

9º CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM PETRÓLEO E GÁS



9º CONGRESSO
Brasileiro de P&D em
PETRÓLEO E GÁS

Maceió, AL
de 09 a 11 de novembro
2017

Realização:



ABPG
ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE P&D EM
PETRÓLEO E GÁS



TÍTULO DO TRABALHO:

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO COM ÓLEOS NÃO-NEWTONIANOS

AUTORES:

Felipe de Lima Matos; Ricardo de Andrade Medronho; Tânia Suaiden Klein

INSTITUIÇÃO:

Departamento de Engenharia Química, Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro

Este Trabalho foi preparado para apresentação no 8º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás - 9º PDPETRO, realizado pela Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás - ABPG, no período de 09 a 11 de novembro de 2017, em Maceió/AL. Esse Trabalho foi selecionado pelo Comitê Científico do evento para apresentação, seguindo as informações contidas no documento submetido pelo(s) autor(es). O conteúdo do Trabalho, como apresentado, não foi revisado pela ABPG. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões da Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás. O(s) autor(es) tem conhecimento e aprovação de que este Trabalho seja publicado nos Anais do 9º PDPETRO.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO COM ÓLEOS NÃO-NEWTONIANOS

Abstract

Processing and transportation of heavy and extra-heavy oils, which are commonly non-newtonian, are becoming important in the oil industry due to the growing reserves of this type of oil is. The main technique used for viscosity reduction for transportation and processing is heating the oil in heat exchangers, especially the shell-and-tube type. In this work, simulations using Computational Fluid Dynamics (CFD) have been carried out to study the heat transfer in the exchanger, using high viscosity non-newtonian oils. Qualitative and quantitative studies have been performed in order to analyze the behavior of the exchanger when newtonian and non-newtonian oils are considered. The results have been compared and correction factors have been proposed to adjust results obtained with HTRI, which always assumes that the fluid is Newtonian, to a non-newtonian fluid. Correlations have also been obtained for the main performance parameters of the equipment, such as heat transfer coefficient, temperature and pressure variation, depending on the parameters used to model viscosity, such as shear rate and temperature. The study shows that the use of traditional heat exchanger design correlations, in most cases, overpredict the heat exchanger size. The reason is because they do not consider the stratification of the highly viscous fluid and their non-newtonian characteristics.

Introdução

Um dos grandes desafios avistados pela indústria de óleo e gás nos próximos anos é o transporte e processamento dos chamados óleos pesados e extrapesados, caracterizados por viscosidades muito acima dos óleos mais leves (PALOU et al., 2010). Várias metodologias que visam melhorar a fluidez desse tipo de óleo são empregadas pela indústria, como a criação de emulsões óleo-água, a mistura com óleos leves e a elevação da temperatura do óleo. Todas essas tecnologias têm como objetivo final diminuir a viscosidade efetiva do fluido a pontos em que ele possa ser transportado economicamente e processado nas refinarias.

Dentre as soluções citadas, a elevação da temperatura do óleo se mostra como a técnica mais robusta, sendo utilizada em diversos tipos de óleos. Para viabilizar a troca térmica para esses fluidos, são utilizados na maioria das vezes trocadores de calor. Dentre as diversas configurações de trocadores, o tipo mais utilizado pela indústria é sem dúvida o casco e tubo (THULUKKANAM, 2013). O projeto do trocador de calor casco e tubo depende de vários parâmetros, entre eles as especificações de processo, a geometria de seus internos e o fluido utilizado nos tubos e no casco.

Além da elevada viscosidade apresentada pelos óleos pesados e extrapesados, uma característica apresentada por muitos deles é de não seguir a lei de viscosidade de Newton, sendo classificados então como fluidos não-newtonianos (GHANNAM e ESMAIL, 2006; HASSAN et al., 2010; RONNNINGSEN, 1992). Essa característica, que tem influência direta no desempenho dos trocadores de calor, não é normalmente levada em consideração no projeto do equipamento. Não existe, até o momento, literatura que aprofunde o entendimento de como o comportamento não-newtoniano do fluido afeta os parâmetros de desempenho de um trocador do tipo casco e tubo.

