

APLICAÇÃO DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL NA ANÁLISE DA TROCA TÉRMICA DE UM CICLONE UTILIZADO COMO RESFRIADOR EVAPORATIVO INDIRETO

DAIANE R. DIAS^{1*}, DANYLO DE O. SILVA¹, LUIZ GUSTAVO M. VIEIRA¹

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

RESUMO – O resfriamento evaporativo indireto é uma tecnologia que pode ser utilizada de forma sustentável, em substituição aos sistemas tradicionais de resfriamento por ciclos termodinâmicos de compressão, principalmente em países tropicais como o Brasil, que possuem muitas regiões com clima quente e baixa umidade relativa. Assim, utilizando técnicas de fluidodinâmica computacional, este trabalho investigou o uso de um ciclone trocador de calor mediante a combinação de propriedades psicrométricas do ar quente e seco, como uma alternativa sustentável de resfriamento do ar. Simulações fluidodinâmicas indicaram previamente decaimentos térmicos de até 12,2 K entre a alimentação e a corrente de *overflow* de um ciclone. Além disso, os contornos de temperatura mostraram que a fluidodinâmica do ciclone proporciona uma troca térmica instantânea entre as paredes e o fluido interno.

INTRODUÇÃO

Os sistemas de resfriamento evaporativo indireto são métodos de baixos custos e impactos ambientais que aproveitam de forma sustentável o potencial do clima de regiões com períodos quentes e secos. Esses sistemas são caracterizados por apresentarem dois escoamentos de ar – primário e secundário – separados por uma parede sólida, conforme ilustrado na Figura 1. O escoamento secundário é utilizado para promover o processo de transferência de massa de água para o ar insaturado, levando a um resfriamento da superfície, enquanto o escoamento primário serve como meio de resfriamento, cedendo calor para o escoamento secundário através da interface sólida que os separa (Hasan, 2010). Assim, o ar é resfriado sem receber qualquer umidade do processo de evaporação da água, proporcionando alta qualidade do ar e evitando problemas relacionados à proliferação de bactérias e

fungos devido ao aumento de umidade (Yang *et al.* 2019).

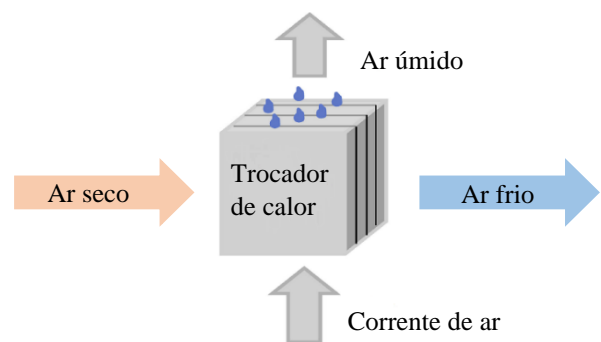


Figura 1: Representação do sistema de resfriamento evaporativo indireto. Fonte: Adaptada de Yang *et al.* (2019).

Tipicamente, os trocadores de calor evaporativos apresentam construção tradicional (tubulares, tipo placas e casco-tubo) (Xuan *et al.*, 2012). Assim, os estudos relacionados tratam basicamente da configuração do escoamento e tipo de material do trocador de calor. Nesse campo, Wang *et al.* (2017) mostraram que um novo trocador de

calor evaporativo indireto de material cerâmico poroso proporcionou uma economia de 95% do consumo de energia em comparação ao convencional. Wang *et al.* (2017) desenvolveram uma abordagem matemática para analisar as características das transferências de calor e massa em um sistema de resfriamento evaporativo indireto de configuração contracorrente sob uma variedade de condições operacionais. Os resultados indicaram boa concordância da variação de temperatura e padrões de distribuição dos adimensionais Nusselt e Sherwood consistentes. Em um estudo experimental, Kin *et al.* (2017) mostraram que um trocador de calor evaporativo indireto de fluxo cruzado, apresentou maior desempenho de resfriamento sensível em termos de eficácia de bulbo úmido quando operado no modo geral comparado ao modo regenerativo. Por meio de uma investigação numérica de dois trocadores de calor evaporativos indiretos tipo placas de escoamento cruzado, Li *et al.* (2018) indicaram que o desempenho térmico do equipamento na posição vertical era melhor, comparado à posição horizontal. De Antonellis *et al.* (2020) analisaram experimentalmente cinco trocadores de calor evaporativos indiretos de diferentes geometrias e observaram a influência da geometria das placas na troca térmica realizada no sistema.

