



ConBRepro

X CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO



02 a 04
de dezembro 2020

Cálculo da Efetividade de um Trocador de Calor de Casco e Tubo Helicoidal Modificado

Marina Borsuk Fogaça

PGMec – Universidade Federal do Paraná

Jhon Jairo Ramirez Behainne

DAMEC – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, *Campus Ponta Grossa*

Sergio Leonardo Gómez

DEFIS – Universidade Estadual de Ponta Grossa

Rozane de Fátima Turchiello

DAFIS – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, *Campus Ponta Grossa*

Resumo: Este artigo apresenta resultados de efetividade (ϵ) de um trocador de calor de casco e tubo helicoidal (TCCTH) geometricamente modificado pela presença de um cilindro central (que altera o diâmetro hidráulico do casco), operando com água como fluidos de trabalho em sentido contracorrente. O objetivo do trabalho foi comparar resultados experimentais de ϵ com os valores determinados pelo modelo de Salimpour para TCCTH sem modificação, já que esse modelo fornece importantes parâmetros de rendimento, específicos para o tipo de trocador mencionado. As vazões (\dot{V}) selecionadas foram 20, 30 e 40 L/h, enquanto as temperaturas de entrada do fluido quente ($T_{e,q}$) foram 40, 50 e 60°C, fixando-se a temperatura de entrada do fluido frio em 25°C. Dentre as condições operacionais testadas, observou-se que a maior convergência entre os resultados experimentais e calculados ocorreu à $T_{e,q} = 50^\circ\text{C}$ e $\dot{V} = 40$ L/h, com 9,1% de diferença entre os valores médios de ϵ ; no caso da maior divergência, à $T_{e,q} = 60^\circ\text{C}$ e $\dot{V} = 20$ L/h, essa diferença foi de 33,4%.

Palavras-chave: Trocador de calor, Diâmetro hidráulico, Desempenho térmico, Efetividade.

Calculation of Effectiveness of a Modified Shell and Helically Coiled Tube Heat Exchanger

Abstract: This paper features results of effectiveness (ϵ) of a shell and helically coiled tube heat exchanger (TCCTH) geometrically modified by the presence of a central cylinder, operating with water as the working fluids in countercurrent direction. The goal of the work was to compare experimental results of ϵ with values determined by the Salimpour model for TCCTH without modification, once this model provides important parameters such as Nusselt (Nu) and Prandtl (Pr) numbers. The flow rates (\dot{V}) selected were 20 L/h, 30 L/h and 40 L/h, while the inlet temperatures of the hot fluid ($T_{e,q}$) were 40°C, 50°C and 60°C, keeping the cold fluid inlet temperature at 25°C. Among the operational conditions tested, it was observed that the greatest convergence between the experimental and calculated results occurred at $T_{e,q} = 50^\circ\text{C}$ and $\dot{V} = 40$ L/h, with 9.1% of difference between the average values of ϵ . In the case of the greatest divergence, which was at $T_{e,q} = 60^\circ\text{C}$ and $\dot{V} = 20$ L/h, this deviation was 33.4%.

Keywords: Heat exchanger, Hydraulic Diameter, Thermal performance, Effectiveness.

1. Introdução

Trocadores de calor são equipamentos destinados a realizar a transferência de calor de um fluido quente para um fluido frio através de uma parede sólida e são usados em vários processos de recuperação de calor (HAMDEH et al., 2020; ALI et al., 2020).

Em hospitais, uma das principais aplicações de trocadores de calor refere-se ao aquecimento de água para banhos de pacientes e para outros procedimentos, bem como para resfriamento de gases provenientes de incineração de resíduos (COSTA, 2012; SILVEIRA, 2013; LOKOVA; KALINICHENKO, 2020). Além disso, possibilitam o arrefecimento de equipamentos de radiologia a fim de se evitar a queima de determinados componentes eletrônicos.

