

EXPERIMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR UTILIZANDO NANOFLUIDO DE OURO

Marina Borsuk Fogaça, marina.2012@alunos.utfpr.edu.br¹

Thaís Pirez Alves Ferreira, thaispirez@gmail.com¹

Jhon Jairo Ramirez Behainne, jhon@utfpr.edu.br¹

Sergio Leonardo Gómez, sgomez@uepg.br²

Rozane de Fátima Turchiello, turchiel@utfpr.edu.br¹

¹Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Câmpus Ponta Grossa

²Universidade Estadual de Ponta Grossa

Resumo: O uso de nanofluidos em processos de transferência de calor tem se mostrado promissor, fornecendo vantagens em relação a fluidos convencionais. Nesse sentido, realizaram-se experimentos em um trocador de calor do tipo casco e tubo helicoidal (TCCTH), utilizando-se água como fluido frio e nanofluido de ouro como fluido quente. A fim de se otimizar experimentos futuros, resultados experimentais preliminares obtidos em bancada foram analisados seguindo os modelos estatísticos linear e quadrático, tendo como variável controlável a vazão volumétrica do nanofluido. A análise indicou que o modelo quadrático se ajusta melhor aos dados coletados em relação ao linear, em termos do coeficiente de determinação do modelo estatístico (R^2), teste F e gráfico dos resíduos.

Palavras-chave: Nanofluido de ouro, Transferência de calor, Trocador de calor do tipo casco e tubo helicoidal, Modelo estatístico.

1. INTRODUÇÃO

Nanofluidos representam uma nova classe de fluidos que vêm sendo empregada em transferência de calor, devido à sua maior eficiência em relação a fluidos convencionais, tais como água, etileno glicol e óleo (Murshed; Castro, 2016). Eles são formados por suspensões de nanopartículas em um fluido-base, tendo a sua maior eficiência atribuída ao volume reduzido das nanopartículas, que lhes confere um aumento de sua área de contato, favorecendo a troca de calor (Tawfik, 2017). Além disso, partículas metálicas possuem condutividade térmica superior em comparação aos líquidos, e, consequentemente, elevam a condutividade térmica dos fluidos-base aos quais são adicionadas (Hussein *et al.*, 2014).

Segundo Lee (2008), nanopartículas são materiais com ao menos uma de suas dimensões medindo entre 1 e 100 nm, compreendendo, portanto, também os nanotubos, fulerenos e nanofios. A estabilização dos nanofluidos é um dos maiores desafios em relação à sua aplicabilidade, já que as nanopartículas tendem a se aglomerar, e embora seja possível a adição de surfactantes para evitar aglomerações, estes podem alterar propriedades importantes como viscosidade e condutividade térmica (Oliveira *et al.*, 2017).

A relevância dos nanofluidos na engenharia provém de sua aplicabilidade em refrigeração, ar condicionado, lubrificação, assim como em diversos sistemas que necessitem dissipar altos fluxos térmicos (Hussien; Abdullah; Al-Nimr, 2016), tais como radiadores, dispositivos eletrônicos, sistemas de energia solar, nanomedicina, dentre outras.

O aproveitamento térmico envolvendo o uso de nanofluidos pode ser realizado em trocadores de calor convencionais, viabilizando a transferência de calor de um fluido quente para um fluido frio através de uma parede sólida entre os mesmos (Incropera, 2008). O trocador de calor utilizado no presente estudo é do tipo casco e tubo helicoidal, bastante comum na indústria (Alimoradi, 2017). Este trocador consiste de um tubo espiral disposto no interior de um casco cilíndrico, que possibilita maiores taxas de transferência de calor em comparação a tubos retos por apresentar, em planos normais ao escoamento principal do fluido, um padrão de escoamento secundário (Genic *et al.*, 2012); contudo, limita-se a fluidos limpos, pois sua geometria dificulta a remoção de impurezas do interior de seus tubos (Kakaç; Liu; Pramuanjaroenkij, 2012).

A determinação das propriedades termofísicas de nanofluidos e a análise das suas características na transferência de calor são ainda objeto de estudo (Sukarno, 2017), uma vez que dados experimentais disponíveis na literatura são escassos. Assim, análises de casos específicos se fazem necessários, a fim de compreender melhor as suas propriedades e a relação com a eficiência da troca térmica (Oliveira *et al.*, 2017).

Planejamentos estatísticos de experimentos propiciam uma redução no número de ensaios, e consequente, economia não apenas de tempo, mas também monetária (Barros Neto; Scarminio; Bruns, 2001). Considerando que nanofluidos

metálicos possuem custo elevado, em comparação aos não metálicos (Murshed; Estellé, 2017), planejamentos estatísticos apresentam-se como uma importante ferramenta em experimentos utilizando esse material.