Como alternativa aos trocadores de calor tradicionais, Dias *et al.* (2021) propuseram e investigaram numericamente um novo sistema de climatização sustentável, combinando efeitos psicrométricos com as características do escoamento em ciclones cobertos por uma estrutura de tecido umedecido. O novo sistema proporcionou decréscimos de até 7,5 K no interior de um compartimento de 20 m² para um dia quente (305 K) e umidade relativa baixa (20%) (Dias *et al.*, 2021). Ressalta-se que nesse primeiro estudo os autores avaliaram apenas o resfriamento da sala. Assim, o objetivo do presente trabalho foi realizar um estudo fluidodinâmico computacional (CFD) do ciclone trocador de calor e avaliar sua potencialidade mediante propriedades psicrométricas do ar quente e seco, para complementar o estudo prévio.

MATERIAIS E MÉTODOS

Geometria do Ciclone

A geometria do ciclone empregada neste estudo foi definida a partir das dimensões específicas para o diâmetro da seção cilíndrica (D_c), o diâmetro da alimentação (D_i), o diâmetro de *overflow* (D_o), o diâmetro de *underflow* (D_u), o comprimento do duto de *vortex finder* (S_c), o comprimento da parte cilíndrica (L_1) e o comprimento da seção cônica (L_2), conforme a representação esquemática da Figura 2. Informações adicionais sobre a obtenção da geometria podem ser encontradas em Dias *et al.* (2021).

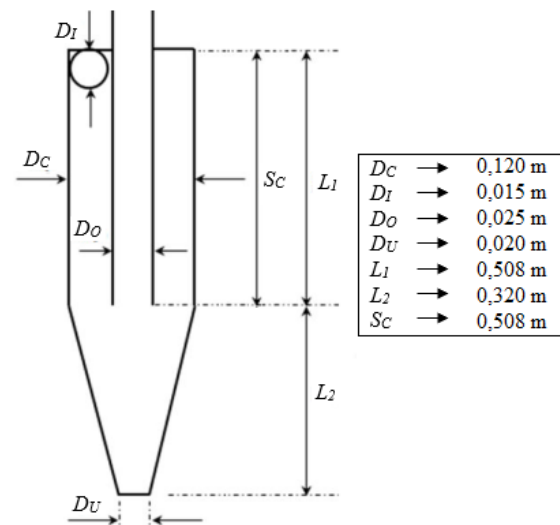


Figura 2: Representação esquemática do ciclone e dimensões geométricas adotadas.

O ciclone mencionado na Figura 2 foi construído com chapas de alumínio de 0,3 mm de espessura que proporcionou uma área disponível de troca térmica com a corrente de ar primária de 0,26 m². O ciclone foi revestido externamente com um tecido de algodão (Figura 3), apresentando 5,2·10⁻⁴ m de espessura e densidade superficial de 0,1576 kg/m². Neste estudo, tecido fino de algodão foi escolhido para o revestimento externo do ciclone por ser acessível, hidrofílico, biodegradável, e facilmente manuseável para limpeza e substituição. Além disso, tecidos de pequena espessura resultam em uma maior transferência de calor e massa, sendo adequados para aplicações em sistemas de resfriamento evaporativo (Xu *et al.*, 2016).

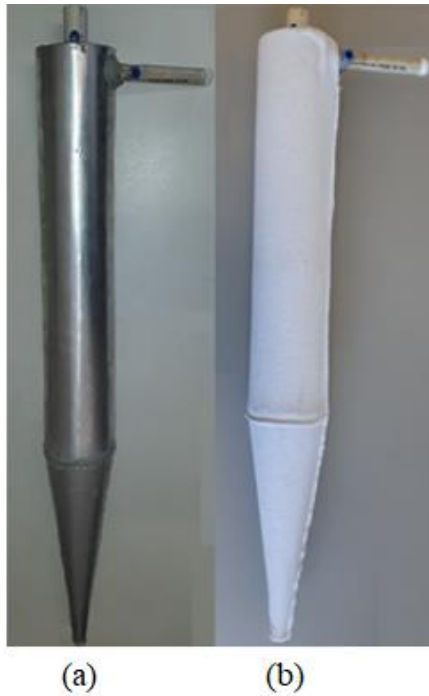


Figura 3: (a) Ciclone metálico e (b) ciclone metálico coberto com tecido de algodão.

