

UNIVERSIDADE SANTA CECÍLIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CAIO DE MOURA SILVA

**AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS E NÃO-
NEWTONIANOS EM TANQUE COM IMPULSOR NAVAL E CHICANA TUBULAR
VERTICAL**

SANTOS/SP
2024

CAIO DE MOURA SILVA

**AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS E NÃO-
NEWTONIANOS EM TANQUE COM IMPULSOR NAVAL E CHICANA TUBULAR
VERTICAL**

Dissertação apresentada à Universidade Santa Cecília como parte dos requisitos para obtenção de título de mestre no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, sob orientação de: Prof. Dr. Vitor da Silva Rosa.

SANTOS/SP

2024

536.25
S579a

Silva, Caio Moura.

Aquecimento e resfriamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em tanque com impulsor naval e chicana tubular vertical / Caio Moura Silva.

2024.

54 f.

Orientador: Dr. Vitor da Silva Rosa.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Santa Cecília, Programa de pós-graduação em Mestrado profissionalizante em engenharia mecânica, Santos, SP, 2024.

I. Rosa, Vitor da Silva. II. Aquecimento e resfriamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em tanque com impulsor naval e chicana tubular vertical.

AUTORIZAÇÃO DE REPRODUÇÃO

Autorizo a reprodução parcial ou total deste trabalho, por qualquer que seja o processo, exclusivamente para fins acadêmicos e científicos.

DEDICATÓRIA

Dedico aos meus pais, Neuma Sousa De Moura e Nelson Da Silva, a minha irmã Gleice De Moura Silva, a minha esposa Heline Beatriz Moura, por terem sempre me apoiado e a Deus por me conceder saúde ao longo desses anos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço,

Agradeço ao professor Dr. Vitor da Silva Rosa pela orientação, apoio e parceria ao longo desta jornada.

Ao professor Dr. Deovaldo de Moraes Júnior pelo auxílio e apoio.

Aos técnicos de laboratório Volnei de Lemos, Álvaro Luiz Moreira Conrado e Irineu Penha da Ressureição pela colaboração na montagem, manutenção e assistência da unidade experimental no desenvolvimento da pesquisa.

À secretaria de pós graduação *Stricto Sensu* nas pessoas de Sandra Helena Aparecida de Araújo e Imaculada Scorza pelo acolhimento, paciência e a dedicada atenção de sempre em nossas solicitações.

À Universidade Santa Cecília – UNISANTA pela possibilidade e oferta do programa de mestrado na área de atuação e de meu interesse, assim como toda a estrutura física das dependências, salas de aulas, bibliotecas e laboratórios de ensino.

Para tudo há uma ocasião certa; há um tempo certo para cada propósito debaixo do céu.

(Eclesiastes 3:1)

RESUMO

A literatura atual apresenta lacunas no estudo da troca térmica em tanques agitados operando com fluidos Newtonianos e não-Newtonianos e configurações específicas, como a utilização de chicanas tubulares verticais e impulsores marítimos. Este trabalho teve como objetivo principal desenvolver e validar um modelo semiempírico abrangente, capaz de prever o número de Nusselt durante as operações de aquecimento e resfriamento nesses sistemas, considerando tanto o regime laminar quanto o turbulento. A pesquisa experimental foi realizada em um tanque de 50 litros, com isolamento térmico e equipado com chicanas tubulares verticais e impulsor marítimo, utilizando água e solução aquosa de glicerol como meios de trabalho. Os ensaios foram conduzidos em batelada, avaliando o desempenho térmico em diferentes condições operacionais. Os dados obtidos foram ajustados por meio de regressões estatísticas, resultando em equações de Nusselt com coeficientes de determinação ajustados entre 0,85 e 0,88, cobrindo números de Reynolds de 10 a 60.000 e números de Prandtl na faixa de 5 a 2.000. A análise comparativa entre aquecimento e resfriamento demonstrou que o modelo único representa adequadamente ambos os processos, incorporando de forma implícita as transições entre regimes de escoamento. Além disso, a comparação com modelos consagrados na literatura evidenciou o desempenho superior do impulsor marítimo em relação a impulsores axiais e radiais, apresentando coeficientes de transferência de calor até 25% maiores em regimes turbulentos, com consumo de potência moderado. Essas características tornam o impulsor marítimo uma alternativa eficiente para aplicações que exigem elevada eficiência térmica e versatilidade operacional. Por fim, o modelo proposto mostrou-se adequado para aplicação em condições laboratoriais, com grande potencial para validação em escalas industriais. Os resultados obtidos incentivam a realização de estudos futuros envolvendo fluidos com propriedades reológicas mais complexas, alterações geométricas em impulsores, bem como o uso de simulação computacional para ampliar as possibilidades de aplicação do modelo.

Palavras-Chave: transferência de calor; tanques agitados; impulsor marítimo; fluidos não-Newtonianos; modelo semiempírico.

ABSTRACT

The current literature reveals gaps in the study of heat transfer in agitated tanks operating with Newtonian and non-Newtonian fluids and specific configurations, such as the use of vertical tubular baffles and maritime impellers. This work aimed to develop and validate a comprehensive semi-empirical model capable of predicting the Nusselt number during heating and cooling operations in such systems, considering both laminar and turbulent flow regimes. The experimental research was conducted in a 50-liter tank with thermal insulation, equipped with vertical tubular baffles and a maritime impeller, using water and aqueous glycerol solutions as working fluids. The experiments were performed in batch mode, evaluating thermal performance under different operational conditions. The data obtained were adjusted using statistical regressions, resulting in Nusselt equations with adjusted determination coefficients between 0.85 and 0.88, covering Reynolds numbers from 10 to 60,000 and Prandtl numbers in the range of 5 to 2,000. The comparative analysis between heating and cooling demonstrated that the unified model adequately represents both processes, implicitly incorporating transitions between flow regimes. Additionally, the comparison with established models in the literature highlighted the superior performance of the maritime impeller compared to axial and radial impellers, achieving up to 25% higher heat transfer coefficients in turbulent regimes with moderate power consumption. These characteristics make the maritime impeller an efficient alternative for applications requiring high thermal efficiency and operational versatility. Finally, the proposed model proved suitable for application in laboratory conditions, with significant potential for validation at industrial scales. The results encourage future studies involving fluids with more complex rheological properties, geometric variations in impellers, as well as the use of computational simulation to expand the model's applicability.

Key Words: heat transfer; agitated tanks; maritime impeller; non-Newtonian fluids; semi-empirical model.

Lista de Figuras

Figura 1 - Unidade experimental.....	27
Figura 2 - O tanque de agitação com capacidade de 50 litros; 2. a chicana tubular vertical; 3. os termopares; 4. o eixo do impulsor mecânico; 5. o motor elétrico; 6. o rotâmetro; 7. a válvula esfera; 8. o reoferedor; 9. o banho térmico; 10. o tanque reservatório de água; 11. a bomba centrífuga para o transporte da água para as chicanas; 12. a bomba centrífuga para o transporte da água do reservatório para o banho térmico; 13. o painel de controle da bancada; 14. o painel de controle do banho térmico; e 15. o painel de leitura dos termopares compõem os principais elementos do sistema.	27
Figura 3 – Tanque com volume útil de 50 litros.....	28
Figura 4 - Chicana tubular vertical de cobre	29
Figura 5- Impulsor naval com 4 pás	29
Figura 6 - Banho termostático	30
Figura 7 – Termopar	30
Figura 8 – Reologia das soluções não-Newtonianas a 30°C	31
Figura 9- Discretização do coeficiente U – Ensaio 12 – Aquecimento – 300 rpm - CMC 0,75%	38
Figura 10 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 32 – Resfriamento – 300 rpm - CMC 0,5%.....	38
Figura 11 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 29 - água – 700 rpm - resfriamento	39
Figura 12 - Valores experimentais e previstos pela Equação 38 – aquecimento	45
Figura 13 - Valores experimentais e previstos pela Equação 39 – resfriamento	45
Figura 14 – Comparação entre as operações de aquecimento e resfriamento	46
Figura 15 – Modelo único para operação de aquecimento e resfriamento.....	48
Figura 16 – Comparação com outros impulsores	49

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Parâmetros dimensionais do tanque – chicana tubular vertical.....	30
Tabela 2 – Propriedades físicas dos líquidos Newtonianos a 30°C [33]	31
Tabela 3 – Índices da lei das potências para as soluções não-newtonianas em várias temperaturas obtidas experimentalmente no reômetro.....	32
Tabela 4– Propriedades físicas das soluções não-newtonianas [34]	32
Tabela 5 – Planejamento experimental	34
Tabela 6 – Valores médios do coeficiente U– aquecimento	40
Tabela 7 – Valores médios do coeficiente U – resfriamento	40
Tabela 8 – Análise da regressão não linear e ANOVA – aquecimento	44
Tabela 9– Análise da regressão não linear e ANOVA – resfriamento	44
Tabela 10 – Análise da regressão não linear e ANOVA – modelo único	47

Lista de símbolos

A	Área de troca térmica (m^2)
A_i	Área superficial interna do trocador de calor (m^2)
A_o	Área superficial externa do trocador de calor (m^2)
C_p	Calor específico do líquido em agitação (J/kgK)
C_{ph}	Calor específico do líquido de aquecimento (J/kgK)
D_t	Diâmetro do tanque (m)
D_a	Diâmetro do impulsor mecânico (m)
D_D	Diâmetro do disco do Rushton Turbine (m)
D_i	Diâmetro interno do tubo da chicana tubular vertical (m)
D_e	Diâmetro externo do tubo da chicana tubular vertical (m)
E	Distância do impulsor mecânico ao fundo do tanque (m)
f	Fator de Kai e Shengyao [37]
F	Força medida no braço através do dinamômetro (N)
H	Altura de nível de líquido no tanque (m)
h_i	Coeficiente interno de convecção (W/m^2c)
h_{io}	Coeficiente interno de convecção corrigido (W/m^2C)
h_o	Coeficiente externo de convecção (W/m^2C)
$\bar{h}_o$	Coeficiente externo de convecção médio na batelada (W/m^2C)
J	Largura da chicana tubular vertical (m)
k	Fator de consistência da lei das potências na temperatura bulk ($Pa.s^n$)
k_w	Fator de consistência da lei das potências na temperatura da parede ($Pa.s^n$)
k'	Condutividade térmica do líquido em agitação (W/m^oC)
K	Constante da equação 6
K'	Constante da equação 1
K_s	Constante de Metzner e Otto [8]
L	Comprimento da pá do impulsor mecânico (m)
L'	Comprimento total submerso da chicana tubular vertical (m)
$\dot{m}$	Vazão em massa do líquido de aquecimento (kg/s)
M	Massa de líquido no tanque (kg)
n	Índice de comportamento da lei das potências
N	Rotação do impulsor mecânico (rpm)
U	Coeficiente global de transferência de calor (W/m^2C)
$\bar{U}$	Coeficiente global médio de transferência de calor (W/m^2C)
v	Velocidade média do líquido de aquecimento (m/s)
W	Largura da pá do impulsor mecânico (m)
$\dot{W}$	Trabalho fornecido pelo impulsor mecânico durante a agitação (J/s)

Sumário

1. INTRODUÇÃO	14
2 OBJETIVO	16
2.1 Objetivo geral.....	16
2.2 Objetivos específicos.....	16
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
4 MATERIAIS E MÉTODOS.....	26
4.1) Materiais	26
4.2) Método	32
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	35
5.1 Determinação do coeficiente global de transferência de calor U	35
5.2) Coeficientes de convecção e números adimensionais.....	40
5.3) Determinação dos coeficientes da Equação de Nusselt.....	43
5.4) Comparação com outros modelos da literatura.....	49
6 CONCLUSÃO	51
7 TRABALHOS FUTUROS.....	51
8 Referências Bibliográficas	52

1. INTRODUÇÃO

Muitos processos industriais de agitação e mistura exigem o controle térmico dos fluidos, seja por aquecimento ou resfriamento, o que demanda o uso de superfícies de transferência de calor projetadas para atender às necessidades específicas de cada operação. Entre as soluções mais utilizadas estão as jaquetas, as serpentinas helicoidais, as serpentinas em espiral e as chicanas tubulares verticais. Cada uma dessas tecnologias possui características que influenciam sua escolha e aplicação.

As jaquetas consistem em invólucros externos que envolvem o tanque, criando um espaço onde o fluido térmico (líquido ou gás) circula para transferir calor para o fluido no interior do tanque. Este sistema apresenta vantagens como simplicidade construtiva e facilidade de limpeza, sendo indicado para operações que não demandam altíssima eficiência térmica.

No entanto, sua eficácia é limitada, pois o calor é transferido apenas pela parede do tanque, resultando em aquecimento ou resfriamento desigual do fluido interno. Além disso, tanques de grandes dimensões podem apresentar problemas estruturais ao utilizar jaquetas, como deformações mecânicas. Apesar dessas limitações, as jaquetas continuam amplamente empregadas devido à facilidade de obtenção de dados de projeto na literatura (Rosa et. al, 2020).

As serpentinas helicoidais, formadas por tubos dispostos entre o eixo do impulsor e a parede interna do tanque, oferecem uma solução mais eficiente para transferência de calor. A maior área de contato entre o fluido térmico e o fluido processado aumenta significativamente a eficácia térmica em comparação com as jaquetas.