Uma ferramenta que pode ajudar no entendimento do escoamento no trocador, e, consequentemente, na avaliação do desempenho do equipamento, é a Fluidodinâmica Computacional (CFD). Essa ferramenta já é utilizada nas mais diferentes áreas da indústria e fora dela também. A CFD proporciona informações do fenômeno estudado através da resolução, por meio computacional, das equações de balanço de massa, momento e energia. Com isso, é possível obter as variáveis de interesse

não só na saída do equipamento, mas também ao longo de todo o domínio simulado, limitando-se apenas ao grau de resolução desejado.

Este trabalho visa combinar os conhecimentos de reologia de fluidos não-newtonianos, projetos de trocadores de calor e simulação computacional com o objetivo de entender esse problema multidisciplinar, no intuito de ajudar a indústria a se preparar para os desafios futuros.

Dessa forma, este trabalho analisa o desempenho de um trocador de calor casco e tubo quando submetido a serviços com óleos pesados e extrapesados, cujas principais características são sua alta viscosidade e seu comportamento não-Newtoniano para dada faixa de condições de operação. As principais diferenças qualitativas entre o escoamento no casco do trocador de fluidos newtonianos e não-newtonianos são identificadas. Além disso, avalia-se o quanto varia a performance de um trocador casco e tubo caso seja levado em consideração o fato de o fluido no casco ser não-newtoniano

Metodologia

A metodologia de trabalho se dividiu em duas partes. A primeira se concentra na validação do modelo em CFD, comparando os resultados obtidos nessas simulações com os resultados obtidos através de um programa utilizado para projeto de trocadores de calor, o HTRI®.

Na primeira parte, as simulações foram então efetuadas utilizando inicialmente água, e posteriormente o óleo do artigo de Ghannam e Esmail (2006), considerando em ambos os casos o fluido com comportamento newtoniano, i.e., sua viscosidade μ não é função de sua taxa de cisalhamento ou do tempo. Os seguintes parâmetros de performance foram extraídos das simulações em CFD: (1) Temperatura média na saída do casco (T_{cs}) e variação da temperatura média entre entrada e saída do casco (ΔT_c); (2) Perda de carga no casco (ΔP_c); (3) Taxa de cisalhamento média no casco (γ_c); (4) Coeficiente médio de troca térmica no casco (h_c); (5) Número de Nusselt médio no casco (Nu_c).

Na segunda etapa do estudo, os óleos utilizados na simulação foram baseados nos artigos de Ronningsen (1992) e de Hassan *et al* (2010). As simulações seguiram um planejamento experimental de Delineamento Composto Central Rotacional (DCCR) visando observar as variações nos parâmetros de performance quando se considera o comportamento não-newtoniano do fluido. A equação de viscosidade utilizada seguiu o modelo de Lei de Potência multiplicada pela equação de Arrhenius de dependência da temperatura, conforme disponível no programa Fluent (ANSYS, 2012).

$$\mu = c \cdot \dot{\gamma}^{n-1} \cdot \exp \left[\alpha \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_\alpha} \right) \right] = f(T, \gamma)$$

em que c é a constante de proporcionalidade, γ é a taxa de cisalhamento do fluido, n é o índice da lei de potência e T_α é a temperatura de referência na qual a parte exponencial se anula, escolhida como 25°C.