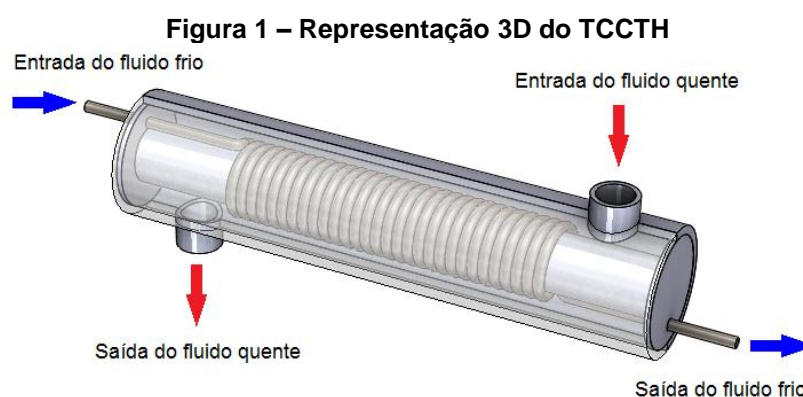
Trocadores de calor do tipo casco e tubo helicoidal (TCCTH) são amplamente utilizados devido à sua maior capacidade de transferência de calor. Esse fato pode ser atribuído às forças centrífugas atuantes no escoamento, causadas pela curvatura do tubo helicoidal ou bobina (FOUDA et al., 2018; BHANVASE et al., 2018; SOLANKI et al., 2018).

Salimpour (2009) estudou a transferência de calor experimentalmente em três TCCTH com diferentes passos de bobina, em fluxo paralelo e contracorrente, usando água como fluido de trabalho. O autor notou que para maiores passos de bobinas, os coeficientes de transferência de calor por convecção (h) na lateral do casco foram maiores. O referido autor relatou também concordância entre seus resultados e os da literatura, propondo correlações empíricas para o cálculo de h de fluidos no interior do tubo e do casco, que serão adotadas na metodologia do presente trabalho.

O objetivo do presente artigo é comparar os resultados experimentais de efetividade do TCCTH com os valores calculados por meio do modelo matemático de Salimpour (2009), em 3 vazões e 3 temperaturas, com água como fluidos quente e frio.

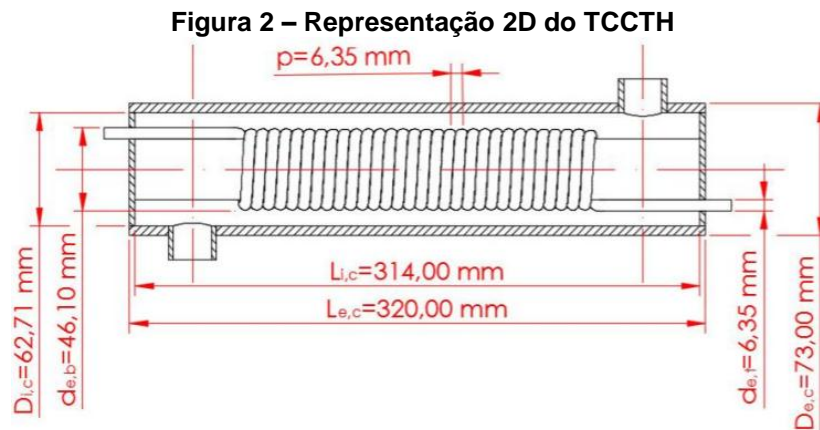
2. Equipamento Experimental

O modelo matemático para determinação do coeficiente global de transferência de calor desenvolvido por Salimpour (2009) aplica-se a TCCTH convencional. O trocador de calor empregado neste estudo foi modificado pela existência de um cilindro central que sustenta o tubo helicoidal (Fig. 1).



Fonte: Autoria própria

O TCCTH modificado, protótipo projetado para o estudo de nanofluidos (suspensões de nanopartículas metálicas ou de óxidos metálicos em um fluido-base) como líquido de arrefecimento, foi fabricado em aço inoxidável AISI 304 (FERREIRA et al., 2017). Este TCCTH foi isolado termicamente com fibra cerâmica; suas dimensões são mostradas na Fig 2.

