

OTIMIZAÇÃO DA VAZÃO DE FLUIDO REFRIGERANTE E ÁREA DE TROCA TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR CONTRA-CORRENTE

Mário Gomes da Silva Júnior (1); Camila Barata Cavalcanti (2); Josiele Souza Batista Santos (3);

(1) *Universidade Federal de Campina Grande, mario.engquimica@gmail.com;*

(2) *Universidade Federal de Campina Grande, camila_barata2@hotmail.com;*

(3) *Universidade Federal de Campina Grande, josiele.eq@gmail.com;*

RESUMO: O trocador de calor consiste em um equipamento de ampla aplicação industrial que objetiva alcançar temperaturas desejadas para correntes de processo. Este representa uma grande parcela da energia gasta nas indústrias, e por isso, mostra-se fundamental seu estudo para otimização de custos. O estudo consiste na determinação da temperatura de saída do fluido refrigerante e área de troca térmica ótima para um trocador de calor simples do tipo casco e tubo, com 1 passo em cada uma das regiões (1-1), em modo de operação contracorrente com um tempo de operação anual de 8640 horas, para o arrefecimento de uma corrente de processo quente. A partir da modelagem matemática do fenômeno obteve-se a função objetivo do sistema, relacionada ao critério de desempenho do equipamento, e a mesma foi minimizada através do método da *Golden Section*. Todo o processo de otimização foi desenvolvido no software *MatLab*[®]. Desta forma, com base nos resultados obtidos foi realizada a análise do comportamento da função objetivo em função da temperatura de saída e da vazão de fluido refrigerante e finalmente foram alcançados os valores ótimos para o processo proposto.

Palavras-chave: Trocador de calor, Otimização, Golden Section.

1. INTRODUÇÃO

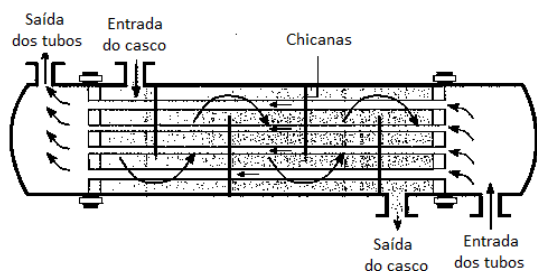
1.1. Trocadores de Calor

A troca de calor entre fluidos de diferentes temperaturas é de suma importância e possui diversas funções na engenharia (TONASSI *et al.*, 2014). O equipamento usado para implementar essa troca é conhecido por trocador de calor (INCROPERA *et al.*, 2008), e suas aplicações industriais englobam desde o

aquecimento/resfriamento de correntes de processo, com ou sem mudança de fase, até o contato direto ar-água nas torres de resfriamento da central de utilidades (FILHO, 2007). Esse dispositivo representa uma grande parcela da energia gasta no processo de uma indústria, e por isso, esforços têm sido despendidos em termos de pesquisa para aprimorar e otimizar estes sistemas (PERUSSI, 2010).

O estudo consiste na determinação da temperatura de saída do fluido refrigerante e área de troca térmica ótima para um trocador de calor simples do tipo casco e tubo com 1 passo em cada uma das regiões (1-1) em modo de operação contracorrente, ou seja, os fluidos quente e frio entram e saem do sistema por extremidades opostas, como representado na Figura 1. O trocador de calor apresenta um tempo de operação de 8640 horas por ano.

Figura 1 - Trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e um passe nos tubos (modo de operação contracorrente).

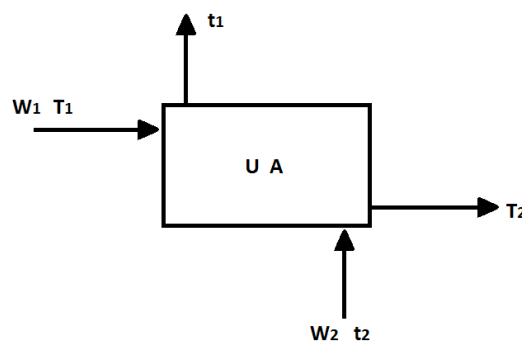


Fonte: (INCROPERA *et al.*, 2008).

No sistema em estudo a corrente de processo apresenta um fluxo mássico de 1000 kg/h e uma temperatura de entrada $T_1 = 90\text{ }^\circ\text{C}$. Esta precisa ser resfriada a $T_2 = 50\text{ }^\circ\text{C}$ por uma corrente fria disponível a temperatura $t_2 = 30\text{ }^\circ\text{C}$, como mostrado na Figura 2. Tanto o fluido de processo quando o fluido refrigerante consiste em água, apresentando então uma capacidade calorífica de $1\text{ kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$. O coeficiente

global de troca térmica do equipamento é $U = 500\text{ kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$.