A última etapa da análise de parâmetros foi a comparação das simulações em CFD, que agora consideram as características não-newtonianas do óleo, com simulações via HTRI, que desconsidera o comportamento não-newtoniano, para se encontrar fatores de correção para os principais parâmetros de performance do equipamento. Para cada simulação em CFD do planejamento, foi realizada uma simulação equivalente em HTRI. De modo a tentar simular um fluido não-newtoniano no HTRI, duas metodologias de cálculo do perfil de viscosidade foram utilizadas. Na primeira, o valor da viscosidade média calculada em CFD foi inserido nas simulações HTRI correspondentes. Na segunda, o valor de taxa de cisalhamento médio no casco (γ_c) foi calculado e inserido na equação da viscosidade para se obter um perfil de viscosidade em função apenas da temperatura, como no caso newtoniano. Utilizando a metodologia de Análise de Variância (ANOVA), a razão dos parâmetros de performance

yCFD / yHTRI foi equacionada utilizando o software Design Xpert da Stat-Ease por uma função dos parâmetros do fluido c , n e α para a obtenção do fator de correção CFD/HTRI:

$$\frac{Y_{CFD}}{Y_{HTRI}} = f(c, n, \alpha)$$

A Figura 1 apresenta o fluxograma simplificado da metodologia utilizada no trabalho:

