


 21 - 25
 AGOSTO DE 2016
 FORTALEZA - CEARÁ

OTIMIZAÇÃO ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR PROJETADO COM FLUIDOS HFC'S USANDO ALGORITMO GENÉTICO

Juan J. Garcia, jjgp.ufmg@gmail.com¹
 Ricardo Poley, poley@demec.ufmg.br¹
 Luiz Machado, luizm@demec.ufmg.br¹
 Ricardo Koury, koury@demec.ufmg.br¹

¹Programa de Pós-graduação de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Av. Antônio Carlos, 6627, CEP 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil

Resumo: Este trabalho apresenta um problema de minimizar o custo total de um sistema de condicionamento de ar por compressão a vapor considerando toda sua vida útil. O modelo matemático que representa a função objetivo apresenta quatro variáveis de decisão: temperatura de condensação, e temperatura evaporação do fluido refrigerante e a vazão volumétrica de ar no condensador e no evaporador. O problema modelado é um problema de otimização global e o método de busca da solução adotado é um algoritmo genético. Como resultados adicionais são investigados parâmetros importantes para o projeto do equipamento como: o dimensionamento dos trocadores de calor, trabalho de compressor, temperaturas finais do ar no condensador e evaporador, entre outros. Por último, esta metodologia é utilizada para dois fluidos de trabalho R407C e R410A, ambos chamados a ser os substitutos de refrigerantes que deterioram a camada de ozônio (R22).

Palavras-chave: Modelagem matemática, Condicionamento de ar, R410A, R-407C, Algoritmo genético

1. INTRODUÇÃO

Segundo Lecamwasam *et al.* (2012) revelaram que os sistemas de ar condicionado que utilizam compressão de vapor mecânica apresentam um consumo significativo de energia elétrica. Estima-se que os sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC) normalmente representam cerca de 40% do consumo total de eletricidade nos edifícios. Na seleção, projeto e otimização de sistemas de energia, comumente vários critérios podem ser considerados. Por exemplo, para a otimização de um sistema de refrigeração por compressão, um projetista pode considerar um ou mais dos critérios termodinâmicos, econômicos e ambientais, como a função objetivo (Sayyaadi and Nejatolahi, 2011). Portanto, os parâmetros ótimos escolhidos devem garantir a performance térmica necessária do sistema de refrigeração, bem como o menor consumo de energia elétrica e os menores custos de investimento.

Vários estudos analisaram econômica ou termo-econômica sistemas de refrigeração e bombas de calor. Perry (1987) foi um dos primeiros trabalhos a considerar que sistemas de refrigeração representam problemas de otimização desafiadores. Pouco depois, Wall (1991) apresentou o primeiro estudo na aplicação de otimização termoeconômica de sistemas de bombas de calor, a função objetivo foi o custo total do ciclo de vida, incluindo a eletricidade e os custos de capital, o método de multiplicadores de Lagrange foi utilizado para a minimização da função objetivo. A partir deste ponto, o número de estudos na área foi aumentando: Cammarata *et al.* (1997); d'Accadia and de Rossi (1998); Dineç and İleri (1999); Tyagi *et al.* (2004); Al-Otaibi *et al.* (2004); Sanaye and Malekmohammadi (2004); Selbaş *et al.* (2006); Sanaye and Niroomand (2009); Sayyaadi *et al.* (2009); Sayyaadi and Nejatolahi (2011); Vakiloroya *et al.* (2014); Santa *et al.* (2015). Entre todos eles, Picanço *et al.* (2006, 2009) utilizaram algoritmos genéticos para minimizar o erro de uma correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em ebulição dentro de tubos lisos e microaletados.

Neste estudo, o modelo inclui aspectos econômicos somados ao parâmetros térmicos para projetar um sistema de ar condicionado, procurando minimizar o custo total por kWh para o ciclo de vida do equipamento. São dois os custos do sistemas: o consumo de energia (depende do trabalho do compressor e os ventiladores) e o investimento inicial (Além dos custos fixos dos equipamentos, está o projeto do tamanho dos trocadores de calor). O modelo apresenta quatro variáveis de decisão: temperatura de condensação e evaporação do fluido refrigerante, e a vazão volumétrica de ar no condensador e no evaporador. Um algoritmo genético é utilizado para minimizar a função objetivo.

Os algoritmos genéticos são uma técnica de busca e otimização heurística inspirada pela evolução natural. Eles têm sido aplicados com sucesso a uma grande variedade de problemas do mundo real de complexidade significativa (McCall, 2005). Recentemente Wen *et al.* (2016), apresenta uma resenha de trabalhos que usaram os algoritmos genéticos para

