

AVALIAÇÃO DO EFEITO DE VARIÁVEIS GEOMÉTRICAS E OPERACIONAIS SOBRE O COEFICIENTE CONVECTIVO MÉDIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE FLUIDO E PAREDES INTERNAS EM DIFERENTES CONFIGURAÇÕES GEOMÉTRICAS DE CICLONES

DAIANE R. DIAS^{1*}, ANA V.C. L. ALLIPRANDINI¹, PAULA S. OLIVEIRA¹, DANYLO O. SILVA¹, LUIZ G.M. VIEIRA¹

¹Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química
Faculdade de Engenharia Química
*e-mail: daianedias2301@gmail.com

RESUMO – Ciclones são dispositivos amplamente utilizados em processos de separação gás-sólido. Em razão de sua geometria, o escoamento interno apresenta algumas particularidades, como turbulência e anisotropia, que viabiliza o uso desses equipamentos como trocadores térmicos. Sendo assim, este trabalho teve como objetivo avaliar os efeitos de variáveis geométricas e operacionais sobre o coeficiente convectivo de transferência de calor entre fluido e paredes internas de 25 configurações de ciclones. Os resultados indicaram que o coeficiente de troca térmica foi afetado por todas as variáveis independentes. Dentre as variáveis geométricas, o diâmetro de alimentação dos ciclones foi a variável que mais influenciou, seguido do ângulo do tronco de cone. Já a variável operacional mais significativa foi a temperatura do ar na alimentação dos ciclones. Além disso, observou-se que o coeficiente convectivo de transferência de calor atingiu valores médios entre 87,0 a 164,0 W/(m²°C). Portanto, as características do escoamento interno associado às diferentes geometrias e condições operacionais proporcionaram uma transferência de calor satisfatória entre as paredes dos ciclones e o ar interno.

INTRODUÇÃO

Ciclones são equipamentos normalmente utilizados em processos de separação sólido-gás em um campo centrífugo. Caracterizados por apresentarem apenas partes fixas, sendo constituídos basicamente por um cilindro acoplado a um tronco de cone. Conforme apresentado esquematicamente na Figura 1, tradicionalmente, tais equipamentos possuem uma entrada tangencial na parte superior da parede cilíndrica e duas saídas orientadas no eixo central do dispositivo: uma saída de partículas, denominada de *underflow*, situada na parte inferior do dispositivo e outra saída, nomeada de *overflow*, para descarga da corrente fluida com baixa concentração de partículas finas, disposta no topo do equipamento (Hoffmann; Stein, 2008; Peçanha, 2014).

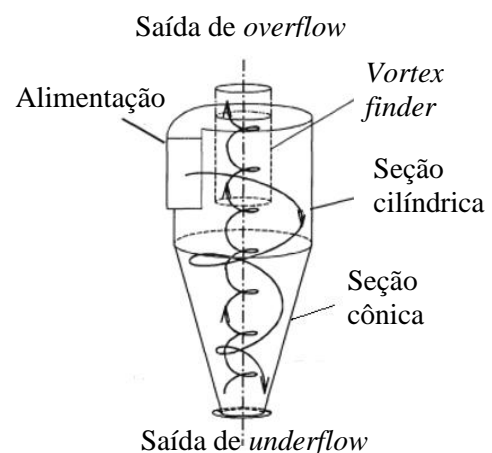


Figura 1: Esquema simplificado do escoamento interno de um ciclone com entrada tangencial. Fonte: Adaptado de Hoffmann; Stein (2008).

A alimentação tangencial do gás na seção cilíndrica proporciona ao escoamento um

movimento espiralado, que promove, além da separação de material particulado (Peçanha, 2014), uma eficiente troca térmica com a carcaça metálica (se fria ou quente) e o gás interno, antes de ele ser descarregado pelo tubo de *overflow* (Dias *et al.*, 2022; Szekely; Carr, 1966). Além do regime de escoamento turbulento e anisotrópico dos ciclones (Hoffmann; Stein, 2008), a área disponível nesses equipamentos favorece o processo de transferência de calor entre o fluido e as paredes do dispositivo (Peres, 1997).