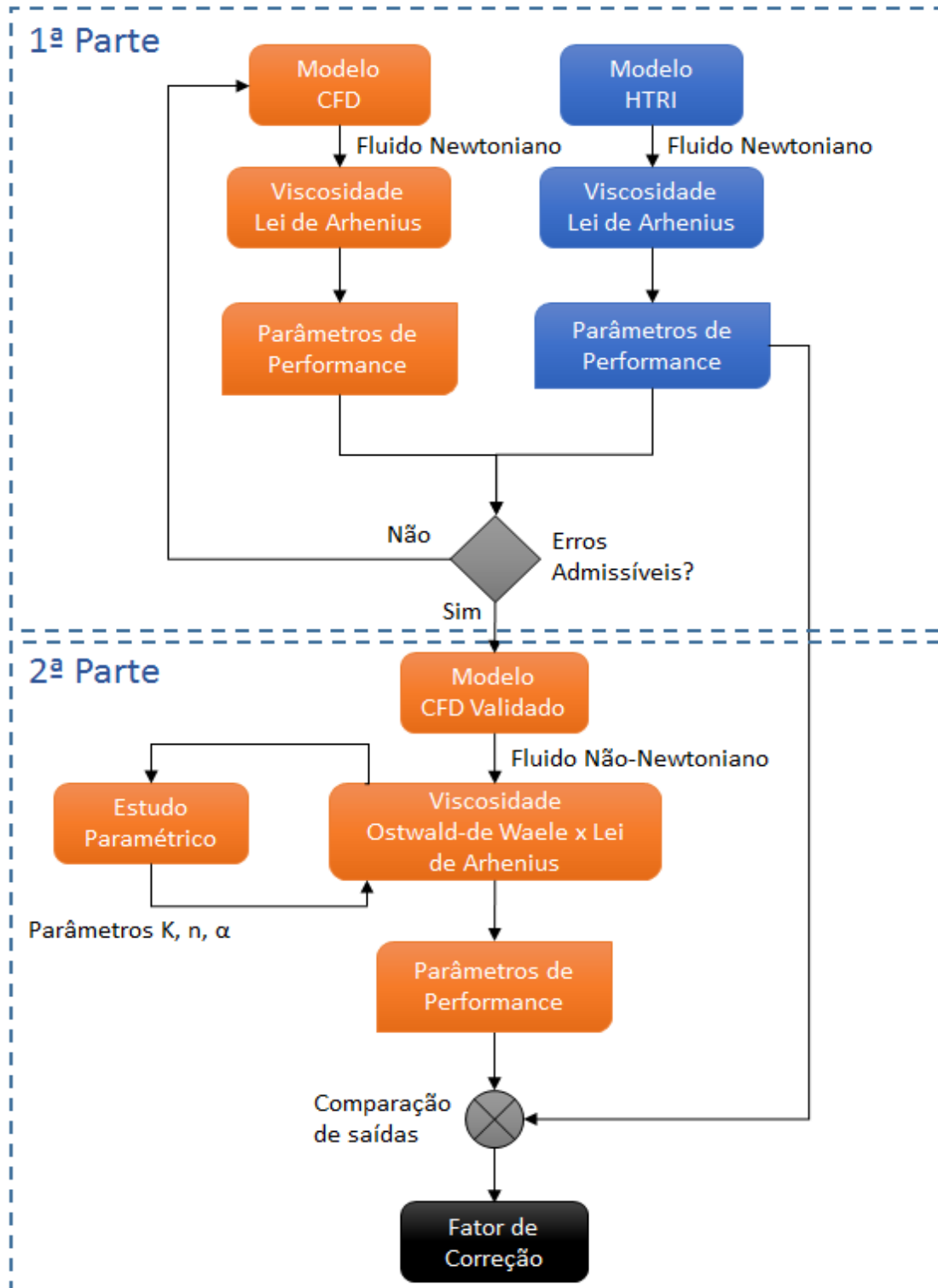


Figura 1: Fluxograma de metodologia do trabalho.

Resultados e Discussão

1ª Parte: Validação do modelo CFD considerando fluido newtoniano

Nestas simulações, empregou-se um Reynolds baixo para manter a característica do escoamento laminar semelhante a que ocorre com os óleos pesados. Para a simulação inicial com água passando pelo casco, a diferença entre as temperaturas de saída do casco (T_{cs}) entre CFD e HTRI foi inferior a 2%. Quando o fluido escoando no casco foi alterado para o óleo de Ghannam e Esmail (2006), para o mesmo Reynolds do escoamento anterior, a diferença entre as temperaturas de saída do casco subiram para 31,6%. Neste caso, o HTRI apresentava uma temperatura de saída maior que a simulação em CFD. Analisando o campo vetorial colorido por temperatura da Figuras 2, observou-se que, para fluidos pouco viscosos (como a água) a temperatura encontra-se praticamente homogênea nos planos perpendiculares ao trocador. Na Figura 3, o mesmo campo de temperatura, agora para um fluido viscoso (como os óleos pesados), apresenta estratificações de temperatura ao longo de todo trocador, principalmente próximo ao bocal de saída. Dessa forma, as simulações indicam que a abordagem em CFD consegue capturar os fenômenos de estratificação em fluidos muito viscosos, e que a simulação via HTRI não seria válida para escoamentos de baixo valor de Reynolds e alta viscosidade.

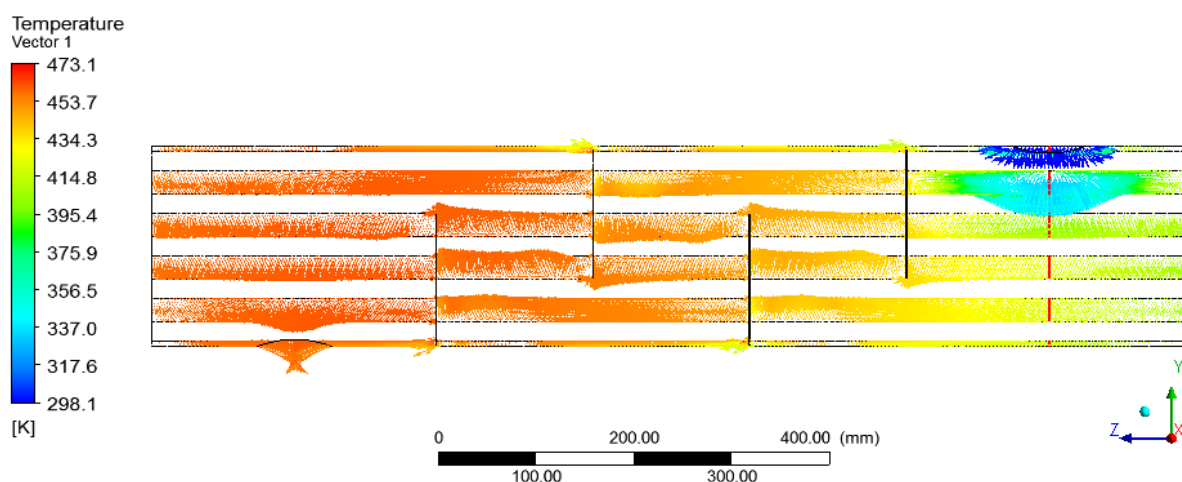


Figura 2: Campo vetorial de velocidade colorido por temperatura para a simulação com água.

