



15º Congresso Nacional de Iniciação Científica

TÍTULO: VERIFICAÇÃO EM UNIDADE EXPERIMENTAL DE EQUAÇÕES DE PROJETO DE TANQUE COM IMPULSOR MECÂNICO E TROCA DE CALOR.

CATEGORIA: CONCLUÍDO

ÁREA: ENGENHARIAS E ARQUITETURA

SUBÁREA: ENGENHARIAS

INSTITUIÇÃO: UNIVERSIDADE SANTA CECÍLIA

AUTOR(ES): LUIS FELIPE KAWASAKI, GABRIEL TAVARES LIMA

ORIENTADOR(ES): DEOVALDO DE MORAES JÚNIOR, VITOR DA SILVA ROSA

Realização:



Apoio:



1) Resumo

Os tanques de agitação com aquecimento são usados como reatores químicos, destiladores, extratores e trocadores de calor na indústria química, petroquímica, alimentícia e farmacêutica. São empregadas como superfície de aquecimento as camisas, as serpentinas helicoidais e as chicanas tubulares verticais. O projeto desses dispositivos envolve a determinação da área de troca térmica, a qual é função do coeficiente global de transmissão de calor. Existem diversas equações semi-empíricas para o cálculo dos coeficientes de convecção, que a partir deles permite o cálculo do coeficiente global. Visando analisar a validade de um desses modelos semi-empíricos, o presente estudo teve por objetivo calcular a área da superfície de transferência de calor de uma chicana tubular vertical em um sistema de agitação a partir de dados obtidos de uma unidade experimental e comparar o resultado obtido pelo modelo com o valor medido experimentalmente. A unidade experimental foi composta de um tanque de acrílico com volume útil de 10 litros, um impulsor mecânico axial com 4 pás, uma chicana tubular vertical de cobre e um motor elétrico. Foi utilizada água como fluido quente e fluido frio, sendo que a temperatura de entrada do fluido quente foi constante em 53°C e a temperatura de entrada do fluido frio foi constante em 30°C. O tanque foi mantido com nível constante, com a constante entrada e retirada de água, visando obter um regime permanente e um regime contínuo. Utilizou-se uma rotação de 300 rpm e mediu-se as temperaturas de saída do fluido frio até a mesma se estabilizar. Com essa temperatura estabilizada foi feita uma rotina de cálculo até obter a área de transferência de calor através do modelo semi-empírico. A área obtida foi colocada em função do comprimento de tubo que foi de 3,43 metros, enquanto que o comprimento real do tubo da chicana tubular foi de 3,75 metros. Portanto, o modelo utilizado para o cálculo da área apresentou um desvio % de apenas 9,33% em relação ao valor medido experimentalmente, o qual é um ajuste satisfatório mediante aos erros obtidos com as equações tradicionais de projeto de trocadores de calor.

Palavras-chave: Tanque com agitação; Chicana tubular vertical; Área de troca térmica; Coeficiente global de transferência de calor.

2) Introdução

Os tanques com impulsores mecânicos tem grande importância nas indústrias químicas, farmacêuticas, alimentícias, bioquímicas e petroquímicas, sendo utilizados, em reatores químicos, floculadores, coaguladores e homogeneização de líquidos miscíveis, contribuindo também com as operações de transferência de massa e calor. A transferência de calor em tanques com agitação pode ser aplicada, utilizando-se serpentinas helicoidais, serpentinas espirais, jaquetas e chicanas tubulares, em que estas são as principais superfícies de transmissão de calor (Dickey et. al., 2001).

As chicanas tubulares constituem-se de tubos verticais, as quais são colocadas no interior do tanque, seguindo as recomendações para proporcionar uma agitação eficiente, geralmente com um diâmetro de 1/10 a 1/12 do diâmetro do tanque, recomendada por Rushton (1950). As chicanas tubulares possuem alta transferência de calor devido a sua configuração chicanas, exercendo a função de eliminação de vórtice, assegurando uma melhor turbulência do fluido ou da mistura, e uma melhor homogeneização desta (Rosa et. al., 2014).