No presente trabalho, resultados experimentais preliminares de transferência de calor obtidos em um TCCTH, tendo como variável a vazão volumétrica do fluido quente, são utilizados para testar os modelos estatísticos linear e quadrático na determinação do coeficiente global de transferência de calor.

2. PREPARAÇÃO DO NANOFLUIDO DE OURO

No presente trabalho foi utilizado nanofluido de ouro como fluido quente. As nanopartículas de ouro foram obtidas por via *bottom-up*, pelo método padrão de Turkevich, Stevenson e Hillier (1951). A síntese das nanopartículas e a produção do nanofluido foram realizadas no laboratório do Grupo de Fenômenos Fototérmicos em Fluidos Complexos, na Universidade Estadual de Ponta Grossa.

Utilizaram-se 20 mL de solução de 1,0 mM de ácido cloroáurico trihidratado ($\text{HAuCl}_4 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$ – Vetec) como agente precursor e 2 mL de solução aquosa de 1% de citrato de sódio dihidratado ($\text{Na}_3\text{C}_6\text{H}_5\text{O}_7 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) como agente redutor e surfactante. O precursor foi aquecido sob agitação em um erlenmeyer até a ebulição, durante a qual foi adicionado o redutor. A solução foi mantida em agitação até atingir a coloração vermelho rubi, característica de ouro coloidal. Foram obtidas nanopartículas esféricas com diâmetro médio de 12 nm.

O método de dois passos foi empregado na produção do nanofluido de ouro; após a síntese das nanopartículas, estas foram suspensas no fluido-base, neste caso, água destilada, perfazendo o volume total de 900 mL com fração volumétrica de nanopartículas de 1,22%.

3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA EXPERIMENTAL

O trocador de calor utilizado no presente estudo (Fig. 1) foi projetado por Ferreira (2015) e fabricado em aço inoxidável pela empresa Multiman, localizada em Ponta Grossa – PR.

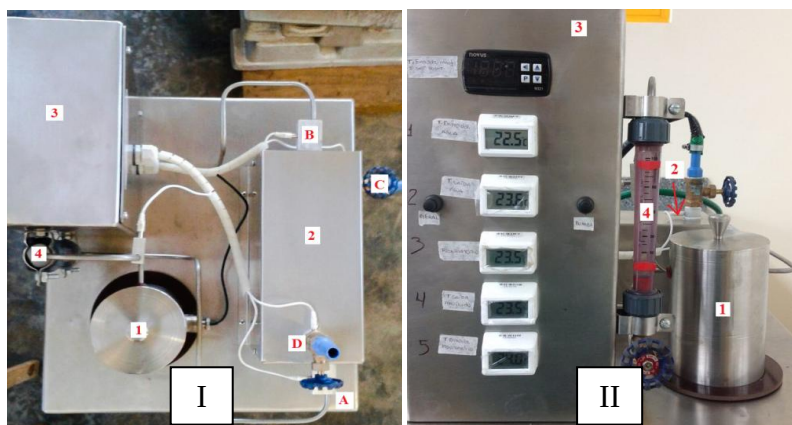


Figura 1. Trocador de calor: (I) vista superior, (II) vista lateral

Fonte: Ferreira (2015)

Na Figura 1-I tem-se: (A) saída do fluido quente, (B) entrada do fluido quente, (C) entrada do fluido frio, (D) saída do fluido frio, (1) reservatório do fluido quente, (2) trocador de calor, (3) central de controle de temperaturas, (4) rotâmetro. Na Figura 1-II os números em cor preta referem-se aos termopares instalados no sistema.

Para o funcionamento do sistema, o fluido quente mantém-se aquecido até 40°C por uma resistência sob o reservatório que contém um termopar em seu interior, e um relé é acionado se essa temperatura diminuir; em seguida, o fluido quente passa pela bomba e sua vazão é ajustada por um *by-pass*, e ao sair desta, um termopar afere a temperatura de entrada do fluido quente ($T_{e,q}$) que ingressa ao trocador de calor. Após passar pelo interior do tubo e ceder calor ao fluido frio que passa pelo casco, o fluido quente passa por um rotâmetro para quantificar a sua vazão, e em seguida, um termopar afere a temperatura de saída do fluido quente ($T_{s,q}$), que retorna ao reservatório, encerrando o ciclo.

O fluido frio sai de uma torneira comum, e antes de entrar no casco, sua temperatura de entrada ($T_{e,f}$) é aferida por um termômetro. Ao sair do casco, um termopar mede a sua temperatura de saída ($T_{s,f}$), e posteriormente, o fluido frio é descartado.