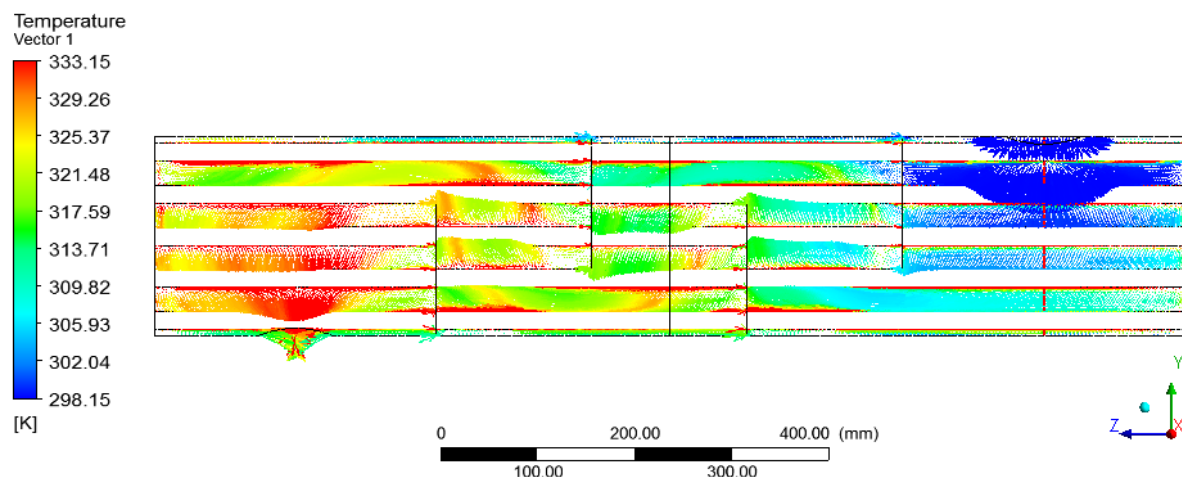


Figura 3: Campo vetorial de velocidade colorido por temperatura para a simulação com óleo.

2ª Parte: Análise qualitativa e quantitativa considerando fluido não-newtoniano

O campo vetorial de velocidades da Figura 4 mostra que as regiões de maior velocidade no casco estão na entrada e nas folgas entre chicana e casco. Estas correntes são normalmente denominadas de

correntes de fuga do tipo E, segundo o modelo de correntes de Tinker. A magnitude dos vetores mostra que as velocidades dessas correntes de fuga têm um valor consideravelmente maior que as da corrente principal que percorre o casco.