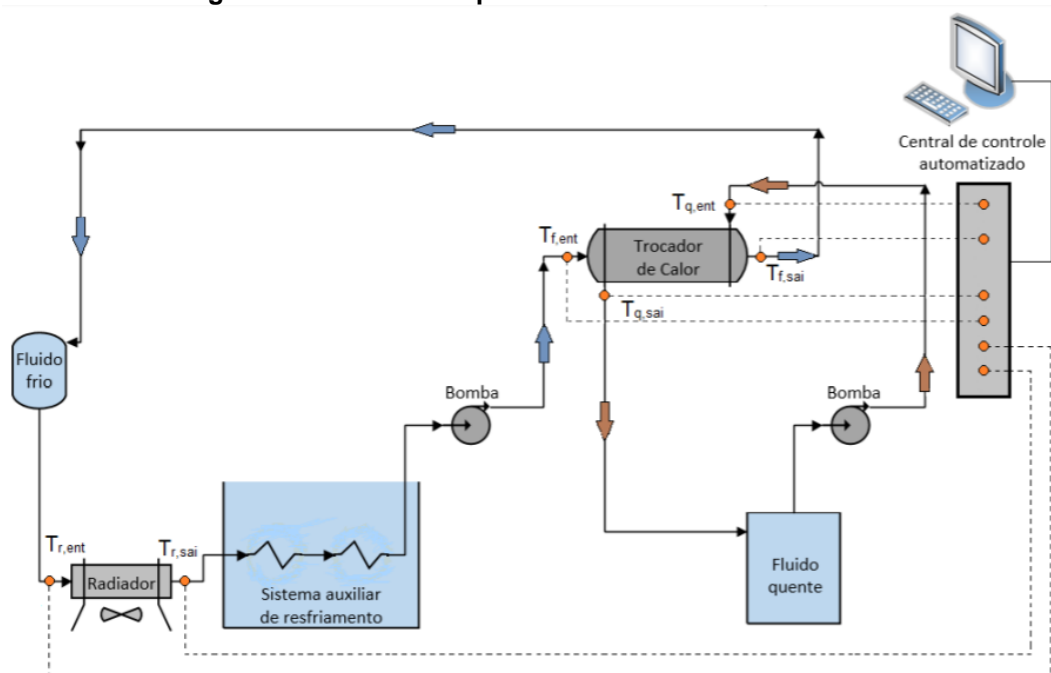


O sistema de aquisição de dados, de controle da vazão, e de controle da temperatura de entrada dos fluidos quente e frio foi automatizado com a aplicação de um microcontrolador PID (Proporcional-Integral-Derivativo) Arduino Mega 2560.

Uma resistência térmica em reservatório de vidro com capacidade de 2 L aquece a água que atua como fluido quente. Uma bomba d'água de diafragma (Modelo RS 385) conduz o fluido quente ao casco do trocador de calor, que, em seguida, retorna ao seu reservatório, reiniciando o ciclo. O fluido frio é mantido em reservatório com capacidade de 250 mL, e é conduzido ao interior do tubo helicoidal por bomba similar à do fluido quente; ao sair do trocador de calor o fluido frio passa por um radiador com 18 aletas para CPU (*Central Processing Unit*) a fim de ceder calor ao meio. Na sequência, percorre um sistema auxiliar de resfriamento composto por duas serpentinas imersas em água com gelo, antes de reiniciar o ciclo. Como o casco possui volume superior ao tubo, optou-se pelo escoamento do fluido frio no tubo helicoidal, visando-se a economia de material, já que, além da água, em estudos posteriores serão utilizados nanofluidos como fluidos frios.

Termopares do tipo K aferem as temperaturas de entrada do fluido quente ($T_{q,ent}$), saída do fluido quente ($T_{q,sai}$), entrada do fluido frio ($T_{f,ent}$) e saída do fluido frio ($T_{f,sai}$), conforme ilustrado na Figura 3. Há também outros dois termopares, que aferem as temperaturas na entrada e na saída do radiador ($T_{r,ent}$ e $T_{r,sai}$, respectivamente); entretanto, as leituras registradas a partir deles não são consideradas nos cálculos do presente trabalho. Os valores das temperaturas são exibidos graficamente na interface de um computador, e o sistema de aquisição gera uma tabela com os mesmos.