Alguns parâmetros geométricos do TCCTH são ilustrados na Figura 2.

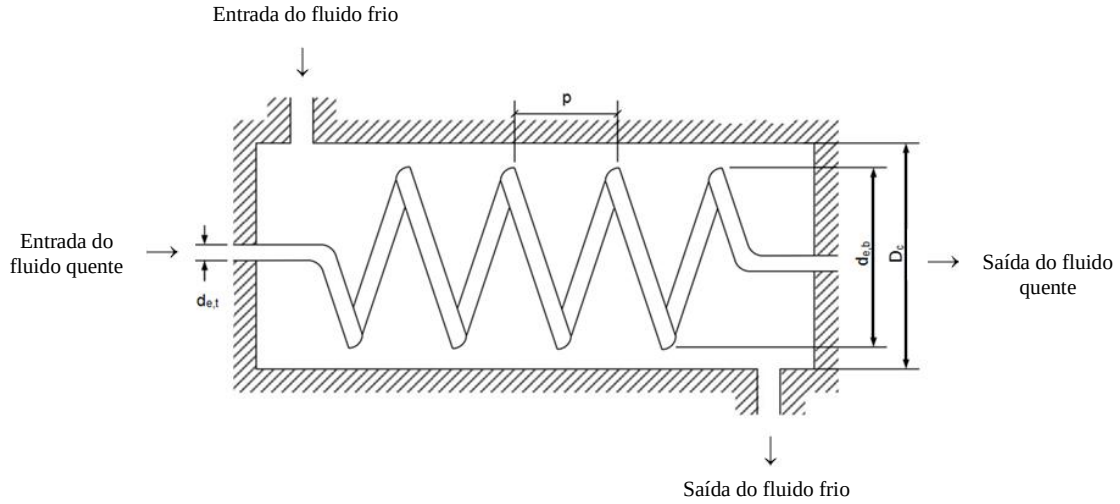


Figura 2. Ilustração de TCCTH
Fonte: Salimpour (2009)

Os parâmetros p , $d_{e,t}$, $d_{e,b}$ e D_c referem-se a passo das espiras (0,005 m), diâmetro externo do tubo (0,005 m), diâmetro externo da bobina (0,05 m) e diâmetro do casco (0,07 m), respectivamente. Outros parâmetros geométricos importantes são: espessura do tubo ($e_t = 0,001$ m), comprimento do tubo ($L_t = 5,06$ m) e comprimento do casco ($L_c = 0,32$ m).

4. DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO NANOFLUIDO

A condutividade térmica dos nanofluidos (k_{nf}) pode ser obtida por meio da Eq. (1) (Babu; Kumar; Rao, 2017), que é a mais aceita na literatura. Nesta, a primeira parcela refere à condutividade estática (Maxwell, 1954) e, a segunda, à condutividade relacionada ao movimento Browniano das nanopartículas (Koo; Kleinstreuer, 2004).

$$k_{nf} = k_{fb} \left[\frac{k_{np} + 2k_{fb} + 2(k_{np} - k_{fb})\phi}{k_{np} + 2k_{fb} - (k_{np} - k_{fb})\phi} \right] + 5 \cdot 10^4 \beta \phi \rho_{fb} c_{p,fb} \sqrt{\frac{\kappa_B T}{\rho_{np} d_{np}}} f, \quad (1)$$

onde ϕ refere-se à fração volumétrica de nanopartículas, k à condutividade térmica, os subscritos np e fb a nanopartículas e fluido-base, respectivamente, ρ à densidade, β ao coeficiente de expansão térmica, c_p ao calor específico a pressão constante, κ_B à constante de Boltzmann, d ao diâmetro e f ao fator de atrito. De acordo com Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), para nanofluidos de CuO há uma equação para obtenção do fator de atrito, porém para os demais, por falta de dados é considerado igual a 1. O coeficiente de expansão térmica é dado por:

$$\beta = 0.0137(100\phi)^{-0.8229} \quad (2)$$

A densidade (ρ_{nf}) e o calor específico do nanofluido ($c_{p,nf}$) são fornecidos pelas Eq. (3) e (4), respectivamente (Pak *et al.*, 1994; Babu; Kumar; Rao, 2017).