NOMENCLATURA

A	Área (m ²)	C_{col}	Custo do trocador de calor (\$/m ² col)
C_{ele}	Custo da eletricidade (\$/kWh)	C_f	Porcentagem de espaço morto do compressor
C_P	Calor específico (J/m ² K)	D_a	Comprimento vertical entre os tubos (m)
$D_{i,o}$	Diâmetro interno e externo do tubo (m)	D_h	Diâmetro hidráulico para o escoamento do ar (m)
ECC	Custo total (\$/kWh)	F	Fator de anualidade
g	Inflação do custo da eletricidade	h	Entalpia (J/kg)
H	Coefficiente convectivo (W/m ²)	i	Juros
k	Número de anos	k_{al}	Condutividade do alumínio (W/mK)
L	Comprimento (m)	m_r	Vazão mássica do refrigerante (kg/s)
N	Número de colunas	P	Pressão de saturação (Pa)
Pr	Número de Prandtl	PVC	Investimento total (\$)
PVC_{comp}	Custo do compressor (\$)	PVC_{outros}	Outros custos (\$)
PVC_{vent}	Custos dos ventiladores (\$)	PVT	Custo total (\$)
Q	Calor (W)	R_w	Resistência térmica por condução (K/W)
S_L	Comprimento horizontal entre os tubos (m)	T	Temperatura (°C)
t_{ano}	Horas de funcionamento por ano	U	Coefficiente global de transferência de calor (W/m ²)
V	Vazão volumétrica (m ³ /s)	V_s	Volume varrido pelo compressor (m ³ /s)
W_{axial}	Potência do ventilador axial (W)	W_{cent}	Potência do ventilador centrifugo (W)
W_{comp}	Potência do compressor (W)	W_t	Potência total consumido (W)
α	Área aletada / Área total	ε	Eficiência de troca de calor
γ	Coefficiente isentrópico	σ	Área livre de escoamento/Área frontal
θ	Área total/ volume (m ² /m ³)	η_0	Eficiência do trocador de calor
η_f	Eficiência das aletas	ρ	massa específica (kg/m ³)
ΔP	Queda de pressão (Pa)	μ	Viscosidade (Pa.s)
v	volume específico (m ³ /kg)		
SUBSCRITOS			
a	ar	c	condensador
e	evaporador	fr	frontal
l	liquido	max	máximo
r	refrigerante	s	saturação
v	vapor	x	superaquecimento
y	subresfriamento	1	entrada
2	saída		

otimizar problemas térmicos, principalmente trocadores de calor. Confirmando as vantagens dos algoritmos genéticos para estimar pontos ótimos globais de sistemas no lineares com restrições.

Foi mencionado anteriormente que existe um terceiro critério a ser considerado, o ambiental. Sarbu (2014) relata os impactos e as mudanças relacionadas com novos refrigerantes visando a proteção do meio ambiente. O projeto e a eficiência de um equipamento de refrigeração depende fortemente das propriedades do refrigerantes selecionado. Consequentemente, os custos operacionais e de equipamentos dependem de escolha de refrigerante de forma significativa. Entre os novos refrigerantes a serem usados estão as misturas azeotrópicas R407C e R410A. Finalmente, neste trabalho é estudada a influência da escolha destes fluidos no modelo a ser minimizado.

2. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Este documento estuda um problema de otimização global com quatro variáveis de decisão. O modelo também é alimentado com parâmetros fixos que finalmente permitem calcular o custo total de operação do sistema. A rotina começa estabelecendo a faixa e um valor inicial das quatro variáveis de entrada. O custo é calculado junto com resultados adicionais tais como potência do compressor e carga térmica atingida. O algoritmo de otimização determina se o ponto mínimo foi encontrado e, caso negativo, determina um novo grupo de 4 valores de entrada para o modelo. Esta metodologia está representada na Fig 1.

3. SISTEMA DE AR CONDICIONADO

Considerar o sistema de refrigeração de ar por compressão de vapor apresentado na Fig. 2. Um ciclo de refrigeração ideal é formado por quatro processos: evaporação isobárica, compressão isentrópica, condensação isobárica e expansão

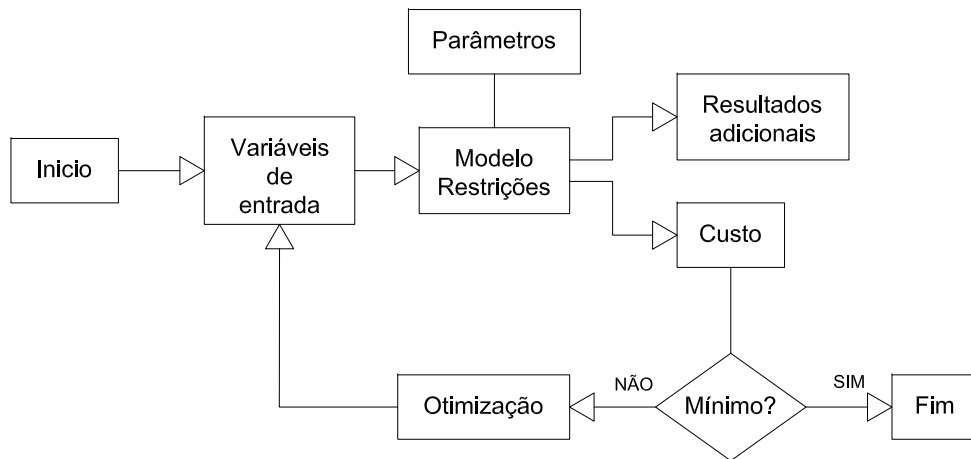


Figura 1: Procedimento de otimização.