Essa configuração, porém, apresenta desafios relacionados à limpeza, especialmente em sistemas que manipulam fluidos contendo partículas sólidas ou com alta viscosidade. Ainda assim, a ampla disponibilidade de dados de projeto e sua capacidade de adaptação a diferentes condições de processo tornam as serpentinas helicoidais uma escolha popular em operações industriais (Hafezisefat, Esfahany e Jafari., 2017).

As serpentinas em espiral, geralmente posicionadas no fundo do tanque, são uma solução voltada para o aquecimento de fluidos altamente viscosos, facilitando seu bombeamento em etapas posteriores do processo. Embora eficientes em

aplicações específicas, essas serpentinas apresentam limitações, como a concentração de calor no fundo do tanque, que pode levar a uma transferência térmica desigual e prejudicar a homogeneidade da mistura. Outro ponto crítico é a escassez de dados de projeto disponíveis na literatura, dificultando sua aplicação em novos projetos industriais.

Todas essas tecnologias dependem do uso de chicanas junto às paredes dos tanques para evitar a formação de vórtices. Esses vórtices, caracterizados pelo afunilamento do fluido ao redor do impulsor, indicam uma circulação ineficiente e comprometem tanto a mistura quanto a transferência de calor, já que as linhas de corrente permanecem ordenadas e circulares.

As chicanas tubulares verticais oferecem uma solução integrada, proporcionando altas taxas de transferência de calor enquanto eliminam a formação de vórtices devido ao seu design estrutural. Isso dispensa a necessidade de chicanas adicionais junto às paredes do tanque, simplificando o sistema. No entanto, a falta de dados de projeto, especialmente para processos contínuos, é um obstáculo à sua adoção em larga escala.

O desenvolvimento de projetos para essas superfícies de transferência de calor exige uma análise detalhada do consumo de potência do impulsor mecânico, buscando maximizar a eficiência térmica enquanto minimiza o consumo energético. Contudo, a literatura ainda apresenta lacunas significativas em relação ao desempenho energético e térmico de diferentes combinações de impulsores e fluidos, destacando a importância de estudos experimentais para suprir essas deficiências e fornecer subsídios mais robustos para aplicações industriais.

2 OBJETIVO

2.1 Objetivo geral

O trabalho teve por objetivo determinar o modelo semiempírico para o número de Nusselt no aquecimento e resfriamento de fluidos Newtonianos em tanque com impulsor naval e chicana tubular vertical.

2.2 Objetivos específicos

Visando alcançar o objetivo geral do trabalho, teve-se como objetivos específicos:

- a) Determinar o coeficiente global de transferência de calor pelo método transiente,
- b) Obter os coeficientes internos e externos de convecção,
- c) Propor um modelo para previsão do número de Nusselt por regressão múltipla não linear para o aquecimento e resfriamento,
- d) Comparar os modelos obtidos com outros da literatura.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os tanques com agitação e mistura possuem um grande destaque nos processos industriais, devido a sua versatilidade operacional. Na produção de tintas é um equipamento essencial para a homogeneização adequada dos pigmentos precursores de cada tipo de tinta. Diversas reações químicas, como hidrólises, fermentações e alquilações, são realizadas em reatores tipo tanque ou CSTR (Continuous Stirred Tank Reactor), os quais possuem como vantagem a facilidade de construção e limpeza. Os tanques ainda podem ser empregados como unidades de armazenamento em terminais de grãos líquidos, estocando diversos tipos de líquidos como o petróleo, combustíveis, ácido sulfúrico e hidróxido de sódio (Kresta, et. al., 2015).

O projeto de um tanque com agitação consiste basicamente no dimensionamento geométrico da unidade (envolvendo escolha do tipo de tanque e impulsor mecânico) e qual a potência que o motor deve ter para processar a operação (Liang et. al., 2019). A potência requerida pelo motor deve contemplar a parcela de energia fornecida ao impulsor mecânico para a transferência de quantidade de movimento no líquido e a perda por atrito de rolamentos, mancais e bobinas. Tradicionalmente é calculada a potência consumida pelo impulsor mecânico ao agitar o líquido e com um fator de segurança, estima-se a capacidade do motor comercial (Coker, 2007)

No entanto, o cálculo do consumo de potência pelo impulsor não é simples devido a inúmeras variáveis como o tipo do tanque, presença de chicanas, tipo de impulsor mecânico, propriedades de transporte e propriedades físicas do líquido ou da mistura a ser agitada. É mister salientar que em grande parte dos casos, a mistura a ser agitada pode ser constituída por líquidos miscíveis ou imiscíveis, sólidos com líquido (formação de polpas) (Wang, et. al., 2019), dispersão de gases em líquidos (Malik e Pakzad, 2018) e mistura de três fases distintas (sólido, líquido e gás).

Rushton, Costich e Everett (1950) realizaram um trabalho pioneiro na padronização geométrica do tanque e dos seus internos, através de relações padrões, visando obter um menor consumo de potência com uma boa qualidade de mistura na agitação de líquidos Newtonianos. A partir dessas relações, o consumo de potência é

calculado experimentalmente pela modelo semi-empírico do número de potência (Equação 1).

$$N_p = K' Re^\alpha Fr^\beta \quad (1)$$

Apesar das relações propostas por Rushton, Costich e Everett (1950) datarem de 74 anos atrás, as mesmas são empregadas atualmente, visto a facilidade de padronizar os inúmeros tipos de tanques empregados industrialmente. Note que a constante e os expoentes da Equação 1 são determinados experimentalmente em função do tipo de tanque, tipo de impulsor e reologia do líquido ou da mistura (Newtoniano e não-Newtoniano).

Na agitação e mistura de líquidos não-Newtonianos há a dificuldade no cálculo do número de Reynolds, devido ao mesmo depender da viscosidade aparente. Fenomenologicamente, a viscosidade aparente (η) é resultado da relação não-linear entre a tensão e a taxa de cisalhamento.

A não-linearidade entre os parâmetros supracitados é resolvida pela escolha de um modelo reológico adequado. Um dos modelos amplamente empregados é o modelo da lei das potências (Equação 2), sendo útil para líquidos dilatantes e pseudoplásticos, o qual apresenta boa concordância com os dados experimentais obtidos em viscosímetros e reômetros com taxas de cisalhamento entre 10 s^{-1} a 1000 s^{-1} (Chhabra e Richardson, 2012). O emprego da lei das potências depende apenas da determinação de dois parâmetros que dependem do tipo de substância e da temperatura. Os mesmos são obtidos experimentalmente em viscosímetros e reômetros.

$$\tau = k(\nabla \vec{v})^n \quad (2)$$

No caso de líquidos Newtonianos não é necessário conhecer a expressão para a taxa de cisalhamento, uma vez que a viscosidade é praticamente constante. Com líquidos não-Newtonianos, a taxa de cisalhamento deixa de ser constante e passa a depender do escoamento gerado durante a agitação e a mistura. Mas a geometria de um tanque, do impulsor mecânico e das chicanas impossibilita uma solução analítica da equação da quantidade de movimento.

Metzner e Otto (1957) definiram uma taxa de cisalhamento média, que representa todas as variações dessa propriedade em qualquer ponto do líquido, a qual é diretamente proporcional a variação da rotação do impulsor mecânico (Equação 3). No entanto, essa definição é válida apenas para líquidos pseudoplásticos.

$$\nabla \vec{V}_{average} = K_s N \quad (3)$$

Em impulsores tipo turbina Rushton, a constante K_s assume o valor de 11,5, enquanto com o impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°, o valor da constante é de 10,0. Assim como o trabalho de Rushton, Costich e Everett (1950), a proposta de Metzner e Otto foram os pilares da hidrodinâmica de agitação e mistura que são empregados até os dias de hoje.

Tradicionalmente, a relação entre o número de potência e o número de Reynolds é fornecida graficamente devido as regiões do escoamento laminar, transição e turbulento serem descontínuas e bem pronunciadas. O número de Froude possui influência significativa no número de potência em sistemas operando com vórtices, o que é pouco comum industrialmente nas operações de agitação e mistura, devido a presença das chicanas.

Calderbank e Moo-Young (1961) apresentaram uma relação entre a taxa de cisalhamento e a rotação do impulsor mecânico semelhante a proposta de Metzner e Otto (1950). No entanto, nesse trabalho foi inserido o efeito do índice de comportamento (n), ou seja, da própria reologia.

Na prática, a influência da reologia na variação da taxa de cisalhamento média é pouco significativa com o emprego de líquidos pseudoplásticos, tornando-se pronunciado com líquidos dilatantes. Nesse artigo, os autores também forneceram as curvas do número de potência em tanques equipados com impulsores turbinas, propellers, padles e âncora. A validade do número de Reynolds está entre 1 e 1000.

Tanguy, Thibault e Brito de la Fuente (1996) investigaram o conceito estabelecido por Metzner e Otto para a relação entre a taxa de cisalhamento e a rotação do impulsor mecânico na determinação do consumo de potência de impulsor tipo âncora na agitação de líquidos não-Newtonianos. Observaram que a constante K_s varia ligeiramente com o índice de comportamento na agitação com o impulsor tipo âncora, conforme apresentado na Equação 4.

$$K_s = 21,3 + 5,8n \quad (4)$$

Entretanto, em termos práticos de projeto, essa variação é desprezível, de modo que para líquidos pseudoplásticos o valor de K_s é 25 ± 2 e para líquidos dilatantes, o valor de K_s é 30 ± 2 .

O estudo de agitação e mistura com aeração também é de grande relevância, uma vez que é necessário quantificar qual o consumo de potência da mistura em agitação durante a introdução do gás. Como exemplo, tem-se as operações de flotação, hidrogenação e fermentações. Malik e Pakzad (2018) avaliaram o efeito do tipo de impulsor mecânico, rotação e vazão de gás no consumo de potência e tempo de mistura na aeração de líquidos pseudoplásticos em tanques com agitação. A análise dos resultados foi delineada estatisticamente por superfícies de respostas.

Uma grande dificuldade no projeto de tanques industriais de grandes dimensões está na confiabilidade das equações fornecidas na literatura, uma vez que na maioria dos trabalhos, os experimentos são conduzidos em escala de bancada.

Por serem tanques de pequeno diâmetro, nem sempre no tanque de grande escala o fenômeno ocorre como observado no laboratório. Por essa razão, diversos trabalhos experimentais, como o proposto por Petricek et. al.(2019), tem sido executado com tanques de diâmetros distintos, a fim de tentar obter relações para scale-up.

Outros autores como Mitsuishi e Nobuyuki (1969), Nienow e Miles (1971), Shamlou (1985), Masiuki e Lacki (1993), Foucault, Ascanio e Tanguy (2005), Youcefi e Youcefi (2015) apresentaram expressões para o número de potência em diversas condições de tanques e impulsores mecânicos na agitação e mistura de líquidos não-Newtonianos.

Em muitos processos é necessária uma etapa de aquecimento ou resfriamento. Em tanques operando como reatores geralmente são empregados trocadores de calor para remover energia, no caso de reações exotérmicas, ou fornecer energia, no caso de reações endotérmicas.

Em processos de diluição, com o aumento da temperatura, a homogeneização torna-se mais rápida, assim como em tanques armazenadores de óleos pesados, um breve aquecimento de uma porção de líquido, possibilita o seu transporte por bombeamento.

Assim como o consumo de potência, a determinação da área de troca de calor de uma dada superfície torna-se importante. Os trocadores de calor empregados em tanques são denominados de jaqueta, serpentinas helicoidais, serpentinas em espiral e chicanas tubulares verticais (Rosa e Moraes Júnior, 2017; 2019).

A transferência de calor ocorrente em tanques possui um longo período de transigência, o que impede de utilizar as clássicas equações de projeto de trocadores de calor. Nessa situação é necessário obter expressões deduzidas diretamente a partir da primeira lei da termodinâmica.

Com os líquidos não-Newtonianos é necessário adicionar uma parcela referente a dissipação viscosa provocada pelo atrito com o líquido durante a rotação do impulsor mecânico. O cálculo é fundamentado na obtenção do coeficiente global de transferência de calor (U), o qual depende, principalmente, da convecção (Equação 5).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (5)$$

O coeficiente h_i é referente ao líquido escoando no interior do trocador de calor e, geralmente, é um líquido Newtoniano. Rosa et. al. (2017) apresentam uma revisão sobre diversas expressões para o coeficiente h_i com jaquetas, serpentinas e chicanas tubulares verticais com o emprego de líquidos Newtonianos.

O coeficiente h_o , assim como o consumo de potência pelo impulsor mecânico, depende da geometria do tanque, tipo de impulsor mecânico e propriedades físicas e de transporte da mistura em agitação. Devido a essa situação é impraticável uma solução analítica da equação da energia visando obter uma expressão para o supracitado coeficiente. O modelo semi-empírico de Nusselt, baseado nos adimensionais Reynolds, Prandtl e número de viscosidade fornecem o cálculo do coeficiente externo de convecção (Equação 6).

$$Nu = KRe^a Pr^b \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^c \quad (6)$$

Os números adimensionais presentes na equação de Nusselt dependem do modelo reológico escolhido, o que pode aumentar de modo exponencial a dificuldade

de uso da respectiva equação. No entanto, a escolha da equação de Nusselt é realizada inicialmente selecionando o tipo de trocador de calor adequado ao processo.

