

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

MAURICI CUNHA BATISTA

**AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO DE FLUIDOS VISCOSOS EM TANQUE
COM IMPULSOR SMITH E CHICANA TUBULAR VERTICAL**

SANTOS/SP

2022

MAURICI CUNHA BATISTA

**AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO DE FLUIDOS VISCOSOS EM TANQUE
COM IMPULSOR SMITH E CHICANA TUBULAR VERTICAL**

Dissertação apresentada como parte dos requisitos parciais para obtenção de título de mestre no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica sob a orientação do Prof. Dr. Vitor Rosa da Silva.

SANTOS/SP

2022

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

536.25 Batista, Maurici Cunha.

B337a Resfriamento e aquecimento de fluídos viscosos em tanque com impulsor Smith e chicana tubular vertical agitados / Maurici Cunha Batista. - 2022

117 p.

Orientador: Prof. Dr. Vitor da Silva Rosa

Dissertação (Mestrado) - Universidade Santa Cecília, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Santos, SP, 2022.

1. chicana tubular vertical. 2. coeficiente global de transferência de calor 3. Não newtonianos 4. Número de Nusselt. I. Rosa, Vitor da Silva. II. Resfriamento e aquecimento de fluídos viscosos em tanque com impulsor Smith e chicana tubular vertical.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a meu pai Mauro (“in memoriam”), à minha mãe Maria Aparecida, à minha esposa Elisângela e aos meus filhos que me apoiaram e incentivaram durante esta importante etapa de minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Mauro (“in memoriam”) e Maria Aparecida por terem acreditado em mim e nunca mediram esforços para que esse dia se tornasse real, sempre me mostrando o caminho correto a seguir. À minha esposa Elizângela, que sempre me proporcionou as melhores condições para que eu pudesse atingir meus objetivos e aos meus filhos, Nicole, Diego, Julia e Arthur, que me impulsionaram para ser exemplo de dedicação e determinação e a toda família pelo carinho e incentivo em todos os momentos.

Ao professor orientador Dr. Vitor da Silva Rosa, pela oportunidade de realizar esse trabalho de pesquisa, que além de orientador, se mostrou um verdadeiro amigo transmitindo seus conhecimentos científicos. Ao professor Dr. Deovaldo de Moraes Júnior pelo projeto da unidade experimental, que ao lado da sua esposa, professora Dra. Marlene Silva de Moraes, mostraram o caminho a ser percorrido, ambos responsáveis pela disseminação e avanço da pesquisa científica na Universidade. Também agradeço ao professor Dr. José Luís de Paiva (Poli USP) por ter intercedido no empréstimo do reômetro e a toda equipe do laboratório de Operações Unitárias, técnicos e estagiários.

Ao Instituto federal de São Paulo por ter concedido a oportunidade de realizar a capacitação e aos meus colegas mestrandos Fernando José dos Santos Silva e Silvio Luiz Castelhana Firmino pelo companheirismo e amizade durante o curso.

RESUMO

Tanques equipados com impulsores mecânicos e trocadores de calor são muito utilizados nas indústrias para reações químicas e operações unitárias como mistura, aquecimento e resfriamento de líquidos. Sua performance pode ser otimizada quando estes dispositivos têm seus parâmetros ajustados, o que resulta numa mistura e troca térmica mais eficiente em um menor tempo e custo de operação para obtenção de maior qualidade do produto. A utilização de trocadores de calor tubulares verticais como superfície de troca térmica oferece a vantagem de eliminar o uso de chicanas. Os impulsores mecânicos tipo turbina Smith são eficazes para amplo intervalo de viscosidade, no entanto, não se encontram informações na literatura sobre o valor da constante de Metzner-Otto (K_s). Dessa forma, este estudo teve como objetivo determinar modelos para o aquecimento e resfriamento de fluidos viscosos em tanque equipado com impulsor Smith e chicana tubular vertical em operação a batelada. Além disso, avaliar a eficiência de troca térmica entre os modelos obtidos e obter a constante K_s para a relação entre a taxa de cisalhamento e rotação do impulsor Smith. Para atingir os objetivos, foram obtidos os parâmetros da equação de Nusselt e plotados o número de potência em função do número de Reynolds. No interior das chicanas tubulares verticais, foi utilizada água como fluido de troca térmica, sendo que a temperatura de entrada do fluido quente foi mantida constante a 60°C e a temperatura de entrada a 30°C. O fluido Newtoniano (glicerina) e os fluidos não-Newtonianos (soluções aquosas de carboximetilcelulose e carbopol 940) foram aquecidos e resfriados em diferentes rotações impostas no impulsor. Através das temperaturas medidas no tanque e nas chicanas, foi determinado o coeficiente global de transferência de calor usando a técnica transiente de energia. A potência consumida pelo impulsor foi medida através de torques gerados no eixo motriz. Com os resultados dos números de Reynolds, Prandtl e relação viscosa, foram feitas análises de regressão não linear e obtidos os modelos previstos. Estes modelos apresentaram maior rendimento energético e melhor eficiência de troca térmica quando comparado com a turbina Rushton. Os modelos obtidos de transferência de calor apresentaram bom ajuste com os resultados experimentais e são válidos para Reynolds no intervalo de 20 a 1400.

Palavras-Chave: Chicana tubular vertical. Turbina Smith. Coeficiente global de transferência de calor. Fluidos não-Newtonianos. Número de Nusselt.

ABSTRACT

Tanks equipped with mechanical impellers and heat exchangers are widely used in industries for chemical reactions and unit operations such as mixing, heating and cooling of liquids. Its performance can be optimized when these devices have their parameters adjusted, which results in a more efficient mixing and heat exchange in a shorter operating time and cost to obtain higher product quality. The use of vertical tubular heat exchangers as a heat exchange surface offers the advantage of eliminating the use of baffles. Smith turbine mechanical impellers are effective for a wide range of viscosity, however, there is no information in the literature on the value of the Metzner-Otto constant (K_s). Thus, this study aimed to determine models for heating and cooling viscous fluids in a tank equipped with a Smith impeller and vertical tubular baffle in batch operation. In addition, to evaluate the heat exchange efficiency between the models obtained and to obtain the constant K_s for the relationship between the shear rate and rotation of the Smith impeller. To achieve the objectives, the parameters of the Nusselt equation were obtained and the power number plotted as a function of the Reynolds number. Inside the vertical tubular baffles, water was used as a heat exchange fluid, and the inlet temperature of the hot fluid was kept constant at 60°C and the inlet temperature at 30°C. The Newtonian fluid (glycerin) and the non-Newtonian fluids (aqueous solutions of carboxymethylcellulose and carbopol 940) were heated and cooled at different rotations imposed on the impeller. Through the temperatures measured in the tank and in the baffles, the global heat transfer coefficient was determined using the transient energy technique. The power consumed by the impeller was measured through torques generated in the drive shaft. With the results of the Reynolds and Prandtl numbers and viscous relationship, non-linear regression analyzes were performed and the predicted models were obtained. These models showed higher energy yield and better heat exchange efficiency when compared to the Rushton turbine. The heat transfer models obtained showed a good fit with the experimental results and are valid for Reynolds in the range from 20 to 1400.

Keywords: Vertical tubular baffle. Smith Turbine. Overall heat transfer coefficient. Non-Newtonian Fluids. Nusselt number.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de um tanque agitador	22
Figura 2 – Tanques cilíndricos verticais	22
Figura 3 - Relações geométricas propostas por Rushton, Costich e Everett (1950): 1) Parede do tanque; 2) Nível de líquido; 3) Eixo do impulsor; 4) Chicana; 5) Impulsor mecânico do tipo turbina de 6 pás planas.....	24
Figura 4 - Grupos de impulsores; (a) Radial (b) Axial	26
Figura 5 - Impulsores axiais: A) Hélice Naval; B) Turbina de pás inclinadas 45°; C) Turbina de alta eficiência.	27
Figura 6 - Impulsores radiais: a) Turbina de pás retas; b) Disco turbina com múltiplas pás; c) Impulsor de pás côncavas.....	28
Figura 7 - Impulsores radiais: a) Fita dupla; b) Âncora.	28
Figura 8 - Chicanas	29
Figura 9 - Vórtice de um tanque agitador sem chicana (a) e com chicanas (b).....	30
Figura 10 - Experimento de Newton da lei da viscosidade	31
Figura 11 - Classificação dos fluidos não-newtonianos.	32
Figura 12 - Comportamento da taxa de deformação em função da tensão de cisalhamento para fluidos dependentes do tempo.....	33
Figura 13 - Tipos de comportamento de fluxo independente do tempo.....	34
Figura 14 - Número de potência para impulsores do tipo axial.....	35
Figura 15 - Número de potência para impulsores do tipo radial.	39
Figura 16 - Transferência de calor unidimensional por condução.	42
Figura 17 - Processos de transferência de calor por convecção: (a) convecção forçada e (b) convecção natural.....	44
Figura 18 - Espectro de ondas eletromagnéticas.....	45
Figura 19 - Troca por radiação: (a) em uma superfície e (b) entre uma superfície e uma grande vizinhança.	46
Figura 20 - Perfil de velocidade na camada limite.	47
Figura 21 - Desenvolvimento da camada limite térmica na transferência de calor por convecção.	48
Figura 22 - Dispositivos de transferência de calor.	53
Figura 23 - Aquecimento com jaqueta e impelidores.	54

Figura 24 - Aquecimento com serpentina helicoidal.	56
Figura 25 - Tanque com serpentina espiral.....	58
Figura 26 - Geometria da serpentina espiral.....	59
Figura 27 - Serpentina espiral projetada para tanque de 50L.....	60
Figura 28 - Aquecimento com chicana tubular.....	62
Figura 29 - Unidade Experimental.....	66
Figura 30 - (1) Inversor de frequência; (2) Dinamômetro digital; (3) Chicanas tubulares verticais; (4) Motor elétrico de 2 hp em balanço; (5) Rotâmetro; (6) Refervedor de 5000 W; (7) Banho termostático com controlador de temperatura PID (proporcional-integral-derivativo); (8) Válvulas de esfera para o alinhamento principal e o by-pass da unidade; (9) Impulsor mecânico tipo turbina Smith; (10) Tanque de agitação com volume de 50 litros; (11) Termopar de parede ; (12) Termopar de bulk; (13) Termopar de entrada; (14) Termopar de saída.....	67
Figura 31 - Tanque equipado com impulsor Smith e chicanas tubulares verticais. ...	68
Figura 32 - Motor elétrico de 2HP em balanço.....	68
Figura 33 - Dinamômetro digital.	69
Figura 34 - Inversor de frequência.	69
Figura 35 - Tacômetro digital.	69
Figura 36 - Banho termostático.	70
Figura 37 - Display para leitura das temperaturas.	70
Figura 38 – Termopar.....	71
Figura 39 - Reômetro rotacional Brookfield.....	72
Figura 40 - Reograma das soluções não-Newtonianas obtidas a 30°C.....	72
Figura 41 - Índice de consistência dos fluidos não-Newtonianos em função da temperatura.....	73
Figura 42 - Índice de comportamento dos fluidos não-Newtonianos em função da temperatura.....	74
Figura 43 - Dimensões do tanque, impulsor mecânico e chicanas.....	76
Figura 44 - (1) Inversor de frequência; (2) Tacômetro digital; (3) Dinamômetro digital; (4) Motor elétrico de 2 hp em balanço; (5) Chicanas tubulares verticais; (6) Impulsor mecânico tipo turbina Smith; (7) Tanque de agitação com volume de 50 litros; (8) Termopar.....	80
Figura 45 - Modelo Ks	82
Figura 46 - Potência consumida em função da rotação - Ensaios 31 a 40.....	84

Figura 47 - Número de potência em função do número de Reynolds.....	86
Figura 48 - Volume de controle no tanque equipado com turbina Smith e chicanas tubulares verticais.	88
Figura 49 - Gráfico das temperaturas medidas no ensaio 7.	90
Figura 50 - Gráfico das temperaturas medidas no ensaio 37.	91
Figura 51 - Discretização do coeficiente U - Ensaio 8 - Solução de CMC 0,5% a 300RPM.	92
Figura 52 - Discretização do coeficiente U - Ensaio 38 - Solução de CMC 0,5% a 300 RPM.	92
Figura 53 - Discretização do coeficiente U utilizando passo 4 – Ensaio 38 – Solução de CMC 0,5% a 300 RPM.	93
Figura 54 - Discretização do coeficiente U utilizando passo 4 – Ensaio 38 – Solução de CMC 0,5% a 300 RPM.	94
Figura 55 - Discretização do coeficiente U utilizando passo 4 –.....	95
Figura 56 - Gráfico do coeficiente U em função da rotação.....	97
Figura 57 - Modelo experimental e previsto para o aquecimento.	107
Figura 58 - Modelo experimental e previsto para o resfriamento.....	108
Figura 59 – Comparação entre os modelos de aquecimento e resfriamento	108
Figura 60 – Comparação entre os modelos de aquecimento.	108

LISTA DE QUADROS

Quadro 1: Análise de resultados - Aquecimento.....	107
Quadro 2: Análise de resultados – Resfriamento.....	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Relações geométricas por Rushton, Costich e Everett (1950).	24
Tabela 2 - Valores de K_s	41
Tabela 3 - Modelos matemáticos para obtenção de propriedades reológicas em função da temperatura	73
Tabela 4 - Propriedades físico-químicas dos fluídos não-Newtonianos.	74
Tabela 5 - Propriedades físicas de glicerina a 30°.	75
Tabela 6 - Valores das correlações geométricas do tanque, impulsor mecânico e chicanas.	76
Tabela 7 - Planejamento experimental dos ensaios de troca térmica.....	77
Tabela 8 - Planejamento relativo aos ensaios de potência consumida.	80
Tabela 9 - Ensaios de potência consumida - CMC 1,0%.....	83
Tabela 10 - Potência média, Reynolds e número de potência.....	85
Tabela 11 – Valores do coeficiente global de troca térmica (U) discretizados para o passo de 4 minutos.	95
Tabela 12 - Valores de Reynolds e Prandtl para o escoamento interno.....	98
Tabela 13 - Coeficientes de convecção interna e externa, número de Nusselt, número de Reynolds e número de Prandtl (aquecimento).....	101
Tabela 14 - Coeficientes de convecção interna e externa, número de Nusselt, número de Reynolds e número de Prandtl (aquecimento).....	102
Tabela 15 - Temperatura na parede externa da chicana tubular vertical e fator de correção da viscosidade.....	105

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A	Área de transferência de calor (m^2)
a	Expoente da Eq. (1)
b	Expoente da Eq. (1)
B_f	Braço medido a partir do centro do motor do eixo até o ponto onde a força foi medida pelo dinamômetro (m)
c	Expoente da Eq. (1)
C_p	Calor específico do líquido agitado ($J/Kg\ K$)
C_{p_c}	Calor específico do líquido frio ($J/Kg\ K$)
C_{p_h}	Calor específico do líquido quente ($J/Kg\ K$)
D_t	Diâmetro do tanque (m)
D_a	Diâmetro do impulsor (m)
D_D	Diâmetro do disco da turbina Rushton (m)
D_i	Diâmetro interno da chicana tubular vertical (m)
D_e	Diâmetro externo da chicana tubular vertical (m)
E	Distância do impulsor até o fundo do tanque (m)
H	Nível do líquido no tanque (m)
h_i	Coeficiente de convecção interno ($W/m^2\ ^\circ C$)
h_{io}	Coeficiente de convecção interno corrigido em relação a superfície externa ($W/m^2\ ^\circ C$)
h_o	Coeficiente de convecção interno ($W/m^2\ ^\circ C$)
J	Diâmetro da chicana tubular vertical (m)
k	Fator de consistência da lei de potência na temperature de bulk (Pas^n)
k_w	Fator de consistência da lei de potência na temperature de parede (Pas^n)

k'	Condutividade térmica do líquido agitado ($W/m^{\circ}C$)
k'_c	Condutividade térmica do líquido frio ($W/m^{\circ}C$)
k'_H	Condutividade térmica do líquido quente ($W/m^{\circ}C$)
K	Constante da Eq. (1)
K_s	Constante de Metzner e Otto
L	Comprimento da lâmina do impulsor (m)
L'	Comprimento vertical submerso da chicana tubular vertical (m)
L''	Comprimento total das seções verticais submersas das chicanas tubulares (m)
$\dot{m}_H$	Fluxo de massa do líquido quente (Kg/s)
M	Massa do líquido no tanque (Kg)
n	Índice de comportamento da lei de potência
N	Rotação do impulsor (rpm)
n_b	Número de bancos da chicana tubular vertical
N_t	Número de tubos por banco da chicana tubular vertical
P	Potência consumida pelo impulsor mecânico (J/s)
$\dot{q}$	Taxa de transferência de calor (J/s)
T_{b1}	Temperatura de tanque inicial ($^{\circ}C$)
T_{b2}	Temperatura de tanque final ($^{\circ}C$)
T_e	Temperatura do líquido na entrada da chicana tubular vertical ($^{\circ}C$)
T_s	Temperatura do líquido na saída da chicana tubular vertical ($^{\circ}C$)
U	Coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2^{\circ}C$)
t	Tempo de aquecimento (s)
v	Velocidade média do líquido na chicana (m/s)

$\dot{V}$	Fluxo volumétrico (m^3/s)
V	Volume útil do tanque (m^3)
x	Espaço entre a chicana tubular vertical e a parede do tanque (m)
w	Largura da lâmina do impulsor mecânico (m)
$\dot{W}$	Trabalho fornecido ao líquido pela rotação do impulsor mecânico (J/s)

Letras gregas

μ	Viscosidade do líquido na temperatura de bulk ($Pa\ s$)
μ_c	Viscosidade do líquido frio ($Pa\ s$)
μ_H	Viscosidade do líquido quente ($Pa\ s$)
$\dot{\gamma}$	Taxa de deformação (s^{-1})
ρ	Densidade do líquido na temperatura de bulk (Kg/m^3)
ρ_c	Densidade do líquido frio (Kg/m^3)
ρ_H	Densidade do líquido quente (Kg/m^3)
τ	Tensão de cisalhamento (Pa)
π	Constante trigonométrica
θ	Tempo de batelada (s)
ε	Rugosidade (m)

Números adimensionais

Re_i	Reynolds do líquido no interior da chicana, $Re_i = \frac{v D_i^2 \rho}{\mu}$
Re	Número de Reynolds
Re_{MO}	Reynolds de Metzner e Otto, $Re_{MO} = \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{k(K_s)^{n-1}}$

Pr Número de Prandtl

Pr_i Prandtl do líquido no interior da chicana, $Pr_i = \frac{c_p \mu}{k'}$

Pr_{MO} Prandtl de Metzner e Otto, $Pr_{MO} = \frac{c_p k (K_s N)^{n-1}}{k'}$

f Fator de fricção de Moody, $f = \frac{1.6364}{\left[\ln \left(0.135 \frac{\varepsilon}{D_i} + \frac{6.5}{Re_i} \right) \right]^2}$

Vi Razão entre as viscosidades na temperature de bulk e de parede

Vi_{MO} Razão entre as viscosidades na temperature de bulk e de parede Metzner e Otto, $Vi_{MO} = \frac{|k(K_s N)^{n-1}|_{\bar{t}_b}}{|k(K_s N)^{n-1}|_{\bar{T}_W}}$

N_p Número de potência, $N_p = \frac{P}{\rho N^3 D_a^5}$

Nu Número de Nusselt, $Nu = \frac{h_0 D_t}{k'}$

Sumário

1 INTRODUÇÃO	19
1.1. Importância	19
1.2. Problemática	19
1.3. Justificativa.....	20
1.4. Objetivo	21
1.5. Objetivos específicos	21
1.6. Fundamentação Teórica	21
1.6.1. <i>Tanques com impulsores mecânicos</i>	21
1.6.2. <i>Impulsores mecânicos</i>	25
1.6.3. <i>Chicanas</i>	29
1.6.4. <i>Escoamento de Flúidos em Tanques com impulsores</i>	30
1.6.5. <i>Fluído Newtoniano</i>	31
1.6.6. <i>Fluído Não-Newtoniano</i>	32
1.6.7. <i>Fluidos dependentes do tempo</i>	33
1.6.8. <i>Fluidos independentes do tempo</i>	34
1.6.9. <i>Modelos Reológicos</i>	35
1.6.10. <i>Modelo da Lei da potência</i>	35
1.6.11. <i>Modelo de Bingham</i>	36
1.6.12. <i>Modelo de Herschel-Bulkley</i>	36
1.6.13. <i>Potência consumida</i>	36
1.6.14. <i>Constante K_s de Metzner-Otto</i>	40
1.6.15. <i>Transferência de calor</i>	41
1.6.16. <i>Condução</i>	41
1.6.17. <i>Convecção</i>	43
1.6.18. <i>Radiação</i>	44
1.6.19. <i>Teoria da camada limite hidrodinâmica</i>	46
1.6.20. <i>Teoria da camada limite térmica</i>	47
1.6.21. <i>Coeficiente de convecção e Equação de Nusselt</i>	48
1.6.22. <i>Trocadores de calor</i>	52

1.6.23.	<i>Jaquetas</i>	53
1.6.24.	<i>Serpentina helicoidal</i>	55
1.6.25.	<i>Serpentina Espiral</i>	57
1.6.26.	<i>Chicanas tubulares verticais</i>	61
2	MATERIAL E MÉTODOS	65
2.1.	Material	65
2.1.1.	<i>Unidade experimental e periféricos</i>	65
2.1.2.	<i>Fluidos utilizados no experimento</i>	71
2.2.	Geometria do tanque e periféricos	75
2.3	Método	76
2.3.1.	<i>Planejamento experimental – transferência de calor</i>	76
2.3.2.	<i>Aquecimento</i>	78
2.3.3.	<i>Resfriamento</i>	79
2.3.4.	<i>Procedimento experimental - potência consumida</i>	79
2.3.5.	<i>Procedimento experimental para determinação do K_s</i>	81
3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	82
3.1	Modelo de Metzner-Otto (K_s)	83
3.2	Determinação de $N_p \times Re_{MO}$	83
3.3	Comparação da potência consumida com outros modelos da literatura	87
3.4	Coeficiente global de transferência de calor	87
3.5	Coeficientes de convecção e números adimensionais	97
3.6	Determinação dos modelos para transferência de calor	106
3.7	Comparação entre os modelos de aquecimento e resfriamento	109
3.8	Comparação entre o modelo de aquecimento com outros modelos	110
4	CONCLUSÕES	111
	REFERÊNCIAS	111

1 INTRODUÇÃO

1.1. Importância

Tanques com impulsores mecânicos são muito utilizados nas indústrias para reações químicas e operações unitárias como agitação e mistura, dissolução de sólidos ou gases, suspensão de sólidos, aeração, homogeneização de líquidos, tratamento de efluentes e troca térmica.

A utilização de tanques nos processos industriais mostra o quanto esse equipamento é versátil, atendendo as mais variadas aplicações em indústrias de alimentos e bebidas, biodiesel, celulose e papel, fertilizantes, cimento, mineração e metalurgia, petroquímico, químico, siderurgia, têxtil, tintas e vernizes.

Conforme Malik et al. (2016), a maior parte da produção de produtos químicos e farmacêuticos acontece em tanque com agitação em operações em batelada e mais de 25% destes tanques são equipados com impulsores tipo turbina Rushton. Em muitas situações, o bombeamento de um líquido contido no tanque exige o aquecimento, com o objetivo de reduzir a viscosidade ou o resfriamento dentro de uma faixa de tempo estabelecido. De acordo com Oldshue (1983), a transferência de calor é mais eficiente nas operações em tanques com impulsores mecânicos. Oldshue e Herbst (1992), concluíram que 85% dos processos em tanques com agitação, ocorre transferência de calor.

1.2. Problemática

As configurações entre impulsores e trocadores de calor mais usadas em tanques com agitação que estão disponíveis na literatura e apresentam vários modelos matemáticos para a equação de Nusselt em função dos números de Reynolds e Prandtl, são formadas por impulsores mecânicos axiais tipo hélice naval, turbina de pás inclinadas 45° ou radiais tipo turbina de pás retas ou turbinas de disco com múltiplas pás (Rushton), tendo como superfícies de troca térmica, as camisas ou jaquetas e serpentinas helicoidais ou espirais. No entanto, ainda faltam informações na literatura quando o líquido no tanque é não-Newtoniano e sua configuração é

formada por impulsor mecânico radial tipo turbina Smith e chicanas tubulares verticais, motivo que despertou grande interesse no desenvolvimento desse estudo envolvendo estes dispositivos.

1.3. Justificativa

Nas indústrias, muitas operações dependem da utilização de tanque de mistura, tais como: mistura de líquidos miscíveis e imiscíveis; mistura de líquidos e sólidos (pastas e suspensões); dispersão de gases em líquidos (aeração), além de melhorar a transferência de calor entre líquido e superfície aquecida ou resfriada.

Diversos produtos podem ser obtidos através das operações citadas, como polímeros, perfumes, resinas, fertilizantes e produtos alimentícios (Rosa et. At. 2014).

O dimensionamento destes tanques deve seguir as especificações dentro de cada necessidade exigindo em sua construção um projeto característico de tipos de impulsores e trocadores de calor, buscando maior produtividade e menores custos na qualidade exigida dos produtos.

Muitos produtos industrializados e utilizados no cotidiano das pessoas, são considerados fluídos não newtonianos, como exemplos, podem-se citar a pasta de dentes, ketchup, tintas, gel, xampu, cremes, entre tantos outros.

O estudo do comportamento reológico desses produtos se faz necessário para o dimensionamento de bombas e equipamentos, prevendo a melhor condição de escoamento entre outras possibilidades.

A determinação da potência consumida pelo motor que gira o eixo acoplado ao impulsor mecânico na rotação necessária para promover a agitação e mistura desejada é um dos principais fatores do projeto de um tanque, pois implica diretamente no consumo energético e na viabilidade do sistema.

Dessa forma, torna-se necessário realizar um estudo experimental a fim de mensurar a potência consumida e as propriedades físicas para caracterização de um modelo reológico. Com este estudo é possível estabelecer um perfil hidrodinâmico, além da caracterização do processo de transferência de calor, através de diferentes

superfícies de troca térmica e modelos de impulsores, para estabelecer modelos matemáticos que satisfaçam o fenômeno observado.

1.4. Objetivo

O trabalho teve por objetivo determinar modelos para o aquecimento e resfriamento de fluidos viscosos em tanque equipado com impulsor Smith e chicana tubular vertical em operação batelada com fluidos Newtonianos e não-Newtonianos.

1.5. Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho foram:

- a) Determinar a constante de Metzner e Otto para a relação entre a taxa de cisalhamento e rotação do impulsor Smith.
- b) Quantificar o número de potência para a agitação com o impulsor Smith.
- c) Obter os parâmetros da equação de Nusselt nos processos de aquecimento e resfriamento de fluidos viscosos (Newtoniano e não-Newtoniano) com a agitação promovida pelo impulsor Smith.
- d) Avaliar a eficiência de troca térmica entre o aquecimento e o resfriamento.
- e) Comparar os modelos obtidos para o impulsor Smith com outros impulsores, axial com 4 pás inclinadas e turbina Rushton.

1.6. Fundamentação Teórica

1.6.1. Tanques com impulsores mecânicos

Geralmente, os tanques com agitação são cilíndricos com fundo chato ou arredondado e possuem rotores ou impulsores mecânicos acoplados a um eixo vertical acionado por um sistema de motor elétrico e redutor de velocidade, defletores ou chicanas posicionadas nas paredes laterais, com a função de evitar a formação de

vórtices ao redor do eixo decorrentes do movimento do fluido, melhorando a qualidade de mistura, além de acessórios para permitir o fluxo de entrada e saída de materiais e dispositivos de segurança.

A construção de um tanque de mistura depende basicamente da sua geometria, razão entre o diâmetro e a altura em função do tipo de operação unitária do sistema em que está envolvido. Apresenta-se na figura 1 um tanque com agitação e seus periféricos básicos.

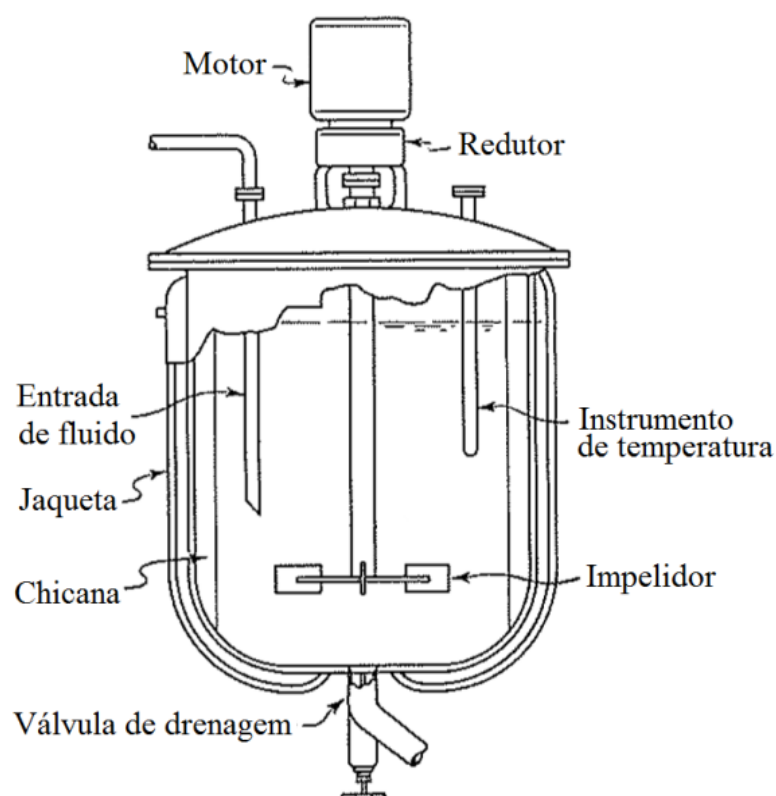


Figura 1 - Esquema de um tanque agitador

Fonte: Mc Cabe, Smith e Harriot (2005)

Apresentam-se na figura 2 os esquemas de vasos cilíndricos verticais com vários tipos de fundos. (a) Fundo plano; (b) Fundo arredondado; (c) Fundo cônico; (d) Fundo com perfil reto (e) Fundo com perfil arredondado.