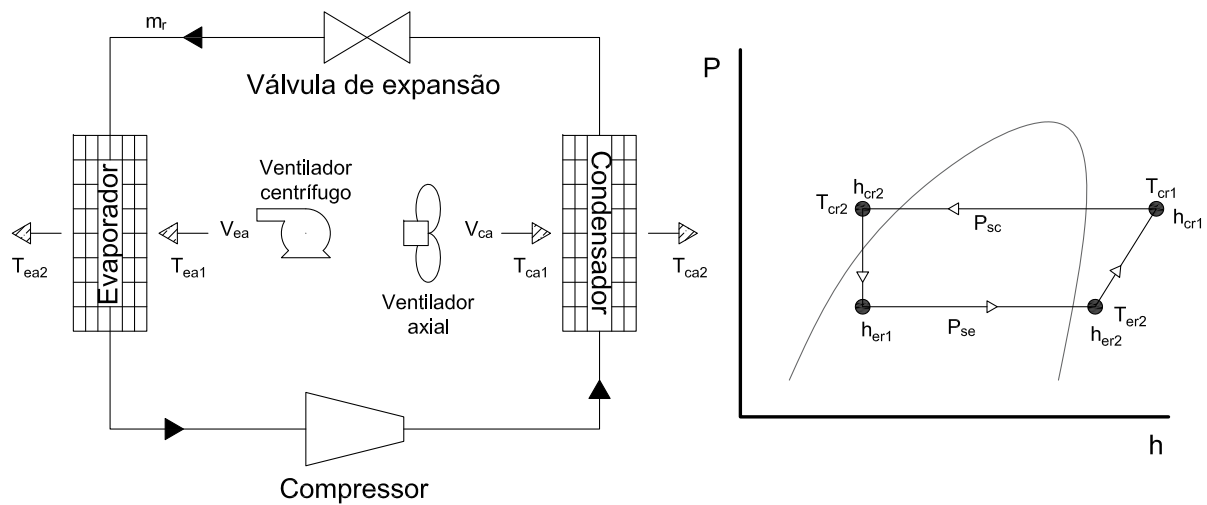


Figura 2: Diagrama esquemático de um sistema de ar condicionado.

adiabática. O grau de subresfriamento é 3°C e de superaquecimento 5°C.

3.1 Metodologia da modelagem matemática

O modelo mostrado na Fig. 3 considera quatro variáveis de entrada, as temperatura de saturação no condensador T_{sc} e no evaporador T_{se} e as vazões volumétricas do ar no condensador V_{ca} e evaporador V_{ea} . As duas primeiras permitem calcular as propriedades do fluido e a potência do compressor. As últimas duas variáveis ajudam a calcular as propriedades do ar, para estimar as potências dos ventiladores e projetar o tamanho dos trocadores de calor. As potências calculadas são sinônimo do custo por consumo de eletricidade durante o funcionamento da máquina. Por outro lado, ao calcular o tamanho dos trocadores pode-se estimar o custo de fabricação e junto com outros custos iniciais (custo de compressor, dos ventiladores, tubulação, etc) resultam no custo total de investimento. Finalmente todos os custos são somados.

3.2 Balanço de energia no fluido refrigerante

O calor de refrigeração é igual ao calor absorvido na evaporação

$$Q_e = m_r (h_{er2} - h_{er1}) \quad (1)$$

O trabalho do compressor

$$W_{comp} = m_r (h_{cr1} - h_{er2}) \quad (2)$$

O calor rejeitado no condensador

$$Q_c = m_r (h_{cr2} - h_{cr1}) \quad (3)$$

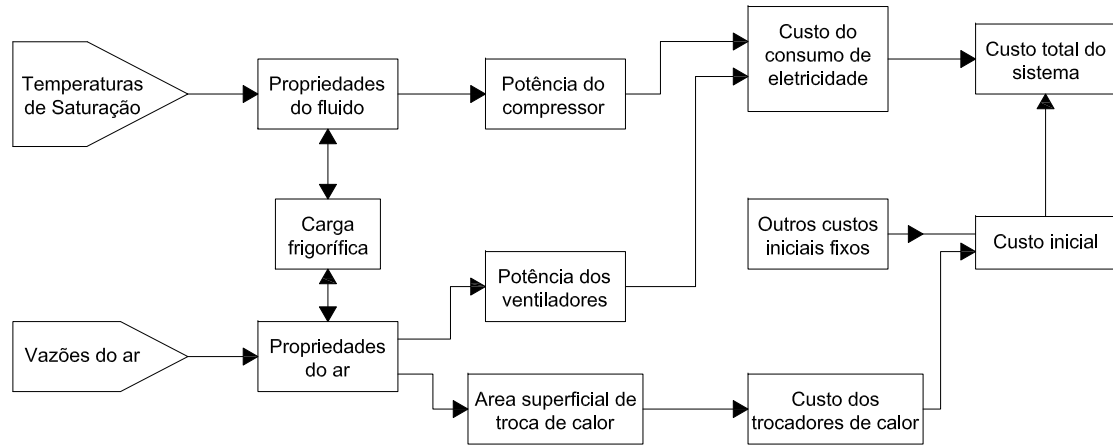


Figura 3: Modelagem do sistema.

A vazão volumétrica do refrigerante imposta pelo compressor se calcula a partir do volume varrido V_s e o espaço morto C_f , assim como as pressão de sucção P_{se} e descarga P_{sc} e a razão entre os calores específicos γ .

$$V_r = V_s - V_s C_f \left(\left(\frac{P_{se}}{P_{sc}} \right)^\gamma - 1 \right) \quad (4)$$

Para calcular a vazão mássica se multiplica pela massa específica na sucção

$$m_r = \rho_{er2} V_r \quad (5)$$

3.3 Balanço de energia no Ar

O fluido secundário do condensador e o evaporador é o ar, conhecendo as vazões volumétricas no condensador V_{ca} e no evaporador V_{ea} , o balanços são respectivamente

$$Q_e = V_{ea} \rho_{ea} C_{Pea} (T_{ea1} - T_{ea2}) \quad (6)$$

$$Q_c = V_{ca} \rho_{ca} C_{Pca} (T_{ca2} - T_{ca1}) \quad (7)$$

3.4 Projeto dos trocadores de calor evaporador

Para projetar os trocadores de calor será usado o método da efetividade NTU Nellis and Klein (2009). O evaporador é dividido em duas zonas, região de saturação com temperatura constante do refrigerante, e região de superaquecimento. No caso do condensador existe uma zona adicional, região de subresfriamento (Fig. 4).