Comumente, empregam-se as jaquetas em tanques com agitação devido a sua construção ser simples e pela facilidade da limpeza (Nassar e Mehrotra, 2011). Porém, é necessário colocar chicanas junto as paredes a fim de melhorar a qualidade da mistura e a eficiência da troca térmica. M

Mesmo assim, trabalhos como o de Carreau, Charest e Corneille (1966), Hagedorn e Salamone (1967) e Martone e Sandall (1971) avaliaram experimentalmente a equação de Nusselt para diferentes tipos de jaquetas e a sua influência na agitação de líquidos Newtonianos e não-Newtonianos.

No trabalho de Hafazisefat, Esfahany e Jafari (2017) foi estudado experimentalmente e por fluidodinâmica computacional o emprego de nanofluidos como fluido térmico percorrendo o interior de jaquetas e trocando calor com soluções de glicerina e água em agitação no tanque.

As serpentinas helicoidais também são empregadas industrialmente e apresentam uma maior eficiência térmica em relação as jaquetas apesar de uma maior dificuldade de limpeza. O trabalho de Seth e Stahel (1969) apresenta uma grande revisão da literatura da época sobre a transferência de calor com líquidos Newtonianos em tanques equipados com serpentina helicoidais.

No campo dos líquidos não-Newtonianos, Skelland e Dimmick (1969) realizaram um estudo de grande importância na agitação e transferência de calor com líquidos não-Newtonianos em tanque equipado com serpentina helicoidal e impulsor propeller. Nesse estudo, os autores utilizaram o conceito da viscosidade diferencial, apresentada por Carreau, Charest e Corneille (1966), a qual trata da constância da viscosidade aparente em grandes taxas de cisalhamento (provocada por elevadas rotações do impulsor mecânico).

Pimenta e Campos (2013) avaliaram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor na agitação de líquidos Newtonianos e não-Newtonianos em escoamento laminar com o uso de serpentina helicoidal. Uma particularidade no uso de serpentinas helicoidais ocorre com a formação de um escoamento secundário que é formado em torno do tubo, o que potencializa a qualidade da mistura.

Esse fenômeno é denominado de efeito Dean. Os autores apresentam uma correlação generalizada para o número de Nusselt, com os líquidos não-Newtonianos,

em função do número de Dean e do número de Peclet, e em função do número de Weissenberg, com um erro de aproximadamente 30%.

Ressalta-se que o número de Weissenberg foi empregado para levar em conta a relaxação dos líquidos não-Newtonianos empregados, os quais apresentaram características viscoelásticas.

No trabalho de Stefan, Hindges e Schultz (2017) foi estudado a influência da posição do impulsor mecânico na transferência de calor provida por uma serpentina helicoidal na agitação de líquidos Newtonianos através de uma simulação por fluidodinâmica computacional, a qual foi validada experimentalmente.

Nota-se desde o ano de 2000 um largo crescimento na utilização da fluidodinâmica computacional para prever o campo de temperaturas e os coeficientes de convecção em tanques com agitação e mistura. A vantagem de se trabalhar com simulações é a diminuição significativa dos experimentos, no entanto, a validação experimental dos resultados obtidos na simulação é fundamental.

Montante et. al. (2011) empregaram modelos clássicos de turbulência como o $K-\varepsilon$ e $K-\omega$ para estudar a hidrodinâmica da agitação de líquidos Newtonianos e líquidos pseudoplásticos em tanque equipado com impulsor contendo múltiplos estágios visando obter expressões para o tempo de mistura.

Javed, Mahmud e Zhu (2006) empregaram simulações numéricas para determinar o campo de escoamento de líquidos Newtonianos em tanque provido por turbina Rushton e sem chicanas. Os autores verificaram os modelos obtidos com experimentos de traçadores na condição de batelada em tanque e observaram que as simulações obtiveram um bom ajuste com os dados experimentais.

Pakzad et. al. (2013) estudaram o efeito do consumo de potência, do campo de velocidades e do tipo de impulsor mecânico no tempo de mistura na agitação de líquidos pseudoplásticos por fluidodinâmica computacional. As simulações foram validadas experimentalmente empregando um ultrasonic Doppler velocimetry a fim de medir os campos vetoriais de partículas refletoras para rastrear o tempo de mistura experimental.

Wang et. al. (2019) empregaram seis modelos de turbulência (SST model, standard $K-\omega$, standard $K-\varepsilon$, Reynolds stress model, realizable $K-\varepsilon$ and RNG $k-\varepsilon$ para investigar a hidrodinâmica e o consumo de potência na agitação de líquidos pseudoplásticos em tanques equipados com um propeller impeller colocado na lateral do tanque.

Porém, ainda há superfícies de troca térmica, como a serpentina em espiral e a chicana tubular vertical, que possuem poucas informações experimentais na literatura e bem menos ainda envolvendo simulações computacionais.

A serpentina em espiral geralmente é colocada no fundo do tanque, e por este motivo é intuitivo o emprego de impulsores do tipo axial. No trabalho de Rosa et. al. (2017), os autores investigaram o aquecimento de soluções Newtonianas em tanque equipado com serpentina em espiral.

Os resultados foram expressos através da equação de Nusselt para os impulsores turbina Rushton e axial com 4 pás inclinadas a 45°. Esse estudo foi conduzido em regime contínuo e nele foi comprovado a elevada eficiência do impulsor axial no aquecimento quando comparado com o impulsor radial.

Por fim, a chicana tubular vertical é um trocador de calor que possui como vantagem a eliminação de vórtices (geralmente indicadores de uma mistura ineficiente) além da própria troca de calor. Esse trocador de calor vem sendo estudado desde os anos 1940, tendo o seu pioneirismo dado por Rushton, Lichtmann e Mahony (1948).

Nesse estudo foram obtidas, experimentalmente, equações explícitas no coeficiente h_o em função do número de Reynolds para turbinas com 4 pás e 6 pás no aquecimento e resfriamento de água. As equações obtidas pelos autores são práticas do ponto de vista de projetos, entretanto, são restritas pois só podem ser empregadas com água.

Havas, Deák e Sawinsky (1983) apresentaram a equação de Nusselt na agitação e aquecimento de água e óleos minerais em tanque equipado com chicanas tubulares verticais e uma turbina Rushton com 6 pás planas. Nesse trabalho os autores incluíram o efeito da relação (D_a/D_t) na variação do número de Nusselt, onde foi comprovado que o aumento do diâmetro do impulsor favorece a turbulência do sistema, aumentando o coeficiente h_o .

Rosa et. al. (2013) avaliaram o aquecimento de líquidos Newtonianos com o uso de impulsor axial com pás inclinadas e chicana tubular vertical, apresentando um modelo de Nusselt válido para regime contínuo com Reynolds na faixa de 6000 a 90000, na região de plena turbulência.

Rosa et. al. (2014) repetiram o mesmo estudo de 2013, porém com uma turbina Rushton e comparando os resultados, os autores constataram que impulsores do tipo

radial favorecem a turbulência do sistema quando comparados com impulsores do tipo axial, aumentando a eficiência da transferência de calor.

Entretanto, com a agitação de líquidos não-Newtonianos há apenas o trabalho de Kai e Shengyao (1989), no qual foi estudada a transferência de calor com chicanas tubulares verticais na agitação de líquidos não-Newtonianos.

Os autores propõem uma nova relação entre a taxa de cisalhamento e a rotação do impulsor mecânico (Equação 7) baseado em uma análise teórica da relação entre o torque gerado pelo movimento do impulsor e a variação da viscosidade aparente do líquido.

$$\nabla \vec{V}_{average} = 0.4^{(n-1/n)} N^{[2-f(2-n)](n-1/n)} \quad (7)$$

O fator f da Equação 7 é definido como uma função do número de Reynolds generalizado (Re_g), conforme a Equação 8.

$$f = \exp(-0.00705 Re_g) \quad (8)$$

Na Equação 9 está apresentado o modelo para o cálculo do coeficiente h_o com o uso de uma turbina Rushton de 6 pás planas e chicanas tubulares verticais. O modelo também contempla o efeito do ângulo da pá na variação no número de Nusselt. A Equação 9 é válida para Reynolds entre 25 e 6310 e líquidos pseudoplásticos.

$$Nu = 1,19(Re'')^{0.67}(Pr'')^{0.33} \left(\frac{k}{k_w} \right)^{0.17} \left(\frac{\sum n_b n_n W \sin \pi}{H} \right)^{0.528} \quad (9)$$

Rosa et al. (2020) investigaram o aquecimento de fluidos newtonianos e pseudoplásticos em tanques de 10 e 50 litros, utilizando dois tipos de impulsores: axial, com 4 pás inclinadas a 45°, e radial, do tipo turbina com 6 pás planas.

Os resultados mostraram que, para números de Reynolds em torno de 10000, houve uma descontinuidade no número de Nusselt, indicando a transição do regime laminar para o regime turbulento. As correlações para o número de Nusselt foram descritas em duas faixas distintas de Reynolds: a Equação 10, válida para Reynolds entre 26 e 10000, e a Equação 11, para Reynolds entre 10000 e 420000.

Ambas as equações são aplicáveis a fluidos com índice de comportamento n variando entre 0,46 e 1,0. O cálculo do número de Reynolds seguiu a formulação proposta por Metzner e Otto.

$$Nu = 0,38(Re_{MO})^{0,71}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (10)$$

$$Nu = 2,42(Re_{MO})^{0,54}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (11)$$

Nas equações 12 e 13 tem-se o número de Nusselt com o uso do impulsor radial com 6 pás planas para faixa de Reynolds de 20 a 10000 e de 10000 a 400000, respectivamente.

$$Nu = 0,23(Re_{MO})^{0,86}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (12)$$

$$Nu = 2,51(Re_{MO})^{0,56}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (13)$$

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1) Materiais

Os fluidos utilizados no tanque com agitação foram: a) Solução aquosa de carboximetilcelulose sódica com concentrações mássicas de 0,5% e 0,75%; b) Solução aquosa de sacarose com concentração mássica de 20% e 50% e c) Água destilada. Como fluido quente foi utilizada água destilada.

Apresenta-se na Figura 1 a unidade experimental no laboratório de operações Unitárias da Universidade Santa Cecília – Localizada em Santos/SP, e na Figura 22, o fluxograma da unidade experimental.

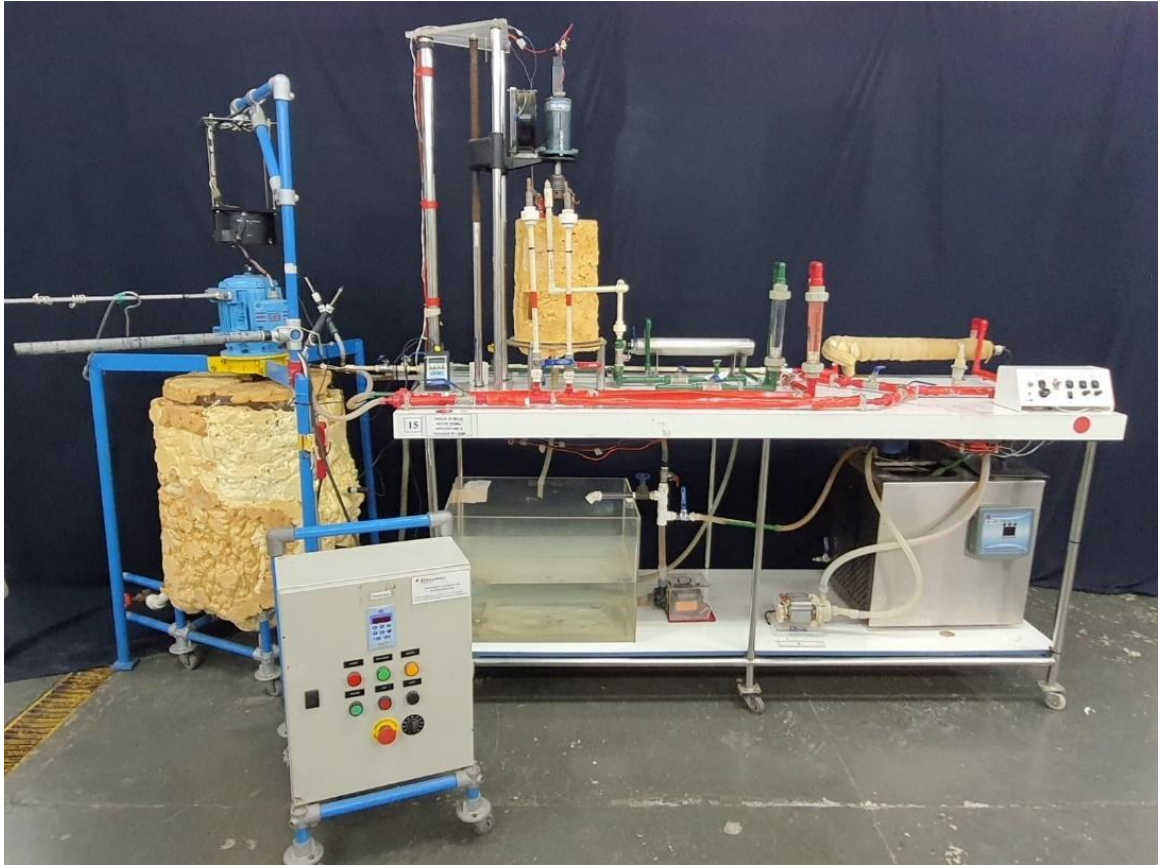


Figura 1 - Unidade experimental

O fluxograma apresentado na Figura 2 descreve a unidade experimental, composta por um tanque de 50 litros de volume útil e uma chicana tubular vertical. Para minimizar perturbações no escoamento durante a agitação, foram instalados apenas dois termopares no tanque, posicionados conforme indicado no ponto 3 da Figura 2.