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{fb} + \phi\rho_{np}, \quad (3)$$

$$c_{p,nf} = \frac{(1 - \phi)\rho_{fb}c_{p,fb} + \phi\rho_{np}c_{p,np}}{\rho_{nf}}, \quad (4)$$

A viscosidade dinâmica do nanofluido (μ_{nf}), de acordo com Corcione (2010) é dada por:

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_{fb}}{1 - 34,87\phi^{1,03} \left(\frac{d_{np}}{d_{fb}} \right)^{-0,3}}, \quad (5)$$

em que ϕ corresponde à fração volumétrica de nanopartículas, μ à viscosidade dinâmica e d ao diâmetro. O diâmetro equivalente da molécula de fluido-base é obtida por:

$$d_{fb} = \sqrt[3]{\frac{6M}{N\pi\rho_{fb,0}}}, \quad (6)$$

onde M representa a massa molar do fluido base, N a constante de Avogadro e $\rho_{fb,0}$ a densidade do fluido base a 293K.

As propriedades do fluido-base e do fluido frio, nas suas respectivas temperaturas médias (média aritmética de suas temperaturas de entrada e saída), foram fornecidas pelo *software* Engineering Equation Solver - EES®, versão acadêmica 2017-2018.

5. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O coeficiente global de transferência de calor é definido em função da resistência térmica total existente na transferência de calor entre dois fluidos (Incropera, 2008). Para sua determinação, é necessário o cálculo dos números de Reynolds, Prantl e Nusselt.

O número de Reynolds relaciona as forças de inércia e viscosas de um fluido e determina o seu regime de escoamento (Incropera, 2008). Os números de Reynolds no interior (Re_i) e no exterior (Re_e) do tubo são fornecidos pelas Eq. (7) e (8), respectivamente (Jamshidi *et al.*, 2013).

$$Re_i = \frac{4\dot{m}_q}{\pi d_{i,t} \mu_q}, \quad (7)$$

$$Re_e = \frac{4\dot{m}_f}{\pi D_{hid} \mu_f}, \quad (8)$$

em que $\dot{m}$ refere-se à vazão mássica e μ à viscosidade dinâmica; os subscritos q e f referem-se a quente e frio, respectivamente; $d_{i,t}$ é o diâmetro interno do tubo e D_{hid} é o diâmetro hidráulico do casco, dado por:

$$D_{hid} = \frac{4(V_c - V_t)/(L_c - L_t)}{\pi(D_c + d_{e,t})}, \quad (9)$$

onde V e L correspondem a volume e comprimento, respectivamente; os subscritos c e t a casco e tubo, respectivamente; D_c a diâmetro do casco e $d_{e,t}$ a diâmetro externo do tubo (Jamshidi *et al.*, 2013).

O número de Prantl representa a “razão entre as difusividades de momento e térmica” (Incropera, 2008); seus valores na região do interior (Pr_i) e do exterior (Pr_e) do tubo são fornecidos pelas Eq. (10) e (11), respectivamente (Salimpour, 2009).

$$Pr_i = \frac{c_{p,q} \mu_q}{k_q}, \quad (10)$$

$$Pr_e = \frac{c_{p,f} \mu_f}{k_f}, \quad (11)$$

em que c_p , μ e k referem-se a calor específico a pressão constante, viscosidade dinâmica e condutividade térmica, respectivamente.

O número de Nusselt representa a razão entre a transferência de calor por convecção e por condução na superfície (Incropera, 2008); na região interna do tubo (Nu_i) é dado pela Eq. (12) (Salimpour, 2009).

$$Nu_i = 0.152 De^{0.431} \gamma^{0.277} Pr_i^{1.06}, \quad (12)$$

sendo Pr_i o número de Prantl no interior do tubo, De [Eq. (13)] o número de Dean, e γ [Eq. (14)] o passo adimensional determinado pelo modelo de Salimpour (2009).

$$De = Re_i \sqrt{\frac{d_{i,t}}{d_{e,b}}}, \quad (13)$$

$$\gamma = \frac{p}{\pi d_{e,b}}, \quad (14)$$

onde Re_i refere-se ao número de Reynolds no interior do tubo, $d_{i,t}$ ao diâmetro interno do tubo, p ao passo das espiras e $d_{e,b}$ ao diâmetro externo da bobina.

O número de Nusselt externo (Nu_e) é dado pela Eq. (15) (Salimpour, 2009). De acordo com o mesmo autor, têm-se as Eq. (16), (17) e (18).

$$Nu_e = 19,64 Re_e^{0.513} \gamma^{0.938} Pr_e^{0.129}, \quad (15)$$

em que Re_e e Pr_e são o número de Reynolds e o número de Prantl externos ao tubo, respectivamente e γ é o passo adimensional determinado pelo modelo matemático.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção do lado interno (h_i) e externo (h_e) do tubo são dados pelas Eq. (16) e (17), respectivamente.

$$h_i = \frac{Nu_i k_q}{d_{i,t}}, \quad (16)$$

$$h_e = \frac{Nu_e k_f}{D_{hid}}, \quad (17)$$

sendo Nu e k o número de Nusselt e a condutividade térmica, respectivamente; os subscritos i e e referem-se a interno e externo, respectivamente; $d_{i,t}$ refere-se ao diâmetro interno do tubo e D_{hid} ao diâmetro hidráulico do casco.