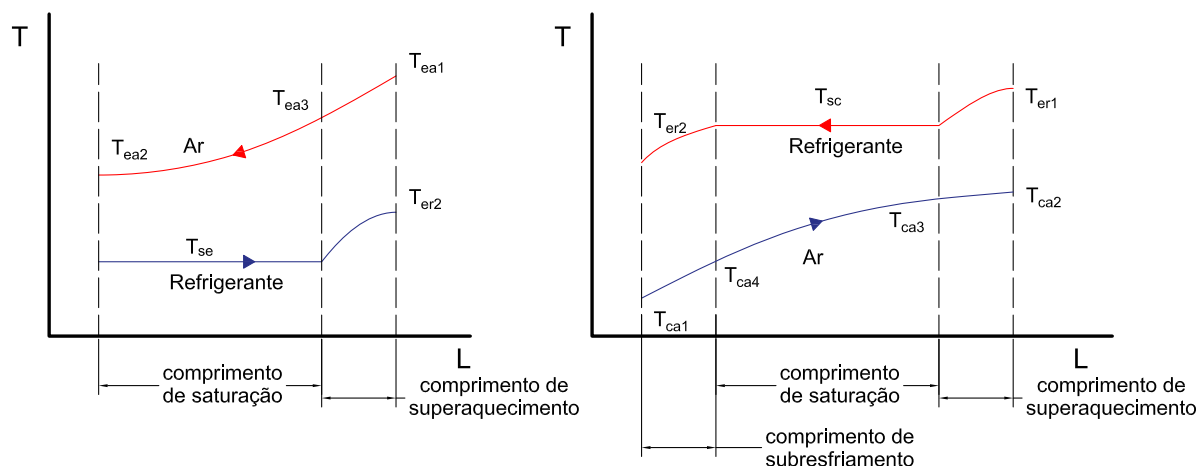


Figura 4: Perfil de temperaturas no evaporador e no condensador.

A metodologia começa com o cálculo do coeficiente convectivo do ar, estimar o coeficiente de transferência de calor global. Os calores disponíveis e máximos são calculados para cada região, conseqüentemente é aplicado o método ε -NTU para calcular a área. Nesta seção é calculada a área frontal e o número de colunas que precisa o evaporador com tubos circulares e aletas contínuas tipo 8.0-3/8T informação sobre as dimensões podem ser encontrada em Bergman *et al.* (2011). A Tab. 2 resume as equações utilizadas para todas as regiões dos trocadores.

Tabela 2: Equações para o projeto do evaporador e o condensador.

Evaporador	Condensador
$\eta_0 = (1 - \alpha)(1 - \eta_f)$	
$R_w = \frac{D_o}{2k_{al}(1-\alpha)} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)$	
$H_{ea} = 0,1684Pr_{ea}^{-2/3} \left(\frac{V_{ea}\rho_{ea}}{\sigma A_{efr}}\right)^{1,4015} \left(\frac{D_h}{\mu_{ea}}\right) C_{Pea}$	$H_{ca} = 0,1684Pr_{ca}^{-2/3} \left(\frac{V_{ca}\rho_{ca}}{\sigma A_{cfr}}\right)^{1,4015} \left(\frac{D_h}{\mu_{ca}}\right) C_{Pca}$
$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{\eta_0 H_e} + R_w$	$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_0 H_c} + R_w$
Região de saturação do refrigerante	
$Q_{es} = m_r(h_{erv} - h_{er1})$	$Q_{cs} = m_r(h_{crv} - h_{crl})$
$Q_{es_{max}} = V_{ea}\rho_{ea}C_{Pea}(T_{ea3} - T_{se})$	$Q_{cs_{max}} = V_{ca}\rho_{ca}C_{Pca}(T_{cs} - T_{ca4})$
$\varepsilon_{es} = \frac{Q_{es}}{Q_{es_{max}}}$	$\varepsilon_{cs} = \frac{Q_{cs}}{Q_{cs_{max}}}$
$A_{es} = \frac{-V_{ea}\rho_{ea}C_{Pea}\ln(1-\varepsilon_{es})}{U_e}$	$A_{cs} = \frac{-V_{ca}\rho_{ca}C_{Pca}\ln(1-\varepsilon_{cs})}{U_c}$
Região de superaquecimento do refrigerante	
$Q_{ex} = m_r(h_{er2} - h_{erv})$	$Q_{cx} = m_r(h_{cr1} - h_{crv})$
$Q_{ex_{max}} = m_rC_{Prex}(T_{ea1} - T_{es})$	$Q_{cx_{max}} = m_rC_{Pr cx}(T_{cr1} - T_{ca3})$
$\varepsilon_{ex} = \frac{Q_{ex}}{Q_{ex_{max}}}$	$\varepsilon_{cx} = \frac{Q_{cx}}{Q_{cx_{max}}}$
$A_{ex} = \frac{-m_rC_{Prex}\ln(1-\varepsilon_{ex})}{U_e}$	$A_{cx} = \frac{-m_rC_{Pr cx}\ln(1-\varepsilon_{cx})}{U_c}$
Região de subrefriamento do refrigerante	
	$Q_{cy} = m_r(h_{crl} - h_{cr2})$
	$Q_{cy_{max}} = m_rC_{Pr cy}(T_{cs} - T_{ca1})$
	$\varepsilon_{cy} = \frac{Q_{cy}}{Q_{cy_{max}}}$
	$A_{cy} = \frac{-m_rC_{Pr cy}\ln(1-\varepsilon_{cy})}{U_c}$
$A_e = A_{es} + A_{ex}$	$A_c = A_{cs} + A_{cx} + A_{cy}$
$N_e = 1 + \left(\frac{\frac{A_e}{\theta A_{cfr}} - D_a}{S_L}\right)$	$N_c = 1 + \left(\frac{\frac{A_c}{\theta A_{cfr}} - D_a}{S_L}\right)$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor global o termo relacionado ao fluido refrigerante tem muito pouca influencia portanto, foi desconsiderado. O termo η_0 e R_w são os mesmos utilizados no evaporador, porque o mesmo tipo de trocador é usado.