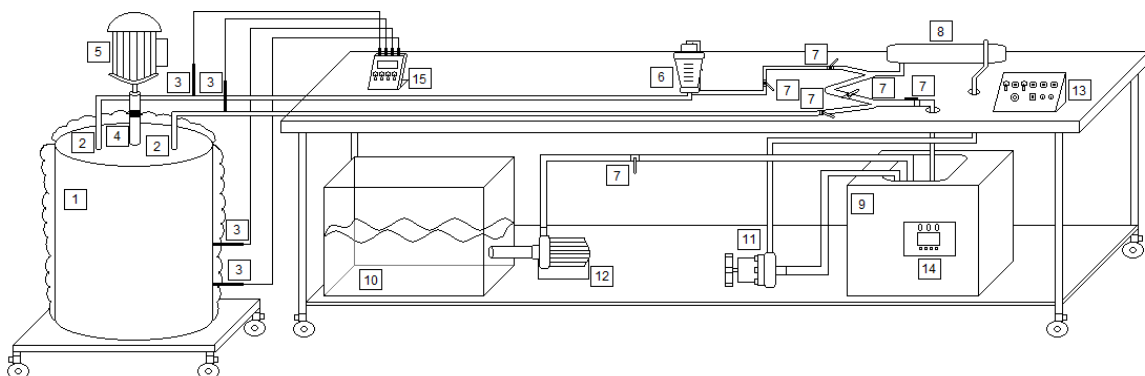


Figura 2 - O tanque de agitação com capacidade de 50 litros; 2. a chicana tubular vertical; 3. os termopares; 4. o eixo do impulsor mecânico; 5. o motor elétrico; 6. o rotâmetro; 7. a válvula esfera; 8. o refrigerador; 9. o banho térmico; 10. o tanque reservatório de água; 11. a bomba centrífuga para o transporte da água para as chicanas; 12. a bomba centrífuga para o transporte da água do reservatório para o banho térmico; 13. o painel de controle da bancada; 14. o painel de controle do banho térmico; e 15. o painel de leitura dos termopares compõem os principais elementos do sistema.

Na Figura 3 apresenta-se em detalhes o tanque com volume útil de 50 litros, confeccionado em acrílico transparente. O tanque foi revestido por um isolante térmico de poliuretano.



Figura 3 – Tanque com volume útil de 50 litros

Na Figura 4 está apresentada a chicana tubular vertical de cobre que foi utilizada no tanque com volume de 50 litros. Cada chicana tubular vertical utilizada possui 4 bancos de tubos, organizados de forma diametralmente oposta entre si, contendo 3 tubos conectados cada um.



Figura 4 - Chicana tubular vertical de cobre

Na Figura 5 está apresentado o impulsor naval empregado no experimento.



Figura 5- Impulsor naval com 3 pás

Na Figura 6 está disposto o banho termostático com controle Proporcional Integral e Derivativo (PID) para ajuste fino da temperatura do fluido nos ensaios de aquecimento e resfriamento.



Figura 6 - Banho termostático

Os termopares (Figura 7) utilizados foram do tipo J ferro Constantan com predição de temperaturas na faixa de 0°C a 760°C, com um erro de 0,5% de precisão da leitura.



Figura 7 – Termopar

Pode-se observar na Tabela 1 os valores dos parâmetros dimensionais para o tanque utilizando a chicana tubular vertical.

Tabela 1 – Parâmetros dimensionais do tanque – chicana tubular vertical

Parâmetros	Tanque 50 L Dimensão (mm)	Relações dimensionais
Dt	400,00	$Dt/Dt = 1,0$
H	400,00	$Dt/H = 1,0$
Da	130,00	$Da = Dt/3$
J	40,00	$J = Dt /10$
E	130,00	$E = Da$
Di	11,25	-----
De	12,60	-----

No estudo foram empregados líquidos Newtonianos e não-Newtonianos, os quais foram aquecidos e agitados em batelada nos dois tanques.

Como líquidos Newtonianos, utilizou-se água e soluções aquosas de sacarose com concentrações em massa de 20% e 50%.

Esses líquidos foram escolhidos devido ao seu baixo custo e estabilidade mediante a grande variação de temperatura durante os experimentos. Porém, o objetivo principal foi visando o estudo na região de transição e turbulência.

Na Tabela 2 estão apresentadas as propriedades físicas (massa específica, calor específico a pressão constante, condutividade térmica e viscosidade dinâmica) para os três líquidos supracitados na temperatura de 30°C.

Os líquidos não-Newtonianos empregados foram soluções aquosas de carboximetilcelulose (CMC) em duas concentrações mássicas: 0,5% e 0,75%. Os parâmetros reológicos das soluções foram determinados experimentalmente em um reômetro modelo DV-III da marca Brookfield.

Tabela 2 – Propriedades físicas dos líquidos Newtonianos a 30°C (Green, M. Z. Southard, 2018)

Propriedade física	Água	Sol. Sacarose 20%	Sol. Sacarose 50%
ρ (kg/m ³)	987,76	1078,13	1234,10
C_p (J/kgK)	4188,93	3637,10	2815,01
k' (W/m°C)	0,67	0,47	0,45
μ (Pa.s)	0,00068	0,0016	0,0214

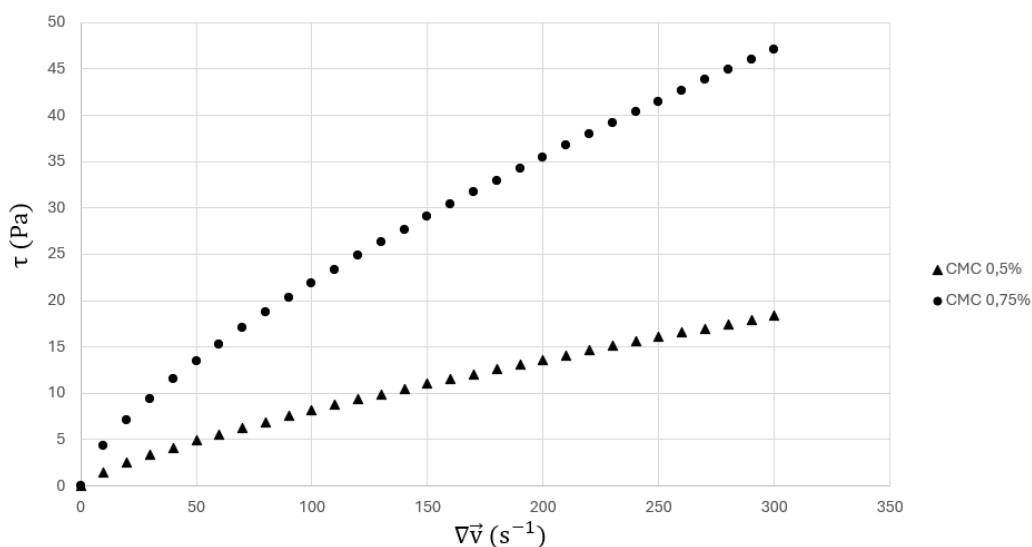


Figura 8 – Reologia das soluções não-Newtonianas a 30°C

Na Figura 8 estão apresentadas as curvas obtidas da relação entre a tensão e a taxa de cisalhamento para cada uma das soluções, na temperatura de 30°C, a partir dos resultados experimentais.

A partir das curvas apresentadas na Figura 8, concluiu-se que as quatro soluções não-Newtonianas possuem características de líquidos pseudoplásticos, de modo, que a relação entre a tensão e a taxa de cisalhamento pode ser ajustada pelo modelo da lei das potências (Equação 2).

Repetiu-se os experimentos nas temperaturas de 37°C e 45°C, uma vez a temperatura máxima alcançada pelos líquidos Newtonianos e não-Newtonianos durante o aquecimento foi 45°C. Na Tabela 3 estão apresentados os parâmetros do modelo da lei das potências, obtidos por regressão não-linear dos resultados experimentais, para as quatro soluções empregadas.

Tabela 3 – Índices da lei das potências para as soluções não-newtonianas em várias temperaturas obtidas experimentalmente no reômetro.

T (°C)	CMC 0,5%		CMC 0,75%	
	K (Pa.s ⁿ)	n	K (Pa.s ⁿ)	n
30	0,27	0,74	0,87	0,70
37	0,21	0,73	0,68	0,69
45	0,16	0,77	0,56	0,73

Na Tabela 4 estão ilustradas as demais propriedades físicas (massa específica, calor específico e condutividade térmica) para as soluções de CMC.

Tabela 4– Propriedades físicas das soluções não-newtonianas (Gulke, Immergut e Brandrup, 1999)

Fluido	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg°C)	k' (W/m°C)	Faixa de temperatura (°C)
CMC 0,5%	1000	4212	0,602	25 – 60
CMC 0,75%	1005	4396	0,613	25 – 60

4.2) Método

Inicialmente, conectaram-se o banho termostático, o inversor de frequência e o refervedor às tomadas. O banho termostático foi acionado para manter a temperatura da água constante e garantir sua circulação pelo sistema. Após isso, o sistema foi

configurado para reciclar a água entre o refeedor e o banho termostático, com o set point ajustado para 62°C.

O refeedor foi ativado para complementar o aquecimento da água, reduzindo variações térmicas, enquanto o inversor de frequência controlava a rotação do motor do sistema. A adequação da rotação foi aferida com o uso de um tacômetro.

Quando a água atingiu a temperatura definida, o sistema foi configurado para iniciar o processo de aquecimento do fluido. A vazão foi ajustada para 1,5 L/min utilizando um rotâmetro. Nesse momento, a água quente começou a circular pelas chicanas, transferindo calor para o fluido no tanque.

Com o fluido aquecido a 30°C, as temperaturas foram monitoradas regularmente em três pontos: na entrada e saída das chicanas e no interior do tanque. As medições foram realizadas a cada minuto até que a temperatura do fluido atingisse 45°C.

Após o término do experimento, o aquecimento foi mantido até 46°C para preparar o sistema para a próxima etapa de resfriamento. Em seguida, o refeedor foi desligado, e o sistema foi ajustado para o procedimento seguinte.

O resfriamento iniciou com o fluido no tanque a 46°C. Primeiramente, a água aquecida foi descartada do sistema sem circular pelas chicanas, enquanto o banho termostático foi ajustado para um novo set point de 20°C. Durante esse processo, foi utilizada uma bomba para transportar água do tanque pulmão ao banho termostático, com gelo adicionado ao tanque pulmão para acelerar o resfriamento.

Com o banho termostático atingindo a temperatura desejada, o sistema foi reconfigurado para que a água resfriada circulasse pelas chicanas, permitindo a troca térmica com o fluido no tanque. A vazão foi novamente ajustada para 1,5 L/min com o auxílio do rotâmetro. Quando o fluido do tanque começou a se resfriar e atingiu 45°C, as temperaturas foram monitoradas em três pontos, seguindo o mesmo procedimento adotado na etapa de aquecimento.

O resfriamento continuou até que o fluido alcançasse 30°C, encerrando o experimento. Após o término do resfriamento, todos os equipamentos foram desligados, e o sistema foi fechado para concluir o procedimento. Os dados coletados nos ensaios foram analisados em quatro etapas principais:

- 1) Determinação do coeficiente global de transmissão de calor (U) pelo método transiente.

- 2) Cálculo dos coeficientes de convecção e números adimensionais (Nusselt, Prandtl e Reynolds).
- 3) Análise de regressão para obtenção dos parâmetros da equação de Nusselt.
- 4) Comparação da eficiência de aquecimento na agitação entre diferentes impulsos mecânicos e superfícies de transferência de calor.

Na tabela 5 está apresentado o planejamento experimental dos ensaios de aquecimento e resfriamento.

Tabela 5 – Planejamento experimental

Tanque	Fluido	Ensaio	N (rpm)	Tanque	Fluido	Ensaio	N (rpm)
Aquecimento	Água	1	100	Resfriamento	Água	26	100
		2	300			27	300
		3	500			28	500
		4	700			29	700
		5	800			30	800
	CMC 0,5%	6	100		CMC 0,5%	31	100
		7	300			32	300
		8	500			33	500
		9	700			34	700
		10	800			35	800
	CMC 0,75%	11	100		CMC 0,75%	36	100
		12	300			37	300
		13	500			38	500
		14	700			39	700
		15	800			40	800
	Sac 20%	16	100		Sac 20%	41	100
		17	150			42	150
		18	200			43	200
		19	250			44	250
		20	300			45	300
	Sac 50%	21	100		Sac 50%	46	100
		22	150			47	150
		23	200			48	200
		24	250			49	250
		25	300			50	300

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Determinação do coeficiente global de transferência de calor U

A determinação do coeficiente U foi realizada através da aplicação de um balanço de energia transiente descrito pela primeira lei da termodinâmica (Equação 14) no tanque da unidade experimental (Figura 22).

$$Q_{vc} - W_{vc} + w_e(h_e + v_e^2/2 + gz_e) - w_s(h_s + v_s^2/2 + gz_s) = dE_{vc}/d\theta \quad (14)$$

As seguintes hipóteses foram adotadas: 1) a perda de calor do tanque ao meio externo foi considerada desprezível devido à presença do isolante térmico de Nylon que envolveu ambos os tanques da unidade experimental; 2) as variações de energia cinética e energia potencial não foram consideradas significativas pois, em relação às entalpias, sua contribuição é ínfima e 3) tanque perfeitamente agitado.