Figura 3 – Desenho esquemático do sistema do TCCTH



Fonte: Autoria própria

A seleção da temperatura de entrada do fluido quente, das vazões dos fluidos quente e frio, bem como do tempo de duração do ciclo, é feita na interface do computador ao qual o microcontrolador está conectado. As vazões volumétricas (\dot{V}) foram 20, 30 e 40 L/h para os fluidos quente e frio, e as temperaturas de entrada do fluido quente ($T_{q,ent}$) iguais a 40, 50 e 60°C. A temperatura de entrada do fluido frio ($T_{f,ent}$) foi mantida fixa em 25°C.

3. Cálculo da Taxa de Transferência de Calor e da Efetividade do TCCTH

O software *Engineering Equation Solver* - EES[®] foi utilizado para determinar as propriedades dos fluidos, tais como: condutividade térmica (k), densidade (ρ), viscosidade dinâmica (μ) e calor específico (c_p). Essas propriedades foram obtidas à temperatura média entre a entrada e saída para ambos os fluidos.

A taxa de transferência de energia térmica no trocador de calor é obtida a partir do balanço da Primeira Lei da Termodinâmica, aplicado a um volume de controle com fronteiras rígidas, adiabático e apenas envolvendo troca de calor por mudança de entalpia entre os fluidos presentes. Assim, a taxa de transferência de calor experimentada pelo fluido frio é dada por:

$$q_f = \dot{m}_f c_{p,f} \Delta T_f \quad (1)$$

em que \dot{m}_f refere-se à vazão mássica do fluido frio e $c_{p,f}$ ao seu calor específico à pressão constante. A variação de temperatura experimentada pelo fluido é:

$$\Delta T_f = T_{f,sai} - T_{f,ent} \quad (2)$$

Analogamente, a taxa de transferência de calor experimentada pelo fluido quente é dada por:

$$q_q = \dot{m}_q c_{p,q} \Delta T_q \quad (3)$$

em que \dot{m}_q refere-se à vazão mássica do fluido quente e $c_{p,q}$ ao seu calor específico à pressão constante. A variação de temperatura experimentada pelo fluido é:

$$\Delta T_q = T_{q,ent} - T_{q,sai} \quad (4)$$

As vazões mássicas dos fluidos frio e quente são dadas pelas Eqs. (5) e (6):

$$\dot{m}_f = \dot{V}_f \rho_f \quad (5)$$

$$\dot{m}_q = \dot{V}_q \rho_q \quad (6)$$

sendo que \dot{V}_f representa a vazão volumétrica do fluido frio e ρ_f a sua massa específica; \dot{V}_q representa a vazão volumétrica do fluido quente e ρ_q a sua massa específica.

A taxa de transferência de calor experimental (q_{exp}) é calculada por (ELSHAZLY et al., 2017; POURHOSEINI et al., 2018), na forma:

$$q_{exp} = \frac{|q_f| + |q_q|}{2} \quad (7)$$

sendo q_f a taxa de transferência de calor do fluido frio, dada pela Eq. 1 e q_q a taxa de transferência de calor do fluido quente, dada pela Eq. 2.

A efetividade do trocador de calor, de acordo com Bergman e Lavine (2017), é dada por:

$$\varepsilon = \frac{q_{exp}}{q_{max}} \quad (8)$$

sendo q_{max} a taxa de transferência de calor máxima, que ocorreria para o fluido com a taxa de capacidade calorífica mínima.

A taxa de capacidade calorífica do fluido frio e do fluido quente é dada pelas Eqs. (9) e (10):

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} \quad (9)$$

$$C_q = \dot{m}_q c_{p,q} \quad (10)$$

Se a taxa de capacidade calorífica do fluido frio (C_f) for menor que a do fluido quente, tem-se:

$$q_{max} = C_f (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (11)$$

Ou se, ao contrário, a taxa de capacidade calorífica do fluido quente (C_q) for menor que a do fluido frio, tem-se:

$$q_{max} = C_q (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (12)$$

A seguir é apresentado o modelo matemático que fornece os parâmetros necessários ao cálculo da taxa de transferência de calor (q_{calc}).

4. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

Segundo Bergman e Lavine (2017), o coeficiente global de transferência de calor (U_e) mede a capacidade das barreiras convectivas e condutivas, sendo imprescindível para o cálculo da taxa de transferência da energia térmica. O modelo matemático empregado para o cálculo das variáveis necessárias à obtenção de U_e em TCCTH, tais como Número de Nusselt e equações a este relacionadas, foi desenvolvido por Salimpour (2009). De acordo com esse modelo, U_e é dado por:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{A_e}{A_i h_f} + \frac{A_e \ln(d_{e,t}/d_{i,t})}{2\pi k_t L_t} + \frac{1}{h_q} \quad (13)$$

sendo A_e a área superficial externa do tubo, A_i a área superficial interna do tubo, h_f o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido frio (que escoará no interior do tubo helicoidal), h_q o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido quente (água, que escoará na seção anular do casco), $d_{e,t}$ o diâmetro externo do tubo, $d_{i,t}$ o diâmetro interno do tubo, k_t a condutividade térmica do tubo e L_t o comprimento do tubo.

O coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do fluido frio é calculado por:

$$h_f = \frac{Nu_f k_f}{d_{i,t}} \quad (14)$$

em que Nu_f refere-se ao número de Nusselt no lado do fluido frio e k_f à sua condutividade térmica. O número de Nusselt no lado do fluido frio é obtido por:

$$Nu_f = 0,152 De^{0,431} \gamma^{-0,277} Pr_f^{1,06} \quad (15)$$

sendo De o número de Dean, γ um parâmetro adimensional determinado pelo modelo matemático e Pr_f o número de Prandtl do fluido frio. O número de Dean, que relaciona a

força da viscosidade atuante sobre um fluido escoando em tubo curvado e a força centrífuga, é calculado pela equação:

$$De = Re_f \sqrt{\frac{d_{i,t}}{d_{e,b}}} \quad (16)$$

em que Re_f é o número de Reynolds no lado do fluido frio, dado por:

$$Re_f = \frac{4\dot{m}_f}{\pi d_{i,t} \mu_f} \quad (17)$$

sendo μ_f a viscosidade dinâmica do fluido frio. O parâmetro adimensional referente ao modelo matemático é obtido por:

$$\gamma = \frac{p}{\pi d_{e,b}} \quad (18)$$

O número de Prandtl do fluido frio é obtido por:

$$Pr_f = \frac{c_{p,f} \mu_f}{k_f} \quad (19)$$

sendo $c_{p,f}$ o calor específico do fluido frio à pressão constante.

O coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido quente pode ser obtido pela equação:

$$h_q = \frac{Nu_q k_q}{D_{hid}} \quad (20)$$

em que Nu_q refere-se ao número de Nusselt do fluido quente, k_q à sua condutividade térmica, e D_{hid} ao diâmetro hidráulico do casco.

O número de Nusselt no lado do fluido quente é calculado pela equação:

$$Nu_q = 19,64 Re_q^{0,513} \gamma^{0,938} Pr_q^{0,129} \quad (21)$$

sendo Re_q e Pr_q o número de Reynolds do escoamento e o número de Prandtl do fluido quente, respectivamente.

O número de Prandtl do fluido quente é fornecido por:

$$Pr_q = \frac{c_{p,q} \mu_q}{k_q} \quad (22)$$

sendo μ_q a viscosidade dinâmica do fluido quente à pressão constante.