Simulações Fluidodinâmicas

A malha computacional equivalente ao volume interno do ciclone trocador de calor foi gerada no Gambit® 2.3.16. A geometria foi construída com a origem do eixo z ($z = 0$) localizada no topo da seção cilíndrica do ciclone. O domínio computacional do ciclone foi subdividido em elementos hexaédricos, conforme ilustrado na Figura 4, para garantir estabilidade numérica, facilitar a convergência e reduzir o tempo de simulação (Ghodrat *et al.*, 2014).

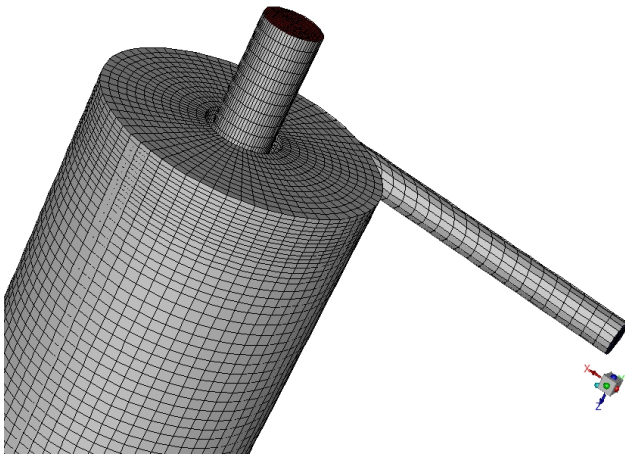


Figura 4: Malha computacional concebida para o ciclone trocador de calor.

Para garantir que os resultados obtidos fossem independentes da quantidade de

elementos de malha, três esquemas de malha foram construídos e simulados com 92k, 216k e 350k células computacionais. De acordo com a Figura 5, as temperaturas previstas pela malha de 216k elementos foram bastante similares aos resultados apresentados pela malha mais refinada, indicando, portanto, que esta quantidade de elementos já é suficiente para garantir a independência de malha. Portanto, as simulações fluidodinâmicas do presente trabalho foram realizadas com a malha de 216k.

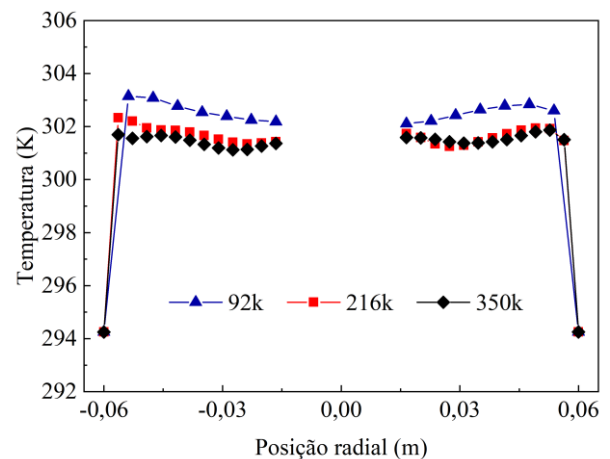


Figura 5: Distribuições térmicas na posição $z = 0,254$ m no ciclone.

As simulações fluidodinâmicas foram conduzidas utilizando o software ANSYS FLUENT 2019R1 (*academic*). O *Reynolds Stress Model* (RSM) foi utilizado para o tratamento da turbulência, devido ao perfil altamente turbulento e anisotrópico do escoamento no interior do ciclone (Slack *et al.*, 2000). A equação da energia foi habilitada para contabilizar o efeito da transferência de calor do fluido. O algoritmo SIMPLE foi usado para o acoplamento pressão-velocidade, enquanto o esquema *Standard* foi aplicado para a discretização espacial da pressão, conforme indicado por Oliveira (2019). As equações de momento, a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação turbulenta foram discretizadas usando o esquema QUICK, conforme o trabalho de Slack *et al.* (2000). Para a formulação transiente, o esquema de segunda ordem foi aplicado. As equações foram resolvidas obedecendo um critério de convergência de 10^{-5} . Nessas condições, as simulações em regime transiente com um passo de tempo de 10^{-5} s foram

conduzidas até atingirem um *flow time* de 2,16 s.