Aplicando as hipóteses citadas no balanço de energia, a Equação 14 pode ser reescrita como se apresenta na Equação 15.

$$w_e h_e - w_s h_s - W_{vc} = dE_{vc}/d\theta \quad (15)$$

Por se tratar de uma batelada, apenas o fluido quente cruza as fronteiras do volume de controle e sem mudar de fase, as entalpias podem ser escritas como função do calor específico a pressão constante. Como há apenas uma entrada e saída do fluido quente (em relação a superfície de troca térmica), a vazão em massa pode ser colocada em evidência, conforme a Equação 16.

$$w_h c_{ph}(T_1 - T) - W_{vc} = dE_{vc}/d\theta \quad (16)$$

A derivada na Equação 16 pode representar a variação total da energia em função do tempo no volume de controle, sendo escrita em função da variação da energia interna, da energia cinética e da energia potencial, conforme a Equação 17.

$$\frac{dE_{vc}}{d\theta} = \frac{dU'}{d\theta} + \frac{dE_c}{d\theta} + \frac{dE_p}{d\theta} \quad (17)$$

As derivadas temporais da energia cinética e potencial são desprezíveis conforme a hipótese 2 abordada na descrição do balanço de energia. Dessa forma, a Equação 17 é escrita como função apenas da energia interna específica.

$$\frac{dE_{vc}}{d\theta} = \frac{d(Mu')}{d\theta} \quad (18)$$

Aplicando a regra da cadeia no termo direito da Equação 18, a derivada da variação da massa com o tempo é zero, pois os experimentos foram conduzidos em batelada. Os fluidos estudados são incompressíveis e, por consequência, o calor específico a volume constante é o mesmo que o calor específico a pressão constante, portanto a derivada da energia interna é igual a derivada da entalpia, conforme a Equação 19.

$$\frac{dE_{vc}}{d\theta} = \frac{Mdu'}{d\theta} = \frac{Mdh}{d\theta} \quad (19)$$

O fluido em agitação não possui mudança de fase na faixa estudada de temperatura, dessa forma a variação de entalpia na Equação 19 pode ser escrita em função do calor específico, e incorporando a Equação 19 na Equação 16, tem-se:

$$w_h c_{ph}(T_1 - T) - W_{vc} = M c_{pc} \frac{dt_b}{d\theta} \quad (20)$$

O termo referente a fonte quente ($w_h c_{ph}(T_1 - T)$) da Equação 20 pode ser escrito em função do coeficiente global de transferência de calor, da área de troca térmica e da média logarítmica das diferenças de temperatura (Equação 21).

$$w_h c_{ph}(T_1 - T) = UALMTD \quad (21)$$

Com a hipótese 3 (tanque perfeitamente agitado), a única temperatura que varia no interior do tanque em função do tempo é a chamada temperatura *bulk*. Essa condição é apropriada quando a agitação é suficiente para promover uma homogeneidade de temperaturas em todo o volume de fluido. Dessa forma, a média

logarítmica das diferenças de temperatura deve ser escrita em função dessa temperatura *bulk*, como apresentado na Equação 22.

$$LMTD = (T_1 - T)/[\ln(T_1 - t_b/T - t_b)] \quad (22)$$

Substituindo a Equação 22 na Equação 21 e, por sua vez na Equação 20, tem-se:

$$UA\{(T_1 - T)/[\ln(T_1 - t_b/T - t_b)]\} - W_{vc} = Mc_{pc} \frac{dt_b}{d\theta} \quad (23)$$

O termo referente ao trabalho representa a contribuição de energia ao volume de controle devido a dissipação viscosa ocasionada pelo cisalhamento do impulsor mecânico no fluido em agitação. Esse termo foi desprezado, uma vez a viscosidade das soluções empregadas não é elevada o suficiente para a dissipação viscosa ser significativa.

No caso de fluidos não-Newtonianos, devido as diversas classes que eles podem ter, não é possível afirmar se o coeficiente U irá variar ou não no tempo, o que torna a integração da Equação 23 impossível, pela falta de uma função que relacione o coeficiente U com o tempo.

Como alternativa, optou-se por calcular o coeficiente U através de um método numérico, no qual a Equação 23 foi discretizada em relação as temperaturas e o tempo, e o coeficiente U calculado em intervalos de tempo definidos. A Equação 24 apresenta a discretização da Equação 119.

$$U' = \frac{1}{A(T_1 - T')} [\ln(T_1 - t_b'/T' - t_b')] \left\{ \left[Mc_{pc} \left(\frac{t_b'' - t_b'}{\theta'' - \theta'} \right) \right] + W_{vc} \right\} \quad (24)$$

O uso da Equação 24 implica em arbitrar um intervalo de tempo (passo) para calcular o coeficiente U e que a condição de tanque perfeitamente agitado seja atendida.

Observou-se que a variação entre as temperaturas mensuradas pelos termopares do fluido frio foi inferior a 3,0%, sendo que a variação temporal da temperatura *bulk* foi calculada a partir da média aritmética entre essas temperaturas.

Em relação ao tamanho do passo temporal na discretização, como nos ensaios, o tempo de coleta das temperaturas foi feito a cada 1 minuto, o passo mínimo para a discretização é o tempo em 1 min.

Os passos usados foram de 1 minuto, 2 minutos, 3 minutos e 4 minutos, visto ao grande tempo experimental usado em cada experimento.

Na Figura 9 está apresentada a discretização do ensaio 12 e na Figura 10 a discretização para o ensaio 32, ambos utilizando solução de carboximetilcelulose.

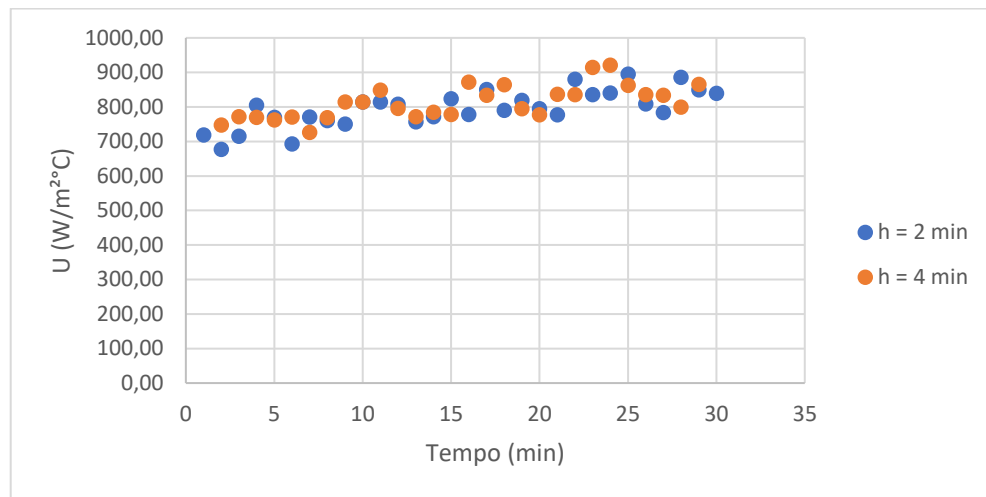


Figura 9- Discretização do coeficiente U – Ensaio 12 – Aquecimento – 300 rpm - CMC 0,75%

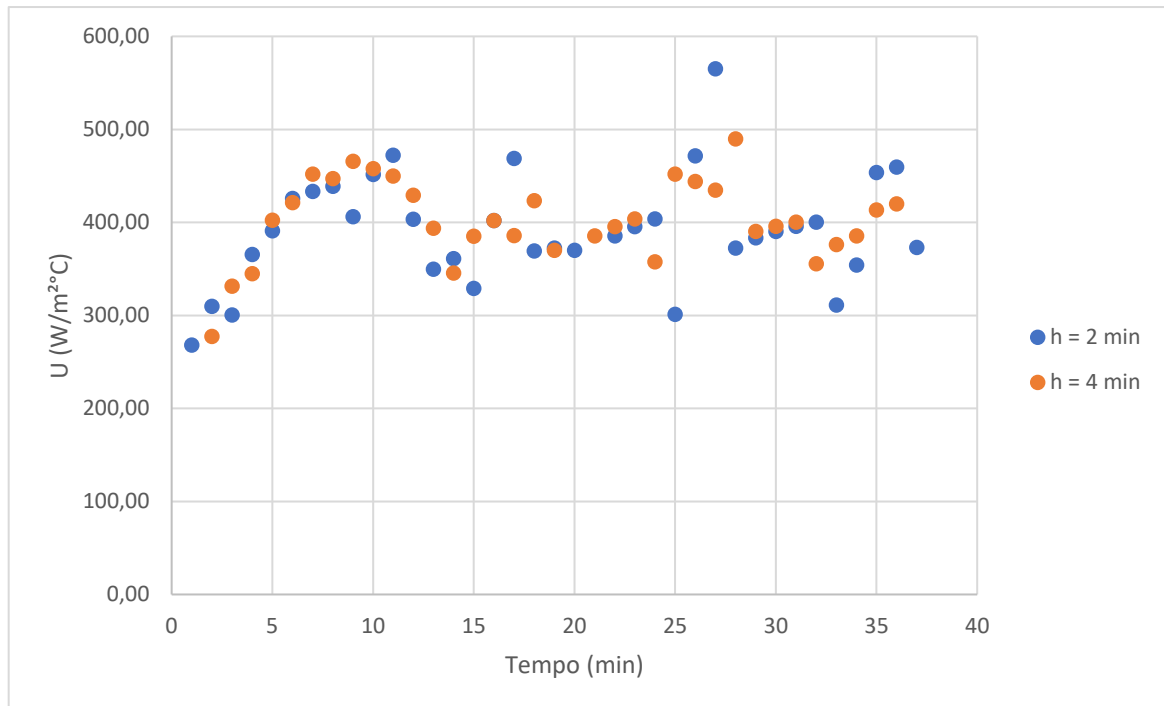


Figura 10 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 32 – Resfriamento – 300 rpm - CMC 0,5%

Observou-se na Figura 9 que o coeficiente U possui menos flutuações com o tamanho de passo 4, e o mesmo foi observado nos ensaios de 6 a 15, para o aquecimento. A partir da Figura 10 também se verificou que o coeficiente U possui variações desprezíveis com o tempo, o que também foi observado nos ensaios 31 a 40.

Conclui-se que os valores do coeficiente U para as soluções aquosas de carboximetilcelulose não apresentaram uma tendência significativa com o tempo, flutuando em torno de um valor médio. Desse modo, nesses ensaios, os valores do coeficiente U em cada ensaio foram calculados a partir da média aritmética.

Em relação aos fluidos Newtonianos utilizados (solução de sacarose e água), os valores previstos do coeficiente U pela discretização da Equação 24 não apresentaram uma variação com o decorrer do tempo. A Figura 11 apresenta a discretização para o ensaio 29.

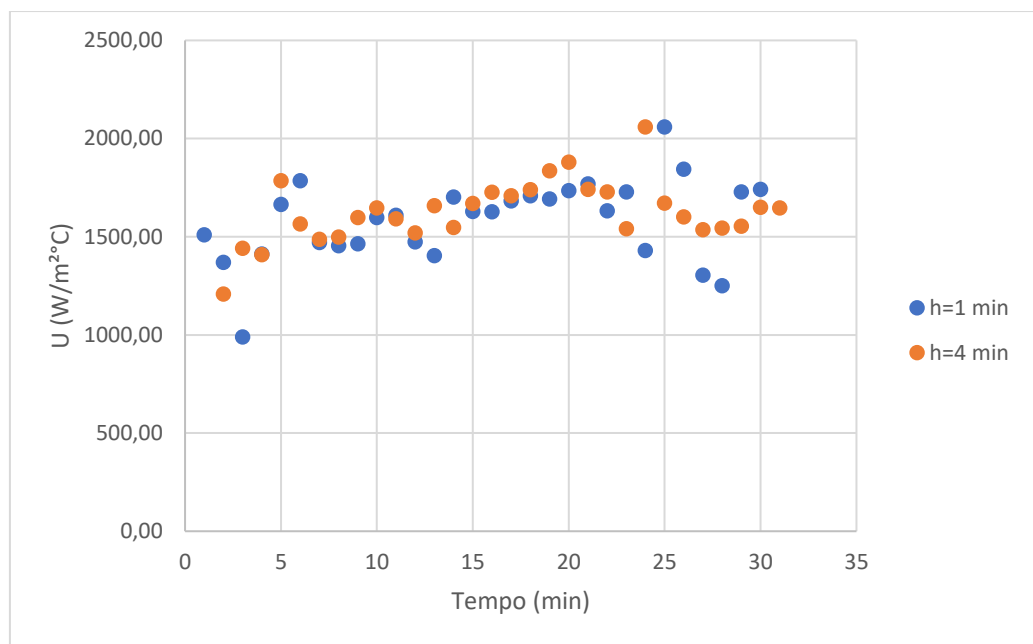


Figura 11 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 29 - água – 700 rpm - resfriamento

A Tabela 6 apresenta os valores médios do coeficiente U calculados para os ensaios de aquecimento e na Tabela 7, os valores de U para os ensaios de resfriamento.