Por fim, o coeficiente global de transferência de calor (U_e) é fornecido por:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{A_e}{A_i h_i} + \frac{A_e \ln(d_e/d_i)}{2\pi k_t L_t} + \frac{1}{h_e}, \quad (18)$$

onde A , d , e h referem-se a área, diâmetro e coeficiente convectivo, respectivamente. Os subscritos i e e referem-se a interno e externo, respectivamente; k_t e L_t referem-se a condutividade térmica do tubo e seu comprimento, respectivamente.

6. PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

O planejamento experimental realizado no presente trabalho seguiu a distribuição gaussiana ou normal, que diz respeito à distribuição contínua de uma variável (Barros Neto; Scarminio; Bruns, 2001). Em um experimento, os fatores representam as variáveis controláveis, e as respostas, as variáveis de saída, que são influenciadas pelos fatores. No presente trabalho, o fator estudado foi a vazão volumétrica do nanofluido, e como resposta teve-se o coeficiente global de transferência de calor (U_e).

Um modelo estatístico pode ser construído a partir de coeficientes que definem a localização da reta (b), governada pela função que descreve o modelo estatístico adotado, fornecidos pela Eq. (19).

$$b = (X^t X)^{-1} X^t y, \quad (19)$$

em que X representa a matriz de coeficientes de contraste, em que os sinais algébricos correspondem aos níveis inferiores e superiores dos fatores analisados; X^t a sua transposta e y o vetor coluna de respostas observadas experimentalmente. Assim, as respostas estimadas pelo modelo são dadas pelo vetor coluna a seguir:

$$\hat{y} = Xb \quad (20)$$

Os resíduos (e_i), que representam a diferença entre respostas observadas (y_i) e determinadas pelo modelo estatístico ($\hat{y}_i$), são dados por:

$$e_i = y_i - \hat{y}_i \quad (21)$$

A porcentagem de variação total em torno da média, explicada pela regressão, é dada pelo coeficiente de determinação do modelo (R^2):

$$R^2 = \frac{SQ_R}{SQ_T}, \quad (22)$$

em que SQ_R [Eq. (23)] e SQ_T [Eq. (24)] referem-se a soma quadrática devida à regressão e soma quadrática total, respectivamente:

$$SQ_R = \sum (\hat{y}_i - \bar{y})^2, \quad (23)$$

sendo $\hat{y}_i$ as respostas determinadas pelo modelo estatístico e $\bar{y}$ é a média das respostas obtidas experimentalmente.

A soma quadrática total é dada por:

$$SQ_T = SQ_R + SQ_r, \quad (24)$$

sendo que SQ_r refere-se à soma quadrática residual, dada por:

$$SQ_r = \sum (y_i - \bar{y})^2 \quad (25)$$

A significância estatística da regressão pode ser testada por um teste F, dado por:

$$\frac{MQ_R}{MQ_r} \approx F_{v_1, v_2}, \quad (26)$$

sendo que MQ_R corresponde à média quadrática devida à regressão, neste caso, igual à soma quadrática residual (SQ_R), MQ_r à média quadrática residual, v_1 e v_2 ao número de graus de liberdade de MQ_R e MQ_r , respectivamente. Se o valor da razão obtida pela Eq. (26) for pelo menos dez vezes maior que o tabelado, a regressão é considerada estatisticamente significativa.

Se o modelo obtido por planejamento linear se mostrar insatisfatório, pode-se realizar um planejamento contendo um termo quadrático, a fim de se modelar a influência do fator analisado sobre o rendimento. Para tanto, expandem-se as matrizes para que se refiram à Eq. (19) e ao novo conjunto de dados, devidamente ampliado (Barros Neto; Scarminio; Bruns, 2001).

7. RESULTADOS

Os experimentos de transferência de calor foram realizados utilizando água como fluido frio, com uma vazão constante de 34,55 L/h e temperatura média de entrada de 26°C. O nanofluido de ouro foi empregado como fluido quente; sua temperatura média de entrada foi de 40°C; e sua vazão variou de 25 a 50 L/h, com incrementos de 5 L/h.