As características já mencionadas dos ciclones contribuem para que sejam utilizados como trocadores térmicos. Neste campo, com o objetivo de avaliar a transferência de calor em ciclones tipo Lapple, Peres (1997) realizou um estudo experimental de troca térmica gás-parede neste equipamento, com e sem a presença de particulados. Em decorrência do estudo, o autor concluiu que as características da partícula e a geometria do ciclone são parâmetros que influenciam na troca térmica entre a suspensão e as paredes, assim como entre o gás e as partículas. Mothilal e Pitchandi (2015) mostraram, por meio de fluidodinâmica computacional (CFD), que a taxa de transferência de calor em separadores ciclônicos aumenta com incrementos na velocidade de entrada e na taxa de alimentação de partículas.

Neste sentido, o presente trabalho teve como objetivo avaliar os efeitos de variáveis geométricas (diâmetro da alimentação, diâmetro do *overflow*, comprimento total e ângulo do tronco de cone) e operacionais (vazão volumétrica de ar e temperatura da alimentação) sobre o coeficiente convectivo médio de transferência de calor de 25 configurações de ciclones.

MATERIAIS E MÉTODOS

Configuração e manufatura dos ciclones

Os ciclones empregados neste trabalho foram inspiradas no trabalho de Salvador *et al.* (2019) que estudaram experimentalmente 25 configurações de hidrociclones. Os ciclones utilizados no presente estudo mantiveram todas as relações geométricas sugeridas para o comprimento total, ângulo do tronco de cone, diâmetro da alimentação e diâmetro do

overflow dos hidrociclones utilizados por Salvador *et al.* (2019). No entanto, a fim de aumentar o tempo de residência médio do fluido no interior dos ciclones, realizou-se o prolongamento do *vortex finder* até a junção entre as seções cilíndrica e cônica dos equipamentos.

A configuração dos ciclones é expressa em termos de parâmetros geométricos, conforme o esquema da Figura 2.

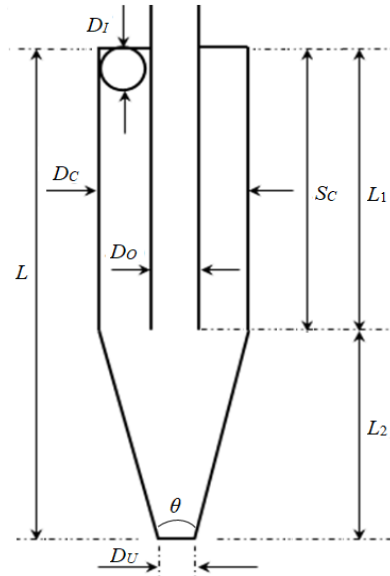


Figura 2: Representação esquemática dos parâmetros geométricos dos ciclones.

Na figura anterior, D_o é o diâmetro de *overflow*, L_1 é o comprimento da parte cilíndrica, S_c é o comprimento do duto de *vortex finder*, D_i é o diâmetro da alimentação, L_2 é o comprimento do tronco de cone, D_u é o diâmetro de *underflow*, L é o comprimento total e θ é o ângulo do tronco de cone. As relações geométricas expressas em termos do diâmetro da parte cilíndrica (D_c) e o ângulo do tronco de cone (θ) estão descritas na Tabela 1. Todos os ciclones estudados neste trabalho possuíam o diâmetro da seção cilíndrica (D_c) e o diâmetro do duto de *underflow* (D_u) constantes e iguais a 9,0 e 1,5 cm, respectivamente. Além disso, o *vortex finder* (S_c) tinha comprimento igual ao comprimento da seção cilíndrica (L_1).

Por apresentar facilidade na fabricação e elevada condutividade térmica, utilizou-se chapa de alumínio meia dura com 0,30 mm de espessura para construção de cilindro e tronco de cone dos ciclones. Os dutos de alimentação e *overflow* foram manufaturados em material polimérico (Poli Ácido Lático - PLA). Chapas

de acrílico foram utilizadas para vedar o topo da seção cilíndrica. O orifício de *underflow* foi selado com um tampão polimérico.

Tabela 1: Relações geométricas dos ciclones.