Tabela 6 – Valores médios do coeficiente U– aquecimento

Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)
1	943,43	11	432,33	21	479,84
2	1354,39	12	812,68	22	525,31
3	1393,62	13	1005,24	23	648,17
4	1434,55	14	1038,11	24	707,86
5	2131,06	15	985,54	25	777,98
6	502,22	16	764,87		
7	403,34	17	908,60		
8	879,81	18	902,71		
9	1329,91	19	940,40		
10	1351,29	20	960,11		

Tabela 7 – Valores médios do coeficiente U – resfriamento

Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)
26	828,86	36	386,22	46	343,97
27	1737,50	37	794,02	47	422,48
28	2038,31	38	1014,50	48	488,98
29	1626,42	39	1275,82	49	528,19
30	1584,00	40	1024,67	50	577,98
31	476,19	41	659,99		
32	391,92	42	817,39		
33	854,25	43	791,67		
34	1209,58	44	775,82		
35	1289,94	45	817,04		

5.2) Coeficientes de convecção e números adimensionais

A escolha de uma Equação apropriada para o coeficiente interno de convecção depende do tipo de escoamento (laminar, transição e turbulento) descrito pelo número de Reynolds (Equação 25) e da variação do número de Prandtl (Equação 26), referente as propriedades físicas. Ressaltando que estas propriedades físicas foram todas calculadas na temperatura média da água.

$$Re_i = \frac{D_i v_p}{\mu} \quad (25)$$

$$Pr_i = \frac{c_p \mu}{k'} \quad (26)$$

Observou-se que os valores do número de Reynolds foram todos acima de 4000, caracterizando um escoamento turbulento. Desse modo, a equação escolhida para o cálculo do coeficiente interno de convecção, foi a Equação de Gnielinski (1976), conforme apresentado na equação 27. O fator de atrito empregado na Equação 27 foi o proposto pela Equação 28, o qual é válido para superfícies lisas.

$$Nu_i = \frac{(f/8)(Re_i - 1000)Pr_i}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr_i^{2/3} - 1)} \quad (27)$$

$$f = 0,184Re_i^{-1/5} \quad (28)$$

A transferência de calor ocorre efetivamente na parede externa do tubo da chicana tubular vertical e da serpentina em espiral, sendo necessário calcular o coeficiente interno de convecção em relação a esse diâmetro externo, sendo denominado de coeficiente interno corrigido, como apresentado na Equação 29.

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_e} \quad (29)$$

O coeficiente externo de convecção, h_o , (Equação 30) foi calculado a partir dos valores obtidos do coeficiente U e com os valores do coeficiente interno de convecção corrigido.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (30)$$

Na Equação 30, o mecanismo de transferência de calor referente a condução foi desprezado, pois a espessura da parede das chicanas tubulares verticais e das serpentinas em espiral são muito pequenas e, por serem feitas de cobre, o qual possui elevada condutividade térmica, a resistência a condução torna-se desprezível.

Dessa forma apenas a convecção foi considerada no processo térmico do presente estudo. Os valores para o número de Reynolds, número de Prandtl e relação entre a viscosidade do fluido agitado na temperatura *bulk* pela viscosidade do fluido na temperatura da superfície externa do tubo de troca térmica foram calculados com

a taxa de cisalhamento média descrita pelo conceito de Metzner e Otto (1957), conforme apresentado na Equação 31. O valor da constante k_s utilizados para os impulsores do tipo axial é igual a 10.

$$\overline{grad \vec{v}^n} = k_s \cdot N \quad (31)$$

As Equações 32, 33 e 34 apresentam os números de Reynolds, Prandtl e relação viscosa modificadas pela proposta da Equação 31.

$$Re_{MO} = \frac{N^{2-n} \cdot D_a^2 \rho}{k \cdot k_s^{n-1}} \quad (32)$$

$$Pr_{MO} = \frac{c_p}{k'} k (k_s N)^{n-1} \quad (33)$$

$$Vi_{MO} = \frac{(k(k_s N)^{n-1})_{bulk}}{(k(k_s N)^{n-1})_{wall}} \quad (34)$$

Substituindo as Equações 32, 33 e 34 na Equação 6 (Equação de Nusselt), chega-se a expressão de Nusselt modificada de Metzner e Otto (Equação 35).

$$\frac{h_o D_t}{k'} = K'' \left(\frac{N^{2-n} \cdot D_a^2 \rho}{k \cdot k_s^{n-1}} \right)^{a'} \left(\frac{c_p}{k'} k (k_s N)^{n-1} \right)^{b'} \left(\frac{(k(k_s N)^{n-1})_{bulk}}{(k(k_s N)^{n-1})_{wall}} \right)^{c'} \quad (35)$$

5.3) Determinação dos coeficientes da Equação de Nusselt

Tradicionalmente, a Equação de Nusselt tem tido os seus coeficientes determinados de forma gráfica, considerando o número de Reynolds como a variável independente mais significativa na variável reposta. Dessa forma, a Equação 35 pode ser escrita em função de uma variável adimensional Φ , uma relação entre o número de Nusselt pelo produto do número de Prandtl pela relação viscosa em função do número de Reynolds, conforme a Equação 36.

$$\Phi = \frac{Nu}{Pr_{MO}^{b'} Vi_{MO}^{c'}} = K'' Re_{MO}^{a'} \quad (36)$$

Segundo Rosa et. al. [38], os expoentes b' e c' são 0,33 e 0,14, logo:

$$\Phi = \frac{Nu}{Pr_{MO}^{0,33} Vi_{MO}^{0,14}} = K'' Re_{MO}^{a'} \quad (37)$$

A Equação 37 foi linearizada e dessa forma, o valor da constante K'' e do expoente a' são determinados através de uma regressão linear entre a variável adimensional Φ e o número de Reynolds. O software utilizado para executar essas regressões foi o Excel 2016.

As Equações 135 e 136 apresentam os coeficientes da Equação de Nusselt (Equação 130) para o aquecimento e resfriamento, respectivamente.

$$Nu = 2,75(Re_{MO})^{0,55}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (38)$$

$$Nu = 3,11(Re_{MO})^{0,49}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (39)$$

A Equação 38 é válida para operações de aquecimento com impulsor naval com Reynolds entre 100 e 60000, Prandtl na faixa de 12 a 2000, índice de consistência n (parâmetro do modelo da lei das potências) no intervalo de 0,60 a 1,00 e propriedades físicas calculadas na temperatura *bulk*.

A Equação 39 é aplicada para operações de resfriamento com impulsor naval e Reynolds entre 100 e 60000, Prandtl no intervalo de 12 a 2000 e índice de

consistência n entre 0,60 e 1,00. O valor da constante K'' é obtido através da operação inversa do $\log K''$ obtido pela regressão. Nas Tabelas 8 e 9 tem-se os resultados das regressões lineares e a validação estatística do método através da ANOVA para o impulsor axial e radial, respectivamente.

Tabela 8 – Análise da regressão não linear e ANOVA – aquecimento

	<i>Coeficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>Valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>
$\log K''$	1,012862	0,395652116	2,559982	0,020289	0,178109126	1,847615122
a'	0,548932	0,046995049	11,68063	1,52E-09	0,449780954	0,648082727
ANOVA						
	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>Valor- P</i>	
Regressão	1	19,01242491	19,01242	136,4371	1,51855E-09	
Resíduo	17	2,368938585	0,139349			
Total	18	21,38136349				
S = 0,37	R ² aj. = 0,88					

Tabela 9– Análise da regressão não linear e ANOVA – resfriamento

	<i>Coeficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>Valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>
$\log K''$	1,135023	0,440613363	2,576006	0,021081	0,195877488	2,074167794
a'	0,496693	0,051572051	9,631055	8,18E-08	0,386770009	0,606616459
ANOVA						
	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>Valor-P</i>	
Regressão	1	15,14382644	15,14383	92,75721	8,17522E-08	
Resíduo	15	2,44894596	0,163263			
Total	16	17,5927724				
S = 0,40	R ² aj. = 0,85					

Na Figura 12, foi plotado o valor da variável adimensional Φ em função do número de Reynolds com os dados experimentais e comparado com os valores previstos pela Equação 38, referente ao aquecimento. Analogamente, na Figura 13 estão plotados os valores referentes ao resfriamento, Equação 39.

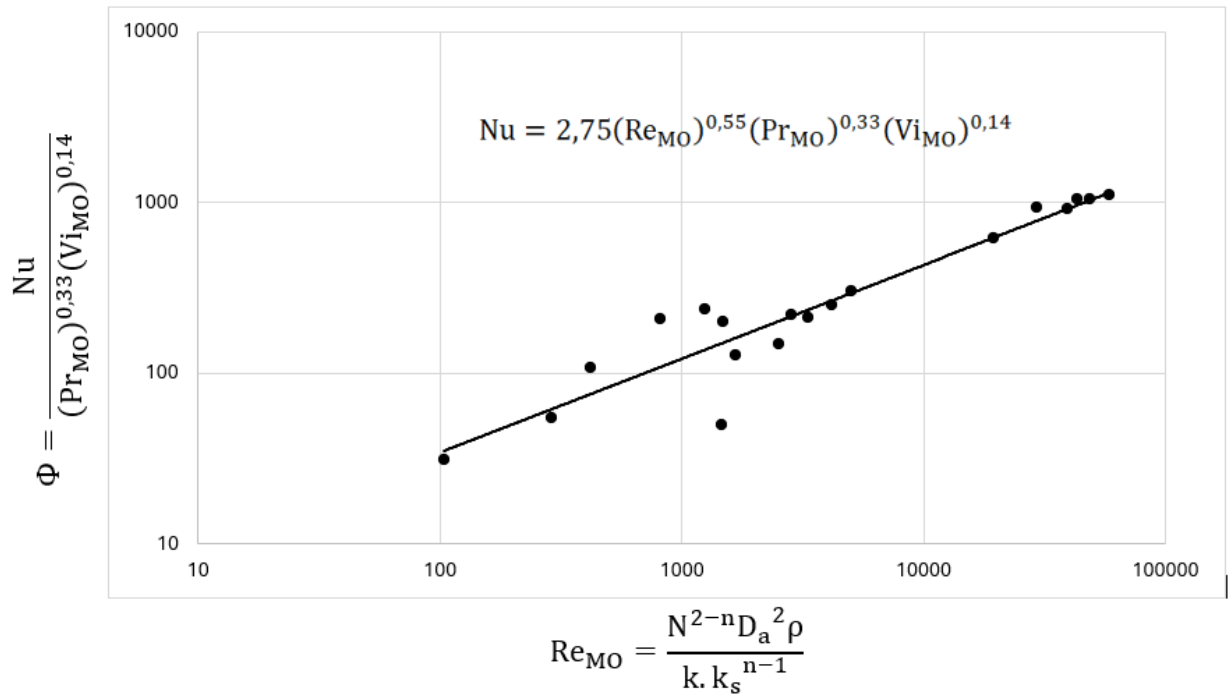


Figura 12 - Valores experimentais e previstos pela Equação 38 – aquecimento

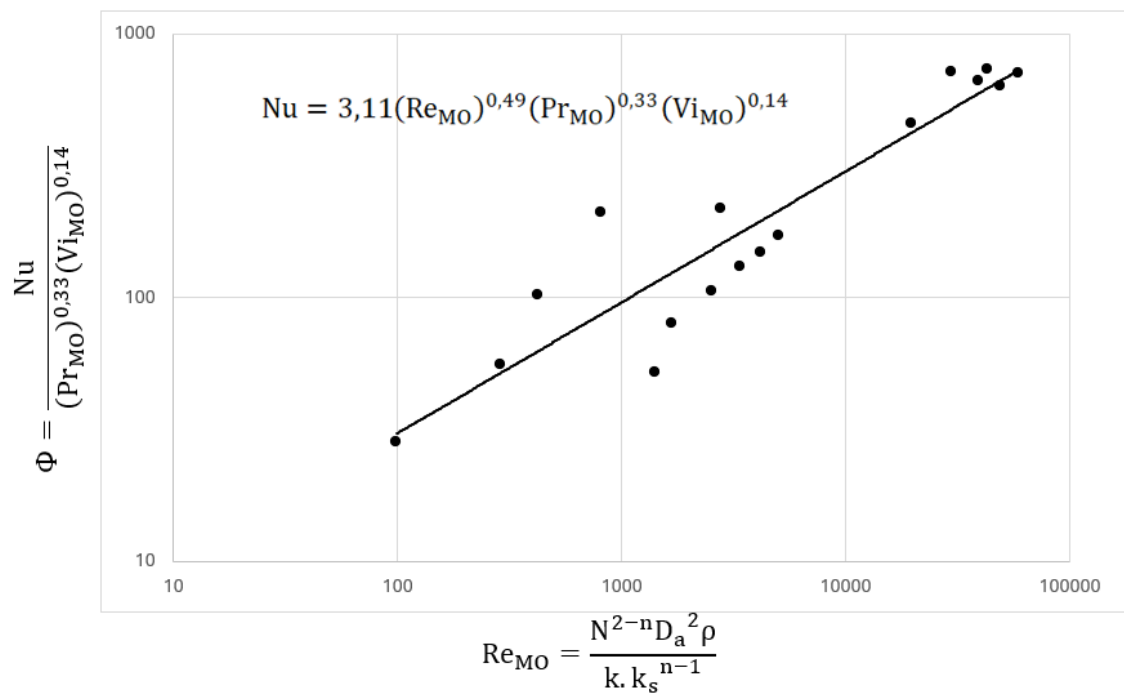


Figura 13 - Valores experimentais e previstos pela Equação 39 – resfriamento

Na Figura 14 está plotado a comparação entre o aquecimento e o resfriamento.