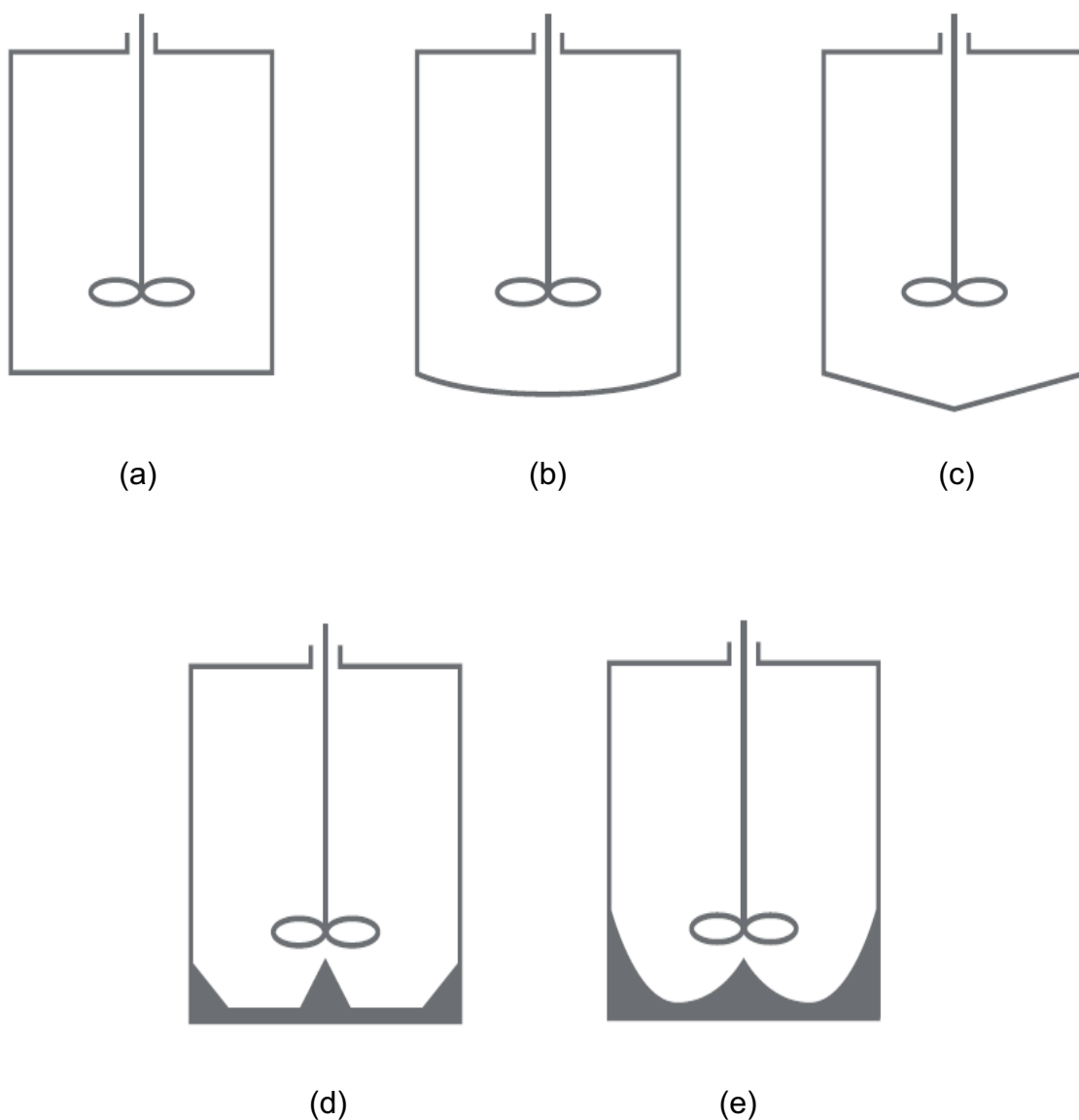


Figura 2 - Tanques cilíndricos verticais - (a) Fundo plano; (b) Fundo arredondado; (c) Fundo cônico; (d) Fundo com perfil reto (e) Fundo com perfil arredondado.

Fonte: Musil e Vlk, (1978); Chudacek, (1984, 1985)

Apresenta-se na figura 3 o modelo de tanque com agitação, e na tabela 1, as relações geométricas de Rushton.

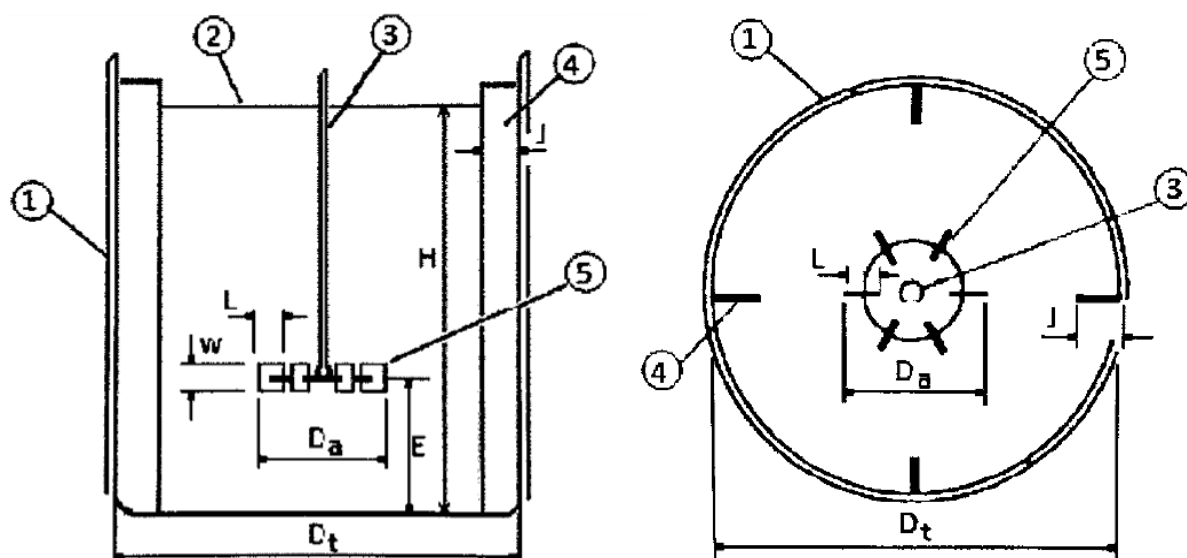


Figura 3 - Relações geométricas propostas por Rushton, Costich e Everett (1950): 1) Paredes do tanque; 2) Nível de líquido; 3) Eixo do impulsor; 4) Chicana; 5) Impulsor mecânico do tipo turbina de 6 pás planas.

Fonte: MORAES JÚNIOR e MORAES (2011).

Tabela 1 - Relações geométricas por Rushton, Costich e Everett (1950).

$D_a = D_t/3$	$D_t = H$
$J = D_t/10$	$E = D_t/3$
$W = D_a/5$	$L = D_a/4$

Fonte: Rushton, Costich e Everest (1950).

Visando obter melhor resultado na qualidade de mistura e menor consumo de energia, Rushton, Costich e Everest (1950), em seus experimentos com tanque de fundo plano e impulsor tipo turbina de 6 pás planas, estabeleceram um modelo em

que as razões entre o diâmetro do impulsor (D_a), comprimento das pás (L), altura das pás (W), distância entre o impulsor e o fundo do tanque (E), altura de líquido (H) e largura das chicanas (J) são determinadas em função do diâmetro interno do tanque (D_t).

1.6.2. Impulsores mecânicos

Os impulsores mecânicos são componentes rotativos dotados de pás para a promoção de transferência de movimento, calor e massa dentro de um tanque de mistura. A seleção do impulsor mais adequado para um determinado processo requer informações precisas sobre as propriedades do fluido, condições do processo e particularidades do mesmo (GHOTLI et al., 2013).

Os fluídos de baixa viscosidade (1 a 1000 cP) e média viscosidade (1000 a 10000 cP) costumam ser agitados por impulsores tipo turbina e quando o líquido é de alta viscosidade (10000 a 1000000 cP), são indicados os impulsores tipo hélice ou âncora (LUDWIG, 1995). O impulsor tipo hélice é utilizado para agitação de fluidos e podem ser empregados na suspensão de sólidos, mistura de fluidos miscíveis e na transferência de calor. Em líquidos de baixa viscosidade, são recomendados os impulsores axiais para altas rotações (1150 a 1750 RPM), em que as direções de fluxo do fluido são no sentido do eixo. Estes impulsores apresentam maior eficiência energética devido ao ângulo de suas pás, que conseguem aplicar forças cisalhantes maiores na superfície do fluido. Para fluídos de alta viscosidade, os impulsores axiais tendem a promover fluxos semelhantes aos obtidos pelos impulsores radiais (MCCABE, SMITH e HARRIOT, 2005).

Os impulsores mecânicos são classificados em dois grupos, de fluxo axial ou radial, conforme a direção do fluxo do fluido em relação ao eixo. Os impulsores e os fluxos estão apresentados na figura 4.

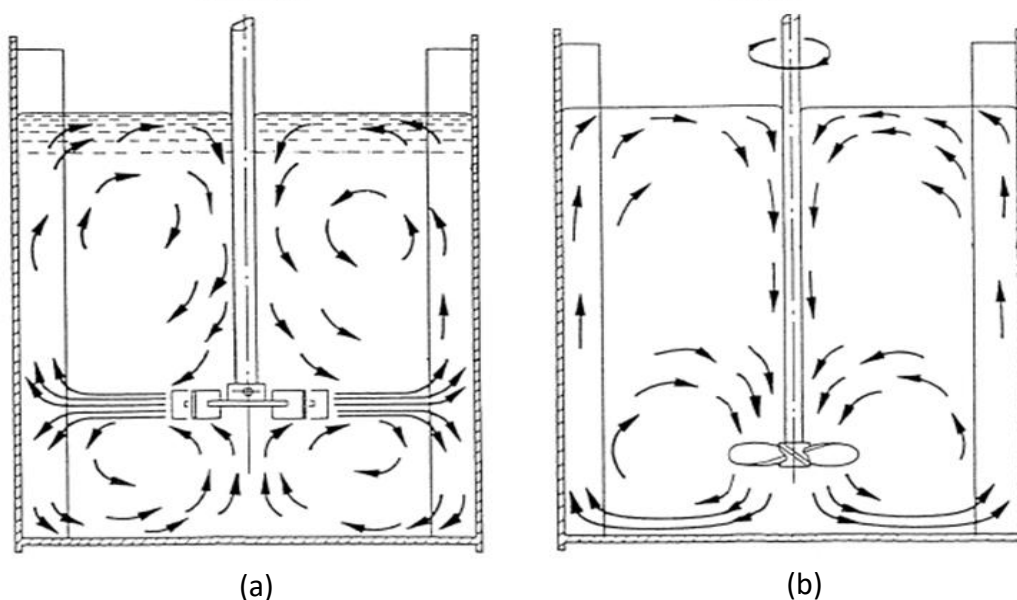
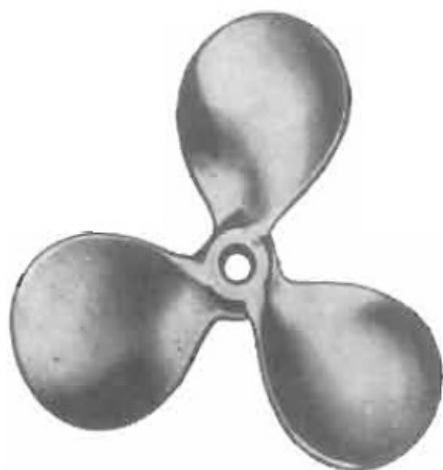


Figura 4 - Grupos de impulsores; (a) Radial (b) Axial

Fonte: COKER, 2007

Outro tipo de impulsor é a turbina de pás inclinadas a 45° , que devido a essa inclinação consegue realizar um fluxo axial com boa transferência de massa em baixas rotações. Neste tipo de turbina, quando é reduzido o ângulo das pontas de suas pás, é chamada de turbina de alta eficiência.

As turbinas radiais apresentam a vantagem de promover um fluxo turbulento, perpendicular ao eixo, na direção radial ou tangencial no sentido da parede interna do tanque. Entre os impulsores radiais, o mais usado é o tipo turbina Rushton de 6 pás planas, que são indicados para líquidos de baixa e média viscosidade e operam em rotações entre 90 e 300 RPM. A desvantagem é um maior consumo energético devido a maior área de contato entre sua superfície e o líquido. Mostra-se na figura 5 os impulsores citados.



(A)



(B)

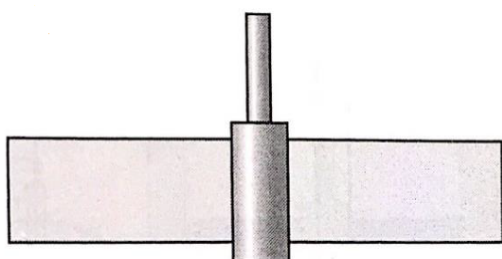


(C)

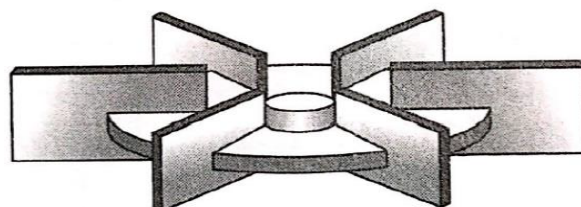
Figura 5 - Impulsores axiais: A) Hélice Naval; B) Turbina de pás inclinadas 45°; C) Turbina de alta eficiência.

Fonte: LUDWIG (1995).

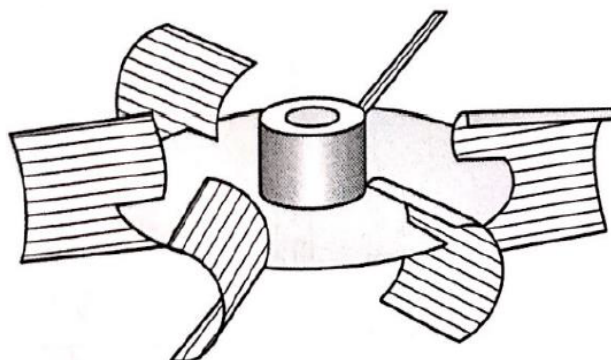
Mostram-se nas figuras 6a, 6b e 6c os impulsores radiais.



(a)



(b)



(c)

Figura 6 - Impulsores radiais: a) Turbina de pás retas; b) Disco turbina com múltiplas pás; c) Impulsor Smith.

Fonte: MCCABE, SMITH e HARRIOT, (2005).

Na agitação e mistura de fluídos de alta viscosidade, usualmente é empregado o uso de impulsores tipo âncora ou fita helicoidal. Estes impulsores são aplicados a fluídos com viscosidade até 25000000 cP e operam em baixas rotações, no entanto, promovem um escoamento em regime laminar. Ilustram-se nas figuras 7a e 7b estes impulsores.



(a)



(b)

Figura 7 - Impulsores radiais: a) Fita dupla; b) Âncora.

Fonte: LUDWIG (1995).

1.6.3. Chicanas

As chicanas são formadas por chapas instaladas verticalmente próximas a parede do tanque ou com espaçamento de 2% do diâmetro interno do tanque conforme a Figura 8 (MORAES JÚNIOR E MORAES, 2011).

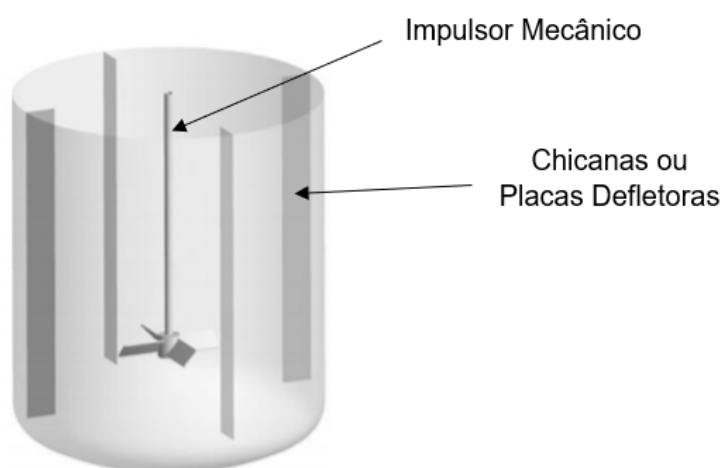


Figura 8 - Chicanas

FONTE: MORAES JÚNIOR E MORAES, 2011.

As chicanas são equipamentos instalados em tanques de mistura para evitar a formação de vórtices como é ilustrado nas figuras 9 (a) e 9 (b), aumentando a turbulência e gerando uma melhor mistura do fluido, reduzindo também o tempo de mistura, entretanto, elevando a potência consumida pelo motor elétrico (McCABE, 2005).

As chicanas são utilizadas para evitar a formação de vórtices durante a agitação de líquidos com impulsores instalados no centro do tanque. Esses vórtices diminuem a capacidade do tanque, podendo diminuir a eficiência da agitação e alterar as propriedades do fluido devido a areação (HARNBY; EDWARDS; NIENOW, 2001). Mostram-se nas figuras 9 (a) e (b) mostram o comportamento do líquido em um tanque agitado com e sem a adição de chicanas.

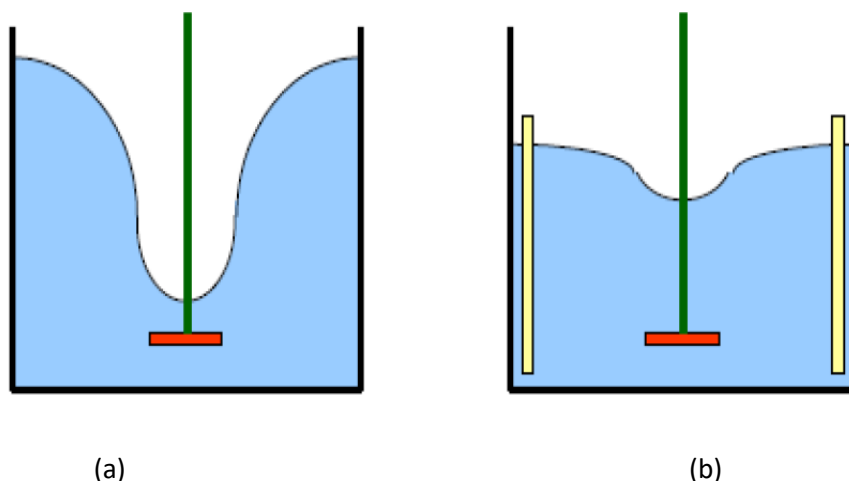


Figura 9 - Vórtice de um tanque agitador sem chicana (a) e com chicanas (b).

Fonte: Gonzales (2015).

1.6.4. Escoamento de Fluidos em Tanques com impulsores

A análise do padrão de escoamento que pode ser laminar, turbulento ou de transição tem influência direta no valor da potência consumida pelo impulsor, no tempo de mistura e na eficiência da troca térmica tanto para o resfriamento quanto para o aquecimento (HAQUE, MAHMUD E ROBERTS, 2006).

O padrão de escoamento pode ser determinado através de um parâmetro adimensional denominado Número de Reynolds, que estabelece a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas por unidade de volume (FREIRE, 1990).

Se o padrão de escoamento analisado apresentar característica de fluxo turbulento, sabe-se que é o movimento em que as partículas dos fluidos se misturam de forma não linear em todas as direções. Em relação a troca térmica, esse tipo de escoamento favorece-a, pois reduzem as áreas de zonas estagnadas, entretanto, exigem um maior gradiente de pressão devido à grande quantidade de energia dissipada (FREIRE, 1990).

Muitos processos ocorrentes na indústria química exige a operação de mistura, que depende do movimento do fluido agitado em um tanque. Tratando-se de líquidos, é necessário selecionar os equipamentos de agitação em função de sua viscosidade. Quando se trata de um líquido homogêneo, não ocorre a mistura, a não

ser que seja adicionado outro líquido com propriedades diferentes, como o tanque é equipado com uma superfície de troca térmica, a agitação tem outro propósito, o aquecimento ou resfriamento de fluídos.

1.6.5. Fluido Newtoniano

A Lei de Newton da viscosidade descreve uma classe de fluídos que apresentam uma relação direta entre a taxa de cisalhamento e a tensão cisalhante imposta no próprio fluido (CHHABRA, 2010). Este experimento está representado na figura 10, onde duas placas planas e paralelas estão sobrepostas com uma fina camada de fluído (dv_y) entre elas, sendo que a placa inferior é fixa e outra é móvel na direção x.

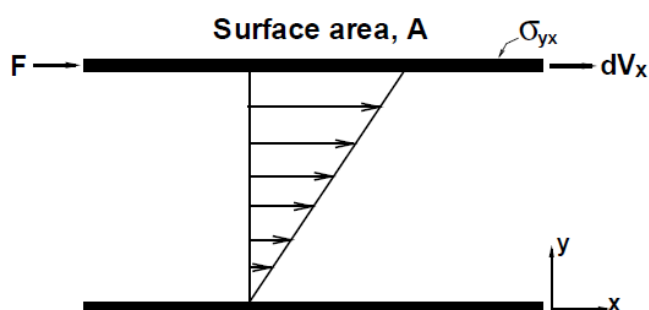


Figura 10 - Experimento de Newton da lei da viscosidade

Fonte: CHHABRA (2010).

Observa-se que quando aplicada uma força tangencial (F) na área da placa móvel, ocorre um deslocamento na direção do eixo x , que corresponde a uma variação de velocidade (dv_x). Disso pode-se representar a lei de Newton da viscosidade na equação 1.

$$\tau = \mu \frac{dv}{dx} \quad (1)$$

Em que:

τ é a tensão cisalhante;

μ é a constante de proporcionalidade, conhecida como viscosidade dinâmica;

$\frac{dv}{dx}$ é o gradiente de velocidade na direção x;

Sabe-se que a viscosidade é a propriedade relacionada a um determinado fluido que possui uma resistência à deformação por cisalhamento e para Newton, a tensão de cisalhamento é proporcional ao gradiente de velocidade. Os fluidos que obedecem a este comportamento, são conhecidos como fluidos newtonianos, na qual, a viscosidade somente pode sofrer variações em função da temperatura.

1.6.6. Fluido Não-Newtoniano

São classificados como fluidos não-newtonianos aqueles que sua viscosidade não varia apenas em função da temperatura, mas sofrem variações também em função da taxa de deformação, ou seja, o comportamento reológico não possui uma proporcionalidade linear, sendo esta viscosidade denominada de viscosidade aparente (μ_{ap}).

Estes tipos de fluidos são classificados em três grupos: dependentes do tempo, independentes do tempo e viscoelásticos como podem ser vistos no esquema apresentado na figura 11.

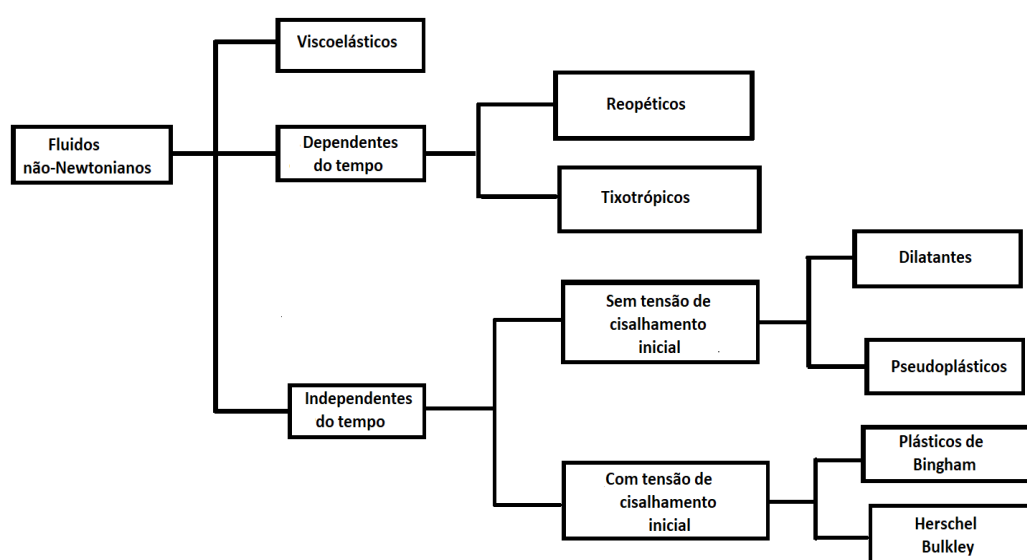


Figura 11 - Classificação dos fluidos não-newtonianos.

1.6.7. Fluidos dependentes do tempo

São fluidos nos quais a viscosidade varia em função do tempo quando submetidos a uma mesma tensão de cisalhamento. Segundo Bennett e Meyers (1982), para os fluidos que possuem esse tipo de comportamento, a tensão de cisalhamento é uma função do tempo para a taxa de deformação constante.

a) Tixotrópicos: São aqueles que apresentam queda da viscosidade com o tempo quando submetidos a uma taxa de deformação constante. Quando a deformação é interrompida, sua viscosidade retorna ao valor inicial. Esses tipos de fluidos podem ser encontrados no processamento de metais, alimentos, minerais, produtos farmacêuticos e cerâmicos, também em géis, tintas, fluidos de perfuração e concretos (MEWIS E WAGNER, 2009).

b) Reopéticos: São aqueles que apresentam aumento da viscosidade em função do tempo quando submetidos à taxa de deformação constante e retorna a seu valor inicial quando a deformação aplicada é retirada. Tem-se como exemplos, a argila e a bentonita. A figura 12 apresenta a histerese formada pela taxa de deformação em função da tensão de cisalhamento para fluidos dependentes do tempo.

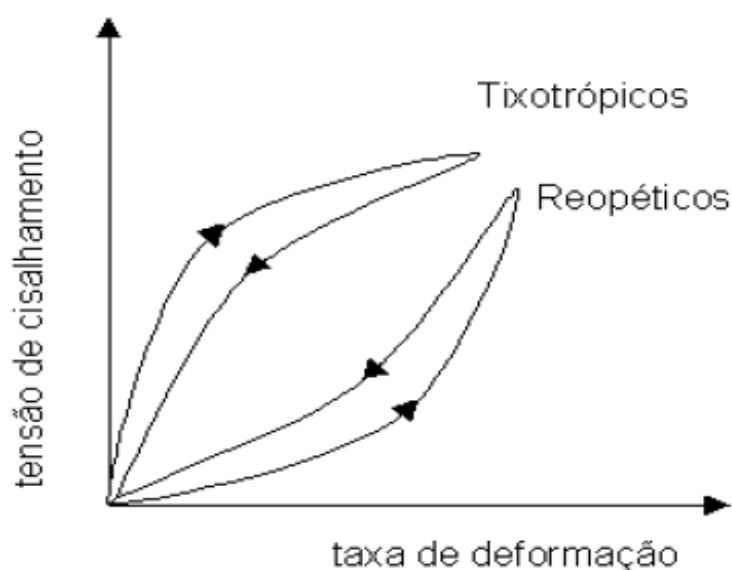


Figura 12 - Comportamento da taxa de deformação em função da tensão de cisalhamento para fluidos dependentes do tempo.

Fonte: MACHADO (2002).

1.6.8. Fluidos independentes do tempo

Os fluidos não-newtonianos independentes do tempo sem limite de tensão de escoamento são os pseudoplásticos e dilatantes, os quais os valores de viscosidade diminuem e aumentam conforme a taxa de cisalhamento aumenta ou diminui, respectivamente (FERREIRA et al., 2005). Tem-se na figura 13 as relações entre as tensões de cisalhamento e taxa de deformação destes fluidos.

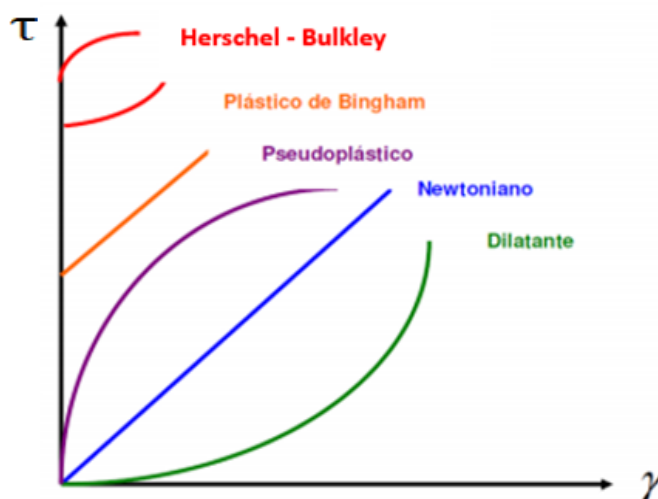


Figura 13 - Tipos de comportamento de fluxo independente do tempo.