As condições da fronteira de entrada foram *velocity inlet* (v_i) e temperatura (T_i), implementadas conforme apresentado na Tabela 1. Com relação às condições de contorno da saída, a face do duto de *overflow* foi definida como “*pressure outlet*” com pressão relativa igual a zero. As paredes e a face do *underflow* foram definidas como “*non-slip condition*” nas temperaturas T_{WB} apresentadas na Tabela 1. Na tabela em questão, v_i representa a velocidade média do ar na alimentação do ciclone, T_{WB} a temperatura da parede metálica do ciclone e T_i a temperatura do ar na alimentação do ciclone. Os valores da temperatura de bulbo úmido (temperatura da parede) e temperatura da alimentação do ciclone foram definidos de acordo com os valores meteorológicos médios registrados durante o período seco em Uberlândia (Brasil) pela estação meteorológica do INMET localizada no *Campus Santa Mônica* da Universidade Federal de Uberlândia (UFU/Brasil).

Tabela 1: Condições para as simulações CFD.

Simulação	v_i (m·s ⁻¹)	$T_i - T_{WB}$ (K)
1	56,6	4,9
2	113,2	4,9
3	56,6	9,9
4	113,2	9,9
5	56,6	11,4
6	113,2	11,4
7	56,6	16,4
8	113,2	16,4

Regressão não linear

Foi realizada uma regressão não linear dos resultados simulados, para verificação dos principais efeitos sobre a variação térmica do ciclone ($\Delta T = T_i - T_o$).

Pelas técnicas de regressão múltipla, cada variável descrita na Tabela 1 passou a ser representada pela forma codificada. As variáveis Q ($v_i A_I$) e ΔT_{wb} ($T_i - T_{WB}$) foram codificadas e representadas por x_1 e x_2 , respectivamente. Na Equação 1 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).

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

Verificação experimental

Previamente à execução das simulações da Tabela 1, foi realizada uma verificação do modelo numérico, em que duas condições experimentais foram simuladas (Tabela 2). Os ensaios experimentais, que permitiram a obtenção dos dados, foram realizados em uma unidade experimental no *Campus Santa Mônica* da Universidade Federal de Uberlândia. O aparato experimental foi construído de acordo com o esquema apresentado na Figura 6.

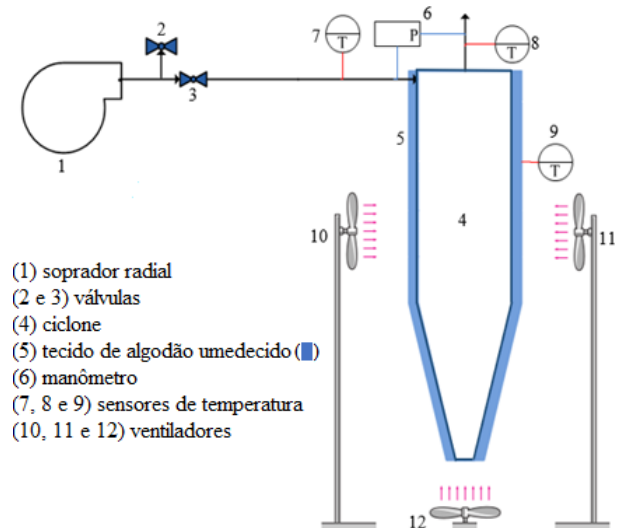


Figura 6: Representação esquemática do sistema de resfriamento ciclônico-psicrométrico.