Ciclone	D_v/D_c	D_o/D_c	L/D_c	θ
1	0,16	0,22	4,70	11,2°
2	0,16	0,22	4,70	17,8°
3	0,16	0,22	6,90	11,2°
4	0,16	0,22	6,90	17,8°
5	0,16	0,32	4,70	11,2°
6	0,16	0,32	4,70	17,8°
7	0,16	0,32	6,90	11,2°
8	0,16	0,32	6,90	17,8°
9	0,26	0,22	4,70	11,2°
10	0,26	0,22	4,70	17,8°
11	0,26	0,22	6,90	11,2°
12	0,26	0,22	6,90	17,8°
13	0,26	0,32	4,70	11,2°
14	0,26	0,32	4,70	17,8°
15	0,26	0,32	6,90	11,2°
16	0,26	0,32	6,90	17,8°
17	0,13	0,27	5,80	14,5°
18	0,29	0,27	5,80	14,5°
19	0,21	0,19	5,80	14,5°
20	0,21	0,35	5,80	14,5°
21	0,21	0,27	3,90	14,5°
22	0,21	0,27	7,60	14,5°
23	0,21	0,27	5,80	9,0°
24	0,21	0,27	5,80	20,0°
25	0,21	0,27	5,80	14,5°

Coefficiente convectivo médio de transferência de calor interno nos ciclones

A unidade experimental para determinação do coeficiente convectivo médio de transferência de calor (h_m) dos ciclones é apresentada esquematicamente na Figura 3. O sistema era composto por uma chave de liga/desliga para o compressor (1) (Modelo CR – 6, motor radial, potência 4,0 CV, vazão máxima 3,9 m³/min e pressão máxima 2500 mmca), um ajuste de velocidade para este compressor, que é feito através de uma válvula tipo globo (2) e uma válvula tipo globo (3), que ficava totalmente aberta. Fazia parte ainda do sistema um rotâmetro (5) que indicava os valores de vazão volumétrica de ar também. O ciclone foi inserido dentro de um recipiente com gelo (8) e foram utilizados também dois termopares do tipo J (6 e 7), um para indicação

da temperatura de entrada e outro para indicação da temperatura de saída do ciclone.

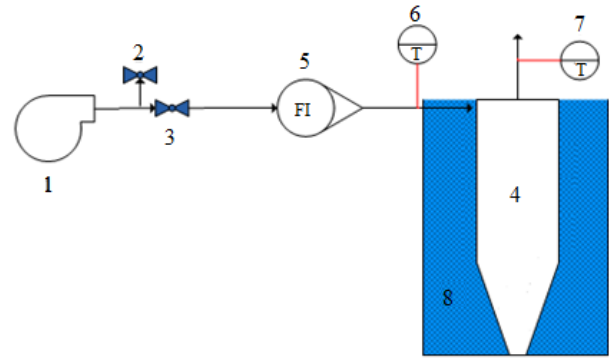


Figura 3: Representação esquemática da unidade experimental para determinação do coeficiente convectivo médio de transferência de calor no interior do ciclone.

A curva do coeficiente convectivo médio de transferência de calor para o interior de cada ciclone (h_m) foi determinada em função da vazão de ar alimentada ao dispositivo. Com o soprador ligado, a vazão de ar foi direcionada ao ciclone mediante a manipulação da válvula tipo globo (2). Certificando-se que o sistema estava em condições de estado estacionário, a vazão volumétrica de ar alimentada ao ciclone era aferida no rotâmetro e as temperaturas de alimentação e de *overflow* eram aferidas pelos termopares.

O coeficiente convectivo médio de transferência de calor (h_m) foi determinado a partir de balanços globais de energia no fluido interno no ciclone e na vizinhança (carcaça resfriada). O resfriamento da carcaça dos ciclones era feito mediante a imersão dos ciclones em banhos de água e gelo sob agitação. Em estado estacionário, o calor sensível cedido pelo fluido foi equivalente ao calor transportado do fluido para a carcaça resfriada. Logo, o coeficiente convectivo médio de transferência de calor (h_m) foi estimado pelas Equações (1) e (2).

$$h_m = \frac{\rho Q c_p (T_i - T_o)}{A_s (T_m - T_g)} \quad (1)$$

$$T_m = \frac{T_i - T_o}{\ln\left(\frac{T_i}{T_o}\right)} \quad (2)$$

Em que Q é a vazão volumétrica do fluido que escoou pelo ciclone; ρ e c_p são a massa específica e calor específico do ar, respectivamente, calculados a T_m (temperatura média logarítmica do gás); T_i é a temperatura do gás na alimentação do ciclone; T_o a temperatura do gás na saída do tubo de *overflow*; T_g é a temperatura da mistura água-gelo; A_s é a área superficial do ciclone. Neste caso, tanto a resistência condutiva das paredes do ciclone quanto a resistência convectiva externa a ele foram consideradas desprezíveis durante o procedimento de determinação do coeficiente convectivo médio de transferência de calor.