Nesta seção o valor da área frontal A_{fr} e N são desconhecidos, através de cálculo iterativo são estimados até que o número de colunas esteja perto de um valor inteiro.

3.5 Componentes auxiliares

Nesta seção se considera a potência consumida pelos dispositivos encarregados de fornecer ar aos trocadores de calor. Um ventilador axial no condensador e um ventilador centrífugo no evaporador.

3.5.1 Ventilador axial

A potência deste equipamento está em função da queda de pressão do ar pelo trocador de calor

$$\Delta P_{ca} = \frac{1}{2} \left(\frac{V_{ca}\rho_{ca}}{\sigma A_{cfr}} \right)^2 v_{ca1} \left((1 + \sigma^2) \left(\frac{v_{ca2}}{v_{ca1}} - 1 \right) + 0,1243 \left(\frac{V_{ca}\rho_{ca}D_h}{\mu_{ca}\sigma A_{cfr}} \right)^{-0,2095} \frac{A_c}{\sigma A_{cfr}} \frac{v_{ca}}{v_{ca1}} \right) \quad (8)$$

$$W_{axial} = a_1 \Delta P_{ca}^2 + a_2 \Delta P_{ca} + a_3 \quad (9)$$

Os coeficientes a são fornecidos pelo fabricante.

3.5.2 Ventilador centrífugo

A potência está em função da queda de pressão do ar pelo trocador de calor e da vazão volumétrica imposta.

$$\Delta P_{ea} = \frac{1}{2} \left(\frac{V_{ea}\rho_{ea}}{\sigma A_{efr}} \right)^2 v_{ea1} \left((1 + \sigma^2) \left(\frac{v_{ea2}}{v_{ea1}} - 1 \right) + 0,1243 \left(\frac{V_{ea}\rho_{ea}D_h}{\mu_{ea}\sigma A_{efr}} \right)^{-0,2095} \frac{A_e}{\sigma A_{efr}} \frac{v_{ea}}{v_{ea1}} \right) \quad (10)$$

$$W_{cent} = 10V_{ea}(b_1 \Delta P_{ea} + b_2) \quad (11)$$

Os coeficientes b são fornecidos pelo fabricante.

3.6 Função objetivo

O custo de refrigeração por kWh (ECC) é minimizado, este inclui o capital investido e o consumo energético na vida do sistema.

$$ECC = \frac{F \cdot PVT}{Q_e t_{ano}} \quad (12)$$

F é o fator de anualidade em função dos juros i e o número de anos k .

$$F = \frac{i}{1 - (1 + i)^{-k}}$$

PVT é o valor presente dos custos

$$PVT = PVC + \frac{C_{ele} t_{ano} W_t}{i - g} \left(1 - \left(\frac{1 + i}{1 + g} \right)^k \right) \quad (13)$$

onde C_{ele} é o custo da eletricidade por kWh, t_{ano} o horas de funcionamento por ano, g a inflação do custo da eletricidade, PVC é capital investido

$$PVC = PVC_{comp} + PVC_e + PVC_c + PVC_{vent} + PVC_{outros} \quad (14)$$

O custo do evaporador e do condensador é proporcional ao custo por colunas C_{col}

$$PVC_c = C_{col} A_{cfr} N_c \quad (15)$$

$$PVC_e = C_{col} A_{efr} N_e \quad (16)$$

e finalmente W_t é o trabalho total consumido por todos os equipamentos.

$$W_t = W_{comp} + W_{cent} + W_{axial} \quad (17)$$

3.7 Restrições

Para obter a solução ótima os valores da função objetivo devem que satisfazer as restrições físicas e termodinâmicas do sistema. Neste aspecto existem duas restrições relacionadas com a eficiência na troca do calor ε_c e ε_e .

$$\varepsilon_c = \frac{Q_c}{V_{ca} \rho_{ca} C_{Pca} (T_1 - T_{ca1})} \leq 1 \quad (18)$$

$$\varepsilon_e = \frac{Q_e}{V_{ea} \rho_{ea} C_{Pea} (T_{ea1} - T_3)} \leq 1 \quad (19)$$

As equações 18 e 19 representam que a temperatura final do ar não pode ser menor do que a temperatura de saída do refrigerante no evaporador, analogamente, a temperatura de fina do ar no pode ser maior do que a temperatura de saída do refrigerante no condensador.