Fonte: MACHADO (2002).

- a) Pseudoplásticos: A viscosidade diminui com o aumento da taxa de deformação, tendo como exemplo a solução de carboximetilcelulose.
- b) Dilatantes: A viscosidade aumenta quando a taxa de deformação é aumentada, tendo como exemplo solução de amido.

Com tensão limite de escoamento:

- a) Plásticos de Bingham: Este tipo de fluido possui uma relação linear entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação quando submetidos a tensões acima da tensão limite de escoamento, tendo como exemplo fluidos de perfuração de poços de petróleo.

- b) Herschel-Bulkley: Este tipo de fluido não possui uma relação linear entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação quando submetidos a tensões acima da tensão limite de escoamento. É um pseudoplástico com tensão inicial.

1.6.9. Modelos Reológicos

São modelos matemáticos que relacionam as propriedades reológicas de um fluido através de grandezas como concentração e temperatura. Esse conhecimento é fundamental no projeto de bombas e equipamentos usados no processo industrial afim de obter melhor eficiência no controle de qualidade. As propriedades reológicas dos fluidos podem ser representadas pela equação (2) entre os valores experimentais que relacionam a tensão de cisalhamento (τ), com a taxa de deformação ($\dot{\gamma}$).

$$\tau = f(\dot{\gamma}) \quad (2)$$

1.6.10. Modelo da Lei da potência

O modelo da Lei da Potência, também conhecido como modelo de Ostwald-de-Waele (1923, 1925), representado pela equação (3) é um dos modelos mais utilizados para descrever o comportamento reológico de fluidos não-newtonianos.

$$\tau = K(\dot{\gamma})^n \quad (3)$$

Sendo k e n parâmetros empíricos para ajuste da curva, conhecidos como coeficiente fator de consistência e índice de comportamento do fluido, respectivamente. Para $n < 1$, o fluido apresenta comportamento pseudoplástico, para o fluido $n = 1$, se comporta como newtoniano, e com $n > 1$, o comportamento é dilatante (CHHABRA e RICHARDSON, 1999).

1.6.11. Modelo de Bingham

Existem fluidos independentes do tempo que necessitam de uma tensão inicial de escoamento, abaixo dessa tensão, o material permanece em repouso. O modelo matemático que representa esse tipo de comportamento é dado pela equação (4).

$$\tau = \tau_0 + \mu_p \dot{\gamma} \quad (4)$$

Em que μ_p é a viscosidade plástica de Bingham (Pa. s).

1.6.12. Modelo de Herschel-Bulkley

O modelo de Herschel-Bulkley é uma extensão do modelo da Lei da potência, utilizado para fluidos com tensão inicial de escoamento. O modelo matemático que representa o comportamento desses fluidos é representado pela equação (5).

$$\tau = \tau_0 + K \dot{\gamma}^n \quad (5)$$

1.6.13. Potência consumida

A potência consumida é calculada em função de diversos fatores como as propriedades físicas do líquido (densidade e viscosidade), rotação do impulsor, forças gravitacionais, diâmetro do tanque e do impulsor, distância das pás do impulsor ao fundo do tanque, comprimento e altura das pás, largura da chicana e o nível do líquido, conforme a equação (6), para um tanque que segue as correlações geométricas recomendadas por Rushton (KERN, 1950).

$$P = f(\rho, \mu, N, g, D_t, D_a, E, L, W, J, H) \quad (6)$$

Existem diversas técnicas desenvolvidas para estimar a potência consumida em um tanque com impulsor mecânico, como a fluido dinâmica computacional (CFD), que propõem modelos a partir de dados experimentais obtidos em unidades piloto e de bancada. Os modelos propostos podem ser obtidos de forma numérica a partir das

equações de Navier-Stokes ou através da análise dimensional na unidade de agitação (Taghavi et. al., 2011).

Utilizando análise dimensional, a equação (7) mostra os grupos adimensionais das grandezas fundamentais utilizadas para descrever a potência consumida em um tanque, onde cada termo da equação é escrito em forma de grandeza fundamental elevado a um expoente e adiciona-se uma constante de proporcionalidade (K).

$$\frac{P}{\rho N^3 D_a^5} = K \left(\frac{ND_a^2 \rho}{\mu} \right)^a \left(\frac{D_a N^2}{g} \right)^b (geometria)^c \quad (7)$$

O grupo adimensional à esquerda da equação (7) é o número de potência (N_p ou ϕ), onde o termo P representa a potência, ou seja, a energia por unidade de tempo dissipada no líquido. A potência elétrica consumida pelo motor será um valor maior do que o obtido em P , visto que existem perdas por transmissão nos rolamentos e caixas de redução (CHHABRA e RICHARDSON, 2011).

O primeiro grupo adimensional à direita da equação, sob o expoente “ a ” representa o Número de Reynolds (Re) para escoamento em tanques, o segundo grupo adimensional a direita, sob o expoente “ b ” é denominado número de Froude (Fr) e o terceiro termo representa diversas correlações geométricas que podem ser elevadas a diferentes expoentes, como por exemplo diâmetro do impulsor, diâmetro do tanque, largura da chicana, dimensões do impulsor e tem uma parcela pouco representativa em comparação com o número de Reynolds e Froude (COKER 2007; MORAES JÚNIOR e MORAES, 2011).

O número de Froude é um adimensional que correlaciona as forças inerciais com as forças gravitacionais. Segundo Moraes Júnior e Moraes (2011), o número de Froude é considerado quando há formação de vórtices, sendo descartado em tanques equipados com chicanas, assim a potência pode ser determinada apenas em função do número de Reynolds. O número de Froude também pode ser desconsiderado quando o número de Reynolds for abaixo de 300 (CHHABRA e RICHARDSON, 2011). Sendo assim, a equação (7) se reduz a equação (8).

$$\frac{P}{\rho N^3 D_a^5} = K \left(\frac{ND_a^2 \rho}{\mu} \right)^a \quad (8)$$

As correlações obtidas entre o número de potência (ϕ) e o número de Reynolds (Re) para impulsores do tipo axial e tipo turbina radial de 6 pás planas, propostas por Rushton et al., foram ilustradas pelas figuras 14 e 15, respectivamente.

Pode-se observar nas figuras a existência de três zonas distintas, onde o regime é laminar ($Re < 30$) e o coeficiente da curva de potência em coordenadas log-log é -1. Nesta região a mistura é lenta, sendo caracterizada predominantemente por fluidos muito viscosos.

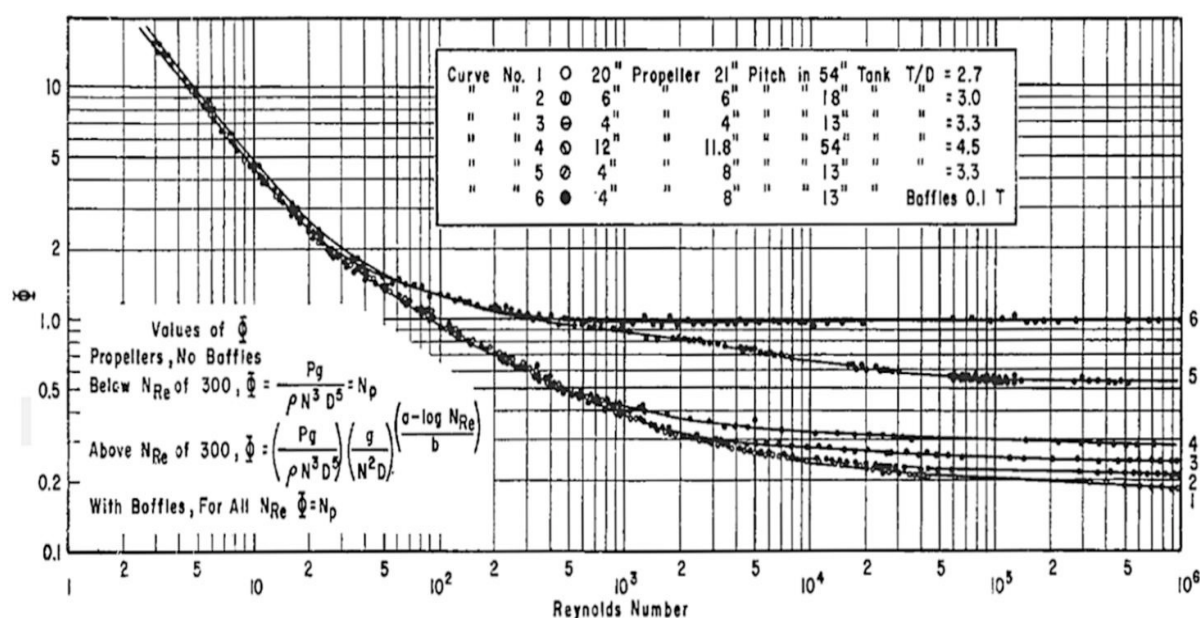


Figura 14 - Número de potência para impulsores do tipo axial.

Fonte: Coker (2007).

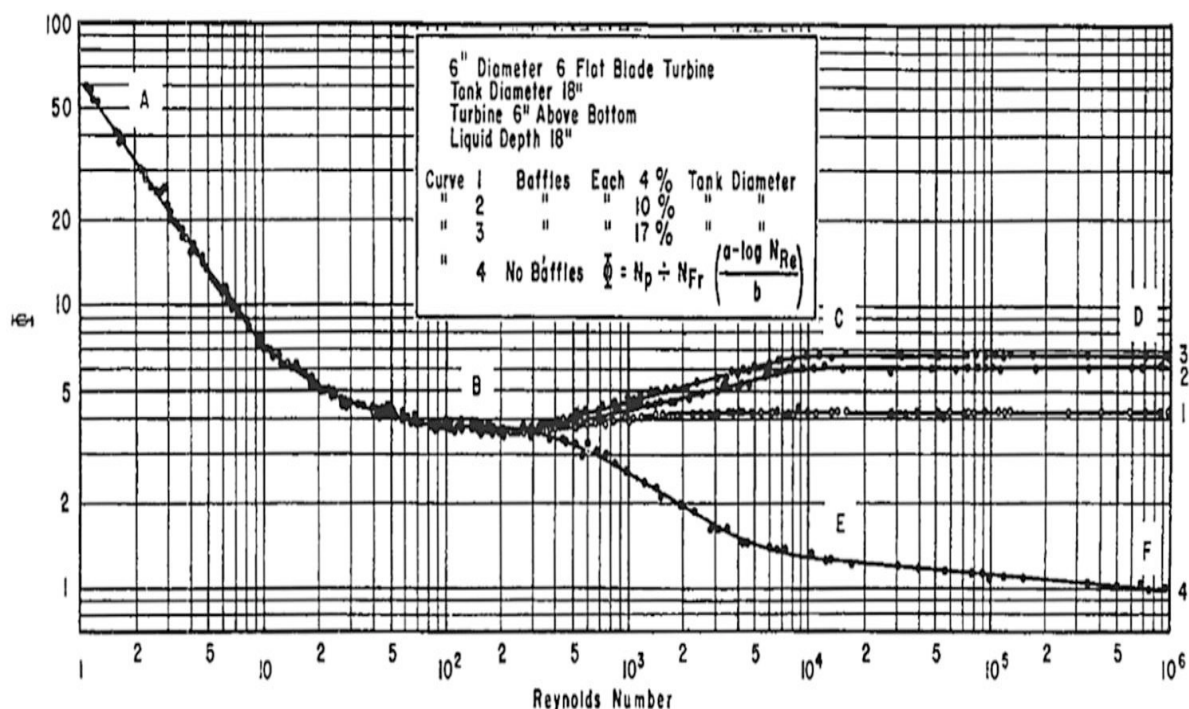


Figura 15 - Número de potência para impulsores do tipo radial.

Fonte: Coker (2007).

O limite desta região é indicado pelo número de potência ser inversamente proporcional ao número de Reynolds. A segunda região é de transição que apresenta um suave decaimento dos valores do número de potência seguido de acréscimo até a terceira região que se caracteriza por valores constantes de N_p independentemente do número de Reynolds (CHHABRA e RICHARDSON, 2011).

Pode-se observar nos gráficos apresentados nas figuras 14 e 15 que a potência consumida é determinada em função do número de Reynolds, desta forma, torna-se necessário um estudo do perfil de escoamento do fluido em um tanque agitado. Como o número de Reynolds exprimi a relação entre as forças inerciais e viscosas, passa a ser representado através do modelo reológico da lei da potência proposto por Ostwald e de Waele, mostrado na equação (9).

$$Re_{MO} = \frac{ND_a^2 \rho}{K(\dot{\gamma})^{n-1}} \quad (9)$$

1.6.14. Constante K_s de Metzner-Otto

Metzner e Otto (1957) realizaram um estudo para correlacionar a taxa de cisalhamento ($\dot{\gamma}$) com a rotação do impulsor mecânico (N). O Estudo foi realizado em tanques com impulsores do tipo turbina de 6 pás planas, obtendo uma relação entre os diâmetros do tanque e dos impulsores (D_a/D_t), entre 0,33 e 0,75. Os tanques utilizados nos experimentos foram equipados com 4 chicanas diametralmente opostas com largura de 0,10 do diâmetro do tanque. Os fluidos utilizados foram soluções poliméricas de carboximetilcelulose sódica (CMC), Carbopol e Attasol. Todos os fluidos apresentaram um comportamento reológico descrito pela Lei da Potência, sendo considerados independentes do tempo. A reologia dos fluidos foi realizada através de um viscosímetro rotacional de Stormer e um viscosímetro capilar similar do modelo de Cannon Fenske.

Os resultados obtidos nos experimentos estabeleceram uma relação linear entre a rotação do impulsor mecânico e a taxa de cisalhamento através de um coeficiente angular denominado K_s . Como a taxa de cisalhamento diminui no sentido radial ao se afastar do impulsor, a viscosidade de um fluido não-Newtoniano pseudoplástico tende a aumentar no mesmo sentido, foi considerada uma taxa de cisalhamento média do escoamento para todo o sistema em determinada rotação, como pode ser vista na equação (10), (HOLLAND e CHAPMAN, 1966).

$$(\bar{\dot{\gamma}}) = K_s N \quad (10)$$

Substituindo a equação (10) na equação (9), obteve-se a equação (11) de Reynolds modificada.

$$Re_{MO} = \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{K(K_s)^{n-1}} \quad (11)$$

A constante de Metzner e Otto é obtida de forma experimental e é dependente da geometria do tanque e do impulsor mecânico empregado. A Tabela 2 apresenta os valores de K_s encontrados pelos autores.

Tabela 2 - Valores de Ks
 Fonte: Adaptado de CHHABRA E RICHARDSON (2011).

Impulsor Mecânico	Ks (n < 1)
Radial com 6 pás planas	11,5 ± 1,5
Radial com 6 pás de 45°	13 ± 2,0
Propulsor marítimo de 3 pás	10
Axial com 4 pás de 45°	10

1.6.15. Transferência de calor

É a ciência que estuda as taxas de transferência de calor, como forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

O calor pode ser transferido de três diferentes modos: condução, convecção e radiação. Todos os modos de transferência de calor exigem a diferença de temperatura e ocorrem da maior para a menor temperatura.

1.6.16. Condução

A condução é a transferência de energia que irá ocorrer em um meio estacionário (sólido, líquido ou gasoso) de um corpo de alta temperatura para outro de temperatura menor, isto é, o choque de partículas com mais energia com partículas com menor energia devido a interações entre elas, ou seja, pela sua agitação molecular durante sua interação (KERN, 1959; ÇENGEL e BOLES, 2013). A condução poderá ocorrer entre diferentes meios, desde que estes meios estejam em contato direto um com o outro.

Em líquidos e gases, a condução deve-se às colisões das moléculas em seus movimentos aleatórios. Nos sólidos, ela acontece por causa da combinação das vibrações em rede, e a energia é transportada por elétrons livres. Na Figura 16, ilustra-

se um exemplo em que o mecanismo de transferência de calor por condução ocorre em uma parede de espessura L , a temperatura mais elevada (T_1) do lado quente flui para o lado frio de menor temperatura (T_2).

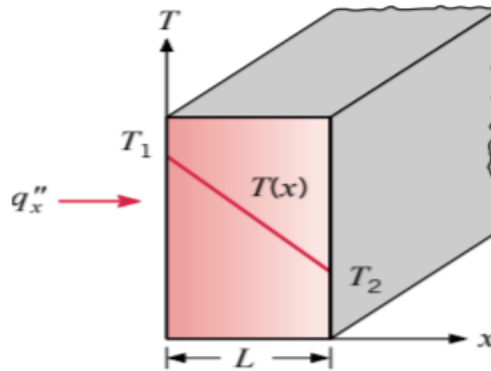


Figura 16 - Transferência de calor unidimensional por condução.

Fonte: Incropera et al. (2008).

A equação da taxa de transferência de calor por condução é dada pela lei de Fourier. Para uma direção x , tem-se a equação (12).

$$\frac{q_x}{A} = q''_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (12)$$

Integrando a equação (12) para uma área constante em uma parede plana (Fig.1) e assumindo a condutividade térmica (k) constante, obtém-se as equações (13) e (14), respectivamente, onde L é a espessura da parede.

$$\frac{q_x}{A} \int_{x_1}^{x_2} dx = -k \int_{T_1}^{T_2} dT \quad (13)$$

$$q''_x = \frac{q_x}{A} = -k \frac{(T_2 - T_1)}{(x_2 - x_1)} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (14)$$

A equação (14) também pode ser escrita em termos de superfícies cilíndricas ou esféricas, mostrada nas equações (15) e (16), respectivamente.

$$q'' = \frac{2 \pi k L}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} (T_1 - T_2) \quad (15)$$

$$q'' = \left(\frac{4 \pi k}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} \right) (T_1 - T_2) \quad (16)$$

Em tanques com agitação e troca térmica equipados com serpentinas helicoidais, espirais ou chicanas tubulares construídas com material de alta condutividade térmica e que possuem uma parede de espessura fina, o mecanismo de condução pode ser desprezado (KERN, 1950).

1.6.17. Convecção

O modo de transferência de calor por convecção ocorre através da transferência de energia entre uma superfície e um fluido em movimento. A convecção pode ser natural ou forçada, como podem ser observadas na figura (17). A convecção natural ocorre quando o escoamento é induzido por forças de empuxo devido a diferenças de temperatura do fluido ou a convecção pode ser forçada, que ocorre quando o escoamento é causado por meios externos: bomba, ventilador ou vento atmosférico. Um impulsor usado em tanques é um mecanismo de convecção forçada que intensifica o movimento do fluido (KREITH, 1977). A quantidade de calor transferida na convecção forçada é maior do que na convecção natural. O mecanismo da convecção pode ser explicado então, como a ação combinada de condução de calor na região de baixa velocidade onde existe um gradiente de temperatura e movimento de mistura na região de alta velocidade.

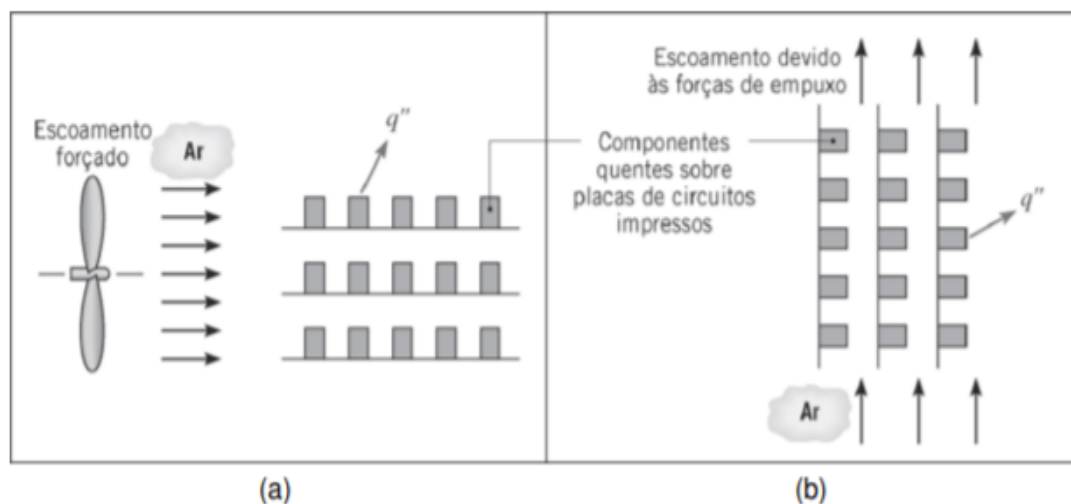


Figura 17 - Processos de transferência de calor por convecção: (a) convecção forçada e (b) convecção natural.

Fonte: Incropera et al. (2008).

A equação da taxa de transferência de calor por convecção é dada pela lei do resfriamento de Newton como é mostrada na equação (17).

$$\frac{q_x}{A} = q''_x = h(T_s - T_\infty) \quad (17)$$

Em que h é o coeficiente de convecção ou de película.

O coeficiente de convecção ou de película da equação (17), é um parâmetro dependente do mecanismo de escoamento do fluido, das propriedades físicas do fluido e da geometria do sistema, sendo representado pelo número de Grashof (Gr) na convecção natural, pelo número de Reynolds (Re) na convecção forçada, sendo explicado através da teoria da camada limite (KREITH, 1977).

1.6.18. Radiação

Radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontrar a uma temperatura diferente de zero. A energia pode ser atribuída a mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos/moléculas da matéria e é transmitida por ondas eletromagnéticas sem a necessidade de um meio material para tanto, ocorre de forma mais eficiente no vácuo. Como exemplo de radiação, pode-se citar a energia recebida

do sol pela terra, onde existe vácuo entre eles. Só é possível recebermos essa energia, devido às ondas eletromagnéticas que resultam da diferença de temperatura entre eles (ÇENGEL e BOLES, 2013).

Dê acordo com a teoria eletromagnética, a radiação é emitida na velocidade da luz (300.000 km/s), sendo esta energia transportada por fótons (KREITH, 1997). A radiação térmica apresenta uma faixa de comprimento de ondas que varia de 0,1 μm a 100 μm como mostrado na Figura 18. O espectro eletromagnético inclui além da radiação térmica, os raios gama, raios-X, radiação ultravioleta, luz visível, radiação infravermelha e ondas de rádio.

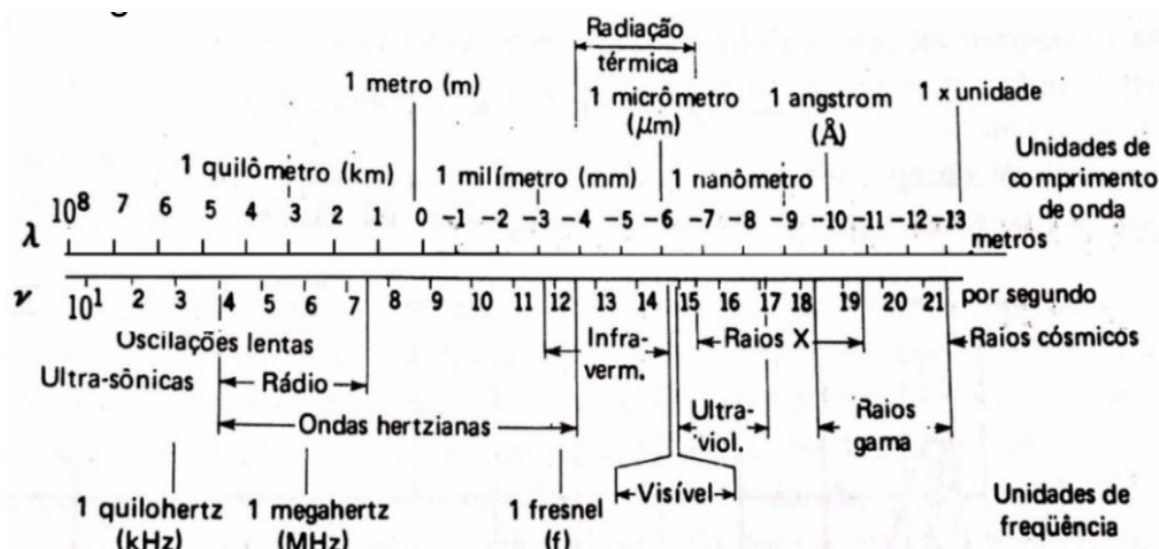


Figura 18 - Espectro de ondas eletromagnéticas.

FONTE: KREITH (1977).

Como pode ser observada na figura 19, a equação da taxa de transferência de calor por radiação é dada pela lei de Stefan-Boltzmann como é mostrada na equação (18) e (19), respectivamente.

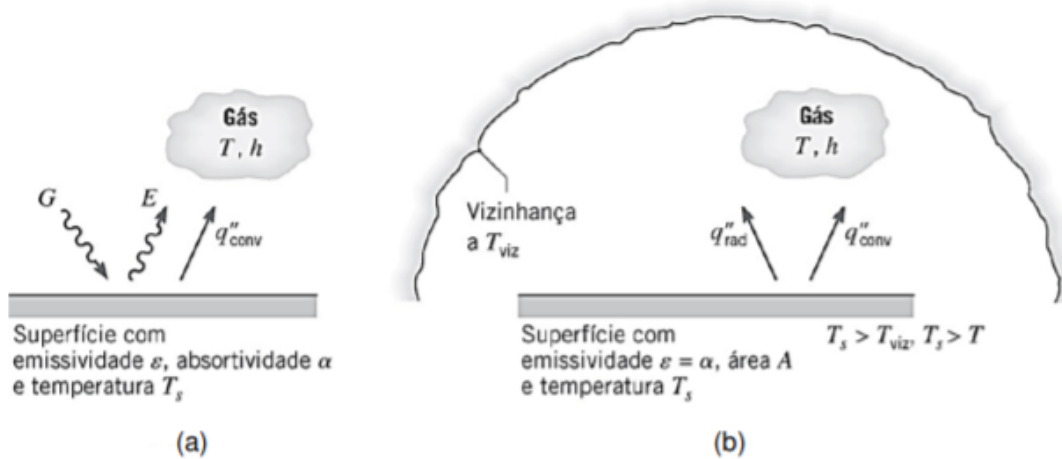


Figura 19 - Troca por radiação: (a) em uma superfície e (b) entre uma superfície e uma grande vizinhança.

Fonte: Incropera et al. (2008).

$$E_{max} = \left(\frac{q}{A}\right)_{max} = q''_{max} = \sigma T_s^4 \quad (18)$$

$$E_{real} = \left(\frac{q}{A}\right)_{real} = q''_{real} = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (19)$$

Em que E é o poder emissivo, σ é a constante de Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$), ε é a emissividade ($0 \leq \varepsilon \leq 1$) e T_s é a temperatura absoluta da superfície em Kelvin. Como a troca de radiação ocorre entre uma superfície pequena a T_s e uma vizinhança a T_{VIZ} , a taxa de radiação passa a ser conforme a equação (20).

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{rad} = q''_{rad} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{VIZ}^4) \quad (20)$$

1.6.19. Teoria da camada limite hidrodinâmica

Através do experimento da Lei de Newton da Viscosidade, é possível observar o cisalhamento ao longo das camadas do fluido, provocado pelo surgimento de um gradiente de velocidade ao longo de uma seção. Através de considerações teóricas e experimentais, o escoamento em regime laminar ou turbulento de um fluido ao longo de uma superfície, as partículas presentes próximas a superfície serão desaceleradas devido a ação das forças viscosas, estas partículas são consideradas em repouso quando comparadas ao meio livre, provocando então o cisalhamento ao longo das

camadas dos fluidos. Essa parte do fluido que se encontra na área de variação da velocidade, é chamada de camada limite hidrodinâmica.

Um exemplo de camada limite é ilustrado na Figura 20, onde existe um escoamento de ar sobre uma placa plana, paralela ao fluxo, sendo que na extremidade inicial, chamada de borda de ataque ($x = 0$) apenas as partículas em contato imediato com o exterior são desaceleradas, enquanto as partículas do meio permanecem com a velocidade do fluxo. Com o aumento do escoamento, as forças viscosas acarretam uma diminuição do fluido, fazendo então com que a espessura da camada limite aumente.

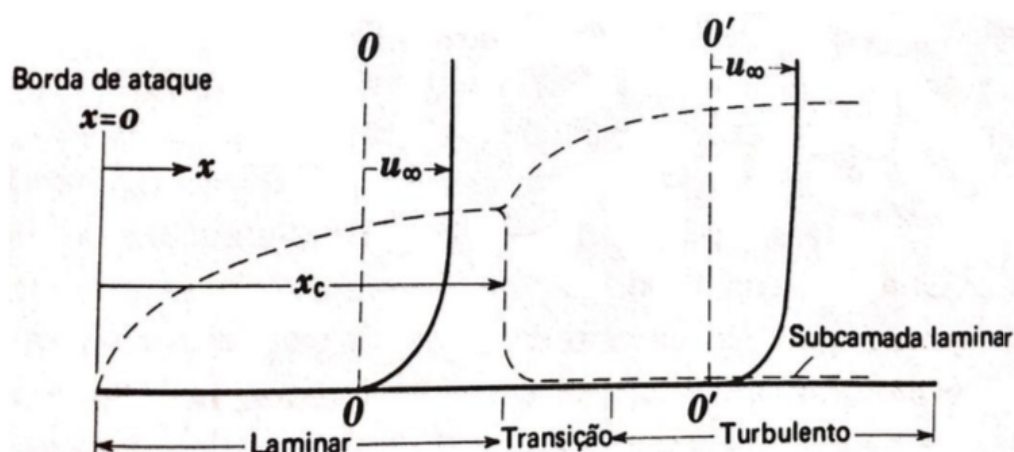


Figura 20 - Perfil de velocidade na camada limite.