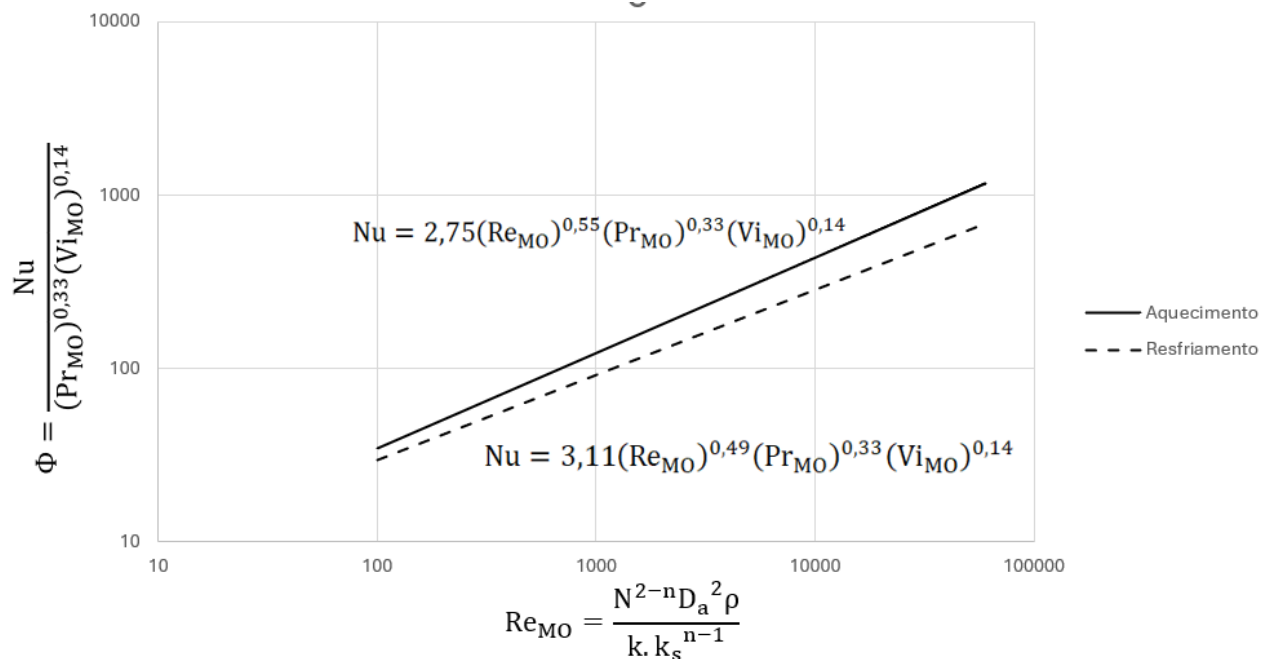


Figura 14 – Comparação entre as operações de aquecimento e resfriamento

Observa-se que os dados experimentais de ambas as operações seguem tendências consistentes com as expectativas teóricas, com os valores de Nusselt aumentando progressivamente com o número de Reynolds, o que reflete o impacto positivo da turbulência na intensificação da troca térmica.

No aquecimento, a curva apresenta uma elevação mais gradual em comparação ao resfriamento. Esse comportamento pode ser explicado pela maior estabilidade térmica durante o aquecimento, com gradientes de temperatura mais homogêneos no sistema. Já no resfriamento, as condições externas, como o uso do banho termostático com gelo, podem introduzir variações adicionais no sistema, resultando em uma inclinação mais acentuada na curva.

Outro aspecto relevante é que, apesar das diferenças nas inclinações, o modelo ajustado demonstra excelente aderência aos dados experimentais para ambas as operações. Isso evidencia que o modelo proposto consegue incorporar os efeitos combinados dos regimes laminar e turbulento, sem a necessidade de separar explicitamente os comportamentos em diferentes regiões.

A análise dos valores médios de Nusselt entre aquecimento e resfriamento também indica diferenças esperadas devido às características intrínsecas de cada processo. No aquecimento, o gradiente térmico favorece uma transferência de calor mais eficiente no regime laminar, enquanto no resfriamento, a rápida remoção de calor intensifica o desempenho no regime turbulento. Essa diferença sugere que as operações são complementares em termos de eficiência térmica e podem ser otimizadas separadamente em aplicações práticas.

Dado o comportamento consistente das curvas para aquecimento e resfriamento e a boa aderência dos modelos ajustados aos dados experimentais, surge a possibilidade de se explorar um modelo único que contemple ambas as operações. Embora existam diferenças nas inclinações das curvas, essas variações parecem estar relacionadas principalmente às condições externas e aos gradientes térmicos específicos de cada operação, que podem ser integrados a um modelo geral.

Logo, a equação 40 apresenta um modelo único para a operação de aquecimento e resfriamento:

$$Nu = 2,29(Re_{MO})^{0,52}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (40)$$

Na Tabelas 10 tem-se o resultado da regressão e a validação estatística do método através da ANOVA.

Tabela 10 – Análise da regressão não linear e ANOVA – modelo único

	Coeficientes	Erro padrão	Stat t	Valor-P	95% inferiores	95% superiores
log K''	1,098507627	0,312764618	3,51225031	0,001277	0,46289345	1,734121805
a'	0,520710004	0,036890894	14,1148653	8,87E-16	0,445738686	0,595681321
ANOVA						
	gl	SQ	MQ	F	Valor-P	
Regressão	1	33,78103009	33,7810301	199,2294	8,87179E-16	
Resíduo	34	5,764986958	0,16955844			
Total	35	39,54601705				
S = 0,41	R ² aj. = 0,85					

Na Figura 15 estão plotados os dados experimentais e a previsão pelo modelo apresentado na equação 40.

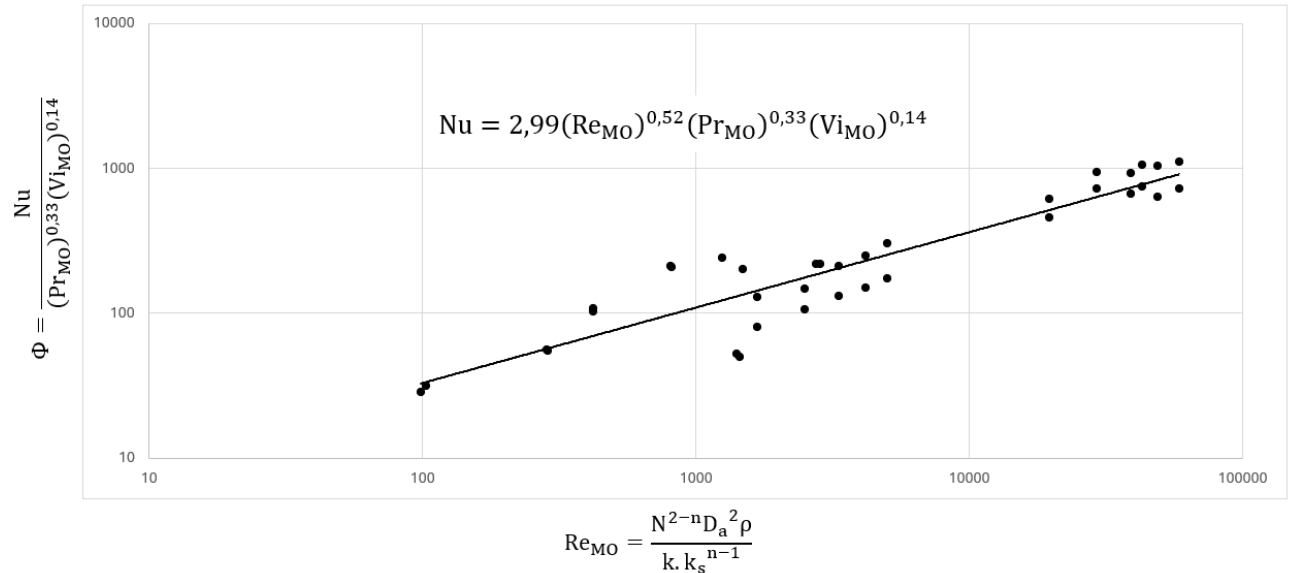


Figura 15 – Modelo único para operação de aquecimento e resfriamento

A Figura 15 apresenta a consolidação de um modelo único para descrever os processos de aquecimento e resfriamento em tanques agitados, integrando os dados experimentais de ambas as operações em uma única regressão. Essa abordagem reflete a consistência estrutural e operacional dos sistemas estudados, bem como a capacidade do modelo de capturar o comportamento térmico em uma ampla faixa de condições.

O modelo unificado demonstra uma boa correlação com os dados experimentais, o que indica que as diferenças dinâmicas entre os processos foram adequadamente incorporadas à equação geral. A decisão de integrar ambos os processos em uma única equação reflete a observação de que as tendências dos números adimensionais, especialmente de Nusselt e Reynolds, apresentam comportamentos similares o suficiente para serem descritos de forma conjunta, sem prejuízo à precisão.

Essa unificação reduz a complexidade analítica e prática, permitindo uma aplicação mais direta em projetos industriais. No entanto, deve-se destacar que o modelo generaliza os resultados, diluindo pequenas diferenças específicas entre as

operações, como os gradientes térmicos e os efeitos de controle externo no resfriamento.

A utilização de um único modelo abre caminho para análises mais integradas e simplificadas, representando uma contribuição significativa para o entendimento e a aplicação de sistemas térmicos agitados. Estudos futuros podem explorar variações nas propriedades dos fluidos ou em configurações geométricas para avaliar até que ponto o modelo mantém sua robustez e aplicabilidade.

5.4) Comparação com outros modelos da literatura

A Figura 16 apresenta uma comparação entre o modelo único desenvolvido neste estudo para o impulsor marítimo e os modelos previamente publicados para impulsores axiais e radiais, conforme Rosa et al. (2020).

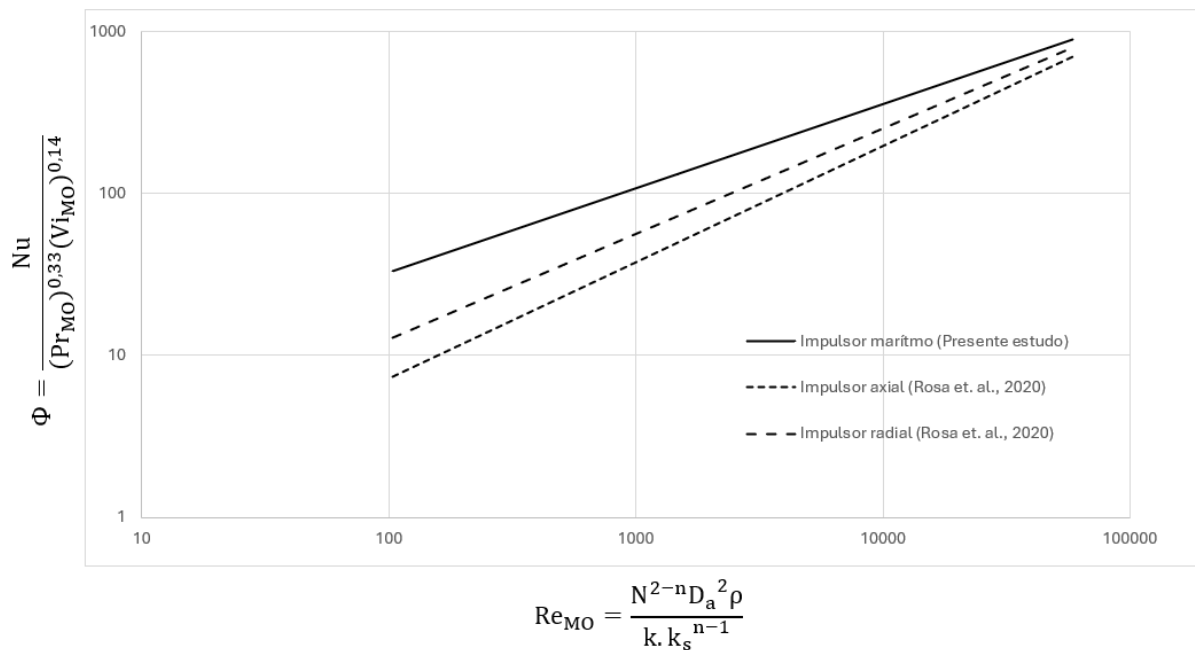


Figura 16 – Comparação com outros impulsores

Essa comparação demonstra a capacidade do modelo proposto de descrever o comportamento térmico em tanques agitados, além de evidenciar suas particularidades em relação aos outros tipos de impulsores.