Foi realizada uma regressão não linear dos resultados experimentais, para verificação dos principais efeitos sobre o coeficiente convectivo médio de transferência de calor (h_m). As variáveis relacionadas à geometria foram o diâmetro da alimentação (D_I), o diâmetro do overflow (D_o), o comprimento total do ciclone (L) e o ângulo do tronco de cone (θ), sendo que as três primeiras foram expressas em termos do diâmetro da seção cilíndrica (D_c). Além dessas, também foram estudadas as variáveis vazão volumétrica de ar alimentada no ciclone (Q) e temperatura do ar na alimentação do dispositivo (T_i).

Pelas técnicas de regressão múltipla, cada variável descrita na Tabela 1 passou a ser representada pela forma codificada. As variáveis D_I/D_c , D_o/D_c , L/D_c , θ , T_i e Q foram codificadas e representadas por x_1 , x_2 , x_3 , x_4 , x_5 e x_6 , respectivamente. Na Equação 3 representa-se a expressão matemática genérica de codificação para uma determinada variável (δ_i), em que x_i representa a variável codificada, δ_i é o valor do fator na escala original, $\bar{\delta}_i$ é o nível central na escala original e d_i a diferença entre o nível alto (+1) e o nível baixo (-1).

$$x_i = 2 \frac{\delta_i - \bar{\delta}_i}{d_i} \quad (3)$$

Na análise estatística, os intervalos observados experimentalmente para os fatores mencionados anteriormente foram: $0,13 \leq D_I/D_c \leq 0,29$; $0,19 \leq D_o/D_c \leq 0,35$; $3,9 \leq L/D_c \leq 7,6$; $9,0 \leq \theta$ (°) $\leq 20,0$; $29,1 \leq T_i$ (°C) $\leq 40,9$ e $0,0097 \leq Q$ (m³/s) $\leq 0,0151$.

RESULTADOS

Na Figura 4 apresentam-se os valores médios do coeficiente convectivo médio de troca térmica para os 25 ciclones observados experimentalmente. Observa-se que a geometria do ciclone tem impacto direto sobre o coeficiente convectivo médio de troca térmica, visto que apresentou valores médios de 87,0 a 164,0 W/(m²°C).

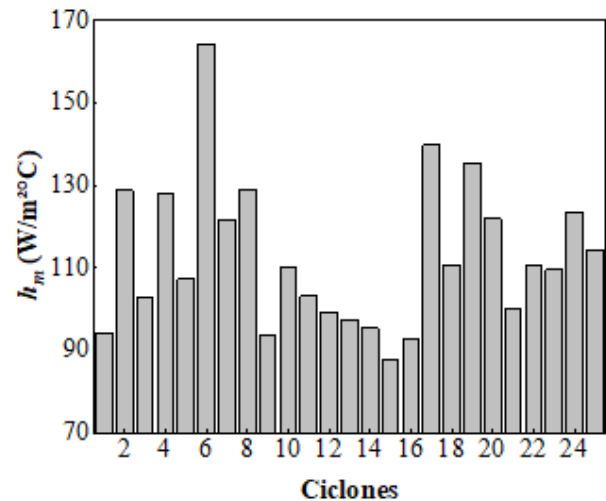


Figura 4: Valores médios do coeficiente convectivo médio de troca térmica dos ciclones.

Nota-se que os valores médios do coeficiente convectivo médio de troca térmica responderam inversamente às mudanças do diâmetro da alimentação dos ciclones. Para tanto, basta observar o par 17-18 da Figura 4. Quando a razão D_I/D_c aumentou de 0,13 para 0,29, com as demais variáveis geométricas no nível central, o valor médio do coeficiente convectivo sofreu uma redução de 21,4% [140,0 W/(m²°C) para 110,0 W/(m²°C)]. Essa tendência também é observada nos pares 1-9 e 8-16 em que o valor médio do coeficiente convectivo médio teve uma redução de 1,1% [94,0 W/(m²°C) para 93,0 W/(m²°C)] e 28,7% [129,0 W/(m²°C) para 92,0 W/(m²°C)], respectivamente. Os maiores valores de diâmetro da alimentação proporcionam uma diminuição na velocidade do ar no interior do ciclone, conseqüentemente, menor turbulência, o que resulta em diminuição da resposta analisada.