Fonte: KREITH (1997).

1.6.20. Teoria da camada limite térmica

A camada limite térmica surge a partir dos mecanismos de troca térmica, que apresentam a relação direta das forças viscosas sobre a eficiência de troca de calor durante o escoamento de um fluido. Quando a temperatura do volume do fluido e a temperatura da superfície diferirem, as partículas de fluido que entram em contato com a placa atingem o equilíbrio térmico na temperatura da superfície da placa, nesse ponto, o fluxo de energia ocorre apenas por condução. A condução é um fenômeno

que ocorre quando há uma baixa turbulência no escoamento, devido à baixa velocidade, auxiliado pelo movimento de massa.

O desenvolvimento da camada limite térmica na transferência de calor por convecção (duas regiões) pode ser observado através da figura 21.

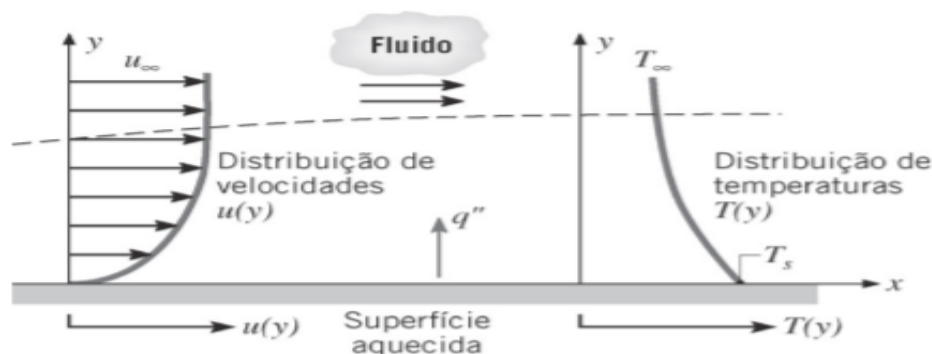


Figura 21 - Desenvolvimento da camada limite térmica na transferência de calor por convecção.

Fonte: Incropera et al. (2008)

1.6.21. Coeficiente de convecção e Equação de Nusselt

Segundo Perarasu, Arivazhagan e Sivashanmugam (2011), a transferência de calor em tanques agitados ocorre através de dispositivos como jaquetas, serpentinas helicoidais ou espirais e chicanas tubulares verticais. As superfícies de transferência de calor são dimensionadas em função da área necessária para fornecer aquecimento ou resfriamento, baseado no coeficiente global de transferência de calor, que é uma função dos grupos adimensionais Reynolds, Prandtl e Nusselt. A equação de projeto da área de troca térmica para operação em estado estacionário é mostrada na equação (21).

$$A = Q/U \text{ LMTD} \quad (21)$$

Em que LMTD é a média logarítmica das diferenças de temperatura. O coeficiente global de transferência de calor (U) é determinado em função do coeficiente de convecção interno (h_i) e externo (h_o), relacionados ao comportamento e propriedades físicas dos fluidos no interior dos tubos dos trocadores de calor e dentro do tanque, respectivamente. A equação (22) mostra o coeficiente U em função dos coeficientes

de convecção interno e externo, da resistência à transferência de calor imposta pela parede do tubo de troca térmica (R_c) (condução) e pelas resistências por incrustações nas paredes interna (Rd_i) e externa (Rd_o) do tubo.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{Rd_i}{A_i} + R_c + \frac{Rd_o}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (22)$$

A resistência térmica imposta pela condução na parede do tubo pode ser desconsiderada quando a espessura da parede do tubo é fina ou feita com material de alta condutividade térmica e a resistência imposta pelas incrustações também podem ser desprezíveis para tubos novos ou tempo de uso inferior a 5 anos. Nesses casos a equação (22) pode ser reduzida a equação (23).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (23)$$

O coeficiente de convecção interno está relacionado ao fluxo do fluido no interior da superfície de troca térmica, enquanto o coeficiente externo está relacionado ao fluido dentro do tanque, ou seja, este fluido está em contato com a superfície externa do trocador de calor, portanto, o coeficiente de convecção interno deve ser corrigido em função da área externa, denominado como coeficiente interno corrigido (h_{io}), calculado a partir da relação entre o diâmetro interno e externo da tubulação, como mostrado na equação (24).

$$h_{io} = h_i (D_i / D_e) \quad (24)$$

Substituindo o valor de (h_i) da equação (24) na equação (23) e considerando as áreas em função dos diâmetros, obtemos o coeficiente U em função dos coeficientes de convecção externo e interno corrigido, como é mostrado na equação (25).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (25)$$

Segundo Goldstein (2001), o coeficiente de convecção interno é determinado em função das propriedades físicas do fluido (viscosidade, densidade, calor específico e condutividade térmica), do tipo do fluxo (laminar ou turbulento), da velocidade do fluxo (u) e do gradiente de temperatura, como pode ser visto na equação (26).

$$h_i = f(\mu, \rho, C_p, D_i, k, u) \quad (26)$$

Para determinar uma equação que relaciona o coeficiente de convecção interno às variáveis mostradas na equação 26, pode ser feito através da aplicação da hidrodinâmica e da teoria da camada limite térmica na superfície de transferência de calor exposta aos fluidos quente e frio. Após feito uma análise dimensional e aplicação de algumas equações como às da continuidade, momento e energia, observa-se que o número de Nusselt é uma função dos números de Reynolds e Prandtl.

No entanto, este método analítico pode ser difícil de ser resolvido devido às equações diferenciais parciais não homogêneas, que dependerão das condições de contorno específicas em função da geometria da superfície de transferência de calor. De acordo com Kern (1950), o teorema do Pi de Buckingham pode ser aplicado, o qual relaciona as variáveis em que o coeficiente de convecção interno é dependente, através dos números adimensionais.

A função apresentada na equação (26), pode ser reescrita, acrescentando um expoente, uma constante de proporcionalidade K e uma constante dimensional K", que será reduzido a 1,0 se todas as outras dimensões variáveis, quando combinadas, levarem a quantidades térmicas, conforme mostrado na equação (27).

$$h_i = K u^a \rho^b C_p^c D_i^d k^e \mu^f K''^g \quad (27)$$

Expressando todos os termos da equação (27) como quantidades fundamentais e reorganizando-as, o modelo semiempírico conhecido como equação de Nusselt pode ser obtido na equação (28).

$$\frac{h_i D_i}{k} = K \left(\frac{D_i u \rho}{\mu} \right)^a \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^b \quad (28)$$

A equação (28) pode ser representada em função dos adimensionais, pois temos do lado esquerdo da equação o Nusselt e do lado direito temos na sequência os números de Reynolds e Prandtl, respectivamente, mostrados na equação (29).

$$Nu = K Re^a Pr^b \quad (29)$$

Sieder-Tate (1936), modificou a equação (29) inserindo um fator de correção que leva em consideração a relação entre a viscosidade do fluido na temperatura de fluxo e a viscosidade do fluido na temperatura da parede, como mostrado na equação

(30), que é válido para fluxos turbulentos no interior de superfícies cilíndricas com Reynolds acima de 10.000.

$$Nu = 0.027Re^{0.8}Pr^{1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (30)$$

No dimensionamento de superfícies de troca térmica é necessário corrigir a equação devido a erros em torno de 40%. Geankoplis (2008), apresenta uma equação para determinar o coeficiente de convecção interno no interior de tubos lisos para água com temperaturas variando de 4 a 105 °C e fluxo turbulento, conforme mostrado na equação (31), que acarreta um erro geral de 25%.

$$h_i = 1429(1 + 0.0146\bar{T})\mu^{0.8}/D_i^{0.2} \quad (31)$$

Gnielinski (1976), propôs uma equação para Nusselt em tubos que apresentam escoamento de transição e turbulento ($3000 < Re < 5 \cdot 10^6$) e válido para valores do número de Prandtl de ($0.5 < Pr < 2000$). Esse modelo é mostrado na equação (32) e apresenta erros em torno de 10%.

$$Nu = \frac{(f'/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f'/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (32)$$

O fator de atrito (f') pode ser obtido a partir do diagrama de Moody para tubos lisos ou ser determinada através da equação (33), indicada para fluxo turbulento totalmente desenvolvido.

$$f' = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (33)$$

O coeficiente de convecção externo (h_o) pode ser obtido modificando os números de Nusselt e Reynolds para agitação (Re_{MO}), apresentado na equação (34), adicionando a relação de viscosidade proposto por Sieder-Tate, como mostrado na equação (35).

$$Re_{MO} = \frac{ND_a^2\rho}{\mu} \quad (34)$$

$$\frac{h_o D_t}{k} = K \left(\frac{ND_a^2\rho}{\mu} \right)^a \left(\frac{C_p\mu}{k} \right)^b \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^c \quad (35)$$

1.6.22. Trocadores de calor

Na análise de um trocador de calor, é essencial a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U), que envolve a convecção em cada fluido e a condução através da parede do tubo que separa os fluidos quente e frio. Este coeficiente é definido em função da quantidade de calor trocado ($\dot{q}$), da geometria da área de troca térmica (A), da diferença de temperatura média logarítmica ($LMTD$) que varia ao longo do trocador de calor, da reologia dos fluidos, do número de fases e do tipo de escoamento no meio.

Para projetar ou prever o desempenho desses dispositivos, o coeficiente U pode ser encontrado em tabelas, quando o fluido envolvido no processo é newtoniano e as superfícies de troca térmica são simples, como exemplo, placas e tubos. Portanto, esses valores não podem ser aplicados quando se trata de fluidos que apresentam comportamento não-newtoniano e são agitados dentro de um tanque.

O coeficiente global de transferência de calor U é determinado pelos coeficientes de convecção interno, ou seja, depende do comportamento de um fluido newtoniano (água) e externo, onde a complexidade é elevada, pois depende de um fluido não newtoniano agitado no tanque. Para encontrar as equações empíricas que representem esse comportamento, é necessário realizar um estudo experimental com vários tipos de fluidos agitados dentro de uma faixa de velocidade e tempo para atingir a temperatura desejada.

Oldshue (1983) afirma que os 3 tipos mais comuns de equipamentos de transferência de calor utilizados são as jaquetas, as serpentinas helicoidais e as chicanas tubulares (Figura 22).

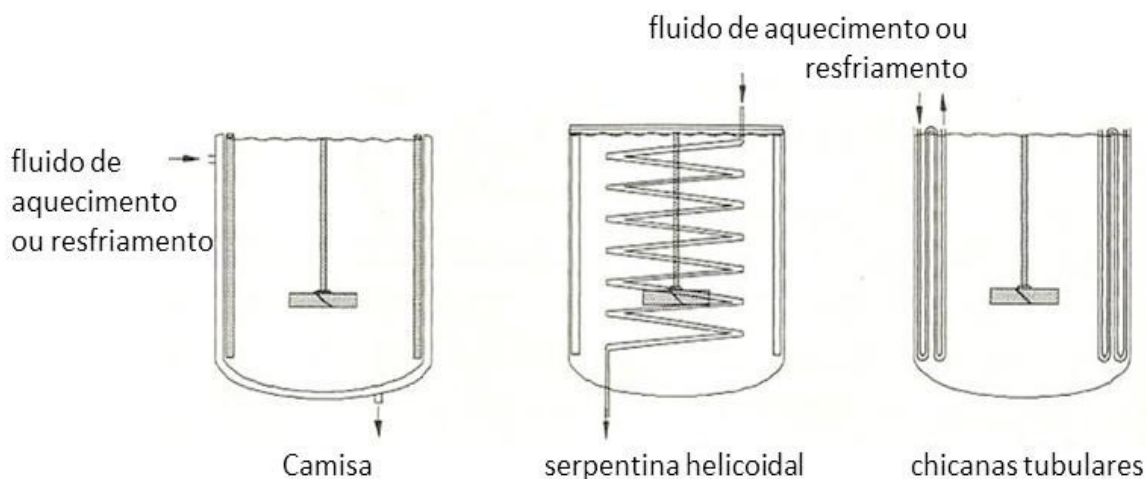


Figura 22 - Dispositivos de transferência de calor.

Fonte: GOMIDE (1997).

1.6.23. Jaquetas

As jaquetas são superfícies de transferência de calor formadas por um cilindro revestindo externamente um tanque onde o fluido térmico de aquecimento ou resfriamento possa circular por toda a camisa conforme a figura 23. Não existe o contato direto entre o fluido do tanque e o fluido de troca térmica, no entanto é necessário considerar a condutividade térmica na espessura da parede do tanque. Para melhorar a eficiência na transferência de calor é importante o uso de impulsos radiais para que o fluido possa ser direcionado para as paredes e que seja instalado um isolamento térmico quando a operação for de aquecimento (OLDSHUE, 1983).

Segundo Dhotre, Murthy e Jayakumar (2006), existem jaquetas de paredes simples ou duplas, jaquetas acopladas com serpentina, meia serpentina e espiral. No entanto, a transferência de calor através dessas superfícies térmicas não é eficiente devido à sua localização, uma vez que a transferência de calor ocorre nas paredes do tanque, sendo necessário a instalação de defletores a fim de aumentar a turbulência visando melhorar a eficiência térmica. Para Dostál, Petera e Rieger (2010), os processos nos quais são necessários tanques de grandes volumes, a área de troca térmica de uma jaqueta pode não ser suficiente. Havas, Deák e Sawinsky (1982),

concluíram que as jaquetas são muito eficientes para tanques com volumes de até 1 m³, no entanto, para volumes superiores a 100 m³ é necessário um sistema de aquecimento adicional à jaqueta, que pode ser serpentina ou chicana tubular.

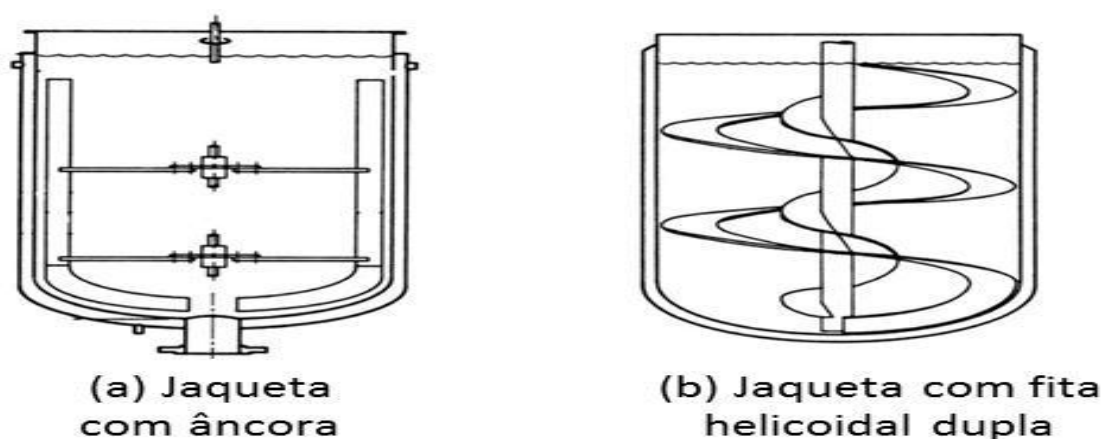


Figura 23 - Aquecimento com jaqueta e impelidores.

Fonte: COUKER (2007).

Chilton et al. (1944), trabalharam experimentalmente em um tanque encamisado com 0,3 m de diâmetro sem chicanas e operação a batelada para aquecimento de água e solução de glicerina com impulsor mecânico axial e determinou o coeficiente externo de convecção. A equação (36) apresenta a equação de Nusselt com constantes e expoentes determinados por Chilton.

$$Nu = 0.36Re^{0.67}Pr^{0.33}Vi^{0.14} \quad (36)$$

Uhl e Gray (1966) realizaram experimentos em um tanque de 0,6 m de diâmetro, equipado com impulsor axial tipo turbina, tipo âncora e quatro chicanas verticais, na agitação de fluidos ultra viscosos operados em batelada. A equação (37) apresenta a correlação de Nusselt obtida por Uhl e Gray sendo válida apenas para o regime laminar, $20 \leq Re \leq 300$.

$$Nu = 0.415Re^{0.67}Pr^{0.33}Vi^{0.24} \quad (37)$$

Bourne et al. (1985), utilizaram em seus estudos experimentais um tanque com diâmetro de 0,51 m nas condições padrão recomendadas por Rushton et al. (1948). O tanque foi equipado com um impulsor radial tipo turbina de seis pás planas na agitação de soluções eletrolíticas. Bourne et al. determinaram os expoentes e a constante para a correlação de Nusselt desconsiderando o termo relacionado à viscosidade devido a soluções eletrolíticas apresentar uma viscosidade próxima ao da água como pode ser visto na equação (38).

$$Nu = 0.42Re^{0.694}Pr^{0.33} \quad (38)$$

Nassar e Mehrotra (2011) determinaram os coeficientes da equação de Nusselt usando vapor condensado como fluido de aquecimento em tanque equipado com impulsor de turbina de seis lâminas planas, como é mostrado na equação (39).

$$Nu = 0.44Re^{0.67}Pr^{0.33}Vi^{0.24} \quad (39)$$

Para Niedzielska e Kunczewicz (2005), a utilização de jaquetas impossibilita uma distribuição de temperatura uniforme dentro do tanque quando operado em regime laminar. Arfelli (2009) destaca que as jaquetas apresentam a vantagem de muitas vezes poderem ser fabricadas com material mais barato do que o utilizado na confecção do tanque, além de reduzir a possibilidade de contaminação do fluido durante sua limpeza e manutenção.

1.6.24. Serpentina helicoidal

As serpentinas helicoidais mostram melhor eficiência térmica em relação às jaquetas, visto que sua superfície de troca térmica está diretamente em contato com o fluido, no entanto, sua manutenção é dificultosa quando é necessário fazer a limpeza devido a incrustações no seu interior. Essas superfícies de troca térmica são amplamente utilizadas nos processos de aquecimento ou resfriamento, principalmente quando é exigido uma grande área de troca térmica. São tubulações enroladas em forma de helicoides, construídas de aço, cobre ou ligas, sendo instaladas no interior do tanque como mostra a figura 24.

Foram determinados vários expoentes e constantes para a equação de Nusselt em experimentos em tanques usando serpentinas com helicoides simples, podendo ser usadas em serpentinas com helicoides duplas adicionando fatores de segurança.

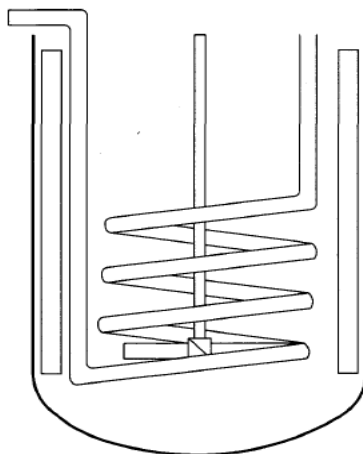


Figura 24 - Aquecimento com serpentina helicoidal.

Fonte: SINNOTT (2003).

Cummings e West (1950) determinaram os expoentes da equação de Nusselt para aquecimento de líquidos orgânicos em um tanque de 0,76 m de diâmetro equipado com um impulsor radial de seis lâminas planas sem defletores, operando em batelada. O modelo obtido é expresso na equação (40).

$$Nu = 1.01Re^{0.62}Pr^{0.33}Vi^{0.14} \quad (40)$$

De Maerteleire (1978) realizou um experimento semelhante ao de Cummings e West, onde adicionou quatro defletores ao tanque e variou o diâmetro do impulsor da turbina. No modelo obtido, como é mostrado na equação (41), foi adicionado um termo que relaciona o diâmetro do tanque ao diâmetro do impulsor mecânico. O modelo é válido para um número de Reynolds entre 26.000 e 110.000.

$$Nu = 1.77Re^{0.628}Pr^{0.33}Vi^{0.20}(D_t/D_a)^{0.382} \quad (41)$$

Havas et al. (1987) determinou os expoentes e a constante da equação de Nusselt para aquecimento de água com tanque de 0,4 m e 0,8 m de diâmetro e utilizou impulsor radial com diâmetros diferentes, como é mostrado na equação (42).

$$Nu = 1.187Re^{0.688}Pr^{0.36}Vi^{0.11}(D_t/D_a)^{0.62} \quad (42)$$

Segundo Karcz e Streck (1995), as melhores condições de agitação sobre a transferência de calor ocorrem quando a relação $(D_t/D_a) = 3$.

Dias et al. (2012) determinaram os expoentes e a constante na equação de Nusselt para aquecimento de água em tanque equipado com um impulsor axial com quatro pás planas inclinadas em 45 ° e uma turbina radial impulsor com seis lâminas planas. Os modelos obtidos para os impulsores axiais e radiais estão apresentados pelas equações (43) e (44), respectivamente.

$$Nu = 0.317Re^{0.589}Pr^{0.37}Vi^{0.79} \quad (43)$$

$$Nu = 0.195Re^{0.664}Pr^{0.37}Vi^{0.79} \quad (44)$$

Mohan, Emery e Al-Hassan (1992) afirmam que as serpentinas helicoidais fornecem maior taxa de transferência de calor do que as jaquetas. Para aumentar a taxa de transferência de calor, pode se utilizar duas ou três secções de serpentina, formando a helicoide dupla ou tripla. Para Oldshue e Herbst (1992) quando a viscosidade do fluido for igual ou menor do que 100 cP a utilização de helicoides reduz em 50% a necessidade da chicana, e se as helicoides forem duplas, reduz em 25%. Para helicoides triplas não se faz necessário o uso de chicanas. Penney e Atiemo-Obeng (2004) recomendam o uso de no máximo 2 secções de serpentinas helicoidais.

1.6.25. Serpentina Espiral

Rosa et al (2014) concluíram que as serpentinas espirais por estarem localizadas no fundo do tanque, apresentam as mesmas desvantagens das jaquetas quanto a concentração de calor em apenas parte do tanque, no entanto, como estão em contato diretamente com o fluído e sendo o fluxo promovido por um impulsor axial, sua eficiência de troca térmica pode ser comparada a serpentina helicoidal.

As serpentinas em espiral consistem em uma tubulação enrolada em forma de espiral, geralmente é de aço ou de cobre sendo instalada horizontalmente ao fundo do tanque, como pode ser vista na figura 25. As serpentinas espirais são utilizadas em tanques para facilitar o bombeamento do fluido elevando a temperatura próximo ao local de instalação. Seu uso fica limitado quando existem sólidos em suspensão (RUSHTON, LICHTMANN, e MAHONY, 1948).

São tipos bem conhecidos de tubos curvados utilizados em uma ampla variedade de aplicações, por exemplo processos de recuperação de calor, sistemas de ar-condicionado e refrigeração, reatores químicos, alimentos e processos lácteos.



Figura 25 - Tanque com serpentina espiral.

Fonte: FRAZA et al (2012).

O cálculo da eficácia do trocador de calor espiral requer um conhecimento do coeficiente global de transferência de calor U , para as diferentes espiras da serpentina. Estes dependem dos coeficientes de transferência de calor no tubo para os fluído interno e externo, h_i e h_o , respectivamente. A seguinte correlação dada por Hirschberg (1961) é dada pela equação 45.

$$Nu = k Re^l Pr_0^{0,33} \quad (45)$$

As constantes k e l assumem valores diferentes, dependendo da geometria da aleta e do tubo. Levando em consideração o comprimento médio da curva da espiral e a geometria da aleta, os valores de k e l são 0,088 e 0,686, respectivamente.

Para líquidos que fluem dentro de um tubo espiralado em condições turbulentas, o coeficiente h_i foi calculado usando uma correlação obtida por Rogers e Mayhew (1964) conforme é mostrada na equação 46.

$$Nu_i = 0,023 Re_i^{0,85} Pr_i^{0,4} [D_i/D_e]^{0,1} \quad (46)$$

Kubair e Kuloor (1965) mediram o fator de atrito que ocorre entre o escoamento interno do fluido e as paredes das serpentinas espirais e concluíram que há um aumento significativo no fator de atrito em comparação com tubo reto.

Wijeyesundera e rajasekar (1996) obtiveram uma expressão para a eficácia de um trocador de calor espiral (SCHE), que consiste em várias camadas horizontais de tubos aletados. Uma SCHE experimental foi montada para realização de vários testes que serviram de base para seus estudos sobre os parâmetros de projeto da SCHE. O trocador de calor em espiral (SCHE), que possui uma nova configuração, é descrito por Boyen (1980). Um diagrama esquemático da SCHE é mostrado na Figura 26.

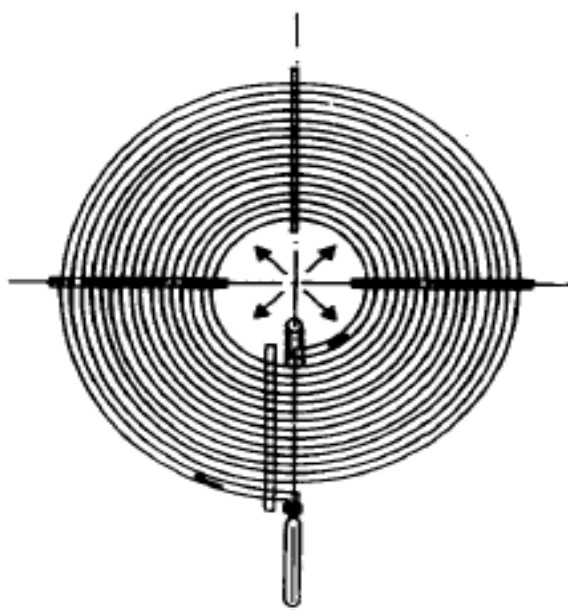


Figura 26 - Geometria da serpentina espiral.

Fonte: Wijeyesundera e rajasekar (1996).

Naphon e Wongwises (2002) propuseram uma nova correlação para o coeficiente de transferência de calor para serpentinas em espiral constituído por seis camadas de tubos concêntricos em um tanque sem impulsor para resfriamento de água quente. O modelo foi baseado em número de Prandtl e número de Dean, apresentada pela equação (47), sendo determinada em condições experimentais, operada em batelada e convecção natural.

$$Nu = 27.358De^{0.287}Pr^{-0.949} \quad (47)$$

Rosa et al. (2017), ao projetar uma serpentina espiral (Figura 27) para usar em tanque com dimensões padrão, determinou o coeficiente global de transferência de calor, que é uma função dos números de Nusselt (Nu), Reynolds (Re) e Prandtl (Pr), além da razão entre as viscosidades da temperatura total e a temperatura da parede (Vi).



Figura 27 - Serpentina espiral projetada para tanque de 50L.

Fonte: Rosa et al (2017).

As correlações obtidas por Rosa et al para determinar o número de Nusselt, uma para a turbina de pás inclinada (PBT) e outro para a turbina Rushton (RT) são mostradas nas equações (48) e (49) respectivamente.

$$Nu = 0.81Re^{0.64}Pr^{0.33}Vi^{0.14} \quad (48)$$

$$Nu = 0.10Re^{0.83}Pr^{0.33}Vi^{0.14} \quad (49)$$

Os modelos obtidos apresentaram um coeficiente de determinação ajustado (R2-sq) de 0,97 e 0,98 para PBT e RT, respectivamente e mostraram que no aquecimento com serpentinas em espiral para Reynolds entre 2000 e 60.000, o PBT é recomendado e para Reynolds de 60.000 a 500.000, o TR é indicado.

1.6.26. Chicanas tubulares verticais

As chicanas tubulares são tubos verticais instalados no costado do tanque, geralmente construídos de aço, cobre ou ligas metálicas (Figura 28). Estes dispositivos são instalados radialmente no tanque ou em ângulos de 45° com a base. O número de tubos por chicana é de no máximo 4, podendo chegar a 5 quando a chicana for disposta em ângulo. As dimensões para construir as chicanas seguem as configurações padrão determinadas por Rushton et al. (1950), que afirma que o diâmetro do banco de tubos deve ter 1/10 do diâmetro do tanque para atingir a melhor eficiência térmica e de mistura.

As chicanas tubulares e serpentinas helicoidais podem substituir as jaquetas, pois aumentam a superfície de troca de calor e elevam o coeficiente global de transferência de calor, além de terem custos de montagem, inspeção e manutenção mais reduzidos (SETH e STAHEL, 1965).

Em torno dos tubos das chicanas existe uma região de alta turbulência, que favorece a transferência de calor, conforme constatou Oldshue (1983). Recomenda-se o uso de 4 chicanas tubulares, podendo chegar a 8 ou no máximo 16 (PENNEY, ATIEMO-OBENG, 2004). Kai e Shengyao (1989) afirmam que as chicanas tubulares favorecem a homogeneização do material dentro do tanque.