O sistema (Figura 6) era composto por um soprador de 0,91 cv (1), duas válvulas tipo globo para ajuste da vazão de ar (2 e 3), um ciclone de alumínio para escoamento interno da corrente de ar a ser resfriada (corrente de ar primária) (4), um tecido fino de algodão umedecido com água envolvendo o ciclone (5), um manômetro diferencial (6) para medida de queda de pressão no ciclone. Sensores PT 100 foram usados para medir a temperatura do ar alimentado no dispositivo (7), a temperatura do ar resfriado na saída do tubo de *overflow* (8) e a temperatura na interface do tecido de

algodão umedecido com a parede externa do ciclone (9). Três pequenos ventiladores com potência unitária de 5 W (10, 11 e 12) promoveram o escoamento forçado do ar ambiente sobre toda a estrutura externa umedecida do ciclone (corrente de ar secundária).

Com relação à execução dos experimentos, uma vez atingido o regime de estado estacionário para a vazão de ar, o tecido de algodão que revestia o ciclone era umidificado. Água líquida na mesma temperatura do ar de alimentação do ciclone era borrifada uniformemente em todo o tecido. Após a primeira umidificação, ventiladores externos eram acionados para promover o escoamento forçado sobre a superfície externa do ciclone e a contagem do tempo era iniciada. A velocidade média do ar insaturado que incidia sobre a superfície externa do ciclone foi de 2,67 m/s, indicada por um anemômetro de fio quente. O procedimento de umidificação do tecido era realizado a cada 240 s para garantir que o tecido estivesse constantemente e homogeneamente úmido durante a operação.

As duas condições experimentais simuladas, estão descritas na Tabela 2. Pode-se observar que as temperaturas na saída de *overflow* ($T_{O,E}$) simuladas e experimentais apresentaram resultados bem próximos, resultando em desvios de 0,4 e 0,5% respectivamente para a condição 1 e 2. Pode-se dizer que os resultados simulados e experimentais estão em bom acordo, indicando que os modelos estabelecidos podem reproduzir as características da temperatura na saída de *overflow* com confiabilidade.

Tabela 2: Comparação entre resultado da temperatura do *overflow* experimental ($T_{O,E}$) e simulada ($T_{O,S}$).

Condição	v_i (m/s)	T_{WB} (K)	T_i (K)	$T_{O,E}$ (K)	$T_{O,S}$ (K)	desvio (%)
1	56,6	294,3	304,2	296,8	298,0	0,4
2	56,6	294,3	310,7	298,5	300,0	0,5

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Análises das simulações em CFD

Para prever o comportamento de troca térmica no ciclone, cada uma das 8 condições apresentadas na Tabela 1 foi simulada. A

influência das variáveis Q , T_i e T_{WB} é avaliada numericamente nos contornos de temperatura apresentados na Figura 7 (simulações 1, 3 e 4). Ressalta-se que as condições são: $v_i = 56,6$ m/s e $T_i - T_{WB} = 4,9$ K para simulação 1; $v_i = 56,6$ m/s e $T_i - T_{WB} = 9,9$ K para o caso 3; e $v_i = 113,2$ m/s e $T_i - T_{WB} = 9,9$ K para a simulação 4. Já a variação de temperatura para as oito condições simuladas é apresentada na Figura 8.

De acordo com os resultados numéricos, é possível observar que, assim que o ar é introduzido no ciclone e começa o movimento espiralado, a configuração do trocador de calor proporciona instantaneamente a transferência de calor entre o fluido quente e as paredes frias do equipamento que se encontram à temperatura de bulbo úmido (T_{WB}). Conforme o fluido escoar no interior do ciclone, os fenômenos de troca térmica são mais intensificados, e a parte inferior da seção cônica apresenta as menores temperaturas para o fluido, comportamento análogo ao da troca térmica observada por Chishty *et al.* (2021) em ciclones gaseificadores. Assim, o ar foi descarregado pelo tubo de *overflow* a uma temperatura menor com decaimentos térmicos entre 3,4 K e 12,2 K, conforme apresentado na Figura 8.