A curva do modelo único para o impulsor marítimo apresenta um desempenho superior em toda a faixa de números de Reynolds investigada. Essa vantagem é atribuída à geometria do impulsor marítimo, que combina características de fluxo axial e radial, promovendo maior homogeneidade térmica e eficiência na transferência de calor. Enquanto os impulsores axial e radial tendem a favorecer predominantemente um tipo específico de fluxo (axial ou radial), o impulsor marítimo equilibra esses dois componentes, resultando em melhores coeficientes de troca térmica.

A diferença mais significativa entre as curvas ocorre na faixa intermediária de números de Reynolds, onde a transição entre os regimes laminar e turbulento se torna mais evidente. Nessa região, o modelo do presente estudo se destaca ao proporcionar uma transferência de calor mais eficiente em comparação aos modelos da literatura.

Isso sugere que o impulsor marítimo apresenta uma melhor adaptação à transição de regimes, provavelmente devido à sua capacidade de promover padrões de escoamento mais estáveis e eficientes, mesmo em condições de cisalhamento moderado.

Outra observação relevante é o comportamento das curvas em regimes plenamente turbulentos (valores elevados Reynolds). Embora as diferenças entre os modelos se reduzam nesse regime, o modelo do impulsor marítimo mantém um desempenho ligeiramente superior. Essa vantagem pode ser crítica em aplicações industriais que operam predominantemente em altas velocidades de rotação, onde a eficiência máxima da troca térmica é essencial.

Do ponto de vista prático, a superioridade do modelo único para o impulsor marítimo reforça sua aplicabilidade em sistemas que exigem alta eficiência térmica e versatilidade operacional. Além disso, a boa aderência do modelo proposto em uma ampla faixa de Reynolds destaca sua robustez e confiabilidade para descrever o comportamento térmico de tanques agitados com líquidos não-Newtonianos.

Por fim, a comparação com os modelos de Rosa et al. (2020) evidencia o avanço proporcionado pelo presente estudo, tanto no desenvolvimento de um modelo único quanto na aplicação de uma configuração geométrica inovadora, como o impulsor marítimo. Trabalhos futuros podem explorar variações adicionais na geometria do impulsor e nas condições operacionais para refinar ainda mais o desempenho do modelo e expandir sua aplicabilidade em contextos industriais variados.

Por fim, a comparação com os modelos apresentados por Rosa et al. (2020) ressalta os avanços alcançados no presente estudo, tanto no desenvolvimento de um modelo único quanto na utilização de uma configuração geométrica diferenciada, representada pelo impulsor marítimo.

6 CONCLUSÃO

O presente estudo demonstrou o desenvolvimento e a validação de um modelo semiempírico unificado para descrever o número de Nusselt em operações de aquecimento e resfriamento de fluidos em tanques agitados equipados com impulsor naval e chicana tubular vertical. Os resultados experimentais confirmaram a robustez do modelo ao capturar as características térmicas em uma ampla faixa de números de Reynolds e propriedades reológicas.

A principal contribuição deste trabalho foi integrar os processos de aquecimento e resfriamento em um único modelo, reduzindo a complexidade analítica e permitindo uma aplicação simplificada para projetos industriais. A boa correlação obtida entre os dados experimentais e o modelo ajustado reforça sua confiabilidade, demonstrando a capacidade do impulsor naval em otimizar a transferência térmica devido à sua configuração geométrica diferenciada.

A comparação com modelos da literatura evidenciou o desempenho superior do impulsor naval em relação a impulsores axiais e radiais, especialmente em faixas intermediárias de Reynolds, onde a transição entre regimes laminar e turbulento é mais relevante. Este resultado destaca o potencial do impulsor naval para aplicações industriais que exigem alta eficiência térmica e versatilidade operacional.

7 TRABALHOS FUTUROS

Como trabalhos futuros, sugere-se a realização de estudos em escalas maiores para validar o modelo semiempírico em condições reais de operação, avaliando o impacto dos fenômenos de scale-up e ajustando o modelo para aplicações industriais de grande porte. Além disso, recomenda-se a investigação de outras configurações geométricas de impulsores e chicanas, incluindo geometrias híbridas e customizadas, com o objetivo de ampliar a aplicabilidade do modelo e maximizar a eficiência térmica em diferentes contextos industriais.

Outra possibilidade é a expansão do modelo para abranger fluidos com propriedades reológicas mais complexas, como viscoelasticidade ou comportamento pseudoplástico, especialmente em condições extremas de temperatura e cisalhamento, proporcionando maior generalização para aplicações específicas.

Também se destaca o uso de simulações de fluidodinâmica computacional (CFD) integradas aos dados experimentais, para uma compreensão mais detalhada do comportamento hidrodinâmico e térmico dos sistemas, permitindo validação adicional e otimização de parâmetros operacionais.

Por fim, sugere-se o refinamento do modelo semiempírico para representar explicitamente as transições entre os regimes laminar e turbulento, aumentando a precisão das previsões e fornecendo informações mais detalhadas sobre o desempenho térmico nas faixas críticas de Reynolds.

8 Referências Bibliográficas

- CALDERBANK, P. H.; MOO-YOUNG, M. B. The power characteristics of agitators for the mixing of Newtonian and non-Newtonian fluids. **Trans Inst Chem Eng**, v. 39, p. 337-347, 1961.
- CARREAU, P.; CHAREST, G.; CORNEILLE, J. L. Heat transfer to agitated non-Newtonian fluids. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 44, n. 1, p. 3-8, 1966.
- CHHABRA, R. P.; RICHARDSON, J. F. **Non-Newtonian flow and applied rheology: engineering applications**. 2. ed. Butterworth-Heinemann, 2012.
- COKER, A. K. **Ludwig's applied process design for chemical and petrochemical plants**. 4. ed. Elsevier, 2007.
- FOUCAULT, S.; ASCANIO, G.; TANGUY, P. A. Power characteristics in coaxial mixing: Newtonian and non-Newtonian fluids. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 44, p. 5036-5043, 2005.
- GREEN, D. W.; SOUTHARD, M. Z. **Perry's Chemical Engineer's Handbook**. 9. ed. McGraw-Hill, 2018.
- GRULKE, E. A.; IMMERGUT, E. H.; BRANDRUP, J. **Polymer Handbook**. John Wiley & Sons, 1999.

- HAGEDORN, D.; SALAMONE, J. J. Batch heat transfer coefficients for pseudoplastic fluids in agitated vessels. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 6, n. 4, p. 469-475, 1967.
- HAVAS, G.; DEAK, A.; SAWINSKY, J. The effect of the impeller diameter on the heat transfer in agitated vessels provided with vertical tube baffles. **The Chemical Engineering Journal**, v. 27, n. 3, p. 197-198, 1983.
- JAVED, K. H.; MAHMUD, T.; ZHU, J. M. Numerical simulation of turbulent batch mixing in a vessel agitated by a Rushton turbine. **Chemical Engineering and Processing**, v. 45, p. 99-112, 2006.
- KAI, W.; SHENGYAO, Y. Heat transfer and power consumption of non-Newtonian fluids in agitated vessels. **Chemical Engineering Science**, v. 44, n. 1, p. 33-40, 1989.
- KRESTA, S. M.; ETCHELLS III, A. W.; DICKEY, D. S.; ATIEMO-OBENG, V. A. **Advances in industrial mixing: a companion to the handbook of industrial mixing**. Wiley-Blackwell, 2015.
- LIANG, Y.; GAO, Z.; SHI, D.; LI, H.; BAO, Y.; CAI, Z. Torque and bending moment acting on a flexible shaft agitated by disk turbines in a gas-liquid stirred vessel. **Chinese Journal of Chemical Engineering**, v. 27, p. 781-793, 2019.
- MALIK, D.; PAKZAD, L. Experimental investigation on an aerated mixing vessel through electrical resistance tomography (ERT) and response surface methodology (RSM). **Chemical Engineering Research and Design**, v. 129, p. 327-343, 2018.
- MARTONE, J. A.; SANDALL, O. C. Heat transfer to Bingham plastic slurries in agitated vessels. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 10, n. 1, p. 86-91, 1971.
- MASIUK, S.; LACKI, H. Power consumption and mixing time for Newtonian and non-Newtonian liquids mixing in a ribbon mixer. **The Chemical Engineering Journal**, v. 52, p. 13-17, 1993.
- METZNER, A. B.; OTTO, R. E. Agitation of non-Newtonian fluids. **AIChE Journal**, v. 3, n. 1, p. 3-10, 1957.
- MITSUISHI, N.; HIRAI, N. Power requirements in the agitation of non-Newtonian fluids. **Journal of Chemical Engineering of Japan**, v. 2, p. 217-224, 1969.
- MONTA, G.; LAURENZI, F.; PAGLIANTI, A.; MAGELLI, F. A study on some effects of a drag-reducing agent on the performance of a stirred vessel. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 89, n. 11, p. 2262-2267, 2011.

- NASSAR, N. N.; MEHROTRA, A. K. Design of a laboratory experiment on heat transfer in an agitated vessel. **Education for Chemical Engineers**, v. 6, n. 3, p. e83-e89, 2011.
- NIENOW, A. W.; MILES, D. Impeller power numbers in closed vessels. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 10, n. 1, p. 41-43, 1971.
- PAKZAD, L.; EIN-MOZAFFARI, F.; UPRETI, S. R.; LOHI, A. Characterisation of the mixing of non-Newtonian fluids with a Scaba 6SRGT impeller through ERT and CFD. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 91, n. 1, p. 90-100, 2013.
- PETRICEK, R.; MOUCHA, T.; KRACÍK, T.; HAIDL, J. Power consumption prediction in a coalescent liquid in mechanically agitated gas-liquid reactors. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 147, p. 644-647, 2019.
- PIMENTA, T. A.; CAMPOS, J. B. L. M. Heat transfer coefficients from Newtonian and non-Newtonian fluids in laminar regime in a helical coil. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 58, n. 1-2, p. 676-690, 2013.
- ROSA, V. S.; MORAES JÚNIOR, D. **Design of heat transfer surfaces in agitated vessels (Chapter)**. In: Heat Exchangers – Design, Experiment and Simulation (Book). Intechopen, 2017.
- ROSA, V. S.; MORAES JÚNIOR, D. **Review Heat transfer of non-Newtonian fluids in agitated tanks (Chapter)**. In: Heat and Mass Transfer – Advances in Science and Technology Applications (Book). Intechopen, 2019.
- ROSA, V. S.; MORAES, M. S.; TONELI, J. T. C. L.; MORAES JÚNIOR, D. External heat transfer coefficient in agitated vessels using a radial impeller and vertical tube baffles. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 53, n. 35, p. 13797-13803, 2014.
- ROSA, V. S.; SOUZA PINTO, T. C.; SANTOS, A. R.; MOINO, C. A. A.; TAMIÃO, K.; LIA, L. R. B.; TAMBOURGUE, E. B.; LOPES, M. D.; TONELI, J. T. C. L.; MORAES JÚNIOR, D. External coefficient of heat transfer by convection in mixed vessels using vertical tube baffles. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 52, n. 6, p. 2434-2438, 2013.
- ROSA, V. S.; TORNEIROS, D. L. M.; MARANHÃO, H. W. D. A.; MORAES, M. S. D.; TAQUEDA, M. E. S.; PAIVA, J. L. D.; MORAES JÚNIOR, D. Heat transfer and power consumption of Newtonian and non-Newtonian liquids in stirred tanks with vertical tube baffles. **Applied Thermal Engineering**, v. 176, p. 1-24, 2020.

- RUSHTON, J. H.; COSTICH, E. W.; EVERETT, H. J. Power characteristics of mixing impellers. **Chemical Engineering Progress**, v. 46, n. 8, p. 395-404, 1950.
- RUSHTON, J. H.; LICHTMANN, R. S.; MAHONY, L. H. Heat transfer to vertical tubes in a mixing vessel. **Industrial & Engineering Chemistry**, v. 40, n. 6, p. 1082-1087, 1948.
- SETH, K. K.; STAHEL, E. P. Heat transfer from helical coils immersed in agitated vessels. **Industrial & Engineering Chemistry**, v. 61, n. 6, p. 39-49, 1969.
- SHAMLOU, P. A. Power consumption of helical ribbon mixers in viscous Newtonian and non-Newtonian fluids. **Chemical Engineering Science**, v. 40, n. 9, p. 1773-1781, 1985.
- SKELLAND, A. H. P.; DIMMICK, G. R. Heat transfer between coils and non-Newtonian fluids with propeller agitation. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 8, n. 2, p. 267-274, 1969.
- STEFAN, A.; HINDGES, S.; SCHULTZ, H. J. Simulation of heat exchange in vessels with helical coils and influence of stirrer position. **Chemie Ingenieur Technik**, v. 89, n. 4, p. 470-474, 2017.
- TANGUY, P. A.; THIBAUT, F.; DE LA FUENTE, E. B. A new investigation of the Metzner-Otto concept for anchor mixing impellers. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 74, n. 2, p. 222-228, 1996.
- WANG, P.; REVIOL, T.; REN, H.; BÖHLE, M. Effects of turbulence modeling on the prediction of flow characteristics of mixing non-Newtonian fluids in a stirred vessel. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 147, p. 259-277, 2019.
- YOUCEFI, S.; YOUCEFI, A. Power consumption and mixing time in rheologically complex fluids by a two-bladed impeller. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 29, n. 2, p. 543-548, 2015.