O projeto de uma chicana tubular vertical é similar ao de um trocador de calor, sendo necessário determinar a área de troca térmica, a qual é função do coeficiente global de transferência de calor (U). Por sua vez, o coeficiente U é função dos coeficientes interno (h_{io}) e externo de convecção (h_o), conforme apresentado na Equação 1.

$$U = h_{io}h_o/h_{io} + h_o \quad (1)$$

A literatura é vasta de informações sobre o cálculo do coeficiente interno de convecção, pois as geometrias utilizadas são regulares e limitadas, o que permite uma generalização. Entretanto, o coeficiente externo de convecção depende da geometria do tanque, dos internos contidos no tanque, do escoamento, das propriedades físicas e do tipo de regime (contínuo e batelada), o que dificulta a sua determinação. Devido a complexidade do coeficiente externo de convecção, esse parâmetro é usualmente determinado a partir da Equação de Nusselt, a qual é uma correlação semi-empírica que depende do número de Reynolds (Re), número de Prandtl (Pr) e relação viscosa (Vi), como apresentado na Equação 2.

$$Nu = K. Re^a \times Pr^b \times Vi^c \quad (2)$$

A literatura apresenta alguns valores para a constante K e os expoentes a, b e c da Equação 2 para tanques contendo chicanas tubulares verticais e operando em batelada, porém, industrialmente, é desejado que os processos operem de forma contínua.

Havas, Deak e Sawinky (1982) realizaram experimentos em um tanque com 0,4 metros e 0,8 metros de diâmetro no aquecimento de água e óleos combustíveis com cinco bancos de tubos e impulsor radial tipo turbina com seis pás planas. A operação foi conduzida de forma descontínua. O modelo obtido está apresentado na Equação 3.

$$Nu = 0,208. Re(a)^{0,65}. Pr^{0,33}. (Vi)^{0,4} \quad (3)$$

Visando um processo em operação contínua, Rosa et. al. (2013) propôs os valores da constante e expoente da Equação 2 para um tanque com agitação dotado de chicanas tubulares verticais e um impulsor axial para o aquecimento de água e soluções de açúcar. O modelo proposto está apresentado na Equação 4.

$$Nu = 17,8848. Re^{0,2686}. Pr^{0,2855}. Vi^{0,3645} \quad (4)$$

As equações obtidas experimentalmente, como as Equações (3) e (4) são válidas em condições limitadas e particulares a cada tipo de sistema de agitação, o que torna uma tarefa árdua a obtenção de uma equação generalizada para a determinação do coeficiente externo de convecção e por fim uma medida precisa da área da superfície de transmissão de calor.

3) Objetivo

O presente estudo teve por objetivo calcular a área da superfície de transmissão de calor de uma chicana tubular vertical no aquecimento de água em um tanque com agitação e com um impulsor mecânico. Também visou comparar o resultado obtido com a área de uma chicana tubular vertical existente em uma unidade experimental, visando validar o modelo semi-empírico utilizado para o cálculo da área.

4) Metodologia

A metodologia do trabalho foi desenvolvida em duas etapas: uma parte experimental e uma parte teórica.

A parte experimental foi realizada na unidade apresentada na Figura 1. Consistiu basicamente de um tanque de acrílico com volume útil de 10 litros, um motor elétrico em balanço sobre rolamentos com potência de 1 hp, chicanas tubulares verticais de cobre (Figura 2), um impulsor axial com quatro pás inclinadas a 45°. Unidade experimental está localizada no laboratório de Operações Unitárias da Universidade Santa Cecília, em Santos.



Figura 1 – Unidade experimental



Figura 2 – Chicanas tubulares verticais de cobre

Foi usada água como fluido quente com temperatura de entrada constante em 53°C e vazão constante de 0,0014 m³/min. O fluido quente percorreu o interior das chicanas tubulares verticais e ficou em recirculação com a sua temperatura de entrada sendo mantida por um banho ultratermostatizado.

Como fluido frio, também foi utilizada água, a qual entrou no tanque com temperatura constante de 30°C e vazão constante de 0,001 m³/min, sendo removida do tanque na mesma vazão, garantindo assim um nível constante durante o experimento.

Nessas condições supracitadas, foi realizado um experimento do aquecimento dessa água com uma rotação de 300 rpm, medindo a temperatura de saída do fluido frio, até o momento em que essa não variou mais, de tal forma, que o processo tenha entrada em regime permanente.

Na Tabela 1 estão apresentadas as propriedades físicas da água que foram utilizadas no presente estudo.

Tabela 1 - Propriedades físicas da água a 25°C.

Propriedade	Valor
μ (cP)	1,00
ρ (kg/m ³)	1000
c_p (J/kg°C)	4180
k (W/m°C)	0,650

A Tabela 2 fornece alguns dados da unidade experimental de acordo com as condições utilizadas.