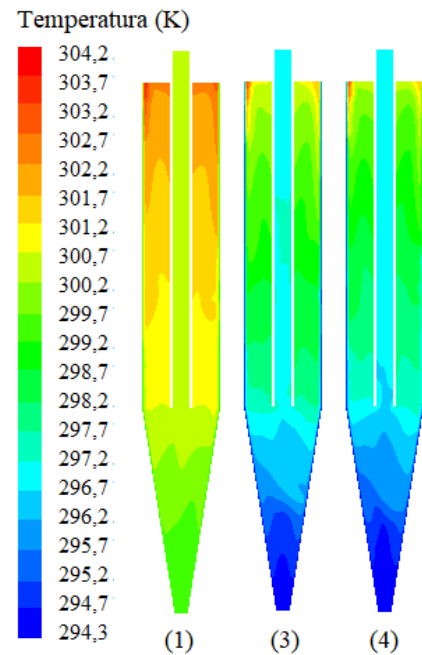


Figura 7: Contornos de temperatura para o fluido no interior do ciclone para diferentes temperaturas de bulbo úmido (simulações 1 e 3) e diferentes vazões (simulações 3 e 4).

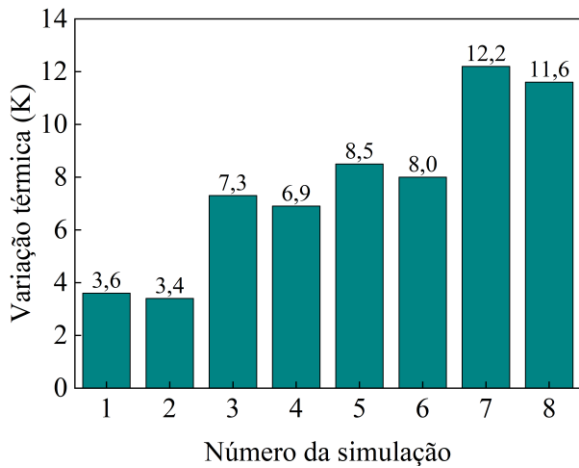


Figura 8: Variação térmica da corrente primária de ar proporcionada pelo ciclone ($\Delta T = T_i - T_o$) para cada uma das condições da Tabela 1 utilizada nas simulações fluidodinâmicas.

O impacto da vazão volumétrica do ar (Q) na alimentação do ciclone pode ser analisado pelos pares de simulações 1-2, 3-4, 5-6, e 7-8, em que a diferença térmica disponível ($T_i - T_{WB}$) foi fixa para cada par (Tabela 1). Quando a vazão de alimentação do ar (Q) passou de $0,010 \text{ m}^3/\text{s}$ ($v_i = 56,6 \text{ m/s}$) para $0,020 \text{ m}^3/\text{s}$ ($v_i = 113,2 \text{ m/s}$) em todos os pares analisados, o decaimento térmico da corrente primária de ar no ciclone (ΔT) sofreu uma redução de 5,6% (de 3,6 K para 3,4 K), 5,5% (de 7,3 K para 6,9 K), 5,9% (de 8,5 K para 8,0 K) e 4,9% (de 12,2 K para 11,6 K), para os pares 1-2, 3-4, 5-6, e 7-8, respectivamente. Esses modestos decaimentos térmicos observados para a corrente primária de ar (sempre menores que 6%) certamente devem ser o resultado da competição de dois fenômenos que atuaram em sentidos opostos. Enquanto a vazão volumétrica desfavoreceu termodinamicamente o fenômeno mediante o aumento de massa a ser resfriada, ela favoreceu fenomenologicamente o regime de escoamento que incrementa os coeficientes convectivos de transferência de calor.

De acordo com os contornos de temperaturas (Figura 7), a variação térmica em relação ao bulbo úmido disponível ($\Delta T_{wb} = T_i - T_{WB}$) teve bastante influência na troca de calor do ciclone. A título de exemplo, um incremento de 4,9 K para 16,4 K em ΔT_{wb} (par 1-7) proporcionou um aumento de 239% na variação térmica da corrente de ar primária (de 3,6 K para 12,2 K).