Em relação ao diâmetro de *overflow*, observa-se pelo par 19-20 da Figura 4 que quando a razão D_o/D_c aumentou de 0,19 para 0,35, mantendo-se as demais variáveis no nível

central, o valor médio do coeficiente convectivo médio sofreu uma redução de 9,6% [135,0 W/(m²°C) para 122,0 W/(m²°C)]. Nesse caso, sem efeito de interação entre outras variáveis, menores valores do diâmetro de *overflow* proporcionam maiores restrições ao escoamento, consequentemente maior a turbulência, o que resulta em maiores valores do coeficiente convectivo de troca térmica. Já os pares 1-5 e 12-16, proporcionaram, respectivamente, um aumento de 13,9% [94,0 W/(m²°C) para 107,0 W/(m²°C)] e uma redução de 6,0% [99,0 W/(m²°C) para 93,0 W/(m²°C)] no coeficiente convectivo de troca térmica, quando a razão D_o/D_c aumentou de 0,22 para 0,32. Nesse caso, observa-se uma interação significativa entre as variáveis. O valor de h_m aumenta com D_o (par 1-5) para as razões $D_i/D_c = 0,16$, $L/D_c = 4,70$ e $\theta = 11,20$. Em contrapartida, o valor de h_m diminui com D_o (par 12-16) para as razões $D_i/D_c = 0,26$, $L/D_c = 6,9$ e $\theta = 17,8$.

O comprimento total dos ciclones favoreceu positivamente os valores médios do coeficiente convectivo de troca térmica quando a razão L/D_c aumentou de 3,9 para 7,6 e as demais variáveis mantidas no nível central. Para tanto, basta observar o par 21-22 (Figura 4) em que o valor médio do coeficiente convectivo apresentou um incremento de 10,5% [100,2 W/(m²°C) para 110,7 W/(m²°C)]. Já os pares 1-3 e 14-16, proporcionaram, respectivamente, um aumento de 9,6% [94,0 W/(m²°C) para 103,0 W/(m²°C)] e uma redução de 2,6% [95,5 W/(m²°C) para 93,0 W/(m²°C)] no coeficiente convectivo de troca térmica, quando a razão L/D_c aumentou de 4,7 para 6,9. Nota-se uma interação entre as variáveis, já que o valor de h_m aumentou com L (par 1-3) para as razões $D_i/D_c = 0,16$, $D_o/D_c = 0,22$ e $\theta = 11,20$ e, por outro lado, diminuiu com L (par 14-16) para as razões $D_i/D_c = 0,26$, $D_o/D_c = 0,32$ e $\theta = 17,8$.

Sobre o ângulo do tronco de cone, incrementos nessa variável proporcionaram aumentos dos valores médios do coeficiente convectivo de troca térmica. Observa-se na Figura 4, por meio do par 23-34 que quando o ângulo do tronco de cone passa de 9° para 20° o valor médio do coeficiente convectivo de troca térmica sofre um aumento de 12,8%. [109,6 W/(m²°C) para 123,6 W/(m²°C)]. Tal tendência

também foi observada nos pares 1-2 e 15-16, que proporcionaram respectivamente, aumentos de 37% e de 6,0%. Possivelmente, incrementos no ângulo do tronco de cone provocam aumento na vazão volumétrica que é possível escoar no interior do equipamento, influenciando no valor do coeficiente convectivo de troca térmica.

A partir dos resultados obtidos experimentalmente, realizou-se uma regressão múltipla para o coeficiente convectivo médio de transferência de calor entre fluido e paredes internas (h_m) dos 25 ciclones, representada pela Equação 4.

$$h_m = 120,7 + x_i^T b + x_i^T B x_i \quad R^2 = 0,96 \quad (4)$$

Em que:

$$x_i = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix}, \quad b_i = \begin{bmatrix} -31,5 \\ 14,1 \\ -3,9 \\ 22,9 \\ 24,9 \\ 19,9 \end{bmatrix} \text{ e}$$

$$B = \begin{bmatrix} 17,2 & -10,9 & 1,5 & -13,1 & -11,2 & 0 \\ -10,9 & 19,9 & -2,6 & 2,3 & 31,4 & -10,0 \\ 1,5 & -2,6 & -42,7 & -5,7 & -27,9 & 7,2 \\ -13,1 & 2,3 & -5,6 & -17,9 & 27,7 & -9,2 \\ -11,2 & 31,4 & -27,9 & 27,7 & 25,1 & -9,6 \\ 0 & -10,0 & 7,2 & -9,2 & -9,6 & 0 \end{bmatrix}$$