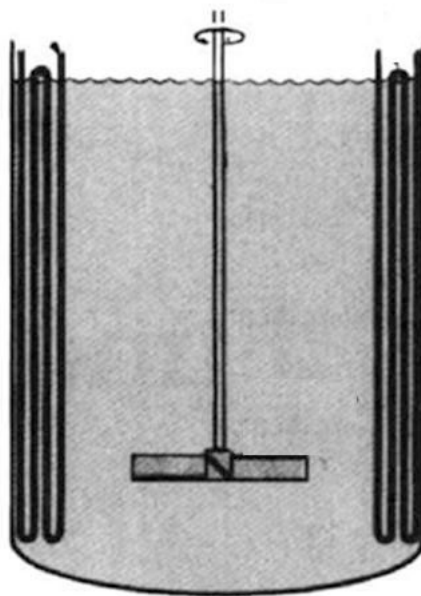


Figura 28 - Aquecimento com chicana tubular.

Fonte: COKER (2007).

De acordo com Tatterson (1991), as chicanas tubulares verticais aumentam em 37% a eficiência de transferência de calor na região turbulenta, causada pelo impulsor mecânico. O dimensionamento das chicanas tubulares deve seguir as mesmas recomendações do dimensionamento das chicanas utilizadas para evitar a formação de vórtice em tanques com agitação. As chicanas tubulares, além de fornecerem transferência de calor, impedem a formação de vórtices (COKER, 2007).

Rushton et al. (1948), em seus estudos com tanque de 0,366 m de diâmetro, obedecendo as dimensões padrão, utilizaram água quente para aquecer óleo através de quatro chicanas de tubos verticais usando um impulsor tipo turbina radial de seis pás planas e um com quatro pás planas em operação a batelada. Foram plotados diretamente os valores experimentais do coeficiente (h_o) em função das variáveis do número de Reynolds modificado, que são o diâmetro e a rotação do impulsor mecânico, a densidade e a viscosidade do fluido. Os modelos obtidos para os impulsores tipo turbina com seis pás planas e com quatro pás planas são representados nas equações (50) e (51), respectivamente.

$$h_o = 0.00285 D^2 N \rho / \mu \quad (50)$$

$$h_o = 0.00235 D^{1.1} (N \rho / \mu)^{0.7} \quad (51)$$

Dunlap e Rushton (1953), determinaram um modelo para a equação de Nusselt, apresentado na equação (52), considerando a variação do diâmetro do impulsor em relação ao diâmetro do tanque e o efeito da quantidade de bancos de tubos (n_b) na transferência de calor entre água em óleo.

$$Nu = 0.09Re^{0.65}Pr^{0.33}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.4}\left(\frac{D_a}{D_t}\right)^{0.33}\left(\frac{2}{n_b}\right)^{0.2} \quad (52)$$

Havas et al. (1982), realizaram experimentos em um tanque com 0,4 e 0,8 m de diâmetro para aquecimento de óleos combustíveis, usando cinco bancos de tubos e um impulsor radial de seis pás planas em operação a batelada. Diante dos resultados obtidos, os pesquisadores concluíram que o efeito causado pelo diâmetro dos impulsores e pela quantidade de bancos de tubos é desprezível em relação à turbulência gerada pelo impulsor mecânico. O modelo obtido está apresentado na equação (53).

$$Nu = 0.208Re^{0.65}Pr^{0.33}(\mu/\mu_w)^{0.40} \quad (53)$$

Karcz e Strek (1999), definiram um modelo para determinar os coeficientes de convecção externo usando um impulsor mecânico axial com três lâminas inclinadas e chicanas tubulares verticais em condições não padronizadas. O modelo é apresentado na equação (54).

$$Nu = 0.494Re^{0.67}Pr^{0.33}(\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (54)$$

Lukes (2000), trabalhou com um tanque usando um impulsor axial com três pás inclinadas e um impulsor axial com quatro pás inclinadas 45°, obtendo o modelo apresentado pela equação (55).

$$Nu = 0.542Re^{0.65}Pr^{0.33}(\mu/\mu_w)^{0.40} \quad (55)$$

Segundo Dostál, Petera e Rieger (2010), na utilização de chicanas tubulares verticais, concluíram que o coeficiente de convecção externa de transferência de calor (h_o), também depende da quantidade de tubos de cada chicana, de sua posição no interior do tanque e sobre o tipo de operação (contínua ou descontínua).

Rosa et al. (2012), em seus experimentos com tanques equipados por chicanas tubulares verticais e impulsores axiais e radiais durante o aquecimento de água e soluções de sacarose, concluíram que a rotação do impulsor mecânico no qual o sistema atinge a melhor eficiência térmica varia entre 200 e 300 rpm.

Rosa et al. (2013), em seus experimentos com um tanque de 0,4 m de diâmetro para aquecimento de soluções de sacarose usando água quente, usaram chicanas tubulares verticais com quatro bancos de três tubos e um impulsor axial de quatro pás inclinadas a 45° em operação de modo contínuo. Rosa et al. (2014), realizaram experimentos nas mesmas condições, no entanto, desta vez empregaram um impulsor tipo turbina radial de seis pás planas. Os modelos obtidos são mostrados nas equações (56) e (57), respectivamente.

$$Nu = 17.88Re^{0.27}Pr^{0.29}(\mu/\mu_w)^{0.37} \quad (56)$$

$$Nu = 25.03Re^{0.38}Pr^{0.11}(\mu/\mu_w)^{0.20} \quad (57)$$

Torneiros (2018), em seus estudos experimentais aplicados a um sistema de tanque que segue as correlações de Rushton, sob processo de aquecimento de fluidos não-Newtonianos com chicanas tubulares verticais e agitado por um impulsor axial de 4 pás inclinadas 45° (PBT) e um impulsor tipo turbina radial de 6 pás planas (RT), operando em batelada, obteve equações do Número de Nusselt pelo modelo proposto por Metzner e Otto, mostradas nas equações (58) e (59), respectivamente.

$$Nu = 0.153Re^{0.820}Pr^{0.33}Vi^{0.14} - PBT \quad (58)$$

$$Nu = 0.161Re^{0.875}Pr^{0.33}Vi^{0.14} - RT \quad (59)$$

Os dados são válidos para Número de Reynolds (Re) entre 50 e 182200, Número de Prandtl (Pr) de 5 a 9700, Razão Viscosa (Vi) de 0,26 a 2,56 e índice de comportamento (n) entre 0,445 e 1,00. Rosa et.al, (2020), realizou experimentos no aquecimento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos através de chicanas tubulares verticais e impulsores axiais e radiais, em tanques de 10 e 50 litros, operando em batelada. Como resultado obteve o número de Nusselt em função dos números de Reynolds, Prandtl da relação de viscosidade através do modelo proposto por Metzner e Otto. As equações (60) e (61) mostram as relações adimensionais para

o regime laminar e turbulento com o impulsor PBT. Da mesma forma, as equações (62) e (63) mostram para o impulsor RT, respectivamente.

$$Nu = 0.38Re^{0.71}Pr^{0.33}Vi^{0.14} \quad (60)$$

(Impulsor PBT, $26 < Re_{MO} < 10000$ – Fluxo laminar, $0.46 < n < 1.0$)

$$Nu = 2.42Re^{0.54}Pr^{0.33}Vi^{0.14} \quad (61)$$

(Impulsor PBT, $10000 < Re_{MO} < 420000$ – Fluxo turbulento, $n = 1.0$)

$$Nu = 0.23Re^{0.86}Pr^{0.33}Vi^{0.14} \quad (62)$$

(Impulsor RT, $20 < Re_{MO} < 10000$ – Fluxo laminar, $0.46 < n < 1.0$)

$$Nu = 2.51Re^{0.56}Pr^{0.33}Vi^{0.14} \quad (63)$$

(Impulsor RT, $10000 < Re_{MO} < 420000$ – Fluxo turbulento, $n = 1.0$)

2 MATERIAL E MÉTODOS

2.1. Material

2.1.1. Unidade experimental e periféricos

Mostra-se na figura 29 a unidade experimental construída no Laboratório de Operações Unitárias da Universidade Santa Cecília, onde foram realizados os experimentos deste estudo.

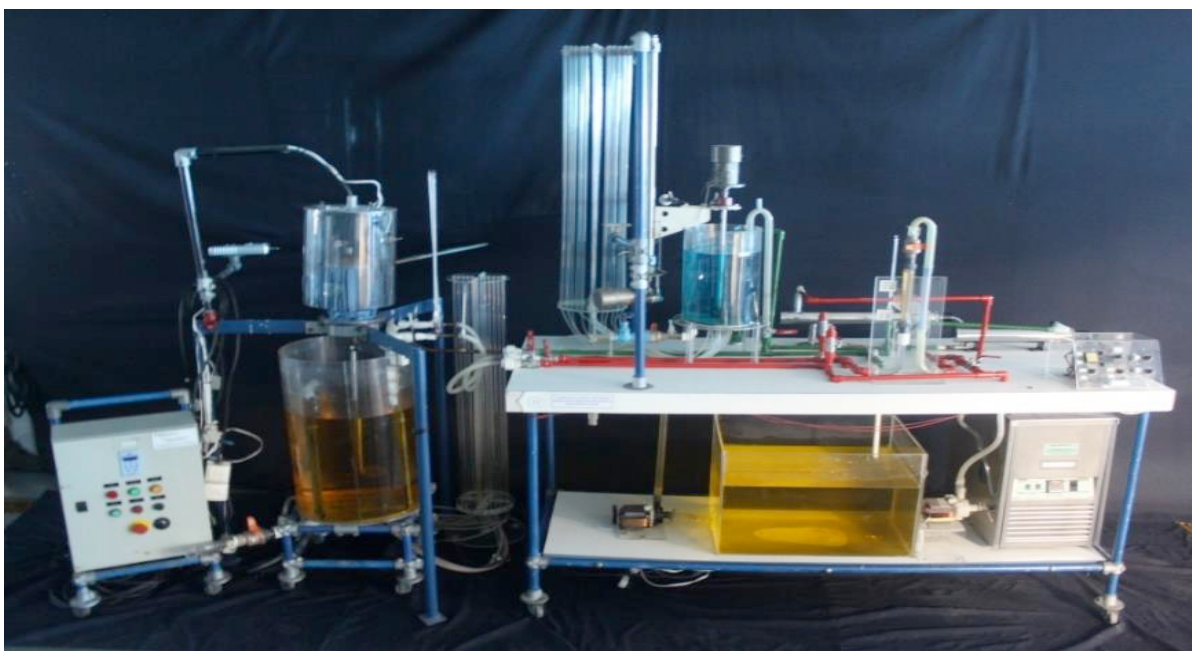


Figura 29 - Unidade Experimental

Fonte: Rosa (2017)

A unidade experimental foi contemplada com um tanque de acrílico para agitação dos fluidos viscosos com volume útil de 50 litros, revestido com isolante térmico de poliuretano, na parte superior possuía uma tampa com passagens para as tubulações de entrada e saída das chicanas e do eixo do impulsor mecânico, possui um fundo chato com saída de tubulação para drenagem sendo equipado com um trocador de calor chicanas tubulares verticais e um impulsor radial tipo turbina Smith, dispositivos responsáveis pela troca térmica e agitação respectivamente.

Na figura 30 tem-se um desenho da bancada experimental, onde foi mostrado o detalhamento dos seus principais componentes e na figura 31 o interior do tanque equipado com as chicanas tubulares verticais e o impulsor tipo turbina Smith.

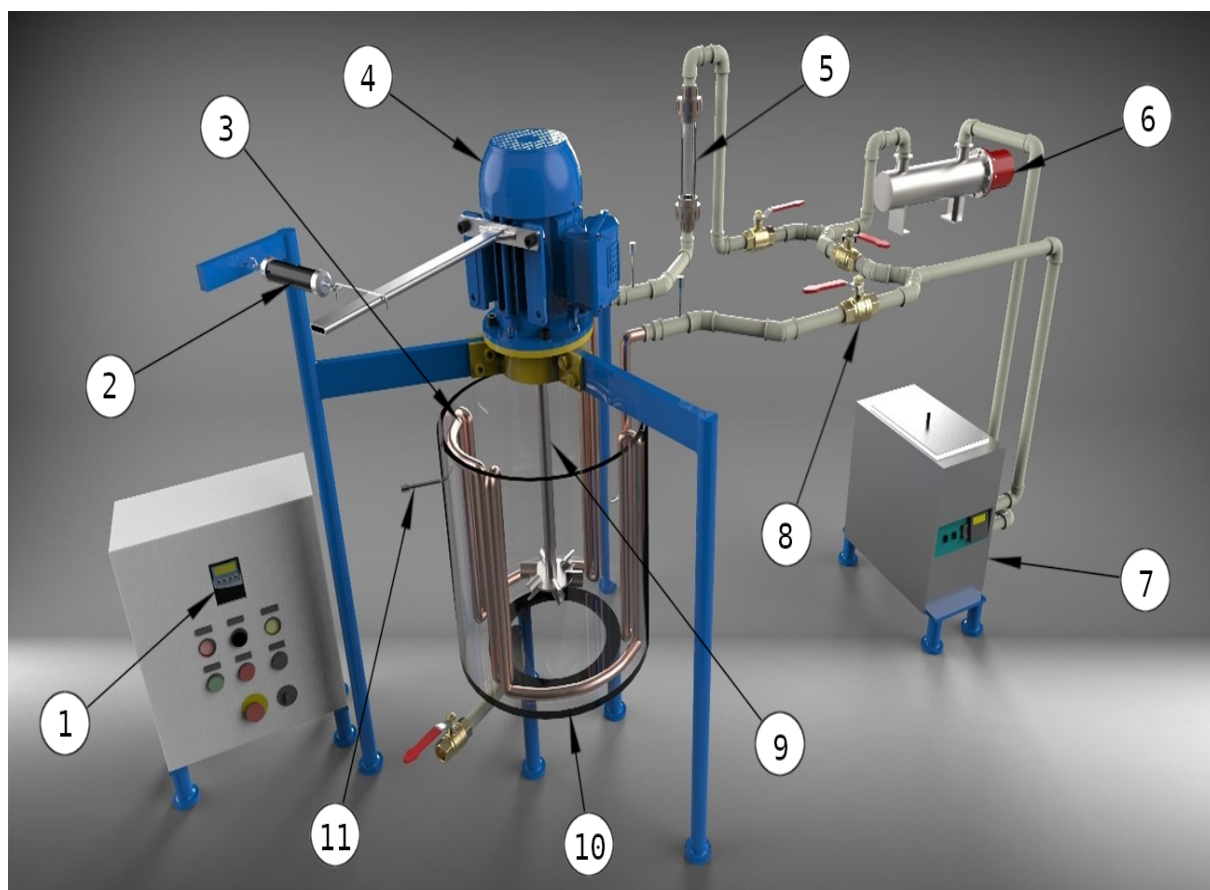


Figura 30 - (1) Inversor de frequência; (2) Dinamômetro digital; (3) Chicanas tubulares verticais; (4) Motor elétrico de 2 hp em balanço; (5) Rotâmetro; (6) Refervedor de 5000 W; (7) Banho termostático com controlador de temperatura PID (proporcional-integral-derivativo); (8) Válvulas de esfera para o alinhamento principal e o by-pass da unidade; (9) Impulsor mecânico tipo turbina Smith; (10) Tanque de agitação com volume de 50 litros; (11) Termopar de parede ; (12) Termopar de bulk; (13) Termopar de entrada; (14) Termopar de saída.



Figura 31 - Tanque equipado com impulsor Smith e chicanas tubulares verticais.

Acima do tanque de agitação foi instalado um motor elétrico de 2 hp em balanço através de rolamento, refrigerado por ventilação mecânica e acoplado ao eixo do impulsor mecânico (figura 32). Para medir a potência consumida através da força aplicada no braço acoplado ao motor foi usado um dinamômetro digital (figura 33).



Figura 32 - Motor elétrico de 2HP em balanço.



Figura 33 - Dinamômetro digital.

As velocidades aplicadas no impulsor mecânico foram ajustadas através de um inversor de frequência e medida por um tacômetro digital como podem ser vistos nas figuras 34 e 35 respectivamente.



Figura 34 - Inversor de frequência.



Figura 35 - Tacômetro digital.

A temperatura de entrada nas chicanas foi controlada por um banho termostático com controle térmico PID (derivada integral proporcional), seguindo o padrão de set point de 60°C durante o aquecimento e 20°C no resfriamento (figura 36).



Figura 36 - Banho termostático.

Foi usado Um display digital (Figura 37), para medir as temperaturas de entrada e saída das chicanas, além das temperaturas de bulk e de parede através de quatro termopares do tipo J ferro-constatam (figura 38).



Figura 37 - Display para leitura das temperaturas



Figura 38 – Termopar.

2.1.2. Fluidos utilizados no experimento

a) Fluidos não-Newtonianos

Os fluidos não-Newtonianos agitados no tanque nos ensaios de aquecimento e resfriamento foram soluções aquosas de carboximetilcelulose (CMC) com concentrações mássicas de 0,5%, 0,75% e 1,0% e soluções aquosas de carbopol 940 com concentrações mássicas de 1,5% e 2,5%. A carboximetilcelulose sódica é um polímero aniônico derivado da celulose, apresenta baixa solubilidade em água e tem como característica a formação de um gel. A carboximetilcelulose é muito usada como espessante, agente de suspensão e aditivo para tintas. O carbopol 940 é um polímero muito utilizado na indústria cosmética e farmacêutica como espessante.

As soluções foram preparadas no tanque de agitação, através da dissolução da massa do soluto em 50 litros de água destilada sob agitação, sendo que as massas dos solutos (CMC e carbopol), foram determinadas pela equação 64 e medidas em balança de precisão.

$$C \% = \frac{m_s}{(m_s + m_{solv})} \quad (64)$$

em que:

$C \%$ é a concentração da solução em massa;

m_s é a massa do soluto em gramas;

m_{solv} é a massa do solvente em gramas;

Nos ensaios reológicos aplicados aos fluidos não-Newtonianos foi utilizado um reômetro rotacional de cilindros concêntricos – Brookfield modelo DV-III com controle de temperatura e taxas de cisalhamento (figura 39).



Figura 39 - Reômetro rotacional Brookfield

O reograma das soluções não-Newtonianas, a 30°C, determinadas através dos dados obtidos no reômetro é mostrado na figura 40.

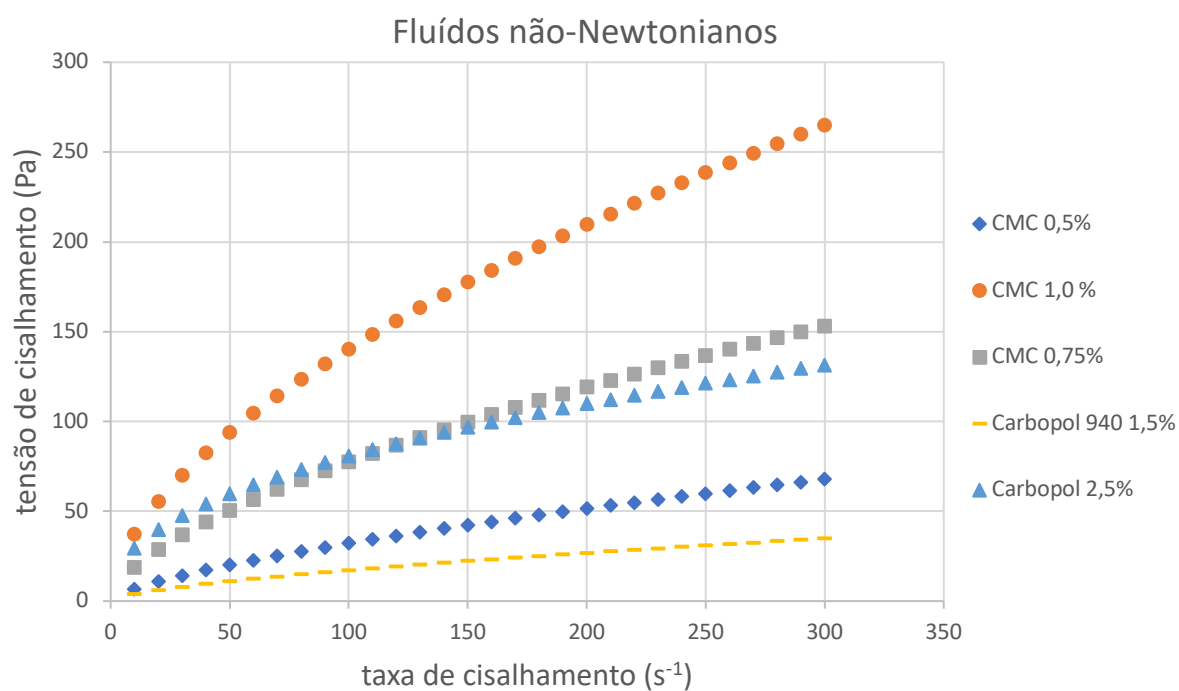


Figura 40 - Reograma das soluções não-Newtonianas obtidas a 30°C.

Os ensaios reológicos das soluções não-Newtonianas foram obtidos experimentalmente através de amostras coletadas no tanque com temperaturas numa faixa de 30°C a 55°C em intervalos de 5°C. As amostras foram avaliadas através de rampas escalonadas de velocidades. Mostra-se na tabela 3 os modelos reológicos obtidos através de regressões matemáticas. Os valores do índice de comportamento e do coeficiente de consistência para cada solução não-newtoniana estão plotados em função da temperatura nas figuras 41 e 42, respectivamente.

Tabela 3 - Modelos matemáticos para obtenção de propriedades reológicas em função da temperatura.

Fluido	Índice de consistência (K)	Índice de comportamento (n)
CMC 0,5%	$91,837 T^{-1,317}$	$0,4673 T^{0,1281}$
CMC 0,75%	$892,06 T^{-1,648}$	$0,2933 T^{0,2286}$
CMC 1,0%	$1358,7 T^{-1,526}$	$0,2699 T^{0,239}$
Carbopol 1,5%	$1107,8 T^{-1,93}$	$0,0783 T^{0,5016}$
Carbopol 2,5%	$31033 T^{-2,705}$	$0,0316 T^{0,7472}$

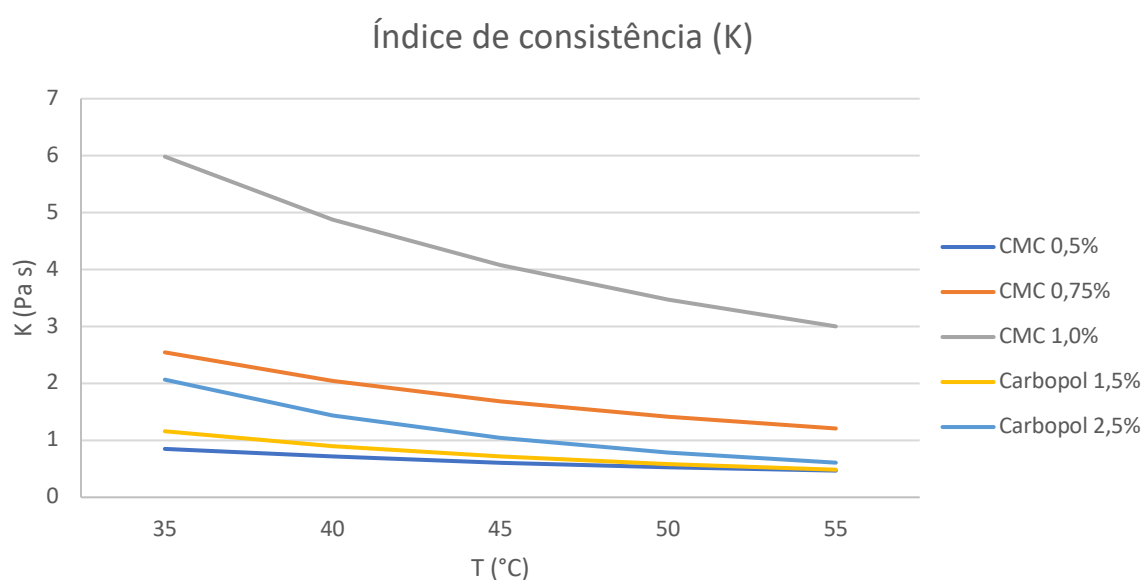


Figura 41 - Índice de consistência dos fluidos não-Newtonianos em função da temperatura

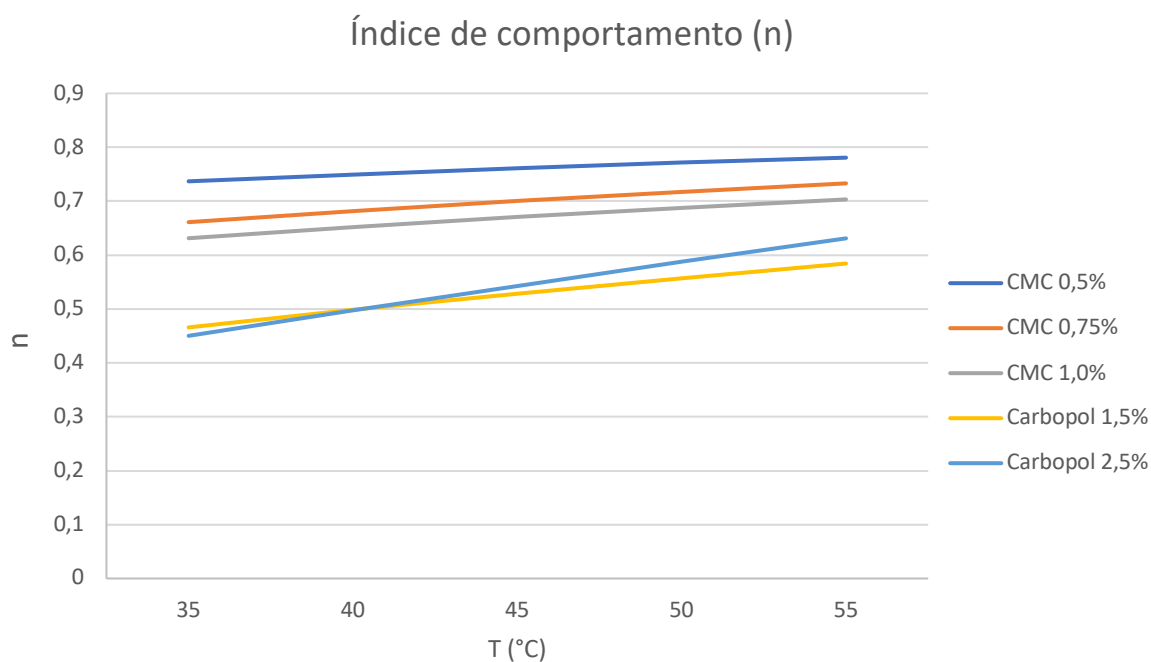


Figura 42 - Índice de comportamento dos fluidos não-Newtonianos em função da temperatura.

As propriedades físicas (densidade, calor específico e condutividade térmica) das soluções aquosas de carboximetilcelulose e carbopol 940 estão apresentadas na tabela 4.

Tabela 4 - Propriedades físico-químicas dos fluidos não-Newtonianos.

Fluido	C.M.C 0,50%	C.M.C 0,75%	C.M.C 1,00%	Carbopol 1,50%	Carbopol 2,50%
Densidade (Kg/m ³)	1000	1005	1010	1000	1010
Calor Específico (J/Kg K)	4212	4396	4580	4586	4586
Condutividade Térmica (W/mK)	0,602	0,613	0,624	0,640	0,640

Fonte: Semmar, Tanguier e Rigo (2003); Broniarz-Press, Pralat e Puc (2007) e Semmar, Tanguier e Rigo (2004).

b) Fluido Newtoniano

O Fluido Newtoniano agitado no tanque durante os ensaios de aquecimento e resfriamento foi a glicerina ou glicerol com pureza acima de 95%. A glicerina é um composto orgânico líquido, incolor e altamente viscoso, sendo muito utilizado na produção de cosméticos e de alimentos. O fluido utilizado no interior das chicanas tubulares verticais foi água destilada.

As propriedades físicas (viscosidade, densidade, calor específico e condutividade térmica) da água foram obtidas por Rosa et al. (2017). As equações empíricas 65 a 68 com validade de 10°C a 90°C representam as propriedades da água e na tabela 5 estão os valores obtidos para as propriedades da glicerina a 30°C.

$$\mu \text{ (Pa.s)} = 1,5 \cdot 10^{-3} e^{-0,02T_m} \quad (65)$$

$$\rho \text{ (kg / m}^3\text{)} = -3,2 \cdot 10^{-3} T_m^2 - 1,8 \cdot 10^{-1} T_m + 1000,2 \quad (66)$$

$$cp \text{ (KJ / kg K)} = 1 \cdot 10^{-5} T_m^2 - 7 \cdot 10^{-4} T_m + 4,19 \quad (67)$$

$$K' \text{ (W/mK)} = -6 \cdot 10^{-5} T_m^2 + 6,6 \cdot 10^{-3} T_m + 0,51 \quad (68)$$

Tabela 5 - Propriedades físicas de glicerina a 30°.