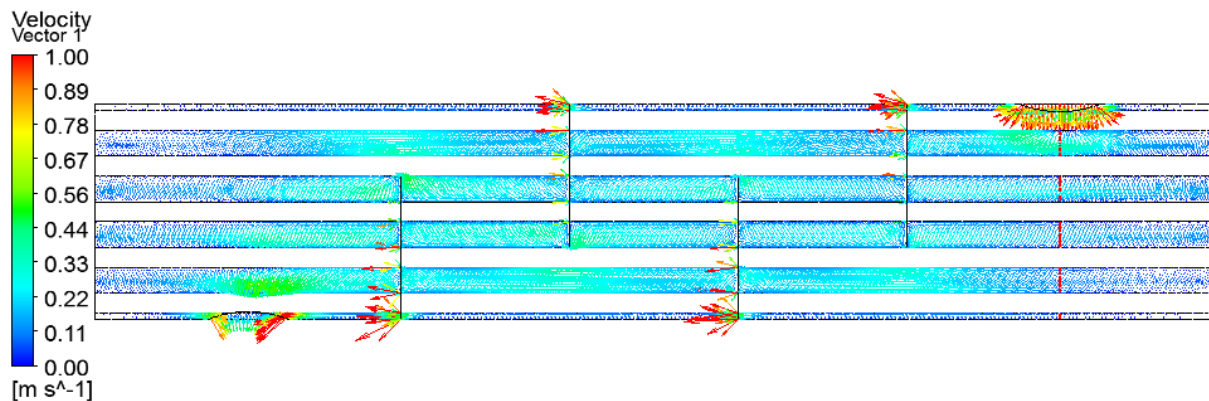


Figura 4: Campo vetorial de velocidades no plano paralelo ao escoamento de fluido não-newtoniano.

A Figura 5(a) mostra o campo escalar de velocidades no plano transversal ao casco na altura do bocal de saída do trocador. Observa-se, nesse plano, velocidades relativamente altas na região entre o diâmetro do feixe de tubos e o casco, caracterizando a corrente de fuga do tipo C de Tinker. O efeito das correntes de fuga C e E na temperatura pode ser observado no perfil de temperatura da seção de saída do trocador na Figura 5(b); as regiões externas ao feixe de tubos praticamente não são aquecidas, e como o escoamento não consegue homogeneizar as estratificações que ocorrem, a saída do trocador tem um alto gradiente de temperatura.

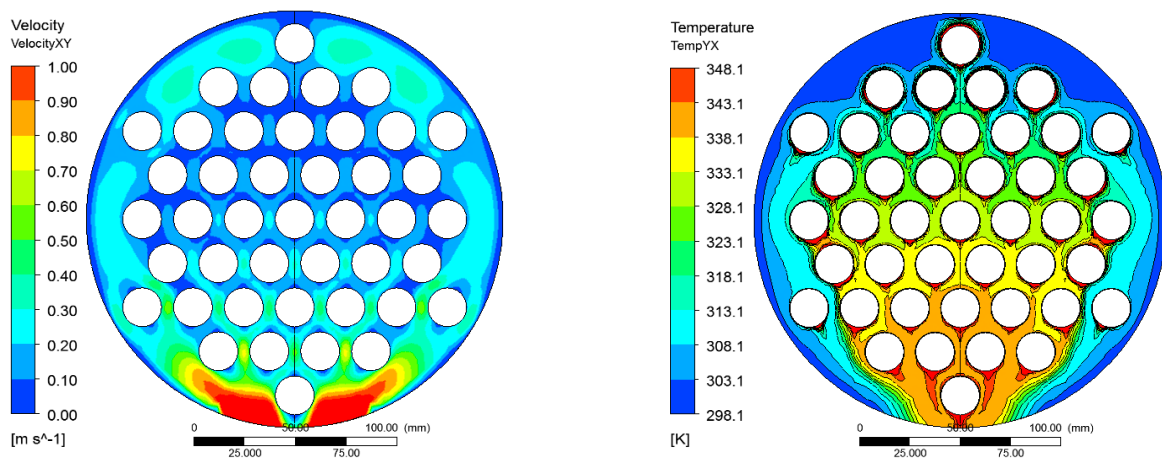


Figura 5: Campos escalares no plano perpendicular na altura do bocal de saída do trocador de (a) velocidades e (b) temperaturas obtidos com o escoamento do fluido não-newtoniano.

A Figura 6 mostra o campo de temperaturas ao longo do trocador. É possível observar regiões de temperaturas na zona de saída (após a última chicana) de 38,5°C (311,6K) até acima de 70°C (343,1K). Essa estratificação é um dos principais motivos que fazem com que modelos como os empregados no HTRI não tenham a exatidão desejada na modelagem de fluidos muito viscosos, pois o modelo não consegue captar a heterogeneidade do escoamento.