Figura 2 - Trocador de calor com representação das temperaturas das correntes.



Fonte: Elaborada pelo autor.

1.2. Análise Econômica

A análise do custo ótimo para a aquisição e operação do trocador de calor será fundamentada nas seguintes informações relacionadas ao custo global do processo:

- Investimento do trocador de calor: $3200 \left(\frac{A}{50}\right)^{0,48}$ \$, onde "A" corresponde a área de troca térmica do equipamento em m^2 ;
- Custo do fluido refrigerante: 5×10^{-6} \$/kg;
- Custo de manutenção: 2 % do investimento/ano.

O critério de desempenho do equipamento (função que deve ser minimizada), mostrado a seguir, relaciona o custo operacional e custos de

investimento, onde o custo operacional corresponde a soma dos custos de fluido refrigerante e custos de manutenção.

- Critério de Desempenho: Custo Anual = 50% Custo Operacional + 10% ao ano sobre o investimento.

Para se otimizar a operação de troca térmica, é necessário a minimização do critério de desempenho para um menor custo anual, e dessa forma, e a partir deste se torna possível a determinação de valores ótimos para a temperatura de saída do fluido refrigerante, vazão da corrente de fluido refrigerante, e a área de troca térmica do trocador de calor. Pretende-se, através desse estudo, conectar conhecimentos da área da Engenharia Química, entre eles, fundamentos de transferência de calor, a apresentação do método de otimização da *Golden Section*, que foi implementado no software *Matlab*[®].

2. METODOLOGIA

Inicialmente foi calculada a quantidade de calor cedida pela corrente de fluido quente, dada pela Equação (1):

$$q_{hot} = W_1 C_p (T_1 - T_2) \quad (1)$$

Substituindo os devidos valores na Equação (1), temos:

$$q_{hot} = 1000 \left(\frac{kg}{h} \right) \times 1 \left(\frac{kcal}{kg \text{ } ^\circ C} \right) \times (90 - 50) \text{ (} ^\circ C \text{)} \quad (2)$$

Logo,

$$q_{hot} = 40000 \text{ kcal/h} \quad (3)$$

É importante salientar que no trocador de calor, considerou-se que o calor cedido pelo fluido quente é igual ao calor recebido pelo fluido refrigerante, sendo a quantidade de calor transferida para o ambiente desprezível. Numa situação industrial este comportamento pode ser alcançado com a utilização de um eficiente sistema de isolamento térmico.

Visto que o custo do fluido refrigerante $C_{ref} = 5 \times 10^{-6} \text{ } \$/kg$ e tempo de operação, $t = 8640 \text{ hrs / ano}$, o custo de refrigeração em $\$/ano$ é dado por:

$$C_{refrigerante} = C_{ref} W_2 t \quad (4)$$

O custo de manutenção do equipamento corresponde a 2% do investimento por ano, $C_{investimento} = 3200 \left(\frac{A}{50} \right)^{0,48}$. Logo,

$$C_{manutenção} = 0,02 C_{investimento} \quad (5)$$

$$C_{manutenção} = 0,02 \times 3200 \left(\frac{A}{50} \right)^{0,48} \quad (6)$$

O custo operacional é obtido da seguinte forma:

$$C_{operacional} = C_{refrigerante} + C_{manutenção} \quad (7)$$

Substituindo as Equações (4) e (6) na Equação (7):

$$C_{operacional} = C_{ref}W_2t + 0,02 \times 3200 \left(\frac{A}{50}\right)^{0,48} \quad (8)$$

Sabendo que a função objetivo do problema, a ser minimizada, corresponde a função custo do critério de desempenho do trocador de calor, temos que:

$$C_{anual} = 0,5C_{operação} + 0,1C_{investimento} \quad (9)$$

$$C_{anual} = 0,5 \left[C_{ref}W_2t + 0,02 \times 3200 \left(\frac{A}{50}\right)^{0,48} \right] + 0,1 \left[3200 \left(\frac{A}{50}\right)^{0,48} \right] \quad (10)$$

Visto que o custo anual do critério de desempenho se encontra em função de duas variáveis A e W₂, o balanço de energia do sistema foi realizado no intuito de tornar a função objetivo uma função de apenas uma dessas duas variáveis, que se encontram relacionadas entre si.