Assim, tanto a vazão volumétrica de gás (Q) quanto a diferença térmica disponível para o resfriamento (ΔT_{wb}) desempenharam efeitos significativos no decaimento térmico proporcionado pelo ciclone na corrente primária ($\Delta T = T_i - T_o$), conforme se vislumbra pelos efeitos contidos na Equação 1. Apesar disso, de acordo com a Equação 1, em condições operacionais médias ($x = 0$), o impacto da diferença térmica disponível [$[\partial \Delta T / \partial x_2]_{x=0} = 4,2020$] foi quase 20 vezes mais pronunciado que aquele exercido pela vazão volumétrica de ar [$[\partial \Delta T / \partial x_1]_{x=0} = 0,2118$].

$$\Delta T = 7,7 + x_i^T b + x_i^T B x_i \quad R^2 = 0,9998 \quad (1)$$

Em que:

$$x_i = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}, \quad b = \begin{bmatrix} -0,2118 \\ 4,2020 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 & -0,0504 \\ -0,0504 & 0 \end{bmatrix}$$

Os contornos da intensidade de turbulência para o sistema monofásico estudado estão apresentados na Figura 9. Tal parâmetro indica o nível da turbulência no escoamento.

Intensidade de turbulência (%)

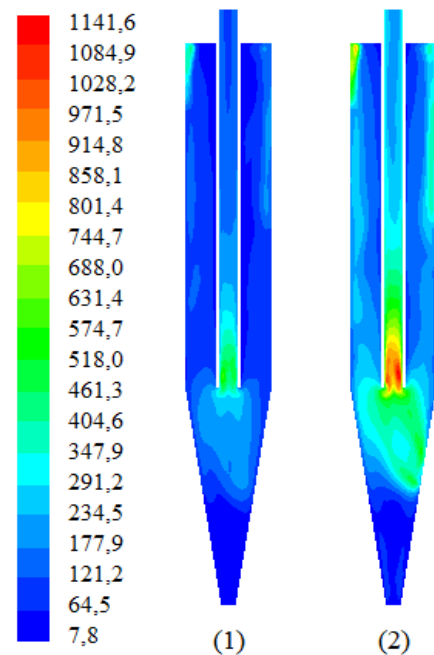


Figura 9: Contornos de turbulência para a simulações 1 ($v_i = 56,6 \text{ m/s}$) e 2 ($v_i = 113,2 \text{ m/s}$).

De acordo com a Figura 9, os valores de intensidade de turbulência são consideravelmente maiores na base do *vortex finder*, onde o escoamento encontra uma restrição que proporciona maiores variações no campo de velocidade. Além disso, conforme esperado, é possível notar que a intensidade de turbulência é maior nas simulações pares ($v_i = 113,2$ m/s) do que nas simulações ímpares ($v_i = 56,6$ m/s). O aumento da vazão de ar alimentado leva, portanto, a um aumento dos níveis de turbulência no escoamento, principalmente nas regiões próximas à parede da seção cilíndrica. Esses resultados indicam que a maior turbulência ocasionada por aumentos na vazão de ar da corrente primária levou de fato a uma intensificação do número de Nusselt. Entretanto, assim como indicado anteriormente, o efeito da intensificação do coeficiente convectivo de transferência de calor foi atenuado pelo incremento da massa de ar na corrente primária de ar, resultando em uma magnitude baixa ΔT .

Dessa forma, a análise dos resultados numéricos da fluidodinâmica do escoamento indicaram que os parâmetros psicrométricos do ar seco (temperatura de bulbo seco e umidade relativa) combinadas com o uso de um ciclone como resfriador evaporativo podem representar um sistema com grande potencial para aplicações industriais.

CONCLUSÕES

As simulações em CFD mostraram que o sistema ciclônico-psicrométrico estudado apresenta viabilidade para aplicações práticas porque proporcionou decaimentos térmicos de até 12,2 K para uma variação térmica em relação ao bulbo úmido ($\Delta T_{wb} = T_i - T_{WB}$) de 16,4 K. Logo, a junção entre a fluidodinâmica do escoamento no interior do ciclone e as propriedades psicrométricas do ar quente e seco, apresenta-se como uma estratégia sustentável para promover o resfriamento do ar.

Portanto, mais testes em campo com o sistema ciclônico-psicrométrico devem ser conduzidos, explorando todo seu potencial fluidodinâmico e, assim, avaliar os efeitos das variáveis psicrométricas do ar quente e seco no

resfriamento do ar. Além disso, julga-se necessário analisar a influência da vazão volumétrica de ar na resposta de interesse.