Tabela 2 – Condições experimentais

t_{entrada} (fluido frio) (°C)	30	T_{entrada} (fluido quente) (°C)	53
$t_{\text{saída}}$ (fluido frio) (°C)	40	Vazão (fluido quente) (m ³ /min)	0,0014
Vazão (fluido frio) (m ³ /min)	0,001	N(rpm)	300
V_{tanque} (L)	10	$D_{\text{interno-tubo}}$ (m)	0,00465
D_{tanque} (m)	0,2196	$D_{\text{externo-tubo}}$ (m)	0,00635
D_{impulsor} (m)	0,0732	R_d (m ² K/W)	0,000176

A parte experimental visou fornecer os dados necessários para a estimativa da área de troca de calor das chicanas tubulares verticais através da correlação semi-empírica proposta por Rosa et. al. (2013).

Desta forma, a parte teórica do estudo consistiu no cálculo dos parâmetros fundamentais para o projeto de uma superfície de transmissão de calor, como, o fluxo de calor, a média logarítmica das diferenças de temperatura (MLDT) e o coeficiente global de transferência de calor.

5) Desenvolvimento

O projeto de uma superfície de transmissão de calor consistiu na determinação da área de transmissão de calor, dada pela Equação 4.

$$A = Q/U \cdot \text{MLDT} \quad (4)$$

Sendo A, a área de troca térmica (m²), Q, o fluxo de calor em Watts, U, o coeficiente global de transmissão de calor (W/m²°C) e MLDT (°C).

O fluxo de calor (Equação 5) foi determinado no regime permanente energético e para efeitos de projetos, considerou-se o sistema adiabático, desta forma, é possível calcular a temperatura de saída do fluido quente (Equação 6) nesse momento.

$$Q = W_{\text{FF}} \cdot C_p \cdot \Delta t \quad (5)$$

$$T = T_1 - Q/W_{\text{FQ}}C_p \quad (6)$$

Em que W_{FQ} é a vazão mássica do fluido frio em Kg/s; C_p , é o calor específico do fluido frio em J/Kg°C; ΔT é a diferença das temperaturas de entrada e saída do fluido frio em °C; T é a temperatura de saída do fluido quente (°C) e T_1 é a temperatura de entrada do fluido quente (°C).

O MLDT foi determinado a partir da Equação 7, o que é uma relação entre as diferenças de temperaturas entre os terminais quente e frio, conforme apresentados nas Equações 8 e 9.

$$MLDT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1 / \Delta T_2} \quad (7)$$

$$\Delta T_1 = T_1 - t \quad (8)$$

$$\Delta T_2 = T - t_1 \quad (9)$$

O coeficiente global de transmissão de calor de projeto (U_d) foi determinado a partir da sua relação com o coeficiente global de transmissão de calor limpo (U_c) e o fator de fuligem (R_d), como mostrado na Equação 10.

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad (10)$$

O coeficiente global de transferência de calor limpo (U_c) foi calculado através da relação com os coeficientes interno corrigido (h_{io}) e externo (h_o) de convecção, como mostrado na Equação 1.

O coeficiente interno corrigido foi calculado através da equação fornecida por Geankoplis (1993), a qual é válida para escoamento de água no interior de tubos (chicanas tubulares) e superfície lisa (no caso de cobre), como apresentado na Equação 11.

$$h_{io} = 1429 \left(1 + 0,00146 \cdot \left(\frac{T_1 + T}{2} \right) \cdot \frac{v^{0,8}}{D_i^{0,2}} \right) \cdot \frac{D_i}{D_e} \quad (11)$$

Sendo v , a velocidade média do escoamento do fluido quente (m/s), D_i , o diâmetro interno do tubo e D_e , o diâmetro externo do tubo.

O coeficiente externo de convecção foi determinado através da correlação semi-empírica proposta por Rosa et. al. (2013), a qual já foi explicitada na Equação 3, mas por facilidade de leitura, a Equação 3 está escrita novamente na Equação 12.

$$\text{Nu} = 17,8848 \cdot \text{Re}^{0,2686} \cdot \text{Pr}^{0,2855} \cdot \text{Vi}^{0,3645} \quad (12)$$

Os números de Nusselt (Nu), Reynolds (Re) para agitação e Prandtl (Pr) correspondentes ao fluido frio foram calculados através das Equações 13, 14 e 15. Ressaltando que esses parâmetros são necessários para a solução da Equação 12.

$$\text{Nu} = \frac{h_o \cdot D_t}{k} \quad (13)$$

$$\text{Re} = \frac{N \cdot D_a^2 \cdot \rho}{\mu} \quad (14)$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (15)$$

Com os coeficientes calculados através das Equações 11 e 12, o coeficiente global de transmissão de calor limpo (U_c), determinando o coeficiente global de transferência de calor de projeto (U_d), e por sua vez a área de troca térmica, a qual deve ser multiplicada por um fator de segurança de 30%. Esse fator é colocado devido aos erros associados a previsão dos coeficientes convectivos pelas equações semi-empíricas e possíveis anormalidades durante a agitação do fluido.