O balanço de energia para o sistema em estudo pode ser dado pela Equação (11).

$$\Delta H = W + Q \quad (11)$$

Considerando que não há trabalho sendo realizado sobre ou pelo sistema ($W = 0$) e que não existe nenhuma fonte de calor externa ao equipamento, além de assumir isolamento do mesmo ($Q = 0$):

$$\Delta H = 0 \quad (12)$$

$$H_s - H_e = 0 \quad (13)$$

$$(W_1C_pT_2 + W_2C_pt_1) - (W_1C_pT_1 + W_2C_pt_2) = 0 \quad (14)$$

$$W_2C_p(t_1 - t_2) = W_1C_p(T_1 - T_2) \quad (15)$$

$$W_2 = \frac{W_1(T_1 - T_2)}{(t_1 - t_2)} \quad (16)$$

Pode-se observar que a Equação (16) está em função de t₁. Logo, a área (A) também deve ser colocada em função de t₁. Conhecendo a quantidade de calor trocada pelos fluidos, podemos aplica-la na Equação (17), que representa a quantidade de calor trocado pelo trocador de calor:

$$Q = UA \left[\frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \right] \quad (17)$$

Isolando a variável A, temos:

$$A = \frac{Q}{U \left[\frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \right]} \quad (18)$$

Portanto, substituindo as Equações (16) e (18) na Equação 10 temos a função objetivo do problema.

$$C = 0,5 \left[C_{ref} \left(\frac{W_1(T_1 - T_2)}{(t_1 - t_2)} \right) t + 0,02 * \right. \\ \left. 3200 \left(\frac{Q}{U \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)}} \right)^{0,48} \right] + \\ 0,1 \left[3200 \left(\frac{Q}{U \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)}} \right)^{0,48} \right] \quad (19)$$

Com a formulação matemática detalhada e a função objetivo determinada, foi implementado o método de otimização do *Golden Section* no software *MatLab®* para a resolução do problema.

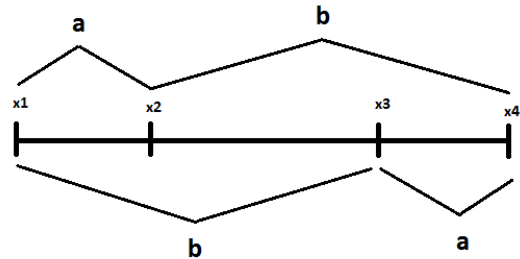
2.1. Golden Section

O método da *Golden Section* é uma simples técnica de busca, de propósito geral, em uma única variável. O intervalo de busca deve conter um único valor ótimo, sendo assim, unimodal (Chapra e Canale, 2008).

A ideia fundamental no procedimento da redução intervalar consiste na permanência da razão entre as distâncias dos 4 pontos de análise a cada iteração.

Considere a seguinte representação intervalar, mostrada na Figura 3.

Figura 3 – Representação intervalar utilizada no método da Golden Section.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Suponhamos que no processo de busca do ponto de mínimo em um intervalo unimodal, verifica-se que o ponto X_4 apresenta o maior valor quando aplicado a função objetivo. Dessa forma, este ponto deve ser eliminando e um novo ponto deve ser calculado objetivando a redução intervalar. Para que as distâncias entre os pontos se mantenham proporcionalmente constantes, a seguinte relação deve ser obedecida.

$$\frac{b}{a+b} = \frac{a}{b} \quad (20)$$

Considerando a razão $\frac{a}{b} = \tau$, temos que:

$$\frac{a+b}{b} = \frac{b}{a} \rightarrow \frac{a}{b} + 1 = \frac{b}{a} \rightarrow \tau + 1 = \frac{1}{\tau} \rightarrow \tau^2 + \tau - 1 = 0 \quad (21)$$

E os valores de τ que satisfazem a equação (21) são dados a seguir:

$$\tau = \frac{-1 \pm \sqrt{5}}{2} \quad (22)$$

Sabendo-se que o valor de τ deve ser positivo, o único valor que pode ser considerado é o valor de $\tau = \frac{-1+\sqrt{5}}{2} = 0,618033988$, chamado de razão de ouro.