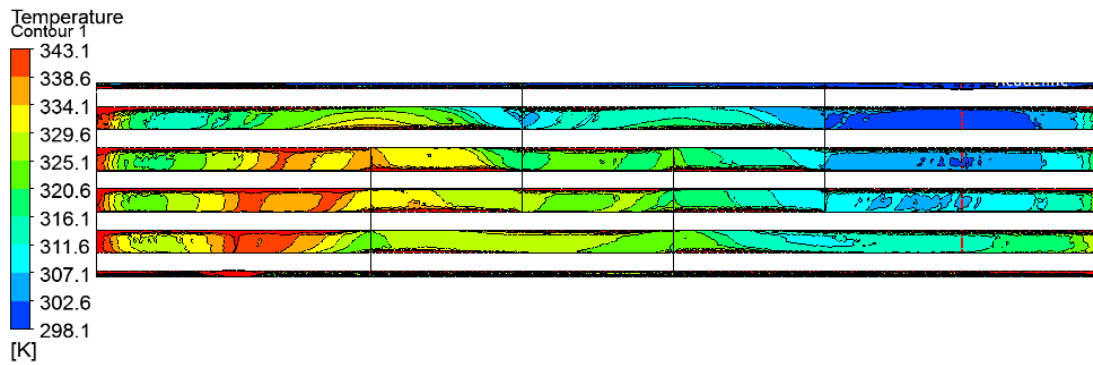


Figura 6: Campo de temperaturas no plano paralelo ao escoamento obtido no escoamento do fluido não-newtoniano.

A Figura 7 mostra a variação da viscosidade à medida que se afasta da parede do tubo de raio r_0 . Observa-se que a viscosidade do seio do fluido é reduzida em mais de 10 vezes em relação à próxima da parede. Portanto, fatores de correção entre a viscosidade na parede e no seio precisam ser levados em consideração para a determinação do coeficiente de transferência de calor.

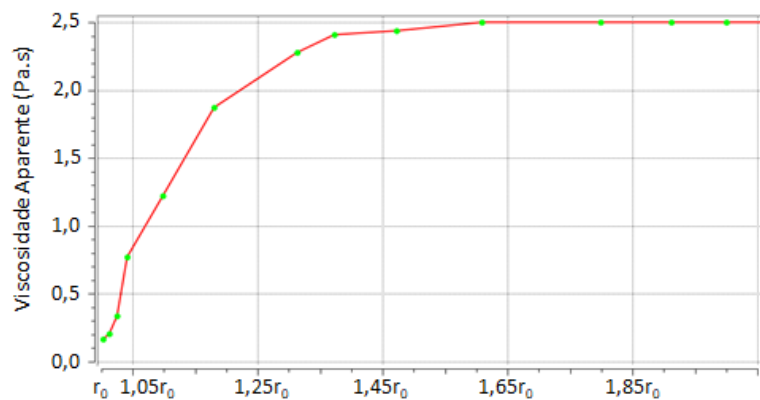


Figura 7: Viscosidade ao longo de uma linha radial ao tubo.

As correlações resultantes da ANOVA sobre o planejamento experimental estão descritas nas equações abaixo em termos de seus fatores n , c e α :

$$h_c = 446,9 - 307,3n - 0,96c + 0,096\alpha$$

$$\Delta T_c = 14,4 - 5,78n + 3,33 \cdot 10^{-3}\alpha$$

$$\Delta P_c = -20,76 + 96,1n + 0,38c + 1,44 \cdot 10^{-3}\alpha + 124,38n^2 - 0,031n\alpha$$