Por fim, expressa-se a área de troca térmica em função do comprimento de tubo, pois as chicanas tubulares são tubos conectados de forma contínua. A Equação 16 apresenta o cálculo do comprimento do tubo em função da área de transmissão de calor das chicanas tubulares verticais.

$$L = \frac{A}{\pi \times D_e} \quad (16)$$

5) Resultados

A Tabela 3 apresenta os resultados obtidos referentes aos cálculos baseados nas Equações apresentadas do item 4 com os dados experimentais fornecidos nas Tabelas 1 e 2 do presente estudo.

Parâmetro	Valor
Q (W)	696,67
T (°C)	44,55
MLDT (°C)	13,76
h_{io} (W/m ² °C)	6767,29
h_o (W/m ² °C)	1392,73
Re	26791,2
Pr	6,43
Vi	1,0
Nu	470,53
U_c (W/m ² °C)	1155,02
U_d (W/m ² °C)	959,89
A (m ²)	0,05274
L (m)	3,43

Com os valores obtidos na Tabela 3, a área da superfície de transferência de calor, calculada através da correlação semi-empírica obtida por Rosa et.al. (2013), foi de 0,05275 m², fornecendo um comprimento de tubo de cobre de 3,43 metros, baseado nos diâmetros interno e externo do tubo das chicanas tubulares existentes na unidade experimental.

Foi medido o comprimento das chicanas tubulares presente na unidade experimental e constatou-se que foi de 3,75 metros.

A Equação 17 apresenta o desvio percentual do comprimento do tubo necessária para a transferência de calor nas condições estudadas previsto pela Equação 12 e pelo valor medido experimentalmente.

$$\%desvio = \frac{3,75 - 3,43}{3,43} \cdot 100 = 9,33\%$$

7) Considerações finais

O modelo semi-empírico para a determinação do coeficiente externo de convecção, necessário para o cálculo da área da superfície de transferência de calor e por sua vez o comprimento necessário de tubo, apresentou um desvio percentual de apenas 9,33% em relação ao comprimento do tubo medido experimentalmente nas chicanas tubulares verticais da unidade experimental.

Esse desvio percentual obtido quando comparado com outros desvios das equações de projeto de trocadores de calor, que são por volta de 40%, comprovou a validação do modelo para projeto de unidades de aquecimento em tanques com impulsor mecânico do tipo axial.

8) Fontes consultadas

- DICKEY, D. S., ET AL. AIChE Equipment Testing Procedure, 3ª Ed., **AIChE**, New York, 2001;
- RUSHTON, J. H., LICHTMANN, R. S., MAHONY, L. H., Heat Transfer to Vertical Tubes in a Mixing Vessel, **Industrial and Engineering Chemistry**, 40, 6, 1950;
- Rosa, V. S., Souza Pinto, T. C., Santos, A. R., Moino, C. A. A., Roseno, K. T. C., Lia, L. R. B., Tambourgi, E. B., Dias, M. L., Toneli, J. T. C. L., Moraes Júnior, D., External Coefficient of Heat Transfer by Convection in Mixed Vessels Using Vertical Tube Baffles, **Industrial & Engineering Chemistry Research**, 52, p. 2434-2438, 2013;
- Rosa, V. S., Moraes, M. S., Toneli, J. T. C. L., Moraes Júnior, D., External Heat Transfer Coefficient in Agitated Vessels Using a Radial Impeller and Vertical Tube Baffles, **Industrial & Engineering Chemistry Research**, 53, p. 13797-13803, 2014.
- HAVAS, G., DEAK, A., SAWINKY, J., Heat Transfer Coefficients in an Agitated Vessel using Vertical Tube Baffles, **Chemical Engineering Journal**, 28, p.161-165, 1982;
- GEANKOPLIS, C. J., Transport Processes and Unit Operations, 3ª Ed., United States of America, Prentice Hall, 1993