As matrizes a seguir, contendo o fator estudado que é a vazão do fluido quente, referem-se ao modelo linear e quadrático, respectivamente:

$$X = \begin{bmatrix} 1 & 25 \\ 1 & 25 \\ 1 & 30 \\ 1 & 30 \\ 1 & 35 \\ 1 & 35 \\ 1 & 40 \\ 1 & 40 \\ 1 & 45 \\ 1 & 45 \\ 1 & 50 \\ 1 & 50 \end{bmatrix}, \quad X = \begin{bmatrix} 1 & 25 & 625 \\ 1 & 25 & 625 \\ 1 & 30 & 900 \\ 1 & 30 & 900 \\ 1 & 35 & 1225 \\ 1 & 35 & 1225 \\ 1 & 40 & 1600 \\ 1 & 40 & 1600 \\ 1 & 45 & 2025 \\ 1 & 45 & 2025 \\ 1 & 50 & 2500 \\ 1 & 50 & 2500 \end{bmatrix}$$

As respostas do coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de fluido quente, obtidas experimentalmente, e que compõem o vetor y , são exibidas na Tabela 1.

Tabela 1. Respostas em duplicata (Coeficiente global de transferência de calor)

Vazão (L/h)	U_e (kW/m²K)	
	Ensaio 1	Ensaio 2
25	2,867	2,863
30	3,005	3,005
35	3,145	3,143
40	3,249	3,251
45	3,361	3,356
50	3,445	3,447

As equações correspondentes aos modelos linear e quadrático, seus coeficientes de determinação do modelo estatístico, bem como suas razões entre a média quadrática devida à regressão e a média quadrática residual a serem empregados no teste F, são apresentados na Tab. 2.

Tabela 2. Equações matemáticas obtidas por planejamento fatorial

Planejamento	Equação	R ²	Teste F
Linear	$\hat{y} = 2,3056 + 0,0233X$	0,9923	1287,3
Quadrático	$\hat{y} = 1,9394 + 0,0439X - 0,0003X^2$	0,9997	13493,0

A porcentagem de variação total em torno da média explicada pela regressão, dada pelo coeficiente de determinação do modelo, foi de 99,23% para o modelo linear, enquanto a inserção do termo quadrático elevou o valor desse coeficiente para 99,97%.

Quanto ao teste F, observou-se para o modelo linear $F_{1,4} = 1287,3$, e para o modelo quadrático $F_{2,3} = 13493,0$. A tabela A.4, de Barros Neto, Scarminio e Bruns (2001), dos pontos de distribuição ao nível de 95% de confiança, traz os valores $F_{1,4} = 7,71$ e $F_{2,3} = 9,55$, correspondentes aos modelos linear e quadrático, respectivamente. A condição a ser satisfeita é de que o valor calculado pelo modelo seja pelo menos dez vezes maior que o tabelado, o qual ambos modelos atendem. Entretanto, quanto maior for esse valor, maior a sua significância, demonstrada pelo modelo quadrático em relação ao linear.

Outro aspecto a ser analisado é o gráfico dos resíduos, referentes à diferença entre as respostas observadas e as respostas determinadas pelo modelo estatístico. Os resíduos do modelo linear e do modelo quadrático, em função da vazão do fluido quente, são mostrados por meio dos Gráficos 1 e 2.

