencional e para o sistema com fluido secundário, respectivamente.



Adicionalmente, Fig. (7), mostra que a área de “*forçador de ar*” diminui levemente com o decréscimo da temperatura de evaporação. Isto é causado pela diminuição do efeito de refrigeração (KJ/Kg), com o decréscimo da temperatura de evaporação.

### 3.4. Efeito da velocidade do fluido secundário

A Figura (8) compara a perda de carga do circuito de fluido secundário em função da velocidade. Para as faixas de resfriamento e congelamento foram mantidas constantes e iguais a 1°C as diferenças de temperatura entre seguintes fluidos: (i) primário e secundário; (ii) secundário e ar.

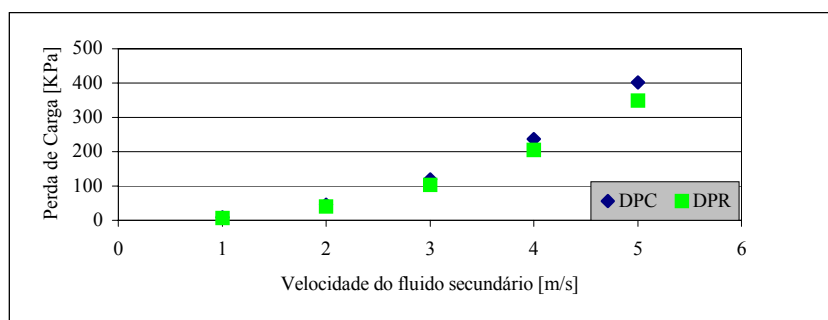


Figura 8. Efeito da velocidade do fluido secundário sobre a perda de carga.

Observa-se da figura (8) que a perda de carga no circuito secundário aumenta com o quadrado da velocidade, confirmando a equação de Darcy Weisbach. Este parâmetro é importante para o dimensionamento do circuito bem como para análise do consumo de energia de bombeamento.

## 4. CONCLUSÃO

Este trabalho apresenta resultados de simulações computacionais para sistemas de refrigeração que utilizam fluidos secundários, para as faixas de resfriamento e de congelamento. Uma análise comparativa é realizada entre os sistemas convencional e com fluido secundário.

Foram simulados e analisados os efeitos das seguintes variáveis para ambos os sistemas: (i) vazão mássica do fluido primário; (ii) diferenças de temperatura entre entrada e saída do fluido secundário no trocador de calor intermediário “ $\Delta T_{esfs}$ ” e entrada do fluido secundário e saída de ar no *forçador de ar* “ $\Delta T_{efssar}$ ”; (iii) temperatura de evaporação; (iv) velocidade do fluido secundário.

Foi observado que:

1. Vazão mássica do fluido primário: o aumento da vazão mássica do fluido primário promove um acréscimo da vazão mássica do fluido secundário, acréscimo da potência de bombeamento e aumento do COP, para os sistemas com fluido secundário. Para o sistema convencional o COP independe desta variável.
2.  $\Delta T_{esfs}$ : o aumento desta variável implica no aumento gradativo do COP.
3.  $\Delta T_{efssar}$ : o aumento desta variável implica numa diminuição gradativa da área do *forçador de ar*.
4. Temperatura de evaporação: O aumento desta variável acarreta aumento do COP e também aumento da área de transferência de calor do *forçador de ar* para os sistemas: convencional e com fluido secundário, para as faixas de resfriamento e congelamento. A área do *forçador de ar* requerida pelo sistema com fluido secundário é em média duas vezes superior àquela requerida pelo sistema convencional.
5. Velocidade do fluido secundário: O aumento desta variável acarreta aumento da perda de carga no circuito do fluido secundário.

## 5. REFERÊNCIAS

ASHRAE HANDBOOK, Refrigeration Systems and Applications.1994.Chapter 4: "Secondary coolants in refrigeration systems." SI Edition.

EES Engineering Equation Solver for Microsoft windows operating systems-F-Chart Software.  
<http://www.fchart.com>.

Incropera, F.P; Witt, D.P. de. 1992. "Fundamentals of Heat and Mass Transfer". Ed. John Wiley & Sons, Inc. 3ª Edição.p.456.

Jabardo, J.M.S; Filho, E.P.B; Lima, C.U.S.1998, "Proposta de uma nova correlação para avaliação do coeficiente de transferência de calor bifásico em ebulição convectiva de refrigerantes em tubos horizontais" Mercofrio – Congresso de Ar condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul.

Kreider, F. J; Rabl, A.1994, "Heating and Cooling of Buildings." Ed. McGraw-hill, Inc., 1ª Edição.p.840.

Presotto, A. Jr; Süffert, C.G., 2002, "*Utilização de Fluidos Intermediários em Instalações de Frio Alimentar em Supermercados*".SPM Engenharia S/C Ltda.

Presotto, A. Jr; Süffert, C.G., 2001, "*Ammonia Refrigeration in Supermarkets*", ASHRAE Journal.Vol.43 n°10 pp. 23-30.

Presotto, A. Jr; Süffert, C.G., 2001, "*Frio Alimentar em Supermercados: Utilização de fluidos Secundários*", Parte I Tecnologia da Refrigeração n°09, pp. 18-27.

TYFOROP CHEMIE GmbH, <http://www.tyfo.de>

Ure,Z.,2003, "*SecondaryRefrigeration–European Experiences*" Winter Meeting, ASHRAE.

## **TITLE: Simulation and Analysis of a Commercial Refrigeration System using Secondary Fluid**

Ana Angélica Machado Máximo  
Centro Federal e Educação Tecnológica de Minas Gerais.  
Email: [aa.maximo@uol.com.br](mailto:aa.maximo@uol.com.br)

José Henrique Martins Neto  
Centro Federal e Educação Tecnológica de Minas Gerais  
Email: [Henrique@des.cefetmg.br](mailto:Henrique@des.cefetmg.br)

### ***Abstract***

*This work shows results of computer simulations considering a commercial refrigeration system using secondary fluids. It was elaborated a simplified model using a vapor compression refrigeration system and then it was incorporated a secondary loop having a heat exchanger and a pump. It was analyzed two different fluids commercially appropriated for the ranges of cooling and freezing. This paper presents the coefficients of performance "COP", the heat exchanger areas of the fan coil (for the conventional and fluid secondary systems) as a function of the temperature of evaporation. Further, it was analyzed the: (i) the influence of the temperatures differences between the different fluids over the "COP"; (ii) the effect of the mass flow rate of the primary fluid over the pressure drop and the consequent energy demanded by the pump; (iii) the effect of the velocity of the secondary fluid over the pressure drop. Parametric analyses show that the use of secondary fluid carry out: (i) a slight reduction in the "COP"; (ii) as higher is the temperature of evaporation higher is the heat exchanger area of the fan coil; (iii) as higher is the temperature difference between the inlet and outlet of the secondary fluid lower is the ratio between the mass flow rates of the secondary and primary fluids.*

*Keywords: secondary fluid, commercial refrigeration*