NOMENCLATURA

A_I – área da seção transversal do duto de alimentação [m²]
 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]
 L_1 – comprimento da parte cilíndrica [m]
 L_2 – comprimento da parte cônica [m]
 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]
 T_o – temperatura do gás na saída do tubo de *overflow* do ciclone [K]
 $T_{O,E}$ – Temperatura do gás na saída do tubo de *overflow* experimental [K]
 $T_{O,S}$ – Temperatura do gás na saída do tubo de *overflow* simulada [K]
 T_{WB} – temperatura de bulbo úmido da superfície metálica do ciclone [K]
 v_i – velocidade média do fluido na alimentação do ciclone [m/s]
 x_i – variável i codificada
 x_1 – vazão volumétrica de ar codificada
 x_2 – diferença térmica disponível
 ΔT – variação térmica da corrente primária de ar proporcionada pelo ciclone [K]
 ΔT_{wb} – variação térmica do ar em relação ao bulbo úmido disponível [K]

REFERÊNCIAS

- CHISHTY, M. A.; UMEKI, K.; RISBERG, M.; WINGREN, A. e GEBART, R. Numerical simulation of a biomass cyclone gasifier: Effects of operating conditions on gasifier performance. *Fuel Processing Technology*, v. 218, n. February, p. 106861, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2021.106861>.
- DE ANTONELLIS, S.; CIGNATTA, L.; FACCHINI, C. e LIBERATI, P. Effect of heat exchanger plates geometry on performance of an indirect evaporative cooling system. *Applied Thermal*

- Engineering, v. 173, n. July 2019, p. 115200, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115200>.
- DIAS, D. R.; ULLMANN, G.; SILVA, de O., D. e VIEIRA, L.G.M. Combining psychrometrics and fluid dynamics in a cyclone: A sustainable indirect evaporative cooling design. *Environmental Progress and Sustainable Energy*, v. 40, n. 4, 2021. <https://doi.org/10.1002/ep.13624>.
- GHODRAT, M.; KUANG, S. B.; YU, A. B.; BARNETTI, G.D. e BATNETTI, P.J. Numerical analysis of hydrocyclones with different vortex finder configurations. *Minerals Engineering*, v. 63, p. 125–138, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2014.02.003>.
- HASAN, A. Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Applied Thermal Engineering*, v. 30, n. 16, p. 2460–2468, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.06.017>.
- KIM, H. J.; HAM, S. W.; YOON, D. S. e JEONG, J.W. Cooling performance measurement of two cross-flow indirect evaporative coolers in general and regenerative operation modes. *Applied Energy*, v. 195, p. 268–277, 2017. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.053>.
- LI, W. Y.; LI, Y. C.; ZENG, L. e LU, J.. Comparative study of vertical and horizontal indirect evaporative cooling heat recovery exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 124, p. 1245–1261, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.041>.
- OLIVEIRA, R. A. F. de. Análise do escoamento em um ciclone adaptado com bicos aspersores de água utilizando fluidodinâmica computacional (CFD). PPEQ/UFSscar/SP, 2019. (Dissertação de Mestrado).
- SLACK, M. D.; PRASAD, R. O.; BAKKER, A. e BOYSAN, F. Advances in cyclone modelling using unstructured grids. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 78, n. 8, p. 1098–1104, 2000. <https://doi.org/10.1205/026387600528373>.
- WAN, Y.; REN, C.; XING, L. An approach to the analysis of heat and mass transfer characteristics in indirect evaporative cooling with counter flow configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 108, p. 1750–1763, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.019>.
- WANG, F.; SUN, T.; HUANG, X. e YANG, H. Experimental research on a novel porous ceramic tube type indirect evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, v. 125, p. 1191–1199, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.111>.
- XU, P.; MA, X.; ZHAO, X. e FANCEY, K. Experimental investigation on performance of fabrics for indirect evaporative cooling applications. *Building and Environment*, v. 110, p. 104–114, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.10.003>.
- XUAN, Y. M.; XIAO, F.; NIU, X. F.; HUANG, X. e WANG, S.W. Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) - Research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 16, n. 5, p. 3535–3546, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.052>.
- YANG, Y.; CUI, G.; LAN, C. Q. Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 113, n. June 2016, p. 109230, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.06.037>.