$\mu \text{ (Pa.s)}$	$\rho \text{ (kg / m}^3\text{)}$	$cp \text{ (KJ / kg K)}$	$K' \text{ (W/mK)}$
1.924	1379,3	2679,0	0,28

Fonte: Reid e Sherwood (1966)

2.2. Geometria do tanque e periféricos

As dimensões e correlações geométricas aplicadas no tanque, impulsor mecânico e trocador de calor seguiram os padrões recomendados por Rushton, Costich e Everest (1950), apud Moraes Júnior e Moraes (2011), foram representadas na figura 43 e tabela 6 respectivamente.

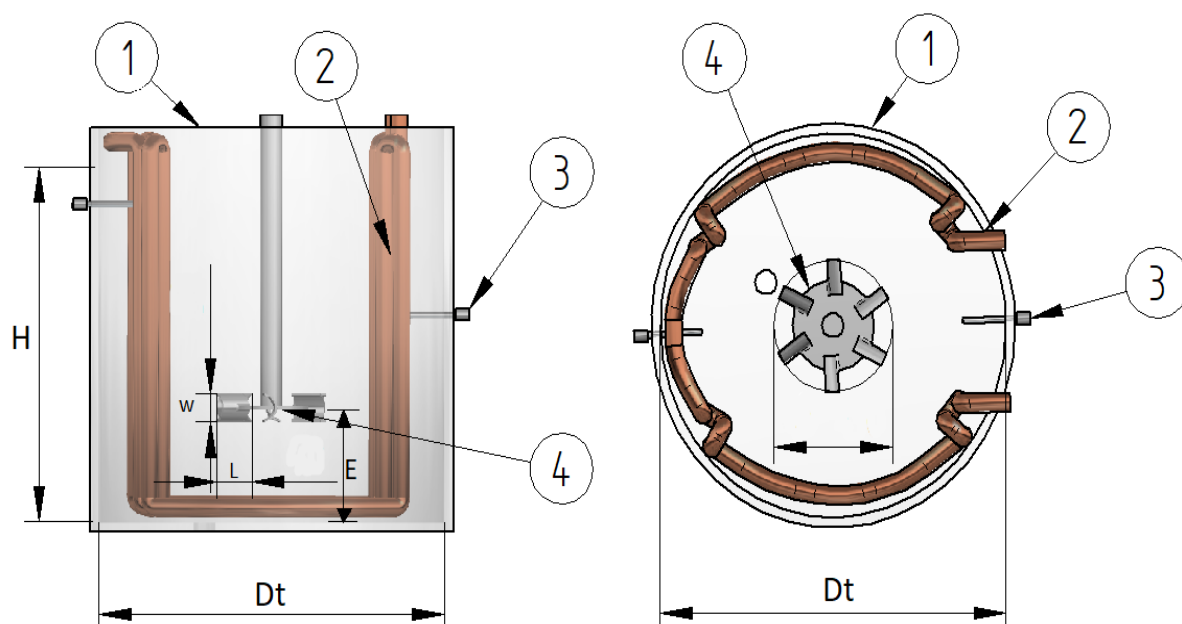


Figura 43 - Dimensões do tanque, impulsor mecânico e chicanas.

Tabela 6 - Valores das correlações geométricas do tanque, impulsor mecânico e chicanas.

Parâmetros	Dimensão (mm)	Relações dimensionais
D_t	400,0	$D_t/D_t = 1,0$
H	400,0	$D_t/H = 1,0$
D_a	130,0	$D_a = Dt/3$
J	40,0	$J = D_t/10$
W	26,0	$W = D_a/5$
E	130,0	$E = D_a$

Fonte: Moraes Júnior e Moraes (2011).

2.3 Método

2.3.1. Planejamento experimental – transferência de calor

Para realizar a troca térmica com os fluidos sob agitação no tanque durante os ensaios de aquecimento e resfriamento foi utilizado a água para circular no interior das chicanas tubulares verticais. A temperatura da água na entrada do trocador de

calor durante o aquecimento foi mantida constante a 60 °C e no resfriamento a 20°C, com uma vazão constante de 1,5 LPM. O fluido no tanque foi mantido em batelada, sendo adotada uma temperatura de 30°C no início do aquecimento e 45°C no início do resfriamento. Os fluidos agitados foram submetidos a cinco rotações distintas, totalizando 60 ensaios relativos a troca térmica, sendo 30 ensaios relativos ao aquecimento e 30 ensaios ao resfriamento, conforme o planejamento experimental apresentado na tabela 7.

Tabela 7 - Planejamento experimental dos ensaios de troca térmica.

AQUECIMENTO				RESFRIAMENTO			
Ensaio	Fluido	Conc. Massa (%)	Rotação (RPM)	Ensaio	Fluido	Conc. Massa (%)	Rotação (RPM)
1	Glicerina	-----	200	31	Glicerina	-----	200
2	Glicerina	-----	300	32	Glicerina	-----	300
3	Glicerina	-----	400	33	Glicerina	-----	400
4	Glicerina	-----	500	34	Glicerina	-----	500
5	Glicerina	-----	600	35	Glicerina	-----	600
6	C.M.C	0,50	100	36	C.M.C	0,50	100
7	C.M.C	0,50	300	37	C.M.C	0,50	300
8	C.M.C	0,50	500	38	C.M.C	0,50	500
9	C.M.C	0,50	700	39	C.M.C	0,50	700
10	C.M.C	0,50	800	40	C.M.C	0,50	800
11	C.M.C	0,75	200	41	C.M.C	0,75	200
12	C.M.C	0,75	350	42	C.M.C	0,75	350
13	C.M.C	0,75	500	43	C.M.C	0,75	500
14	C.M.C	0,75	650	44	C.M.C	0,75	650
15	C.M.C	0,75	800	45	C.M.C	0,75	800
16	C.M.C	1,00	200	46	C.M.C	1,00	200

Continua

Tabela 7 - Planejamento experimental dos ensaios de troca térmica.

AQUECIMENTO				RESFRIAMENTO			
Ensaio	Fluido	Conc. Massa (%)	Rotação (RPM)	Ensaio	Fluido	Conc. Massa (%)	Rotação (RPM)
17	C.M.C	1,00	350	47	C.M.C	1,00	350
18	C.M.C	1,00	500	48	C.M.C	1,00	500
19	C.M.C	1,00	650	49	C.M.C	1,00	650
20	C.M.C	1,00	800	50	C.M.C	1,00	800
21	Carbopol	1,50	100	51	Carbopol	1,50	100
22	Carbopol	1,50	250	52	Carbopol	1,50	250
23	Carbopol	1,50	400	53	Carbopol	1,50	400
24	Carbopol	1,50	550	54	Carbopol	1,50	550
25	Carbopol	1,50	700	55	Carbopol	1,50	700
26	Carbopol	2,50	400	56	Carbopol	2,50	400
27	Carbopol	2,50	500	57	Carbopol	2,50	500
28	Carbopol	2,50	600	58	Carbopol	2,50	600
29	Carbopol	2,50	700	59	Carbopol	2,50	700
30	Carbopol	2,50	800	60	Carbopol	2,50	800

2.3.2. Aquecimento

No início de cada ensaio de aquecimento, o banho termostatizado foi programado para um set point de 60°C e o impulsor mecânico ajustado na rotação desejada por um inversor de frequência e medida por um tacômetro digital. Assim que a temperatura do banho estabilizava, alinhava-se o fluxo do fluido do banho em reciclo passando pelas chicanas tubulares verticais a uma vazão constante de 1,5 LPM, monitorado por um rotâmetro instalado na linha. Durante o retorno do fluido quente para o banho, passava por um refeedor de 5000 Watts a fim de recuperar o calor perdido na troca térmica com o fluido agitado. No instante em que a temperatura de bulk atingia a temperatura de 30°C, acionava-se um cronômetro dando início as

coletas de temperaturas em intervalos de 1 minuto, através das leituras dos termopares 1 e 2 para as temperaturas do fluido na entrada e saída das chicanas e 3 e 4 para as temperaturas bulk e parede. Após um incremento de no mínimo 15°C na temperatura inicial de bulk, encerrava-se o ensaio.

2.3.3. Resfriamento

O ensaio de resfriamento foi realizado logo após o término do ensaio de aquecimento nas mesmas rotações, sendo possível o aproveitamento do fluido agitado a uma temperatura de 45°C no início das coletas das temperaturas. Nesses ensaios, o banho termostatzado foi programado para um set point de 20 °C e o fluido que passava nas chicanas era direcionado para um reservatório através de manobras de válvulas de esfera. Cada ensaio durou em média 30 minutos para o aquecimento e 40 minutos para o resfriamento.

2.3.4. Procedimento experimental - potência consumida

Para cada líquido agitado no tanque durante os ensaios de troca térmica, foi realizado um ensaio de potência consumida. Durante os ensaios foram executadas as medições de forças impostas pelo motor elétrico em balanço ao eixo do impulsor. Os ensaios foram executados em triplicata, sendo que as forças foram medidas através de um dinamômetro em três pontos do braço até o centro do eixo do motor (350 mm, 450 mm e 550mm) com 10 rotações diferentes entre 100 RPM a 1000 RPM, tendo como parâmetro uma potência média para cada ensaio. Foram obtidas 30 medições de força para cada ensaio e assim foram determinadas as potências médias consumidas pelo impulsor em cada rotação, totalizando 180 medições. Foram efetuados 60 ensaios, sendo o primeiro realizado com o fluido Newtoniano (glicerina) e na sequência foram realizados os ensaios relativos aos fluidos não-Newtonianos (CMC 0,5%; CMC 0,75%; CMC 1,0; carbopol 1,5% e carbopol 2,5%). A figura 44 representa a bancada experimental no qual foram realizados os ensaios de potência consumida pelo impulsor mecânico tipo turbina Smith.

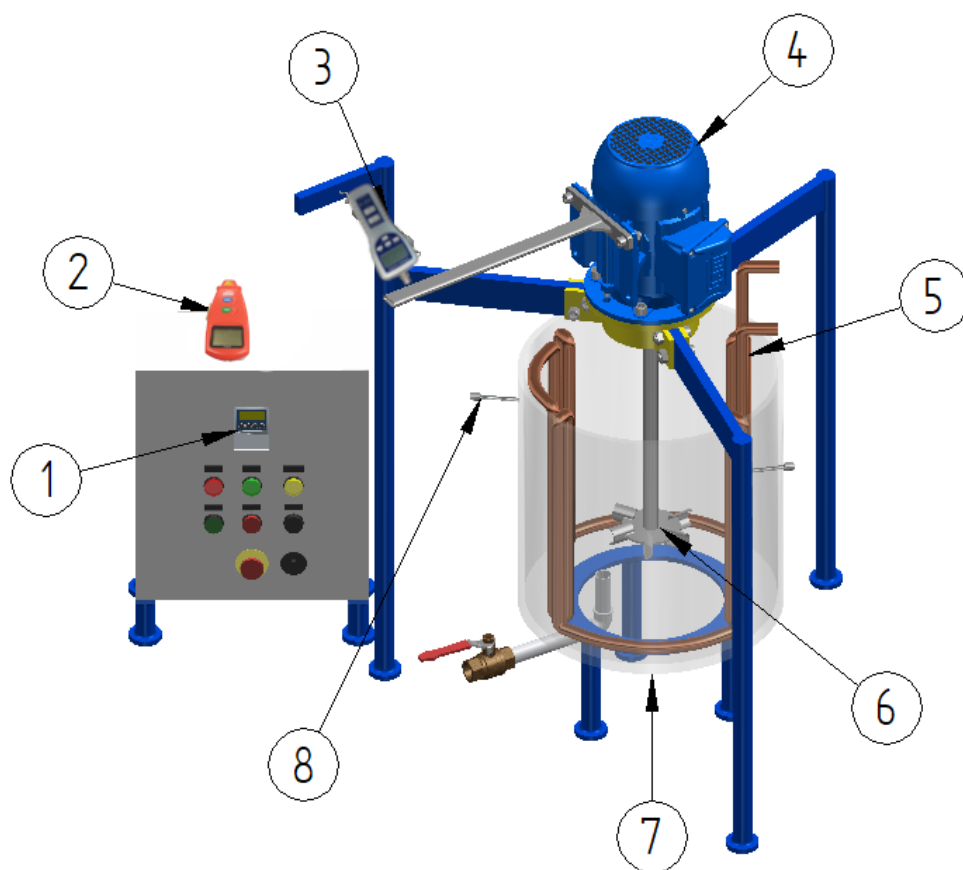


Figura 44 - (1) Inversor de frequência; (2) Tacômetro digital; (3) Dinamômetro digital; (4) Motor elétrico de 2 hp em balanço; (5) Chicanas tubulares verticais; (6) Impulsor mecânico tipo turbina Smith; (7) Tanque de agitação com volume de 50 litros; (8) Termopar

O planejamento relativo aos ensaios de potência consumida foi apresentado na tabela 8.

Tabela 8 - Planejamento relativo aos ensaios de potência consumida.

Ensaio	Rotação (RPM)									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
1 a 10	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
11 a 20	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
21 a 30	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
31 a 40	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
41 a 50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
51 a 60	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000

Os valores da potência consumida foram obtidos através da equação 69.

$$P = 2 \pi N B_p F_p \quad (69)$$

Sendo N o valor de rotações por segundo, F_p o valor da força oposta ao sentido de rotação do motor em Newtons, B_p a distância entre o ponto de medida da força no braço até o centro do eixo do impulsor mecânico em metros e P a potência consumida em Watts. Para cada rotação, foi calculada uma potência média referente as 3 medições de força.

2.3.5. Procedimento experimental para determinação do K_s

A constante K_s foi determinada experimentalmente em função da geometria do impulsor tipo turbina Smith e do tanque descrito acima seguindo os passos do método proposto por Meztner-Otto.

- 1) Foi agitado no tanque o fluido Newtoniano (glicerina) a 32°C em 7 rotações distintas entre 200 e 800 RPM. Para cada rotação foi medido a força oposta ao movimento do impulsor através de um dinamômetro e calculado a potência consumida para cada rotação. Este procedimento foi executado em triplicata.
- 2) Com os dados obtidos, foram calculados os adimensionais: número de potência e número de Reynolds e plotados o NP_o em função do NR_E .
- 3) Nas mesmas rotações medidas durante a agitação da glicerina, foi repetido o item 1 e calculado o número de potência para o fluido não-Newtoniano CMC 0.5%, sendo que para este fluido foi necessário obter as propriedades reológicas pelo modelo da lei de potência através do reômetro.
- 4) Com cada número de potência obtido no item 3, foram feitas leituras no gráfico da glicerina para os números de Reynolds correspondente.
- 5) Com os números de Reynolds obtidos no gráfico foram calculadas as viscosidades aparente para cada rotação utilizada.
- 6) Foram plotadas as viscosidades aparentes obtidas em função das rotações utilizadas no gráfico.
- 7) No reômetro foram obtidas as taxas de cisalhamento em função das viscosidades aparentes.

8) Foram plotados os valores da taxa de cisalhamento em função das rotações e determinado o valor de K_s através do coeficiente angular da relação linear.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Modelo de Metzner-Otto (K_s)

O resultado do passo 8 do item 2.3.5 pode ser observado na Figura 45 que representa o valor da constante de proporcionalidade (K_s) obtido para o impulsor tipo turbina Smith. Esse valor representa a média da taxa de cisalhamento (γ) obtida através do modelo matemático em função da rotação (N) que foram agitados os fluidos pseudoplásticos.

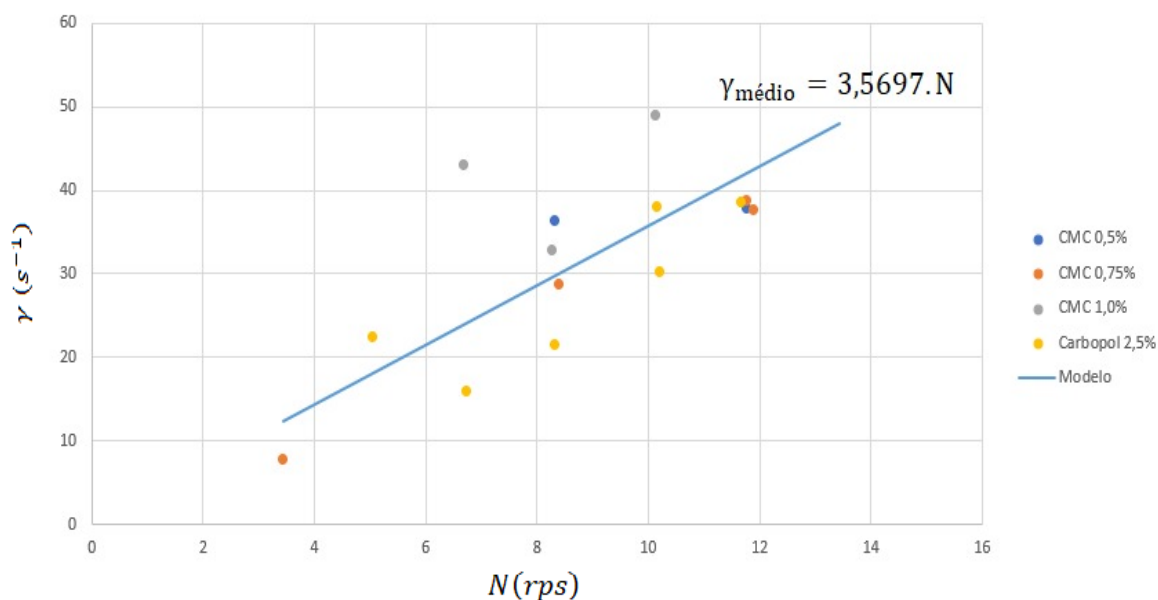


Figura 45 - Modelo de Metzner - Otto (K_s).

Entretanto, para realizar este estudo, foram adotadas algumas premissas propostas por Metzner e Otto: I - o índice de comportamento (n) do modelo da Lei da Potência foi considerado constante, frente que a variação deste parâmetro com as taxas de cisalhamento não foi significativa; II – Admitiram que não haveria o descolamento da camada limite em contato com a geometria do impulsor mecânico;

III – a variação da taxa de cisalhamento ocorreu apenas em função da rotação do impulsor mecânico.

3.2 Determinação de $N_p \times Re_{MO}$

Os ensaios de potência consumida apresentaram resultados em forma de trabalho produzido pelo impulsor mecânico durante a agitação do fluido contido no tanque. Os valores obtidos nos ensaios 31 a 40 (C.M.C 1,0%) estão apresentados na tabela 9 e na figura 46 foram plotados os valores da potência consumida em função da rotação.

Tabela 9 - Ensaios de potência consumida - CMC 1,0%

		350	450	550				
RPM (teórico)	RPM (medido)	F_1 (N)	F_2 (N)	F_3 (N)	P_1 (J/s)	P_2 (J/s)	P_3 (J/s)	$\bar{P}$ (J/s)
100	104,4	0,42	0,31	0,17	1,61	1,53	1,02	1,38
200	203,6	0,83	0,65	0,53	6,19	6,24	6,22	6,22
300	302,7	1,70	1,32	1,15	18,86	18,83	20,05	19,25
400	401,5	2,98	2,23	1,96	43,85	42,19	45,32	43,79
500	505,4	4,10	3,10	2,70	75,95	73,83	78,59	76,12
600	614,9	6,35	4,88	4,10	143,11	141,41	145,20	143,24
700	704,0	8,06	6,52	5,21	207,97	216,30	211,25	211,84
800	807,5	10,90	8,30	6,60	322,60	315,84	306,96	315,13
900	910,0	13,50	10,40	8,65	450,27	445,98	453,37	449,87
1000	1001,0	16,40	12,60	10,70	601,69	594,35	616,89	604,31

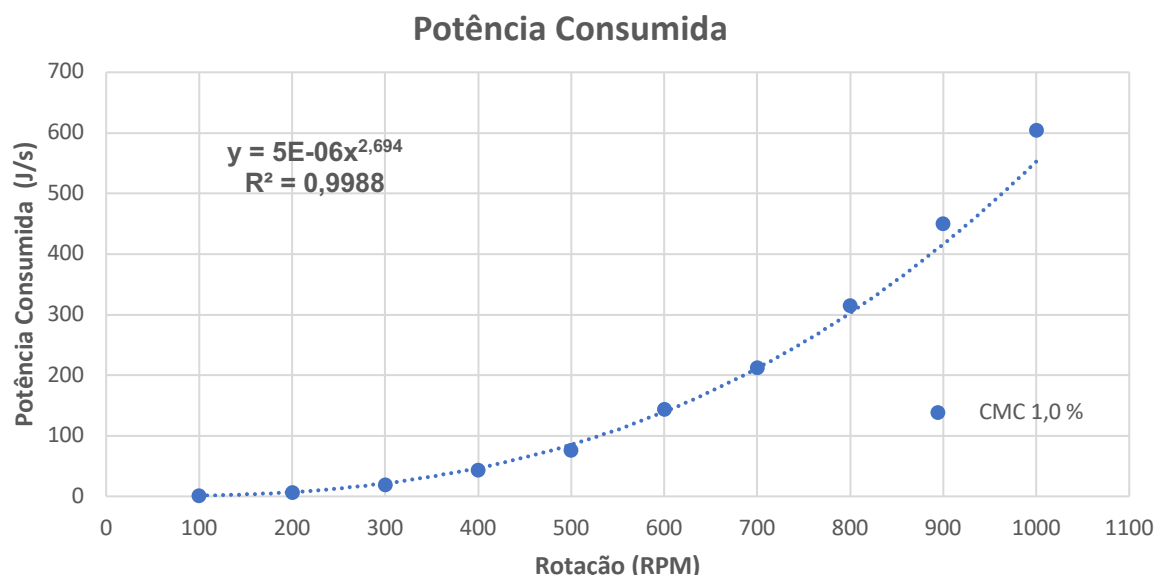


Figura 46 - Potência consumida em função da rotação - Ensaios 31 a 40.

A curva obtida no gráfico mostra a evolução da potência consumida em forma de trabalho em função do aumento da rotação imposta pelo impulsor mecânico. De forma coerente, observa-se que o aumento da velocidade no movimento do fluido é proporcional ao trabalho produzido, determinado através da potência consumida pelo impulsor mecânico, o que significa uma melhor eficiência na transferência de calor devido a turbulência gerada no fluido. A rotação ideal utilizada na agitação do fluido, não foi encontrada na literatura.

O adimensional número de potência (N_p) foi calculado a partir dos valores da potência média obtido nos ensaios de potência consumida pelo impulsor mecânico, da geometria do tanque, da reologia e propriedades físicas do fluido através da equação 70.

$$N_p = \frac{\bar{P}}{\rho N^3 D_a^5} \quad (70)$$

O número de Reynolds foi calculado para o fluido Newtoniano (glicerina) e não-Newtonianos, pelas equações (71) e (72) respectivamente.

$$Re = \frac{N D_a^2 \rho}{\mu} \quad (71)$$

$$Re_{MO} = \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{k(K_s)^{n-1}} \quad (72)$$

Na tabela 10 foram apresentados os valores calculados da potência média, número de Reynolds e número de potência para todos os ensaios de potência consumida.

Tabela 10 - Potência média, Reynolds e número de potência.

Ensaio	$\bar{P}$	Re	Np	Ensaio	$\bar{P}$	Re	Np
1	5,53	43,95	2,30	29	590,99	392,84	3,12
2	18,07	64,54	2,37	30	6,22	21,02	3,90
3	48,07	86,12	2,66	31	19,25	36,50	3,67
4	93,93	106,63	2,74	32	43,79	54,08	3,58
5	156,18	125,83	2,77	33	76,12	74,49	3,12
6	247,71	146,74	2,77	34	143,24	97,86	3,26
7	363,55	167,39	2,74	35	211,84	118,14	3,21
8	530,39	190,18	2,72	36	315,13	142,98	3,17
9	690,00	210,34	2,62	37	449,87	168,85	3,16
10	0,64	48,25	3,03	38	604,31	192,79	3,19
11	4,79	115,03	2,96	39	5,49	165,12	3,16
12	18,56	193,94	3,36	40	18,28	295,26	3,46
13	39,13	270,05	3,26	41	39,89	458,78	3,25
14	74,74	363,07	3,11	42	84,48	662,77	3,40
15	136,63	454,09	3,36	43	140,16	858,82	3,44
16	223,80	558,03	3,39	44	226,66	1125,56	3,32
17	331,74	662,08	3,36	45	307,87	1369,48	3,10
18	440,33	765,61	3,17	46	376,84	1626,90	2,73
19	580,39	883,96	2,98	47	472,87	1935,99	2,45
20	0,92	18,13	4,26	48	16,10	449,14	3,13
21	5,85	45,63	3,54	49	38,52	795,59	3,12

Continua

Tabela 10 - Potência média, Reynolds e número de potência.

Ensaio	$\bar{P}$	Re	Np	Ensaio	$\bar{P}$	Re	Np
22	15,76	77,00	3,01	50	78,76	1213,59	3,34
23	37,31	114,10	3,00	51	137,56	1743,88	3,35
24	75,86	154,68	3,12	52	227,03	2374,98	3,44
25	137,26	199,04	3,24	53	333,16	3116,87	3,33
26	202,20	241,37	3,12	54	433,99	3838,70	3,16
27	307,51	289,90	3,17	55	578,18	4823,21	2,96
28	439,39	340,64	3,17				

A avaliação dos resultados foi realizada graficamente através da plotagem do número de potência em função do número de Reynolds como é mostrado na figura 47.

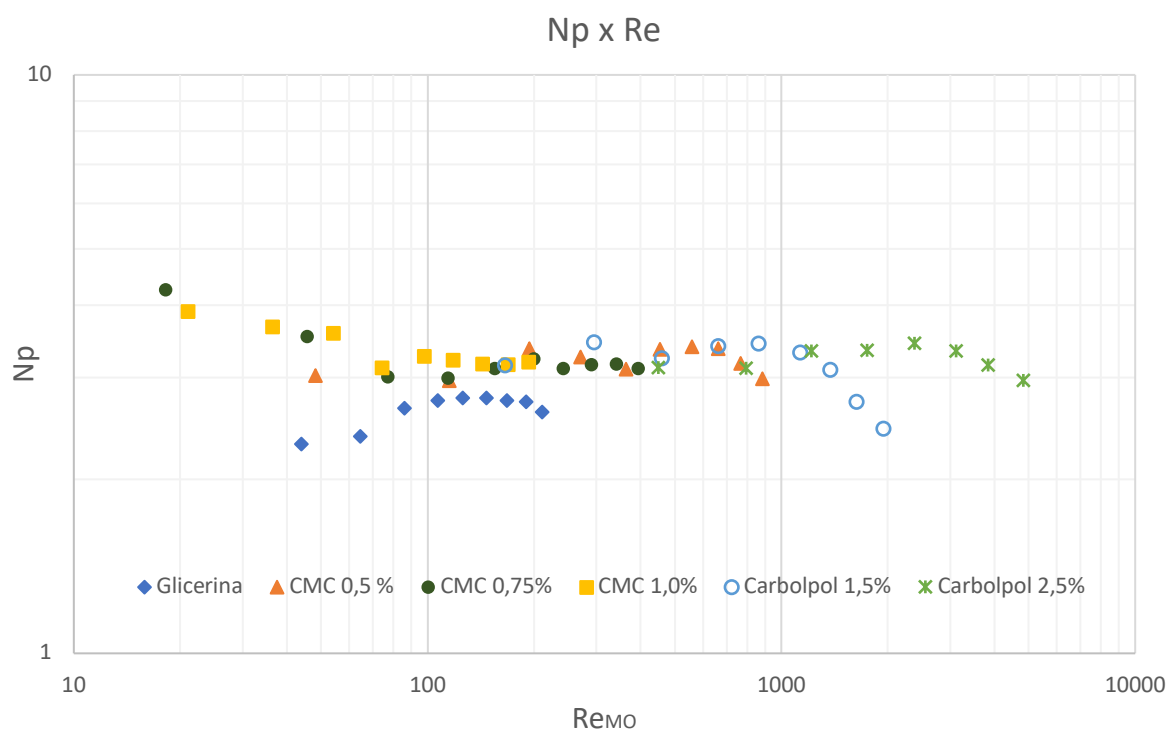


Figura 47 - Número de potência em função do número de Reynolds.

3.3 Comparação da potência consumida com outros modelos da literatura

Observou-se na figura 47, três regiões distintas em relação ao número de potência entre 2 e 5, onde:

- (a) $20 < Re_{MO} < 100$: Para os fluidos não-Newtonianos, o número de potência diminuiu à medida que Re aumentou, o mesmo não aconteceu com a glicerina, que apresentou um ligeiro acréscimo. (região laminar).
- (b) $100 < Re_{MO} < 1.000$: As soluções de carboximetilcelulose apresentaram um pequeno acréscimo no número de potência e na sequência permaneceram constante à medida que Re aumentou. (região de transição).
- (c) $1.000 < Re_{MO} < 10.000$: As soluções de carbopol apresentaram um decréscimo no número de potência à medida que Re aumentou. (região turbulenta).

Na figura 47, nota-se que para Reynolds entre 10 e 10.000, o número de potência encontrado para o impulsor Smith (pás côncavas) é 3,5. Na literatura, temos para a turbina Rushton um número de potência igual a 6,0 e para o impulsor axial de pás inclinadas, um número de potência igual a 2,0.

Comparou-se o número de potência entre estes impulsores, e concluiu-se que o impulsor Smith consome aproximadamente 42% a menos que a turbina Rushton e 43% a mais que o impulsor axial.