Para o escoamento do fluido quente, o número de Reynolds é calculado por:

$$Re_q = \frac{4 \dot{m}_q}{\pi D_{hid} \mu_q} \quad (23)$$

De acordo com Salimpour (2009), o diâmetro hidráulico do casco de um TCCTH é dado por:

$$D_{hid} = \frac{D_{i,c}^2 - \pi d_{e,b} d_{e,t}^2 \gamma^{-1}}{D_{i,c} + \pi d_{e,b} d_{e,t} \gamma^{-1}} \quad (24)$$

Uma vez determinado o valor de U_e , pode-se calcular o valor da taxa de transferência de calor, conforme a expressão:

$$q_{calc} = U_e A_e \Delta T_{ml} \quad (25)$$

em que A_e e ΔT_{ml} representam a área superficial externa do tubo e a média logarítmica das diferenças de temperaturas, respectivamente. Para escoamento em sentido contracorrente, ΔT_{ml} é dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln[(T_{q,ent} - T_{f,sai}) / (T_{q,sai} - T_{f,ent})]} \quad (26)$$

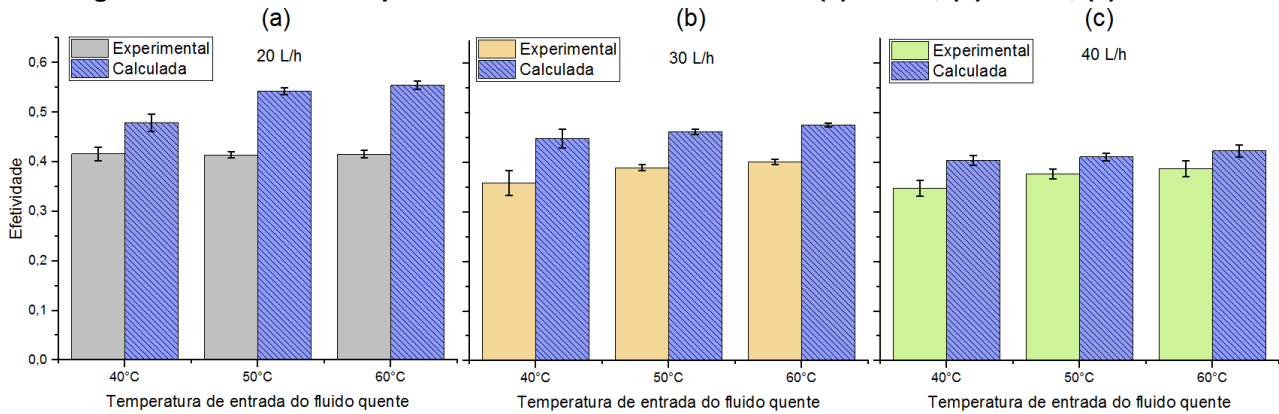
Para se obter a efetividade calculada, substitui-se q_{exp} por q_{calc} na Eq. 8.

5. Resultados e Conclusões

Verificou-se a ocorrência do regime semipermanente de transferência de calor entre os fluidos quente e frio, por meio da observação das temperaturas na tela do computador, para posteriormente iniciar-se a aquisição dos dados a cada minuto, selecionando-se a duração de 30 minutos na interface do sistema, totalizando 30 valores de cada uma das temperaturas ($T_{q,ent}$, $T_{q,sai}$, $T_{f,ent}$ e $T_{f,sai}$), sendo o teste interrompido automaticamente após 30 minutos de duração.

Foram determinadas as efetividades médias experimentais (ϵ_{exp}) dos 30 valores obtidos em cada condição operacional, que são comparadas, na Fig. 4, às efetividades médias calculadas (ϵ_{calc}) por meio do modelo matemático de Salimpour (2009).

Figura 4 – Efetividade experimental e calculada às vazões: (a) 20 L/h; (b) 30 L/h; (c) 40 L/h



A menor convergência entre ϵ_{exp} e ϵ_{calc} ocorreu à vazão (\dot{V}) de 20 L/h e temperatura de entrada do fluido quente ($T_{e,q}$) igual a 60°C, sendo ϵ_{calc} 33,4% maior que ϵ_{exp} .

As maiores convergências foram obtidas à $\dot{V} = 40$ L/h em duas temperaturas, $T_{e,q} = 50^\circ\text{C}$ e $T_{e,q} = 60^\circ\text{C}$, com ϵ_{calc} apresentando valores 9,1% e 9,2% maiores respectivamente, em relação à ϵ_{exp} . Conclui-se que, para posteriores estudos com nanofluidos, estas condições operacionais se mostram mais adequadas para a utilização do modelo matemático mencionado.