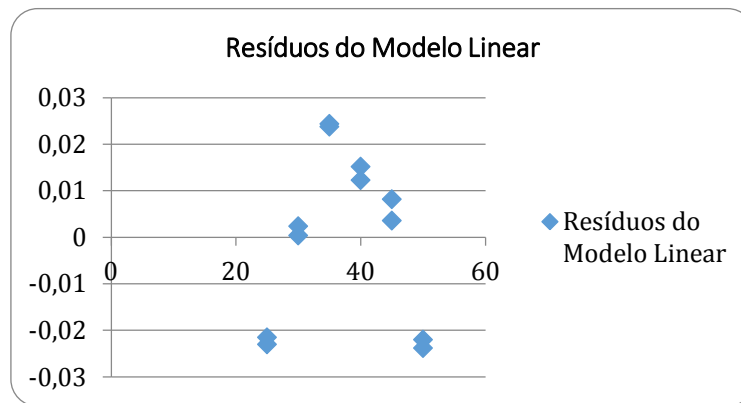


Gráfico 1. Resíduos do modelo linear versus vazão do fluido quente

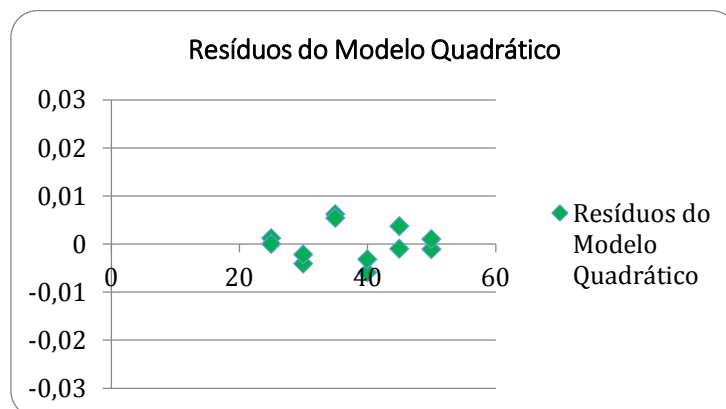


Gráfico 2. Resíduos do modelo quadrático versus vazão do fluido quente

Pode-se observar uma maior dispersão dos resíduos no modelo linear, enquanto o modelo quadrático apresentou valores próximos a zero, mostrando-se mais apropriado, mais uma vez, em comparação ao linear.

8. CONCLUSÃO

A partir dos resultados de planejamento experimental, observa-se que o modelo linear, embora apresente um coeficiente de determinação do modelo estatístico igual a 99,23%, o modelo quadrático mostrou-se mais apropriado, com 99,97% de variação total em torno da média explicada pela regressão.

O teste F tem a condição de que, para os graus de liberdade correspondentes à razão entre a média quadrática devida à regressão e a média quadrática residual, o valor calculado seja pelo menos dez vezes o valor tabelado. Para o modelo linear o resultado esperado seria igual a 77,1, já que o valor tabelado é 7,71, e esse valor foi de $F_{1,4} = 1287,3$, ou seja, 16,7 vezes maior. Entretanto, o valor esperado para o modelo quadrático seria de 95,5, pois o valor tabelado é 9,55 e foi igual a $F_{2,3} = 13493$, ou seja, 141,3 vezes maior, mostrando-se mais significativo estatisticamente em comparação ao modelo linear.

Adicionalmente, o gráfico de resíduos do modelo quadrático apresentou menor dispersão em relação ao linear, indicando um melhor ajuste.

Pretende-se analisar em estudos futuros um planejamento fatorial de dois níveis com outras variáveis, como por exemplo, a fração volumétrica das nanopartículas, a fim de verificar o comportamento do coeficiente global de transferência de calor.

9. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Câmpus Ponta Grossa pelo suporte financeiro à pesquisa, e à Universidade Estadual de Ponta Grossa pela disponibilização de seus equipamentos.

10. REFERÊNCIAS

- Alimoradi, A., 2017, “Investigation of exergy efficiency in shell and helically coiled tube heat exchangers”, Case Studies in Thermal Engineering, Vol. 10, pp. 1-8.
- Babu, J.A.R., Kumar, K.K. and Rao, S.S., 2017, “State-of-art review on hybrid nanofluids”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 77, pp. 551-565.
- Barros Neto, B., Scarminio, I.S. e Bruns, R.E., 2001, “Como fazer experimentos: pesquisa e desenvolvimento na ciência e na indústria”, 2ª ed., Ed. da Unicamp, Campinas, Brasil, 401 p.
- Corcione, M., 2010, “Heat transfer features of buoyancy-driven nanofluids inside rectangular enclosures differentially heated at the sidewalls”, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 49, pp. 1536-1546.
- Ferreira, T.P.A., 2015, “Projeto e construção de um trocador de calor: uso de nanofluidos (nanopartículas de ouro em fluido base) como líquido de arrefecimento”. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica), Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa.
- Ganvir, R.B., Walke, P.V. and Kriplani, V.M., 2017, “Heat transfer characteristics in nanofluid - a review”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 75, pp. 451-460.
- Génic, S.B., Jácimovic, B.M., Jaric, M.S., Budimir, N.J. and Dobrnjac, M.M., 2012, “Research on the shell-side thermal performances of heat exchangers with helical tube coils”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 55, pp. 4295-4300.
- Hussein, A.M., Sharma, K.V., Bakar, R.A. and Kadrigama, K., 2014, “A review of forced convection heat transfer enhancement and hydrodynamic characteristics of a nanofluid”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 29, pp. 734-743.
- Hussien, A.A., Abdullah, M.Z. and Al-Nimr, M.A., 2016, “Single-phase heat transfer enhancement in micro/minichannels using nanofluids: theory and applications”, Applied Energy, Vol. 164, pp. 733-755.
- Incropera, F.P., 2008, “Fundamentos de transferência de calor e de massa”, 6ª ed., Ed. LTC, Rio de Janeiro, Brasil, 645 p.
- Jamshidi, N., Farhadi, M., Ganji, D.D. and Sedighi, K., 2013, “Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers”, Applied Thermal Engineering, Vol. 51, pp. 644-652.
- Kakaç, S., Liu, H. and Pramuanjaroenkij, A., 2012, “Heat exchangers: selection, rating and thermal design”, 3ª ed., Ed. CRC Press, Boca Raton, USA, 631 p.
- Koo, J and Kleinstreuer, C., 2004, “A new thermal conductivity model for nanofluids”, Journal of Nanoparticle Research, Vol. 6, pp. 577-588.
- Kumar, P.C.M., Kumar, J. and Suresh, S., 2013, “Experimental investigation on convective heat transfer and friction factor in a helically coiled tube with Al_2O_3 /water nanofluid”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 27, No. 1, pp. 239-245.
- Kumar, P.C.M., Kumar, J., Tamilarasan, R., Nathan, S.S. and Suresh, S., 2014, “Heat transfer enhancement and pressure drop analysis in a helically coiled tube using Al_2O_3 /water nanofluid”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 28, No. 5, pp. 1841-1847.
- Lee, Y.S., 2008, “Self-assembly and nanotechnology: a force balance approach”, Ed. John Wiley & Sons, New Jersey, USA, 344 p.
- Maxwell, J.C., 1954, “A treatise on electricity and magnetism”, 3ª ed., Vol. 1, Ed. Dover Publications, New York, USA, 560 p.