Os resultados obtidos são coerentes, sendo que o impulsor axial de pás inclinadas possui uma hidrodinâmica mais favorável ao escoamento, oferecendo menor resistência ao movimento das pás, dessa forma apresenta um menor consumo de potência. O impulsor radial, através de suas pás planas, direciona o fluxo do fluido a parede do tanque, o que resulta um maior consumo de potência

3.4 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor U foi determinado admitindo um volume de controle em torno do tanque sob agitação como pode ser visto na figura 48, onde foi aplicado um balanço de energia transiente descrito pela primeira lei da termodinâmica (equação 73).

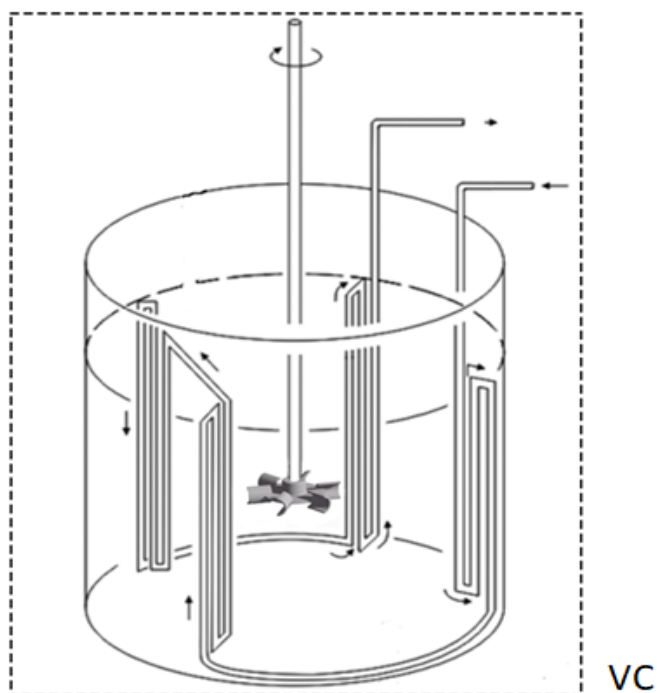


Figura 48 - Volume de controle no tanque equipado com turbina Smith e chicanas tubulares verticais.

$$Q_{vc} - W_{vc} + w_e(h_e + v_e^2/2 + gZ_e) - w_s(h_s + v_s^2/2 + gZ_s) = dE_{vc}/d\theta \quad (73)$$

Na Eq. (73), o termo Q_{vc} é o fluxo de calor e o termo W_{vc} é o trabalho fornecido ao fluido pela rotação do impulsor mecânico. Os termos $w_e(h_e + v_e^2/2 + gZ_e)$ e $w_s(h_s + v_s^2/2 + gZ_s)$ representam a contribuição energética do fluxo de massa que atravessa o volume de controle. Na sequência foram aplicadas as seguintes hipóteses: (a) o tanque estava completamente agitado; (b) a troca de calor com o ambiente externo foi desconsiderado, sendo que o tanque foi revestido com isolante térmico de poliuretano, $Q_{vc} = 0$; (c) a variação das energias cinética e potencial foram consideradas insignificantes comparadas com a variação da entalpia; (e) as propriedades físicas da água foram calculadas nas temperaturas médias; (d) o trabalho resultante da rotação do impulsor foi medido experimentalmente. Desta forma, o balanço de energia é reduzido para Eq. (74).

$$w_e h_e - w_s h_s = (dE_{vc}/d\theta) + W_{vc} \quad (74)$$

Considerando que o fluido no tanque era um processo em batelada e apenas um fluxo atravessava a fronteira, a vazão de entrada e saída do fluido na chicana são iguais e

como não há mudança de fase, a variação de entalpia pode ser reescrita em função do calor sensível e da diferença de temperaturas, conforme a Equação (75).

$$w_H C_{pH} (T_e - T_s) = (dE_{vc}/d\theta) + W_{vc} \quad (75)$$

O diferencial da energia total no volume de controle, pode ser reescrita na Equação (76) pelo diferencial da energia interna, cinética e potencial em função do tempo.

$$\frac{dE_{vc}}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{dE_c}{d\theta} + \frac{dE_p}{d\theta} \quad (76)$$

Considerando que as energias cinética e potencial são insignificantes quando comparadas com a energia interna, a Equação (76) passa a ser representada na Equação (77).

$$\frac{dE_{vc}}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} \quad (77)$$

Como o fluido agitado no tanque é incompressível e não há mudança de fase, a variação da energia interna passa a ser considerada igual a variação da entalpia, reescrita na Equação (78).

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dH}{d\theta} = MCp_c \left(\frac{dt_b}{d\theta} \right) \quad (78)$$

Substituindo a equação (78) na equação (75), temos a equação (79).

$$\dot{m}_H C_{pH} (T_e - T_s) = MCp_c (dt_b/d\theta) + \dot{W} \quad (79)$$

O coeficiente global de transferência de calor é mostrado pelo termo “ $w_H C_{pH} (T_e - T_s)$ ” em função da troca térmica e pela média logarítmica das diferenças de temperatura (LMTD), apresentado na equação (80).

$$w_H C_{pH} (T_e - T_s) = UA(LMTD) \quad (80)$$

O LMTD (Eq. 81) foi considerado como um processo de contrafluxo em função do impulsor radial proporcionar um fluxo turbulento no tanque.

$$LMTD = (T_e - T_s) / \ln (T_e - T_b / T_s - T_b) \quad (81)$$

Substituindo a Eq. (81) na Eq. (80) e depois na Eq. (79), determinamos a equação que representa o U em função do diferencial da temperatura de bulk (T_b) no tanque em relação ao tempo Eq. (82).

$$U = \frac{1}{A(T_e - T_s)} [\ln(T_e - T_b / T_s - T_b) MC_{pC} (dt_b/d\theta) + W_{vc}] \quad (82)$$

O U foi calculado ponto a ponto em cada tentativa por meio de discretização da Eq. (82) e apresentado na Eq. (83). Essa técnica foi descrita por Rosa et al., (2017).

$$U = \frac{1}{A(T'_e - T'_s)} [\ln(T'_e - T'_b / T'_s - T'_b) MC_{pC} \left(\frac{T''_b - T'_b}{\theta'' - \theta'} \right) + W_{vc}] \quad (83)$$

As temperaturas de entrada (T_e) e de saída nas chicanas (T_s), assim como as temperaturas de tanque (T_b) obtidos durante os ensaios 7 e 37 da solução de CMC 0,5% em massa agitado pelo impulsor mecânico a uma rotação de 300 rpm, estão representadas nas figuras 49 e 50 respectivamente.

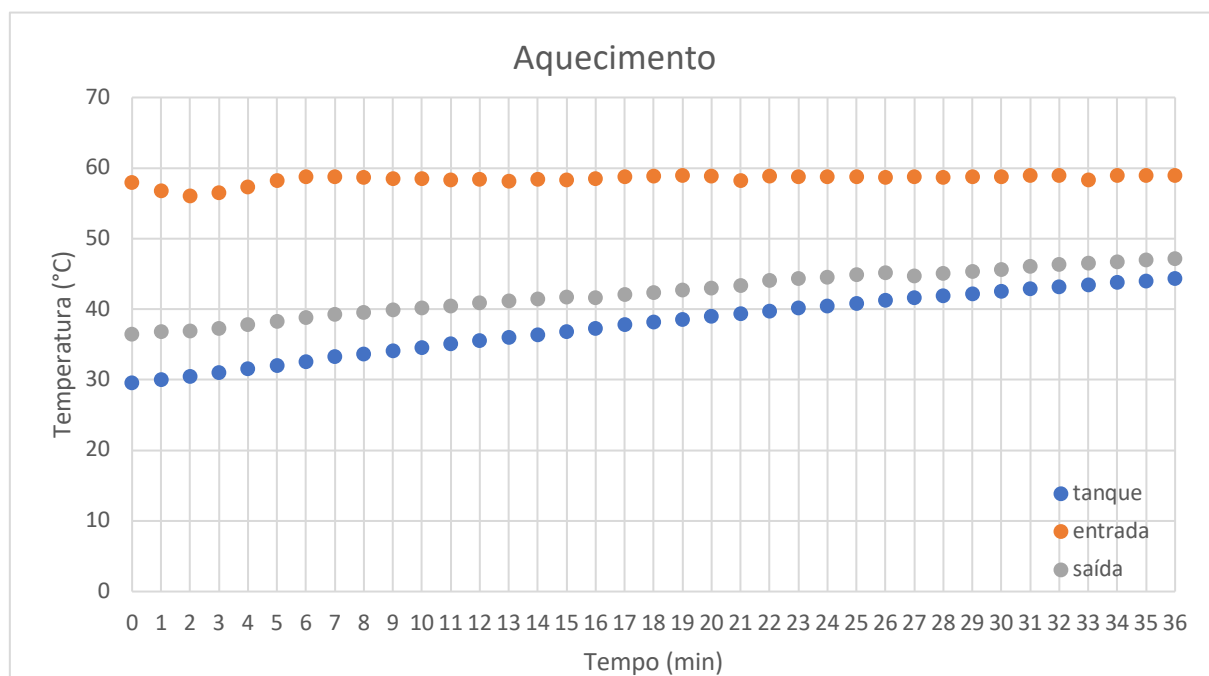


Figura 49 - Gráfico das temperaturas medidas no ensaio 7.

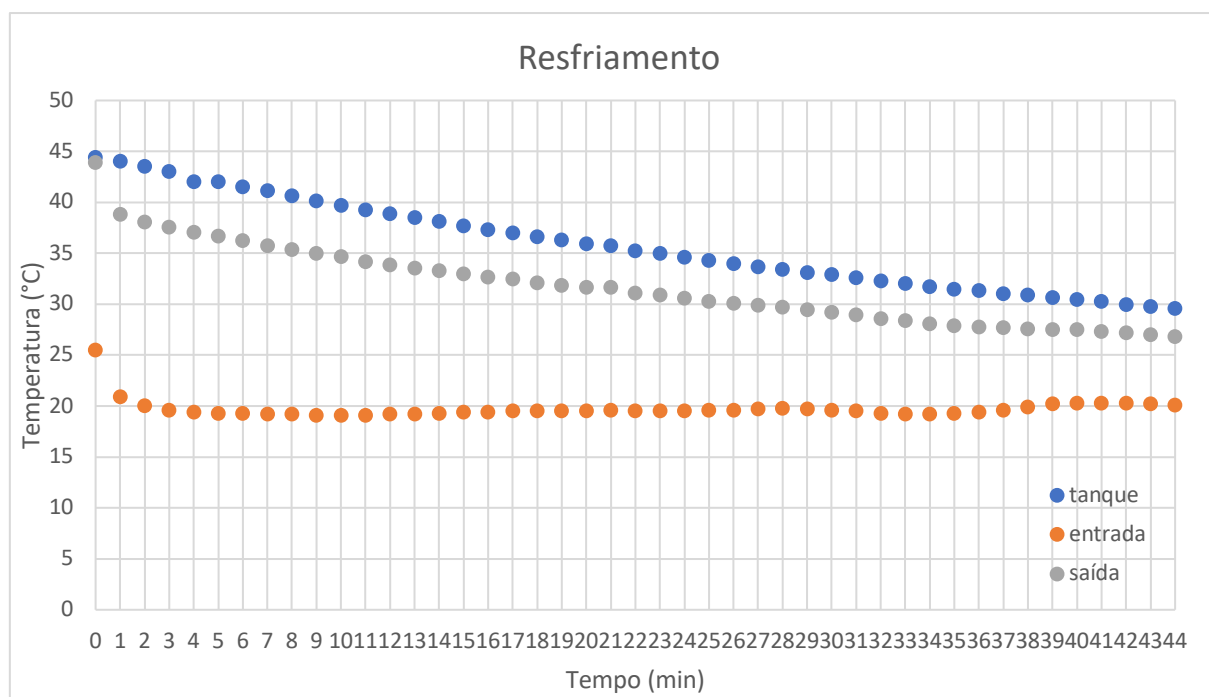


Figura 50 - Gráfico das temperaturas medidas no ensaio 37.

Como podem ser observados nas figuras acima, as temperaturas de entrada nas chicanas permanecem constantes ao longo do tempo, enquanto as temperaturas de saída das chicanas e de tanque crescem durante o aquecimento e diminuem no resfriamento até atingir uma diferença de temperatura de tanque igual a 15°C no final de cada ensaio. O tempo de duração do ensaio de resfriamento é maior que o tempo de aquecimento, confirmando o fenômeno natural dos processos físicos.

Como as medidas de temperatura nos ensaios foram feitas a cada 1 minuto, o passo temporal mínimo para a discretização da equação da energia é o tempo de 1 minuto. Na figura 51 está apresentada a discretização do ensaio 8 e na figura 52 a discretização para o ensaio 38, ambos utilizando passos de 1 minuto, 2 minutos, 3 minutos e 4 minutos.

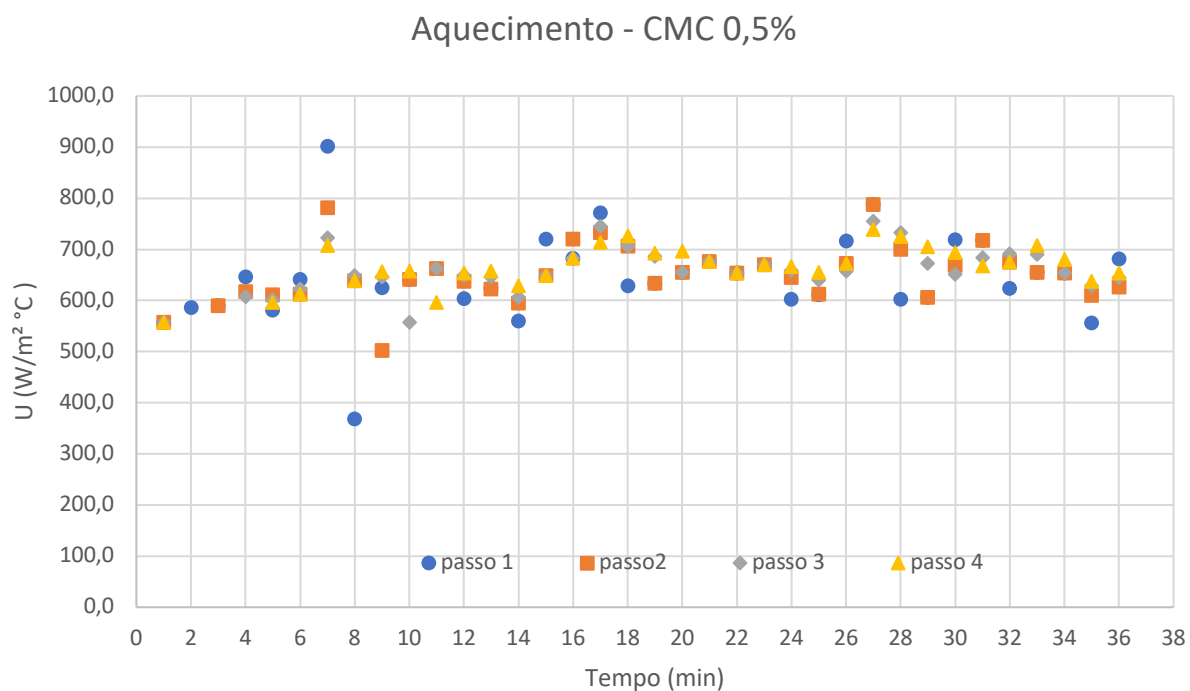


Figura 51 - Discretização do coeficiente U - Ensaio 8 - Solução de CMC 0,5% a 300RPM.

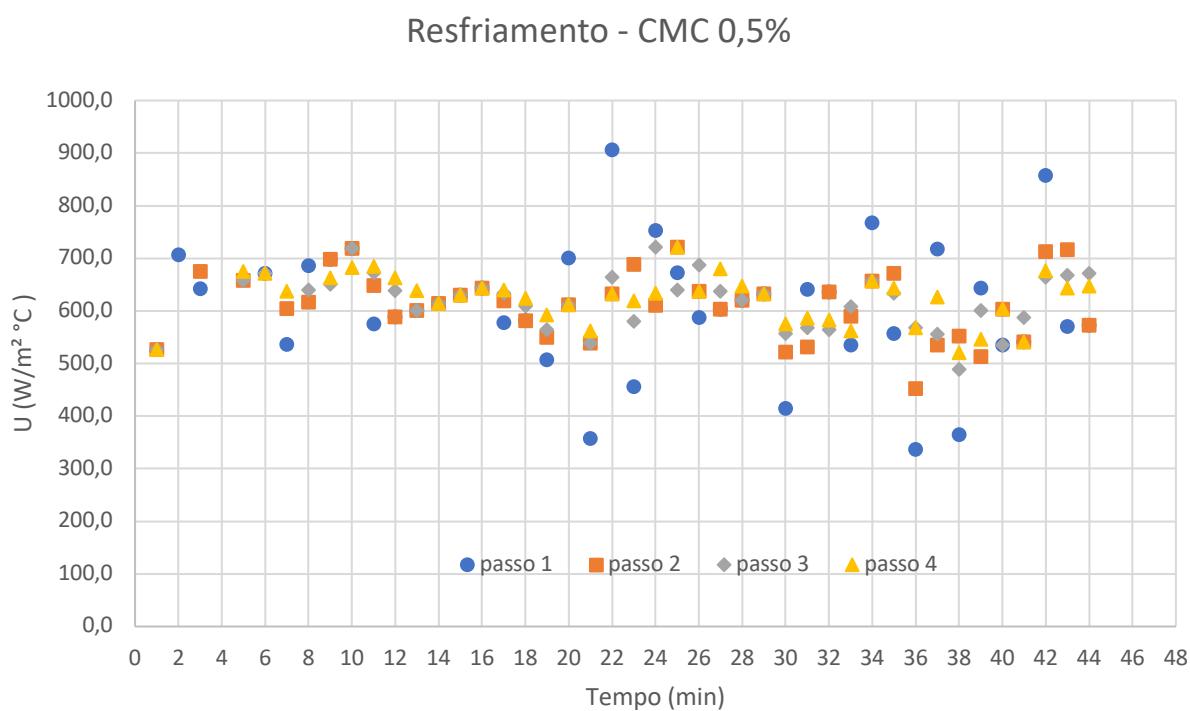


Figura 52 - Discretização do coeficiente U - Ensaio 38 - Solução de CMC 0,5% a 300 RPM.

Observou-se nas figuras 51 e 52 que o coeficiente global de transferência de calor U apresentou menor variação com o tamanho de passo 4. Sendo assim, optou-se em mostrar nas figuras 53 e 54 apenas a discretização para o passo 4, onde é possível notar uma maior estabilidade do coeficiente U flutuando em torno de um valor médio. Desse modo, nos ensaios utilizando soluções de carboximetilcelulose, os valores do coeficiente U foram obtidos a partir da média aritmética.

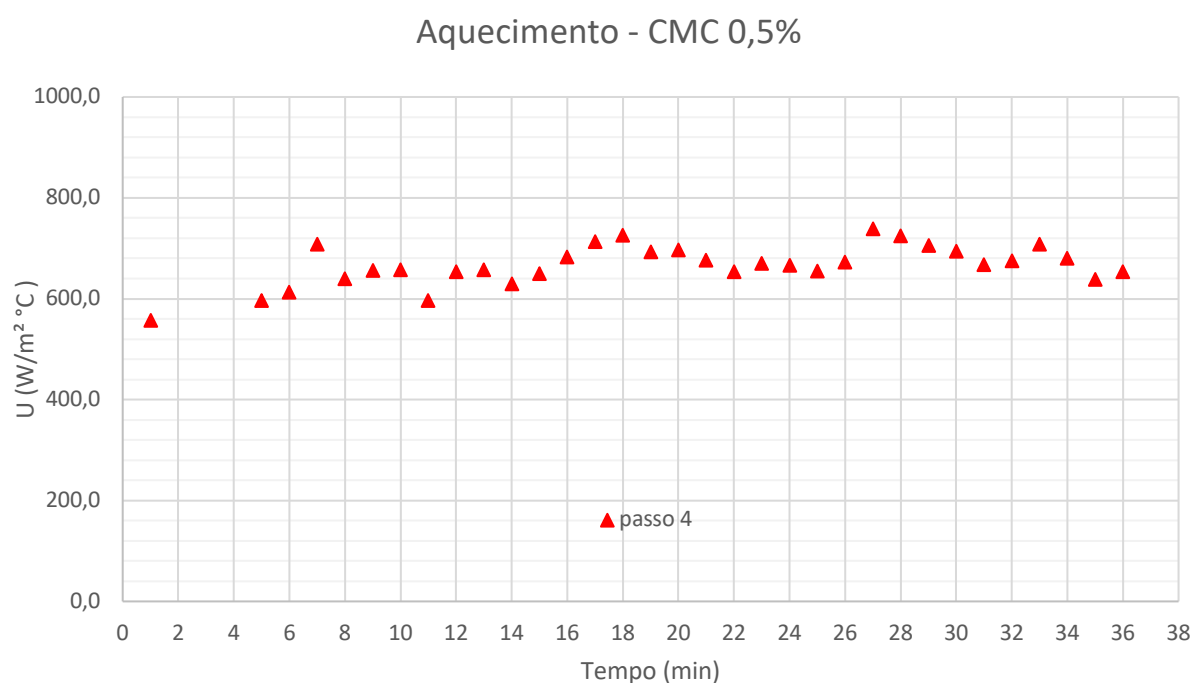


Figura 53 - Discretização do coeficiente U utilizando passo 4 – Ensaio 38 – Solução de CMC 0,5% a 300 RPM.

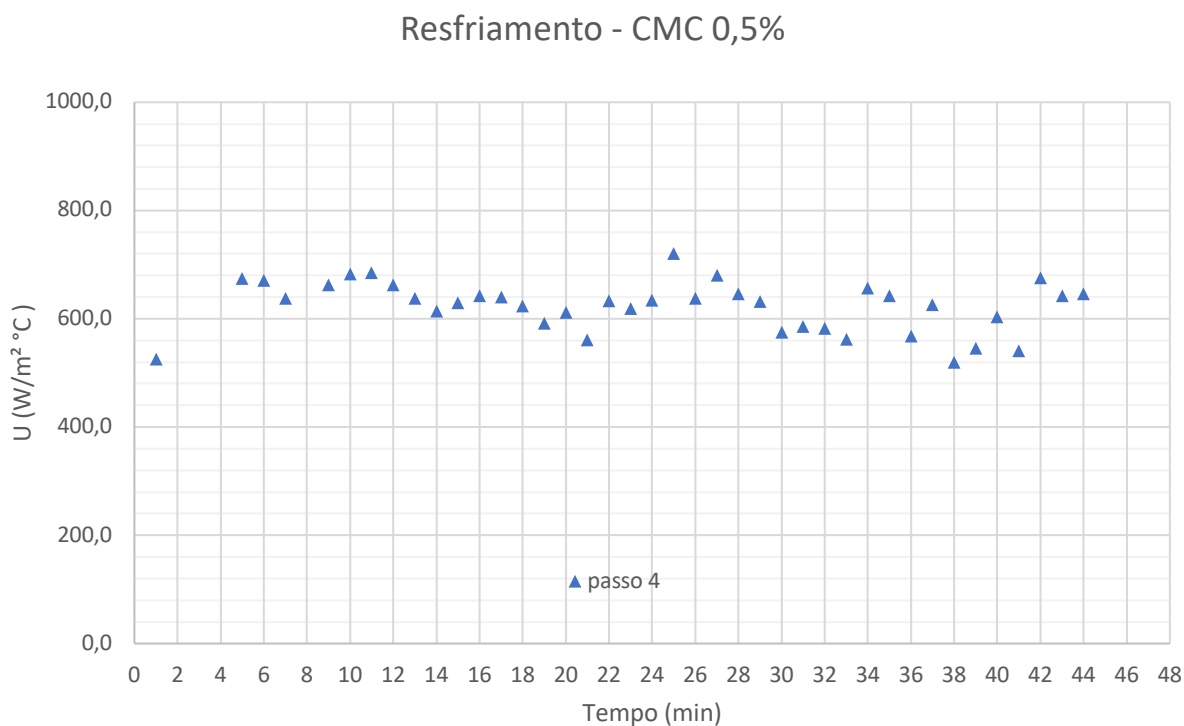


Figura 54 - Discretização do coeficiente U utilizando passo 4 – Ensaio 38 – Solução de CMC 0,5% a 300 RPM.

A figura 55 mostra um exemplo de resultado obtido pelo método da discretização, que representa os ensaios térmicos de aquecimento e resfriamento da solução aquosa de carbopol 940 1,5% agitado pelo impulsor radial tipo turbina Smith a uma rotação de 400 RPM. Observou-se que o comportamento do coeficiente U varia em torno de um valor ao longo do ensaio para o aquecimento e resfriamento. Notou-se também que o valor do U flutua em torno de um valor maior no resfriamento quando comparado com o aquecimento.

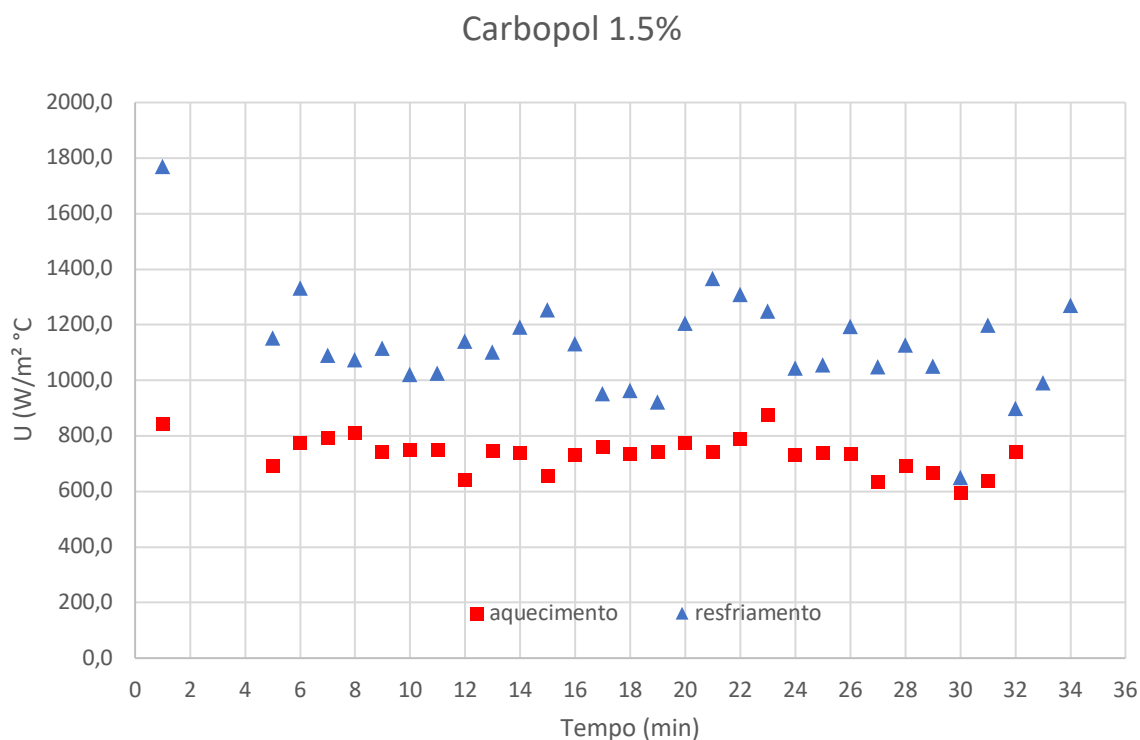


Figura 55 - Discretização do coeficiente U utilizando passo 4 – Ensaios 23 e 53.

Notou-se que o intervalo de 4 minutos forneceu uma tendência de maior estabilidade para o coeficiente U em todos os ensaios térmicos realizados para aquecimento e resfriamento. Dessa forma os demais ensaios foram discretizados utilizando este intervalo de tempo e seus valores podem ser verificados na Tabela 11.

Tabela 11 – Valores do coeficiente global de troca térmica (U) discretizados para o passo de 4 minutos.

AQUECIMENTO				RESFRIAMENTO			
Ensaio	U (W/m² °C)	Ensaio	U (W/m² °C)	Ensaio	U (W/m² °C)	Ensaio	U (W/m² °C)
1	304,7	16	203,6	31	193,3	46	202,1
2	398,3	17	324,1	32	242,8	47	361,1
3	516,3	18	481,5	33	279,3	48	529,0
4	627,5	19	682,9	34	288,6	49	607,5

Continua

Tabela 11 – Valores do coeficiente global de troca térmica (U) discretizados para o passo de 4 minutos.

AQUECIMENTO				RESFRIAMENTO			
Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)
5	776,5	20	854,0	35	282,2	50	603,3
6	269,5	21	430,3	36	270,5	51	553,5
7	666,6	22	605,0	37	623,2	52	870,4
8	979,6	23	734,2	38	886,5	53	1125,8
9	1187,9	24	806,4	39	859,6	54	1137,2
10	1483,3	25	890,4	40	776,2	55	1079,2
11	247,5	26	408,8	41	266,6	56	534,1
12	227,7	27	565,9	42	491,3	57	667,7
13	593,7	28	682,9	43	690,2	58	742,3
14	720,0	29	818,5	44	871,9	59	718,4
15	890,4	30	859,2	45	831,7	60	648,2

Na figura 56 podem ser observados os valores dos coeficientes médios para as cinco rotações do impulsor durante agitação da solução de CMC 0,5 % (w/w) referentes aos ensaios 16 a 20 (aquecimento) e 66 a 70 (resfriamento).