Em seguida, considera-se um intervalo unitário onde $a + b = 1$ e $\tau = b$. A partir do valor de τ o valor intermediário calculado a cada iteração, que depende de qual dos 2 extremos será eliminado (aquele em que a função tiver o maior valor), pode ser calculado como mostra as Equações (24) e (26):

$$\frac{1}{x_4 - x_1} = \frac{\tau}{x_3 - x_1} \quad (23)$$

$$x_3 = x_1 + \tau(x_4 - x_1) \quad (24)$$

$$\frac{1}{x_4 - x_1} = \frac{\tau}{x_4 - x_2} \quad (25)$$

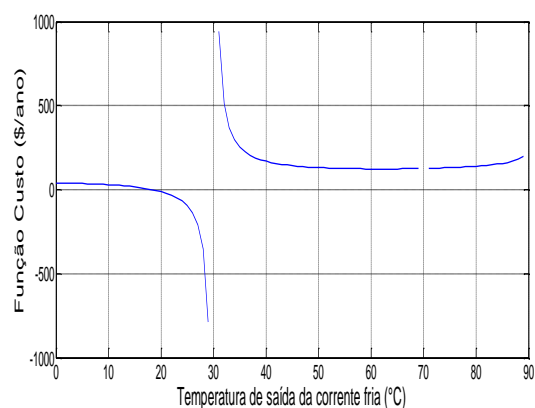
$$x_2 = x_4 - \tau(x_4 - x_1) \quad (26)$$

O método consiste na redução intervalar de procura a partir da análise e comparação dos valores da função nos pontos calculados. Este tem como vantagem o fato de não trabalhar com o cálculo de derivadas. Porém, como ponto negativo apresenta a possibilidade da necessidade de muitas iterações, tornando o processo exaustivo, dependendo do tamanho do intervalo inicial de busca.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na Figura 4, pode-se observar o comportamento da função custo do critério de desempenho a partir da variação da temperatura de saída da corrente fria (t_1).

Figura 4 - Gráfico da Função custo (\$/ano) do critério de desempenho versus Temperatura da saída da corrente fria (°C).



Fonte: Elaborada pelo autor.

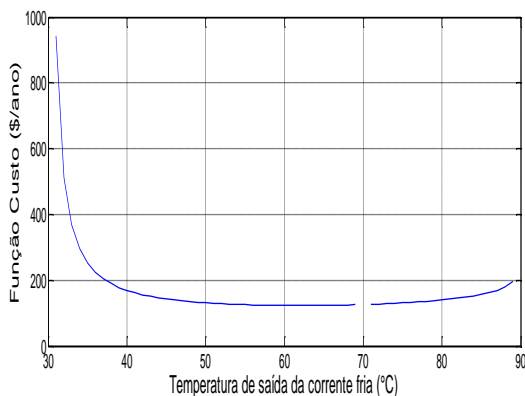
Observando a Figura 4 verifica-se a existência de 3 regiões distintas a serem avaliadas. Como a corrente fria entra a 30°C e está sendo aquecida não é fisicamente possível que a temperatura de saída desta corrente seja menor do que 30°C. Dessa forma afirmamos que o intervalo $]-\infty, 30 \text{ }^\circ\text{C}[$ não faz parte do domínio da função custo do critério de desempenho. Dos fundamentos de trocadores de calor, sabe-se que as curvas de temperatura de saída e entrada das correntes fria e quente, respectivamente, não se tocam. Como a temperatura de entrada da corrente quente é 90 °C, a

temperatura de saída da corrente fria não pode fisicamente ser maior que esta.

A partir da Figura 4 podemos observar uma descontinuidade da função na temperatura de 70 °C. Esta se justifica pelo fato cálculo da média logarítmica da diferença das temperaturas (MLDT) ser indefinida nesse ponto. Após assumir essas restrições para a variável temperatura de saída do fluido refrigerante, temos que o domínio a ser analisado da nossa função custo se encontra no intervalo]30,90°C [.

A Figura 5 apresenta o gráfico da função objetivo no intervalo de viabilidade física para a temperatura de saída do fluido refrigerante como explicado anteriormente.

Figura 5 - Gráfico da Função custo (\$/ano) versus Temperatura da saída da corrente fria (°C), no intervalo de 30 a 90 °C.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os dados resultantes da simulação feita na plataforma *MatLab*[®] são agrupados na Tabela 1 e 2 a seguir. A Tabela 1 indica os valores ótimos da

temperatura de saída do fluido frio, vazão da corrente de refrigerante, a área de troca térmica e o menor custo anual do processo.

Tabela 1 - Resultados dos valores ótimos obtidos.

Temperatura de saída do fluido frio (°C)	61,67276001
Área de troca térmica (m ²)	3,34412470
Vazão da corrente refrigerante (Kg/h)	1262,91488294
Custo anual do critério de desempenho (\$/ano)	123,37215882

Fonte: Autor, 2016.

A Tabela 2 apresenta os custos de investimento, refrigerante, manutenção e operação do processo otimizado.

Tabela 2 - Resultados para os custos individuais do processo.