3.8 Parâmetros do sistema de ar condicionado.

Como exemplo para mostrar a aplicação desse método, uma unidade de refrigeração de 6 a 10 Ton de carga frigorífica foi considerada. Todos as especificações do sistema se apresentam na Tab. 3.

Para usar o algoritmo genético é preciso selecionar a faixa das variáveis de entrada V_{ca} está entre 5-8m³/s, V_{ea} está entre 2-5m³/s, T_e se encontra entre 0-10°C e T_c entre 40-50°C.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O algoritmo genético foi implementado no software Matlab® e teve as seguintes configurações, função de avaliação por Rank, a seleção pelo método estocástico uniforme, a fração de cruzamento na reprodução foi 0,8, a função de mutação foi gaussiana. As soluções encontradas apresentam boa qualidade mas não pode-se ter garantia de otimalidade.

Foram feitas duas otimizações, uma com refrigerante R407C e outra para refrigerante R410A, que são misturas HFC que não deterioram a camada de ozônio e são chamados a ser substitutos do refrigerante R22. Os resultados achados para cada um dos refrigerantes aparecem na Tab. 4 e Tab5.

Tabela 3: Parâmetros do sistema

Símbolo	Valor	Símbolo	Valor	Símbolo	Valor
PVC_{comp}	1152,4\$	a_1	0,0007	D_i	8,5mm
PVC_v	510\$	a_2	2,15	α	0,913
PVC_{outros}	117,2\$	a_2	157,6	k_{al}	237W/mK
t_{ano}	1080h	b_1	0,11	σ	0,534
i	0,08	b_2	19,35	D_a	25,4mm
k	15 anos	T_{ca1}	30°C	S_L	22mm
C_{ele}	0,05\$/kWh	T_{ea1}	30°C	η_f	0,8
g	0,16	D_h	3,63mm	V_s	41,9m ³ /h
C_{col}	140\$/(m ² col)	D_o	10,2mm	C_f	0,03
θ	587m ² /m ³				

Tabela 4: Resultados otimizados para o R410A.

Custo total	$ECC = 0,0339\$/kWh$	Potência do ventilador centrífugo	$W_e = 0,3kW$
Calor do evaporador	$Q_e = 56,1kW$	Potência total	$W_t = 12,2kW$
Calor do condensador	$Q_c = 66,8kW$	Coefficiente de performance	$COP = 4,6$
Temperatura do evaporador	$T_e = 3,5^\circ C$	Vazão volumétrica do ar no condensador	$V_{ca} = 5m^3/s$
Temperatura do condensador	$T_c = 43,4^\circ C$	Vazão volumétrica do ar no evaporador	$V_{ea} = 5m^3/s$
Temperatura do ar na saída do condensador	$T_{ca2} = 36,4^\circ C$	Área frontal do condensador	$A_{cfr} = 1,9m^2$
Temperatura do ar na saída do evaporador	$T_{ea2} = 15,4^\circ C$	Área frontal do evaporador	$A_{efr} = 1,1m^2$
Potência do compressor	$W_{comp} = 10,7kW$	Número de colunas no condensador	$N_c = 3$
Potência do ventilador axial	$W_c = 1,1kW$	Número de colunas no evaporador	$N_e = 3$

Tabela 5: Resultados otimizados para o R407C.

Custo total	$ECC = 0,0275\$/kWh$	Potência do ventilador centrífugo	$W_e = 0,4kW$
Calor do evaporador	$Q_e = 56,8kW$	Potência total	$W_t = 9,0kW$
Calor do condensador	$Q_c = 64,1kW$	Coefficiente de performance	$COP = 6,3$
Temperatura do evaporador	$T_e = 9,5^\circ C$	Vazão volumétrica do ar no condensador	$V_{ca} = 5,8m^3/s$
Temperatura do condensador	$T_c = 41,4^\circ C$	Vazão volumétrica do ar no evaporador	$V_{ea} = 5,0m^3/s$
Temperatura do ar na saída do condensador	$T_{ca2} = 34,4^\circ C$	Área frontal do condensador	$A_{cfr} = 2,3m^2$
Temperatura do ar na saída do evaporador	$T_{ea2} = 15,2^\circ C$	Área frontal do evaporador	$A_{efr} = 1,2m^2$
Potência do compressor	$W_{comp} = 7,3kW$	Número de colunas no condensador	$N_c = 3$
Potência do ventilador axial	$W_c = 1,3kW$	Número de colunas no evaporador	$N_e = 5$

Com esses resultados pode-se concluir que o melhor refrigerante é o R407C, o ciclo de refrigeração possui um coeficiente de performance (COP) maior comparado com o uso do R410A, também apresenta um melhor custo por kWh. Embora o uso do refrigerante R407C represente uma diminuição na capacidade frigorífica, é possível ter uma temperatura similar de 15°C nos dois casos. Por último, a potência compressor devido ao uso de R407C é menor do que o uso do R410A, isto por causa de o R407C apresenta uma razão de pressões menor nessas temperaturas.

A Fig. 5 apresenta as variações da função objetivo (ECC) em relação as temperaturas do evaporador e o condensador, em uma superfície tridimensional para o refrigerante R407C, as vazões de ar nos trocadores de calor são mantidas constantes no valor ótimo encontrado.