- Murshed, S.M.S. and Nieto de Castro, C.A., 2016, "Conduction and convection heat transfer characteristics of ethylene glycol based nanofluids - a review", *Applied Energy*, Vol. 184, pp. 681-695.
- Murshed, S.M.S. and Estellé, P., 2017, "A state of the art review on viscosity of nanofluids", *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 76, pp. 1134-1152.
- Oliveira, L.R., Silva, A.C.A., Dantas, N.O. and Bandarra Filho, A.P., 2017, "Thermophysical properties of TiO₂-PVA/water nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 115, pp. 795-808.
- Pak, B.C., Choi, S.H., BAEK, B.J. and MASUDA, H., 1994, "A turbulent friction and heat transfer study of dispersed fluids with ultra-micronized metallic particles", *KSME Journal*, Vol. 8, No. 3, pp. 314-324.
- Pande, M. and Bhaskarwar, A.N., 2016, "Nanoparticles: preparation and characterization", Ed. Momentum Press, LLC, New York, USA, 224 p.
- Riazi, H., Murphy, T., Webber, G.B., Atkin, R., Tehrani, S.S.M. and Taylor, R.A., 2016, "Specific heat control of nanofluids: A critical review", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 107, pp. 25-38.
- Salimpour, M.R., 2009, "Heat transfer characteristics of a temperature-dependent-property fluid in shell and coiled tube heat exchanger", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 1190-1195.
- Sukarno, D.H., 2017, "Challenges for nanofluid applications in heat transfer technology", *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 795, p. 1-6.
- Tawfik, M.M., 2017, "Experimental studies of nanofluid thermal conductivity enhancement and applications: a review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 75, pp. 1239-1253.
- Turkevich, J., Stevenson, P.C. and Hillier, J., 1951, "A study of the nucleation and growth processes in the synthesis of colloidal gold", *Discussions of the Faraday Society*, Vol. 11, pp. 55-75.
- Yang, L., Du, K., 2017, "A comprehensive review on heat transfer characteristics of TiO₂ nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 108, pp. 11-31.

11. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

EXPERIMENTS OF HEAT TRANSFER USING GOLD NANOFLUID

Marina Borsuk Fogaça, marina.2012@alunos.utfpr.edu.br¹

Thaís Pirez Alves Ferreira, thaispirez@gmail.com¹

Jhon Jairo Ramirez Behainne, jhon@utfpr.edu.br¹

Sergio Leonardo Gómez, sgomez@uepg.br²

Rozane de Fátima Turchiello, turchiel@utfpr.edu.br¹

¹Federal University of Technology - Paraná – Campus Ponta Grossa

²Ponta Grossa State University

Abstract. *The use of nanofluids in heat transfer processes has shown to be promising, providing advantages over conventional fluids. In this sense, experiments were carried out in a shell and helically coiled tube heat exchanger (TCCTH), using water as cold fluid and gold nanofluid as hot fluid. In order to optimize future experiments, preliminary experimental results obtained on the workbench were analyzed following the linear and quadratic statistical models, with the volumetric flow rate of the nanofluid being the controllable variable. The analysis indicated that the quadratic model best fits the data collected in relation to linear model, in terms of the determination coefficient of the statistical model (R^2), test F and graphic of the residuals.*

Keywords: *Gold nanofluid, Heat transfer, Shell and helically coiled tube heat exchanger, Statistical model.*