De acordo a Equação 4, observa-se que foram significativas todas as variáveis independentes (termos lineares) e a interação entre todos os fatores, exceto $x_1 x_6 = 0$. Além disso, todos os termos quadráticos, exceto $x_6 = 0$, foram estatisticamente significativos. Para exemplificar, serão apresentados o comportamento gráfico da regressão considerando o diâmetro da alimentação (variável geométrica mais significativa) em função de uma variável geométrica e em função da variável operacional mais significativa (x_5).

Na Figura 5 apresenta-se a superfície de resposta para o coeficiente convectivo médio de transferência de calor (h_m) considerando as variáveis x_1 e x_4 . Observa-se que incrementos dos níveis (de -1 para +1) da variável x_4 e

redução dos níveis (de +1 para -1) de x_1 proporcionam aumentos no valor do coeficiente convectivo médio de transferência de calor. Sendo que o valor máximo da resposta [200,0 W/(m²°C)] é observado para x_1 no menor nível (-1) combinado com o maior nível (+1) de x_4 . Comportamento que corrobora a análise pontual apresentada anteriormente.

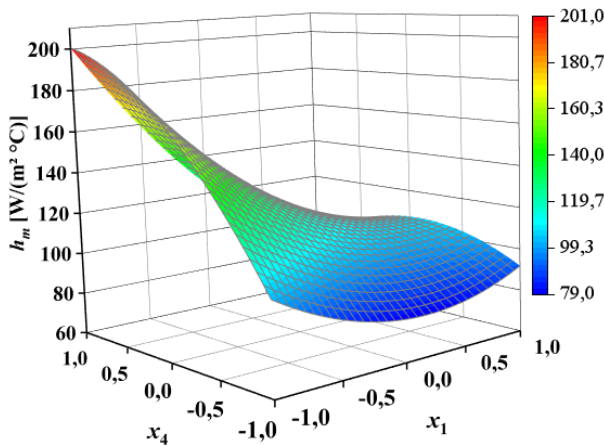


Figura 5: Superfície de resposta para o coeficiente convectivo médio de transferência de calor (h_m) em função de x_1 (diâmetro da alimentação) e x_4 (ângulo do tronco de cone).

Na Figura 6 apresenta-se a superfície de resposta para o coeficiente convectivo médio de transferência de calor (h_m) considerando as variáveis x_1 e x_5 .

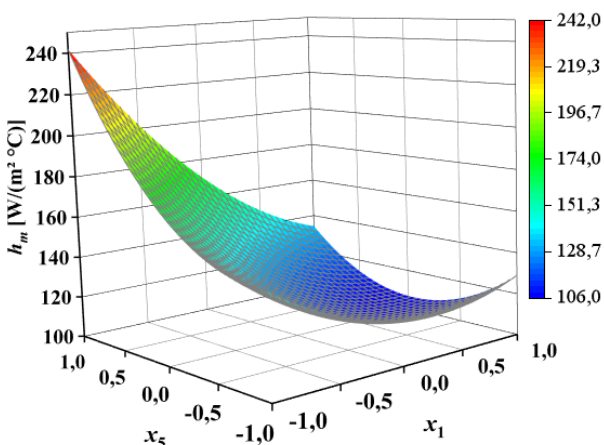


Figura 6: Superfície de resposta para o coeficiente convectivo médio de transferência de calor (h_m) em função de x_1 (diâmetro da alimentação) e x_5 (temperatura da alimentação).

Nota-se na Figura 6 que incrementos nos níveis (de -1 para +1) na temperatura de alimentação (x_5) proporcionam aumentos no valor médio do coeficiente convectivo de troca

térmica. Nesse caso, maiores temperaturas na alimentação do ciclone favorecem os gradientes térmicos entre fluido e paredes internas do equipamento, favorecendo o aumento do coeficiente convectivo médio de troca térmica. Em contrapartida, incrementos nos níveis de x_1 proporcionaram uma redução da resposta. Conforme abordado anteriormente, aumento do diâmetro de alimentação diminui a velocidade do escoamento interno, reduzindo o grau de turbulência. Consequentemente, tal cenário impacta na diminuição do valor do coeficiente convectivo médio de troca térmica.