A superfície apresenta muitos mínimos locais, porém o algoritmo genético conseguiu encontrar a região de mínimo valor para ECC (a região azul mas escura), como está mostrado, existem no máximo três seções onde pode estar o mínimo global.

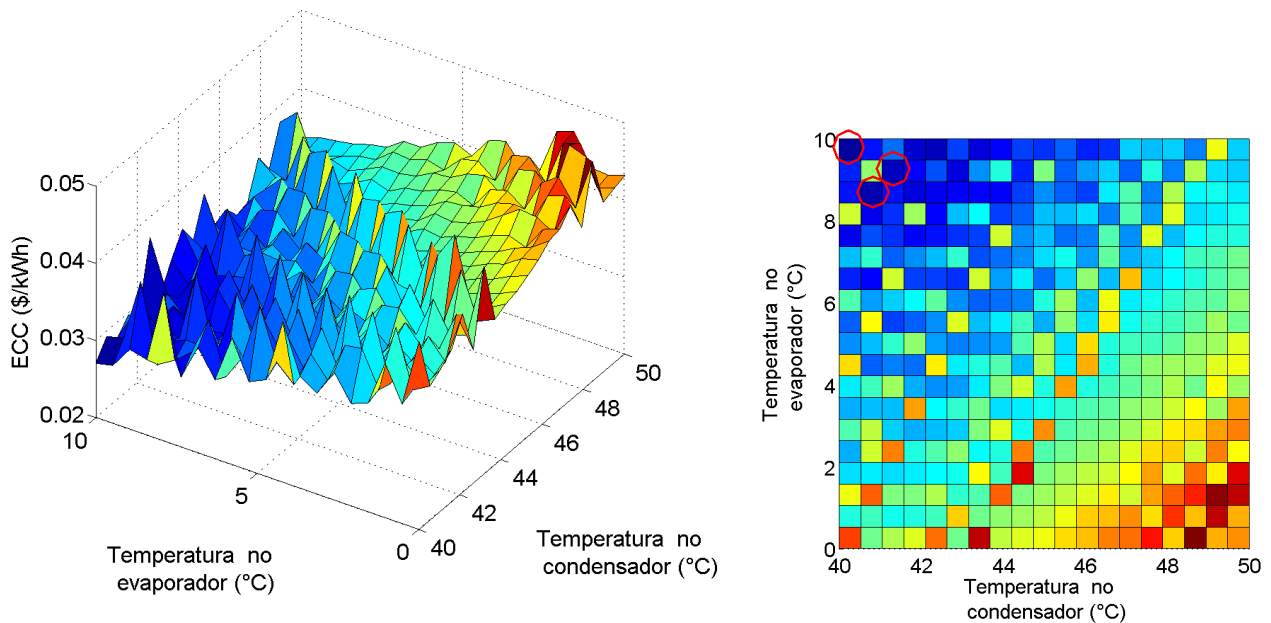


Figura 5: Função objetivo para R407C, $V_{ca} = 5,8 \text{ m}^3/\text{s}$ e $V_e = 5,0 \text{ m}^3/\text{s}$

A Fig. 6 mostra as porcentagens do capital investido por cada componentes e dos custos por consumo de energia do compressor e os ventiladores neste sistema de ar condicionado com fluido refrigerante R407C no ponto ótimo. Os resultados mostram que o custo da eletricidade consumida pelo compressor é muito maior que os outros componentes.

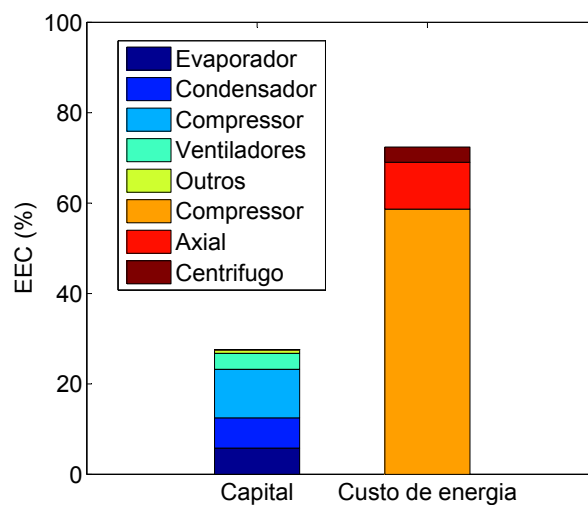


Figura 6: Efeitos de cada componente no custo final

5. CONCLUSÕES

O modelo é altamente não linear e possui muitos mínimos locais. Apresenta dificuldades adicionais na implementação das propriedades termodinâmicas do ar e dos refrigerantes no software Matlab. As vantagens do modelo são que através de 4 variáveis (vazões volumétricas do ar e temperatura de saturação do refrigerante no condensador e no evaporador) é possível projetar as áreas mínimas para os trocadores de calor, avaliar os custos e escolher o refrigerante com melhor desempenho em uma faixa de operação preestabelecida.

Um algoritmo genético permite uma otimização global quando é definida uma faixa para as variáveis. Pode-se perceber que adicionar restrições à função objetivo diminui o número de interações consideravelmente. Importante mencionar que o tempo que leva o algoritmo para achar um ponto ótimo é de 2h, isto devido principalmente as rotinas de calculo das propriedades dos refrigerante.

Finalmente, sobre os resultados obtidos na otimização, o ciclo de refrigeração que usa R407C consome menos energia em comparação com o uso do R410A. Portanto, como a potência do compressor é o fator mais determinante, o custo final também é menor com o uso do fluido R407C.

6. AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio da CAPES, Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil

7. REFERÊNCIAS

- Al-Otaibi, D., Dincer, I. and Kalyon, M., 2004. "Thermoeconomic optimization of vapor-compression refrigeration systems". *International communications in heat and mass transfer*, Vol. 31, No. 1, pp. 95–107.
- Bergman, T.L., Incropera, F.P. and Lavine, A.S., 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley Sons.
- Cammarata, G., Fichera, A., Mammino, L. and Marletta, L., 1997. "Exergonomic optimization of an air-conditioning system". *Journal of energy resources technology*, Vol. 119, No. 1, pp. 62–69.
- d'Accadia, M.D. and de Rossi, F., 1998. "Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant". *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 1, pp. 42–54.
- Dingeç, H. and İleri, A., 1999. "Thermoeconomic optimization of simple refrigerators". *International journal of energy research*, Vol. 23, No. 11, pp. 949–962.
- Lecamwasam, L., Wilson, J. and Chokolich, D., 2012. "Guide to best practice maintenance and operation of hvac systems for energy efficiency".
- McCall, J., 2005. "Genetic algorithms for modelling and optimisation". *Journal of Computational and Applied Mathematics*, Vol. 184, No. 1, pp. 205 – 222. ISSN 0377-0427.
- Nellis, G. and Klein, S., 2009. *Heat Transfer*. Cambridge University Press. ISBN 9780521881074.
- Perry, E., 1987. "Refrigeration system optimization". *International journal of refrigeration*, Vol. 10, No. 4, pp. 217–223.
- Picanço, M.A., Bandarra Filho, E.P. and Passos, J.C., 2006. "Heat transfer coefficient correlation for convective boiling inside plain and microfin tubes using genetic algorithms". In *Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*.
- Picanço, M.A., Passos, J.C. and Bandarra Filho, E.P., 2009. "Heat transfer coefficient correlation for convective boiling inside plain and microfin tubes using genetic algorithms". *Heat Transfer Engineering*, Vol. 30, No. 4, pp. 316–323.
- Sanaye, S. and Malekmohammadi, H., 2004. "Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system". *Applied thermal engineering*, Vol. 24, No. 13, pp. 1807–1825.
- Sanaye, S. and Niroomand, B., 2009. "Thermal-economic modeling and optimization of vertical ground-coupled heat pump". *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 4, pp. 1136–1147.
- Sarbu, I., 2014. "A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems". *International Journal of Refrigeration*, Vol. 46, pp. 123–141.
- Sayyaadi, H., Amlashi, E.H. and Amidpour, M., 2009. "Multi-objective optimization of a vertical ground source heat pump using evolutionary algorithm". *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 8, pp. 2035–2046.
- Sayyaadi, H. and Nejatollahi, M., 2011. "Multi-objective optimization of a cooling tower assisted vapor compression refrigeration system". *international journal of refrigeration*, Vol. 34, No. 1, pp. 243–256.
- Selbaş, R., Kızılkın, Ö. and Şencan, A., 2006. "Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle". *Energy*, Vol. 31, No. 12, pp. 2108–2128.
- Sánta, R., Garbai, L. and Fürstner, I., 2015. "Optimization of heat pump system". *Energy*, Vol. 89, pp. 45 – 54. ISSN 0360-5442.
- Tyagi, S., Lin, G., Kaushik, S. and Chen, J., 2004. "Thermoeconomic optimization of an irreversible stirling cryogenic refrigerator cycle". *International journal of refrigeration*, Vol. 27, No. 8, pp. 924–931.
- Vakiloroaya, V., Samali, B., Cuthbert, S., Pishghadam, K. and Eager, D., 2014. "Thermo-economic optimization of condenser coil configuration for hvac performance enhancement". *Energy and Buildings*, Vol. 84, pp. 1–12.
- Wall, G., 1991. "Optimization of refrigeration machinery". *International Journal of Refrigeration*, Vol. 14, No. 6, pp. 336–340.
- Wen, J., Yang, H., Tong, X., Li, K., Wang, S. and Li, Y., 2016. "Optimization investigation on configuration parameters of serrated fin in plate-fin heat exchanger using genetic algorithm". *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 101, pp. 116–125.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

ECONOMIC OPTIMIZATION OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGNED WITH FLUID HFC'S USING GENETIC ALGORITHM

Juan J. Garcia, jjgp.ufmg@gmail.com¹

Ricardo Poley, poley@demec.ufmg.br¹

Luiz Machado, luizm@demec.ufmg.br¹

Ricardo Koury, koury@demec.ufmg.br¹

¹Programa de Pós-graduação de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Av. Antônio Carlos, 6627, CEP 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brazil

Resumo: *This work presents a problem of minimizing the total cost of an air conditioning system for vapor compression considering its lifetime. The mathematical model that represents the objective function has four decision variables: temperature condensation and evaporation temperature of the refrigerant and the volumetric flow rate of air in the condenser and the evaporator. The problem is modeled a global optimization problem and the search method of the adopted solution is a genetic algorithm. As further investigated results are important parameters for the device design as the design of the heat exchanger, compressor work final air temperatures in the condenser and evaporator, among others. Finally, this methodology is used for two working fluid R407C and R410A, both called to be the refrigerant substitutes that deplete the ozone layer (R22).*

Palavras-chave: *Mathematical model, Air conditioning, R410A, R-407C, Genetic algorithm*