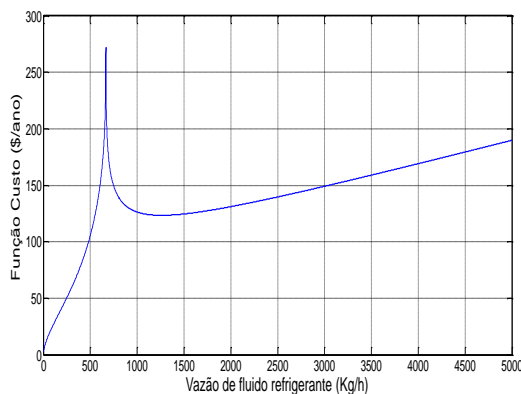
Custo de investimento (\$/ano)	873,57452138
Custo de refrigerante (\$/ano)	54,55792294
Custo de manutenção (\$/ano)	17,47149043
Custo de operação (\$/ano)	72,02941337
Custo anual do critério de desempenho (\$/ano)	123,37215882

Fonte: Autor, 2016.

A partir da Tabela 2, verifica-se que o custo ótimo do processo calculado foi de \$945,60, sendo este a soma dos custos de investimento e operação.

Fazendo a avaliação dos resultados com respeito a função custo anual, pode-se observar as mesmas conclusões já tomadas anteriormente com relação aos intervalos de operação da temperatura de saída da corrente fria. A Figura 6 demonstra o comportamento da função custo anual em função da vazão de fluido refrigerante. A partir da mesma é possível observar que há uma mudança de comportamento da função no ponto onde a vazão de fluido refrigerante é 667 Kg/h, aproximadamente.

Figura 6 - Gráfico do custo anual (\$/ano) em função da vazão de fluido refrigerante (Kg/h).



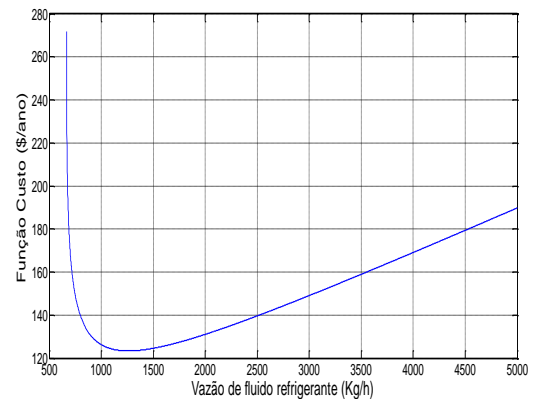
Fonte: Elaborada pelo autor.

Tal mudança de comportamento é justificada pelo fato da temperatura de saída do fluido refrigerante não poder ser maior que 90°C. Desta forma, a partir do momento em que a W_2 atinge valores

maiores que 667 Kg/h, o valor de t_1 passa a ser menor que 90°C.

Por fim, o gráfico exibido na Figura 7 corresponde a função custo plotada a partir do limite inferior de W_2 definido anteriormente.

Figura 7 - Gráfico da função que representa o critério de desempenho do equipamento (\$/ano) em função da vazão de fluido refrigerante (Kg/h), no intervalo de 667 a 5000 Kg/h.



Fonte: Elaborada pelo autor.

4. CONCLUSÃO

A partir dos resultados alcançados foi constatada a convergência da solução do problema. Foi obtido uma temperatura ótima dentro do intervalo teórico possível e a partir desse valor foi encontrado valores das correntes de vazão de fluido refrigerante (aproximadamente 1,26 vezes maior que a vazão de fluido quente) e área de troca térmica ótima. Dessa forma, encontrou-se o menor custo anual possível

para operação desse trocador de calor em contra-corrente, sendo este resultado da integração de conhecimentos específicos da engenharia química.

5. REFERÊNCIAS

CHAPRA, S. C.; CANALE, R. P., **Métodos numéricos para Engenharia**. 6^o edição, São Paulo: Editora McGraw-Hill, 2008.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. D., **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6^o edição, Rio de Janeiro: Editora LTC, 2008.

FILHO, L. O. O., **Uma abordagem matricial para modelagem e simulação**

de redes de trocadores de calor com aplicações para o gerenciamento da deposição. 2007. 103. Dissertação de mestrado em Engenharia Química – Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro – RJ.

PERUSSI, R., **Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica**. 2010. 138. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos – SP.

TONASSI, E. L. R.; LEMOS, J. C.; LIMA, E. R. A.; COSTA, A. L. H., **Simulação dinâmica de uma rede de trocadores de calor**. Publicado nos anais do Congresso Brasileiro de Engenharia Química. Florianópolis-SC, 2014.