Uma possível alternativa para melhorar a convergência dos resultados simulados e determinados experimentalmente, seria fazer uma adequação do diâmetro hidráulico no modelo original para a nova configuração geométrica do trocador.

Agradecimentos

Os autores agradecem ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa (UTFPR-PG) pelo suporte financeiro.

Referências

ALI, M.; RAD, M. M.; NUHAIT, A.; ALMUZAIQER, R.; ALIMORADI, A.; TLILI, I. New equations for Nusselt number and friction factor of the annulus side of the conically coiled tubes in tube heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 164, p. 1-13, 2020.

ALIABADI, M. K.; PAZDAR, S.; SARTIPZADEH, O. Experimental investigation of water based nanofluid containing copper nanoparticles across helical microtubes. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 70, p. 84-92, 2016.

ALIMORADI, A. Study of thermal effectiveness and its relation with NTU in shell and helically coiled tube heat exchangers. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 9, p. 100-107, 2017.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of heat and mass transfer**, 8th Ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2017.

BHANVASE, B. A.; SAYANKAR, S. D.; KAPRE, A.; FULE, P. J.; SONAWANE, S. H. Experimental investigation on intensified convective heat transfer coefficient of water

based PANI nanofluid in vertical helical coiled heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 128, p. 134-140, 2018.

COSTA, R. C. **Protótipo de um recuperador de calor para resfriamento rápido de gases de incineração de resíduos perigosos**. Viçosa, 145 p., 2012. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Viçosa.

ELSHAZLY, K. M.; SAKR, R. Y.; ALI, R. K.; SALEM, M. R. Effect of $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ /water nanofluid on the thermal performance of shell and coil heat exchanger with different coil torsions. **Heat Mass Transfer**, v. 53, p. 1893-1903, 2017.

ETGHANI, M. M.; BABOLI, S. A. H. Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in shell and helical tube heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 121, p. 294-301, 2017.

FERREIRA, T. P. A.; FOGAÇA, M. B.; LENART, V. M.; BEHAINNE, J. J. R.; GÓMEZ, S. L.; TURCHIELLO, R. F. Design and construction of a heat exchanger: use of nanofluids (gold nanoparticles in base fluid), In: 24th ABCM INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, Curitiba. **Anais do 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering**. Curitiba: 2017, p. 1-9.

FOUDA, A.; NADA, S. A.; ELATTAR, H. F.; REFAEY, H. A.; MAHFOUZ, A. S. B. Thermal performance modelling of turbulent flow in multi tube in tube helically coiled heat exchangers. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 135, p. 621-638, 2018.

HAMDEH, N. H. A.; BANTAN, R. A. R.; TLILI, I. Analysis of the thermal and hydraulic performance of the sector-by-sector helically coiled tube heat exchangers as a new type of heat exchanger. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 150, p. 1-17, 2020.

LOKOVA, I. L.; KALINICHENKO, A. S.. Calculation of Heat Exchange on the Surface of a Flexible Heat Exchanger for Use in Mobile Hospitals. **Energetika. Proceedings Of Cis Higher Education Institutions And Power Engineering Associations**, v. 63, n. 1, p. 81-88, 2020.

POURHOSEINI, S.H.; NAGHIZADEH, N.; HOSEINZADEH, H. Effect of silver-water nanofluid on heat transfer performance of a plate heat exchanger: an experimental and theoretical study. **Powder Technology**, v. 332, p. 279-286, 2018.

SALIMPOUR, M. R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, p. 203-207, 2009.

SILVEIRA, E. A. **Análise da geração e uso de vapor e água quente em uma instalação hospitalar de grande porte**. Brasília, 101 p., 2013. Projeto de Graduação – Universidade de Brasília.

SOLANKI, A. K.; KUMAR, R. Condensation of R-134a inside dimpled helically coiled tube-in-shell type heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 129, p. 535-548, 2018.