Os comportamentos observados pelas variáveis independentes são importantes, pois podem contribuir para o desenvolvimento de novas aplicações práticas utilizando ciclones como trocadores de calor. Além disso, podem contribuir de forma didática para o ensino nos cursos de troca térmica, uma vez o coeficiente convectivo médio de troca térmica foi analisado por diferentes variáveis geométricas, bem como uma significativa faixa de vazão volumétrica de ar.

CONCLUSÕES

De acordo com as análises, todas as variáveis geométricas e operacionais foram estatisticamente significativas sobre o coeficiente convectivo médio de troca térmica (h_m) dos ciclones. Sendo que a variável geométrica que mais impactou essa resposta foi o diâmetro de alimentação do ciclone (x_1) seguida do ângulo do tronco de cone (x_4), enquanto a variável operacional mais relevante foi a temperatura do ar na alimentação (x_5). Além disso, o coeficiente convectivo de transferência de calor atingiu valores médios entre 87,0 a 164,0 W/(m²°C).

Portanto, o estudo apresentado pode ser esclarecedor e inspirador para pesquisadores que trabalham com trocadores térmicos, em razão da variedade de variáveis independentes analisadas, bem como suas amplas faixas de valores.

NOMENCLATURA

A_s – área superficial do ciclone [m²]
 c_p – calor específico do ar [J/(kg°°C)]
 D_c – diâmetro da seção cilíndrica [m]

D_I – diâmetro do duto de alimentação [m]
 D_o – diâmetro do tubo de *overflow* [m]
 D_u – diâmetro do orifício de *underflow* [m]
 h_m – coeficiente convectivo médio de troca térmica [W/(m²°C)]
 L – comprimento total do ciclone [m]
 L_1 – comprimento da parte cilíndrica [m]
 L_2 – comprimento da parte cônica [m]
 T_i – temperatura do gás na alimentação do ciclone [°C]
 T_o – temperatura do gás na saída do tubo de *overflow* [°C]
 T_g – temperatura da mistura água-gelo [°C]
 T_m – temperatura média logarítmica do gás no interior do ciclone [°C]
 Q – vazão volumétrica de ar [m³/s]
 S_c – comprimento do tubo de *vortex finder* [m]
 T_i – temperatura do gás na alimentação do ciclone [K]
 x_i – variável i codificada
 x_1 – razão D_I/D_c codificada
 x_2 – razão D_o/D_c codificada
 x_3 – razão L/D_c codificada
 x_4 – ângulo do tronco de codificada
 x_5 – temperatura da alimentação codificada
 x_6 – vazão volumétrica de ar codificada
 ρ – massa específica do ar [kg/m³]
 δ_i – valor do fator na escala original
 $\bar{\delta}_i$ – nível central na escala original
 d_i – diferença entre o nível alto (+1) e o nível baixo (-1).

REFERÊNCIAS

DIAS, D. R.; ULMAN, G.; KYRIAKIDIS, Y.N.; SILVA, D. O. e VIEIRA, L. G. M. Determinação da curva característica do número de *euler* e do coeficiente global de troca térmica de uma nova configuração de ciclone. *Brazilian Journal of Development*, v. 8, 2022.

HOFFMANN, A. C.; STEIN, L. E. *Gas cyclones and swirl tubes: Principles, design and operation*. 2. ed. New York: Springer, 2008.

MOTHILAL, T.; PITCHANDI, K. Influence of inlet velocity of air and solid particle feed rate on holdup mass and heat transfer characteristics in cyclone heat exchanger. *Journal of Mechanical Science and Technology*, v. 29, n. 10, p. 4509–4518, 2015.

PEÇANHA, R. P. *Sistemas particulados: Operações unitárias envolvendo partículas e fluidos*. 1. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2014.

PERES, A. de P. *Estudo experimental da transferência de calor em ciclones*. PPGEQ/UNICAMP – Campinas/SP, 119p. Universidade estadual de Campinas, 1997 (dissertação de mestrado).

SALVADOR, F. F.; BARROZO, M. A. S.; VIEIRA, L. G. M. Filtering cylindrical-conical hydrocyclone. *Particuology*, v. 47, p. 54–62, 2019.

SZEKELY, J.; CARR, R. Heat transfer in a cyclone. *Chemical Engineering Science*, v. 21, n. 12, p. 1119–1132, 1966.