Os fatores de correção entre CFD e HTRI para o ΔT_c e para o ΔP_c foram calculados através da ANOVA resultando nas equações abaixo em termos dos mesmos fatores n , c e α . Estão apresentados os fatores de correção para a abordagem de viscosidade média constante no HTRI (μ_{med}) e de taxa de cisalhamento médio constante no HTRI (γ_{med}):

$$Y_{1,\mu_{med}} = \frac{\Delta T_{c,CFD}}{\Delta T_{c,HTRI}} = 1,26 - 0,42n - 2,79 \cdot 10^{-4}\alpha$$

$$Y_{2,\mu_{med}} = \frac{\Delta P_{c,CFD}}{\Delta P_{c,HTRI}} = -0,28 + 1,61n + 5,57 \cdot 10^{-3}c + 2,62 \cdot 10^{-5}\alpha + 1,97n^2 - 5,02 \cdot 10^{-4}n\alpha$$

$$Y_{1,\gamma_{med}} = \frac{\Delta T_{c,CFD}}{\Delta T_{c,HTRI}} = 1,12 - 0,54n - 1,79 \cdot 10^{-3}c + 2,34 \cdot 10^{-4}\alpha$$

$$Y_{2,\gamma_{med}} = \frac{\Delta P_{c,CFD}}{\Delta P_{c,HTRI}} = 0,45 + 1,08n - 1,56 \cdot 10^{-4}\alpha$$

A análise das equações de correção entre CFD e HTRI mostram que, em pelo menos 90% da faixa estudada, o HTRI subestima a troca térmica em relação aos resultados em CFD. Já para perda de carga, observa-se que em pelo menos 78% dos casos o HTRI superestima o valor calculado via CFD.

Conclusões

Os resultados mostram que o modelo CFD está compatível com a simulação via HTRI para fluidos menos viscosos como água, mas para fluidos com alta viscosidade, como é o caso dos óleos pesados e extrapesados, foi detectada uma diferença considerável entre as simulações. Uma vez que a modelagem em CFD resolve as equações do movimento e balanço de energia em cada volume de controle, em contrapartida à modelagem via HTRI que calcula os parâmetros de performance através de correlações, as simulações em CFD foram consideradas referência para a obtenção dos valores reais de desempenho do trocador.

Como conclusão geral, observou-se que, para fluido não-newtonianos, as práticas de projeto tradicionais utilizando correlações e correções para o dimensionamento do trocador tendem a superdimensionar o equipamento. Para a maior parte dos casos analisados, o HTRI retornou valores menores de ΔT_c que os previstos via CFD. Isso implica que, para se obter um mesmo ΔT_c definido pelos processos a jusante e a montante do equipamento, o HTRI demandaria uma área de troca térmica maior do que a demandada pela simulação via CFD. Isso implica em trocadores maiores e, portanto, mais caros para as condições operacionais desejadas. Dado que a eficiência energética de equipamentos é um tema cada vez mais discutido na indústria, este resultado traz à tona a necessidade de sempre avaliar os limites de aplicabilidade nas metodologias de dimensionamento de equipamentos.

Referências Bibliográficas

ANSYS, Fluent User's Guide, Release 14.5, p. 495, October 2012.

GHANNAM, M. T.; ESMAIL, N. Flow Enhancement of Medium-Viscosity Crude Oil. *Petroleum Science and Technology*, v. 24, p. 985-999, 2006.

HASSAN, S. W.; GHANNAM, M. T.; ESMAIL, N. Heavy crude oil viscosity reduction and rheology for pipeline transportation. *Fuel*, v. 89, p. 1095-1100, 2010.

HTRI. Why viscosity is important in Heat Transfer. *The Exchanger*, v. 1, p. 9, 2015.

PALOU, R. M. et al. Transportation of heavy and extra-heavy crude oil by pipeline: A review. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, v. 75, p. 274-282, Novembro 2010.

RONNINGSEN, H. P. Rheological behaviour of gelled, waxy North Sea crude oils. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, v. 7, p. 177-213, 1992.

THULUKKANAM, K. *Heat Exchanger Design Handbook*. 2nd. ed. [S.l.]: CRC Press, 2013.