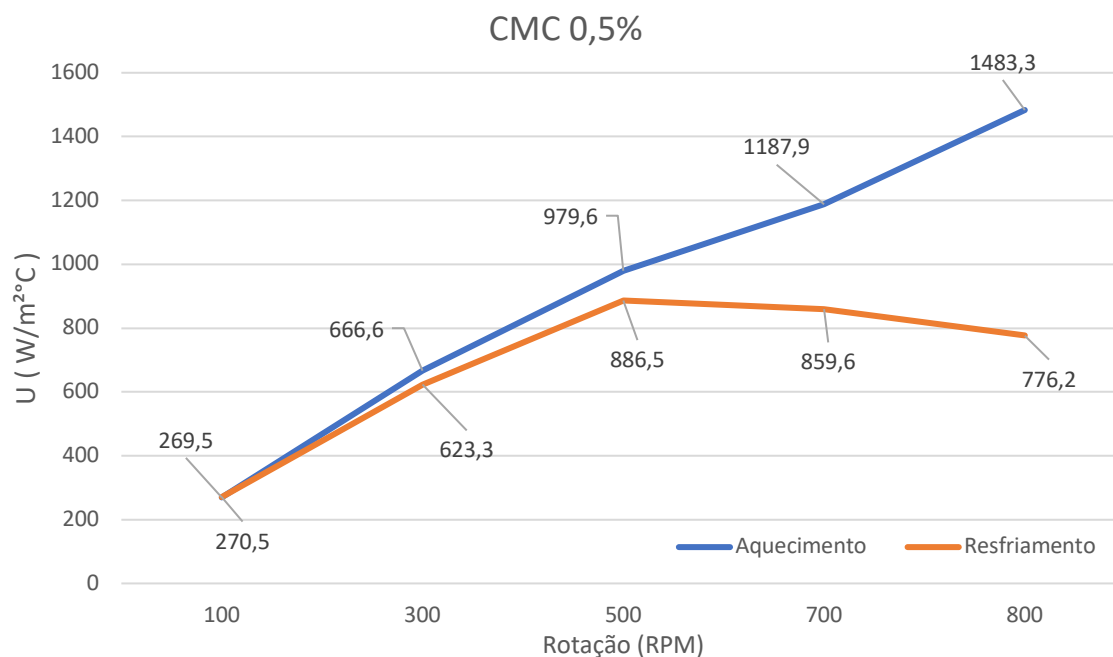


Figura 56 - Gráfico do coeficiente U em função da rotação.

Os coeficientes de performance de transferência de calor médio para cada rotação do impulsor durante agitação da solução de CMC 0,5 % em massa apresentaram curvas ascendente para o aquecimento em todas as rotações e ascendente para o resfriamento até a rotação de 500 RPM, depois desse ponto, a curva é decrescente, provavelmente devido a aeração. Os coeficientes U em cada ensaio foram calculados a partir da média aritmética para as cinco rotações aplicadas no impulsor para cada líquido agitado.

3.5 Coeficientes de convecção e números adimensionais

O coeficiente de convecção interno está associado ao fluxo do fluido no interior da superfície de troca térmica. Sieder e Tate (1936) propuseram um modelo para estimar os coeficientes de Nusselt para tubos cilíndricos (Eq. 84).

$$Nu_i = 0,027 Re_i^{0,8} Pr_i^{0,33} Vi_i^{0,14} \quad (84)$$

Os valores de Reynolds e Prandtl para o escoamento interno nas superfícies de troca térmica foram calculados através das equações (85) e (86) respectivamente. Estes valores estão apresentados na tabela 12 para todos os ensaios considerando

que as propriedades físicas da água foram determinadas na temperatura média entre as temperaturas de entrada e saída das chicanas.

$$Re_i = \frac{D_i v \rho}{\mu} \quad (85)$$

$$Pr_i = \frac{c_p \mu}{k'} \quad (86)$$

Tabela 12 - Valores de Reynolds e Prandtl para o escoamento interno.

AQUECIMENTO			RESFRIAMENTO		
Ensaio	Re _i	Pr _i	Ensaio	Re _i	Pr _i
1	5427,91	3,10	31	2777,35	6,90
2	5327,14	3,16	32	2923,48	6,43
3	5284,19	3,19	33	2987,70	6,25
4	5228,30	3,22	34	3006,22	6,20
5	5170,70	3,26	35	2980,28	6,27
6	5533,35	3,04	36	2999,75	6,22
7	5202,81	3,24	37	3135,58	5,86
8	4933,64	3,42	38	3175,47	5,77
9	4902,85	3,45	39	3197,49	5,72
10	4914,43	3,44	40	3209,58	5,69
11	5351,53	3,14	41	3914,99	6,37
12	5123,22	3,29	42	3057,73	6,06
13	4965,71	3,40	43	3117,12	5,91
14	4830,41	3,51	44	3156,25	5,82
15	4853,06	3,49	45	3195,33	5,73
16	5611,37	3,00	46	2920,35	6,44
17	5346,53	3,15	47	3001,06	6,21
18	5111,20	3,30	48	3072,65	6,02
19	5177,14	3,26	49	3115,84	5,92

Continua

Tabela 12 - Valores de Reynolds e Prandtl para o escoamento interno.

AQUECIMENTO			RESFRIAMENTO		
Ensaio	Re _i	Pr _i	Ensaio	Re _i	Pr _i
20	4918,57	3,44	50	3171,32	5,78
21	5236,93	3,22	51	3091,14	5,98
22	5014,72	3,37	52	3141,41	5,85
23	4926,71	3,43	53	3164,66	5,80
24	4885,71	3,46	54	3196,51	5,72
25	4890,01	3,46	55	3201,19	5,71
26	5219,13	3,23	56	3063,73	6,05
27	5041,92	3,35	57	3102,97	5,95
28	5024,04	3,36	58	3137,20	5,86
29	4922,06	3,44	59	3156,62	5,82
30	4948,45	3,42	60	3176,92	5,77

Observou-se nos dados apresentados na tabela 12 que os valores do número de Reynolds foram acima de 2700. Desse modo o coeficiente de convecção interna (h_i) foi calculado usando a equação de Gnielinski modificada sugerida por Rosa et.al. (2020) (Eq. 87), com validade para Pr entre 0,5 e 2000 e Re entre 2300 e $5 \cdot 10^6$, quando a água flui no interior das chicanas de tubos verticais durante o aquecimento e resfriamento dos líquidos agitados no tanque.

$$h_i = \frac{K'(f''/8)(Re_i - 10^3)Pr_i}{D_i[1 + 12.7\sqrt{(f''/8)}(Pr_i^{2/3} - 1)]} \left[1 + \left(\frac{D_i}{L''}\right)^{2/3} \right] \quad (87)$$

O fator de atrito (f) pode ser obtido através do diagrama de Moody que é válida para tubos lisos ou calculado através da equação de Round (1980) (Eq. 88), válida para $Re > 2300$.

$$f'' = \frac{1.6364}{\left[\ln \left(0.135 \frac{\varepsilon}{D_i} + \frac{6.5}{Re_i} \right) \right]^2} \quad (88)$$

A rugosidade do tubo de cobre (ε) usada foi $0,002 \times 10^{-3}$ m, Azevedo Netto et. Al. (1998). O coeficiente de convecção interno foi corrigido (h_{io}) em relação a área

externa, pois o fenômeno de troca térmica ocorre entre a parede do tubo e o líquido agitado (Eq. 89).

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_e} \quad (89)$$

O coeficiente externo de convecção (h_o), foi calculado através da equação 90, em função dos valores obtidos do coeficiente U e dos valores do coeficiente interno de convecção corrigido (h_{io})

$$1/U = 1/h_{io} + 1/h_o \quad (90)$$

Para o fluido newtoniano (glicerina), os números adimensionais, Reynolds, Prandtl e Nusselt foram calculados pelas equações (91), (92) e (93) respectivamente.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k'} \quad (91)$$

$$Re = \frac{ND_a^2 \rho}{\mu} \quad (92)$$

$$Nu = \frac{h_o D_t}{k'} \quad (93)$$

Para os fluídos não-newtonianos, Re e Pr foram calculados de forma modificada, considerando os conceitos empregados nas equações (1) e (3), conforme apresentados nas equações (94) e (95).

$$Re_{MO} = \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{k(K_s)^{n-1}} \quad (94)$$

$$Pr_{MO} = \frac{c_p k(K_s N)^{n-1}}{k'} \quad (95)$$

Os valores calculados de convecção interna e externa, assim como os valores dos adimensionais Reynolds, Prandtl e Nusselt para todos os ensaios de troca térmica referentes ao aquecimento e resfriamento estão apresentados na tabela 13 e 14 respectivamente.

Tabela 13 - Coeficientes de convecção interna e externa, número de Nusselt, número de Reynolds e número de Prandt (aquecimento).

Aquecimento					
Ensaio	$hi_0(W/m^2\ ^\circ C)$	$h_0(W/m^2\ ^\circ C)$	Nu	Re_{Mo}	Pr_{Mo}
1	1774,10	354,70	503,60	78,90	11343,30
2	1753,40	429,60	609,90	112,90	11400,30
3	1744,40	578,10	821,00	135,50	11534,30
4	1732,60	766,90	1088,60	175,50	11090,50
5	1720,20	997,40	1416,00	205,60	11282,10
6	1795,10	392,79	260,99	71,37	3301,71
7	1727,10	1403,55	683,61	242,15	2567,64
8	1667,00	2328,97	1547,49	819,17	1255,73
9	1659,90	3487,21	2317,08	690,89	2084,60
10	1662,60	14344,33	9531,11	828,43	1988,27
11	1758,40	451,50	300,00	74,54	5634,50
12	1709,80	343,91	224,41	125,58	5959,67
13	1674,40	1368,75	909,47	276,05	3710,25
14	1642,80	3291,14	2147,56	275,68	4989,96
15	1648,20	17095,14	11155,07	366,84	4584,57
16	1810,30	283,03	181,43	38,47	11713,55
17	1757,40	441,97	283,31	57,19	13445,24
18	1707,10	849,44	535,92	154,05	7006,42
19	1721,50	1248,09	800,06	146,86	9681,12
20	1663,50	3799,21	2435,39	174,84	10006,21
21	1734,40	723,93	464,06	284,79	821,69
22	1685,60	1616,18	300,64	1802,00	1036,01
23	1665,40	3064,51	1915,32	778,03	1092,41

Continua

Tabela 13 - Coeficientes de convecção interna e externa, número de Nusselt, número de Reynolds e número de Prandtl (aquecimento).

Aquecimento					
Ensaio	$hi_0(W/m^2\ ^\circ C)$	$h_0(W/m^2\ ^\circ C)$	Nu	Re_{Mo}	Pr_{Mo}
24	1655,90	5749,62	960,74	1196,29	3593,51
25	1656,90	8508,27	1402,13	1053,02	5317,67
26	1730,40	725,15	453,22	178,03	4766,67
27	1691,70	1173,13	508,85	2078,14	733,21
28	1687,70	1844,97	1153,11	285,26	4442,46
29	1664,40	3597,15	847,44	1740,30	2248,22
30	1670,50	5196,10	1076,35	1569,77	3247,56

Tabela 14 - Coeficientes de convecção interna e externa, número de Nusselt, número de Reynolds e número de Prandtl (resfriamento).

Resfriamento					
Ensaio	$hi_0(W/m^2\ ^\circ C)$	$h_0(W/m^2\ ^\circ C)$	Nu	Re_{Mo}	Pr_{Mo}
31	977,20	250,90	356,90	67,70	13142,30
32	1039,30	272,60	387,60	99,00	13027,10
33	1065,60	310,00	440,70	135,50	12684,00
34	1073,20	334,40	475,30	152,90	12637,00
35	1062,60	323,30	460,30	179,70	12882,40
36	1070,50	383,13	254,57	46,64	5070,43
37	1124,40	1403,55	932,59	231,92	2699,42
38	1139,90	3399,87	2259,05	481,51	2136,28
39	1148,30	3180,20	2113,08	661,57	2181,62

Continua

Tabela 14 - Coeficientes de convecção interna e externa, número de Nusselt, número de Reynolds e número de Prandtl (aquecimento).

Resfriamento					
Ensaio	$hi_0(W/m^2\ ^\circ C)$	$h_0(W/m^2\ ^\circ C)$	Nu	Re_{MO}	Pr_{MO}
40	1152,90	2348,24	1560,29	776,49	2118,91
41	1048,20	424,91	282,33	43,76	9576,19
42	1093,80	1028,77	671,84	117,84	6364,84
43	1117,30	2125,56	1412,33	205,13	4987,37
44	1132,50	3789,56	2472,79	259,40	5286,05
45	1147,50	3022,37	1972,18	340,48	4941,90
46	1038,00	292,57	187,55	26,59	16822,53
47	1071,10	582,87	373,63	55,52	13895,37
48	1099,70	1049,85	662,36	114,14	9449,91
49	1116,70	1801,61	1154,87	124,92	11375,49
50	1138,30	1495,05	958,36	167,87	10419,36
51	1107,10	1048,62	672,19	262,09	879,97
52	1126,70	3635,97	276,64	1954,48	1330,75
53	1135,70	56030,21	35018,88	664,94	1266,78
54	1147,90	121902,62	916,25	1255,06	76189,14
55	1149,70	32934,13	1329,06	1109,03	20583,83
56	1096,20	1071,83	669,89	125,48	6685,28
57	1111,70	1824,47	480,95	2198,69	1140,29
58	1125,10	3247,54	2029,71	233,50	5427,26
59	1132,60	2029,84	796,98	1852,85	1268,72
60	1140,40	2237,51	1006,32	1679,84	1398,44

A viscosidade aparente (μ_{ap}) dos fluidos não-newtonianos durante o aquecimento e resfriamento podem sofrer alterações de acordo com a reologia do fluido. Devido ao gradiente de temperatura desenvolvido no líquido agitado, a viscosidade próxima das chicanas tubulares verticais será diferente da viscosidade dentro do tanque, sendo necessário que haja um fator corretivo. Na equação 96 mostra-se a relação entre a viscosidade aparente na temperatura de tanque média ($\eta_{\bar{t}_b}$) em relação a viscosidade aparente na temperatura da superfície externa da chicana tubular vertical ($\eta_{\bar{T}_W}$).

$$V_i = \frac{\eta_{\bar{t}_b}}{\eta_{\bar{T}_W}} \quad (96)$$

Aplicando as premissas de Metzner e Otto, a Relação viscosa passa a ser determinada conforme a equação 97.

$$V_{iMO} = \frac{[k(K_s N)^{n-1}]_{\bar{t}_b}}{[k(K_s N)^{n-1}]_{\bar{T}_W}} \quad (97)$$

O cálculo da temperatura da parede (T_w) é obtido a partir da equação 98.

$$\bar{T}_W = \bar{t}_b + \frac{\dot{m}c_{p_h}(\bar{T}_e - \bar{\bar{T}}_s)}{Ah_o} \quad (98)$$

Para fluidos Newtonianos, esse fenômeno não ocorre devido aos valores reológicos que assumem um índice de comportamento ($n = 1$) e o fator de consistência (K) será a própria viscosidade dinâmica. Na tabela 15 estão representados os resultados de T_w e V_i para todos os ensaios de aquecimento e resfriamento.

Tabela 15 - Temperatura na parede externa da chicana tubular vertical e fator de correção da viscosidade.

AQUECIMENTO			RESFRIAMENTO		
Ensaio	T_w	V_i	Ensaio	T_w	V_i
1	52,51	1,34	31	34,98	0,99
2	51,64	2,32	32	25,09	0,81
3	49,59	1,27	33	25,81	0,82
4	47,25	1,20	34	24,91	0,80
5	45,24	1,16	35	23,16	0,78
6	52,33	1,45	36	27,08	0,72
7	45,16	1,21	37	31,77	0,88
8	37,43	1,00	38	33,78	0,94
9	39,99	1,06	39	33,53	0,94
10	38,55	1,02	40	32,44	0,92
11	47,13	1,35	41	28,87	0,77
12	58,29	1,66	42	30,75	0,84
13	42,49	1,16	43	33,03	0,92
14	39,25	1,07	44	33,27	0,95
15	37,94	1,01	45	32,78	0,94
16	51,99	1,42	46	28,28	0,77
17	49,78	1,36	47	29,95	0,83
18	45,95	1,23	48	30,51	0,86
19	46,60	1,12	49	31,83	0,91
20	39,16	1,06	50	31,14	0,89
21	47,34	1,38	51	31,33	0,81
22	43,38	1,18	52	33,95	0,94
23	40,29	1,09	53	35,51	0,99
24	39,04	1,04	54	35,79	0,99

Continua

Tabela 15 - Temperatura na parede externa da chicana tubular vertical e fator de correção da viscosidade.

AQUECIMENTO			RESFRIAMENTO		
Ensaio	T _w	V _i	Ensaio	T _w	V _i
25	38,47	1,03	55	35,37	0,99
26	46,49	1,39	56	31,40	0,80
27	43,89	1,27	57	32,68	0,97
28	42,09	1,17	58	33,77	0,92
29	39,58	1,08	59	32,33	0,87
30	39,72	1,06	60	33,07	0,88

3.6 Determinação dos modelos para transferência de calor

Com os resultados de Re, Pr e Nu apresentados nas tabelas 13 e 14 e de Vi na tabela 15, foram obtidos os modelos de regressão não linear para o aquecimento e o resfriamento dos fluidos agitados no tanque durante os ensaios de troca térmica realizados neste trabalho, baseado na equação 90 proposta para fluidos newtonianos.

Para os fluidos não-Newtonianos, o modelo foi desenvolvido seguindo a lei da potência e as taxas de cisalhamento foram calculadas de acordo com a equação 99 proposta de Metzner e Otto (1957).

$$Nu = KRe^a Pr^b Vi^c \quad (99)$$

Na literatura, para a maioria dos modelos de transferência de calor, os expoentes b e c referentes a Pr e Vi, são 0,33 e 0,14, respectivamente. Dessa forma, para facilitar a obtenção dos modelos, a equação 99 foi reescrita na equação 100.

$$\frac{Nu}{Pr_{MO}^{0,33} Vi_{MO}^{0,14}} = \Phi = KRe_{MO}^a \quad (100)$$

Em que a constante K e o expoente a variam em função da geometria do impulsor mecânico empregado na agitação. As figuras 57 e 58 mostram os valores do adimensional Φ em função de Reynolds para o aquecimento e resfriamento, respectivamente e os quadros 1 e 2 mostram os resultados da análise de regressão não linear e análises estatísticas correspondentes as trocas térmicas.

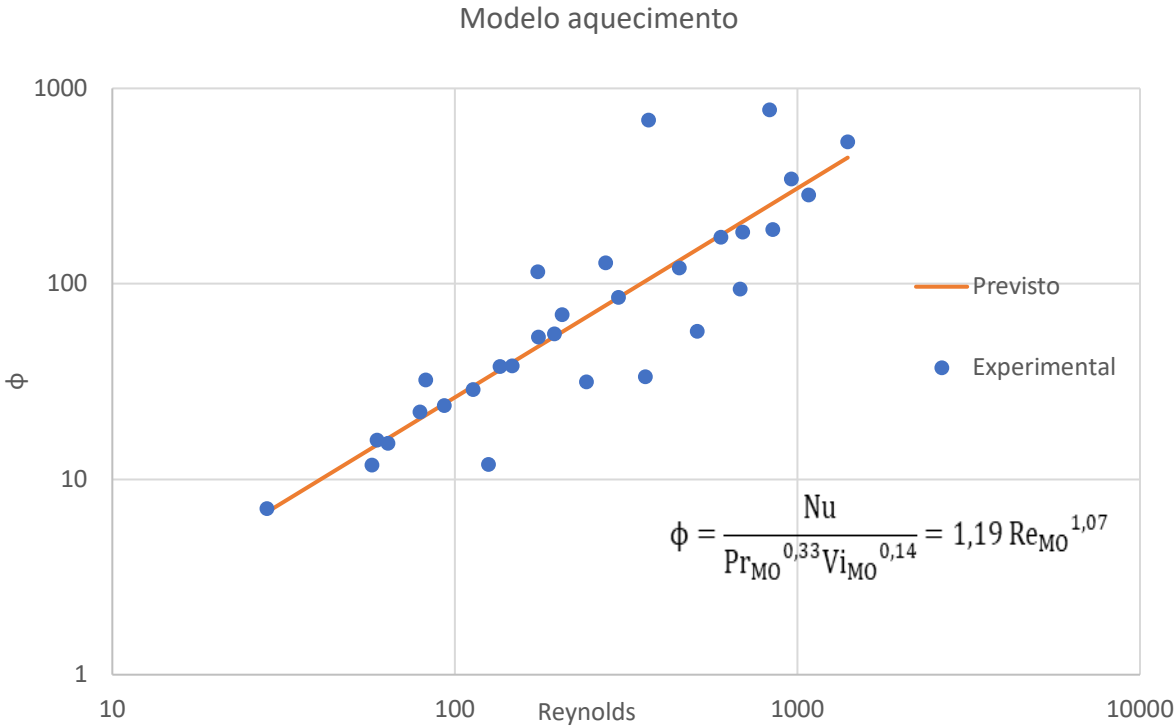


Figura 57 - Modelo experimental e previsto para o aquecimento.

Quadro 1 - Análise de resultados - Aquecimento

Estatística de regressão

R múltiplo	0,873279828
R-Quadrado	0,762617659
R-quadrado ajustado	0,754139718
Erro padrão	0,620563251
Observações	30

ANOVA

	gl	SQ	MQ	F	F de significação
Regressão	1	34,64085375	34,64085375	89,95317147	3,05637E-10
Resíduo	28	10,78276496	0,385098748		
Total	29	45,4236187			

	Erro		95%		95%	Inferior	Superior
	Coefficientes	padrão	Stat t	valor-P	inferiores	superiores	95,0%
Interseção	-1,6594	0,6280	-2,6426	0,0133	-2,9457	-0,3731	-2,9457
ln Re	1,0697	0,1128	9,4844	3,06E-10	0,8387	1,3007	0,8387

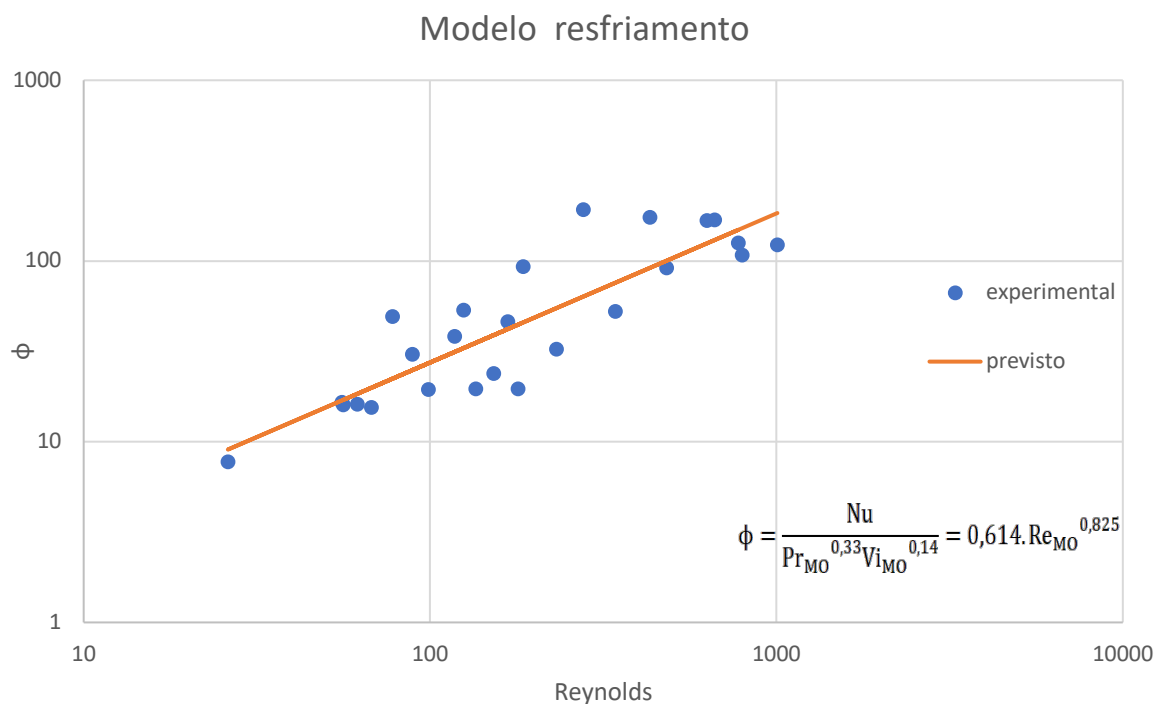


Figura 58 - Modelo experimental e previsto para o resfriamento.

Quadro 2 - Análise de resultados – Resfriamento

<i>Estatística de regressão</i>	
R múltiplo	0,863796186
R-Quadrado	0,746143851
R-quadrado ajustado	0,735106627
Erro padrão	0,48693097
Observações	25

ANOVA

	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>F de significação</i>			
Regressão	1	16,02867075	16,02867075	67,60249	2,67281E-08			
Resíduo	23	5,453340706	0,23710177					
Total	24	21,48201146						

	<i>Erro</i>				<i>95%</i>	<i>95%</i>	<i>Inferior</i>	<i>Superior</i>
	<i>Coefficientes</i>	<i>padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>	<i>inferiores</i>	<i>superiores</i>	<i>95,0%</i>	<i>95,0%</i>
Interseção	-0,4882	0,5329	-0,9160	0,3692	-1,5906	0,6143	-1,5906	0,6143
ln Re	0,8254	0,1004	8,2221	2,67E-08	0,6177	1,0331	0,6177	1,0331

3.7 Comparação entre os modelos de aquecimento e resfriamento

Mostra-se na figura 59 os modelos de aquecimento e resfriamento obtidos através da regressão não linear.

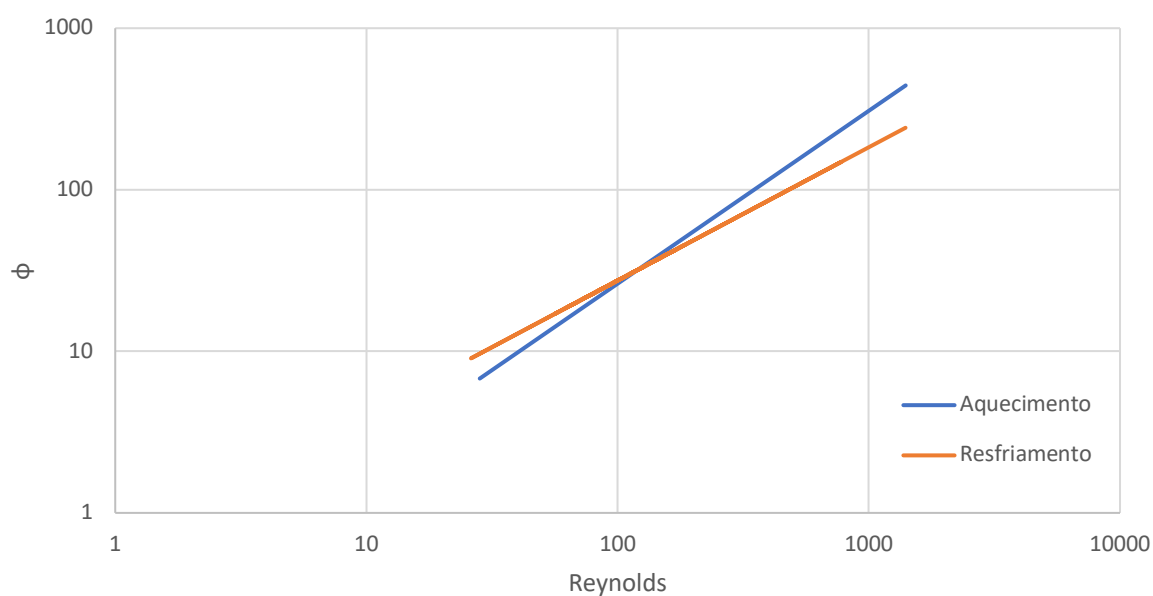


Figura 59 – Comparação entre os modelos de aquecimento e resfriamento.

O modelo previsto para o aquecimento e resfriamento de fluidos viscosos através das chicanas tubulares verticais e agitados pelo impulsor tipo turbina Smith é mostrado através das equações 101 e 102 respectivamente.

$$Nu = 0,190Re^{1,070}Pr^{0,33}Vi^{0,14} \quad (101)$$

$$Nu = 0,614Re^{0,825}Pr^{0,33}Vi^{0,14} \quad (102)$$

As equações 101 e 102 são válidas para $20 < Re < 10.000$.

Observou-se na figura 59 que a rampa de aquecimento é mais acentuada que a rampa de resfriamento, em que o tempo de aquecimento durante os ensaios é menor que o tempo de resfriamento.

3.8 Comparação entre o modelo de aquecimento com outros modelos

Apresentam-se na figura 60, os modelos de aquecimento obtidos em tanques com fluidos viscosos agitados por impulsores axiais (4 pás planas inclinadas a 45°), radiais (turbinas Rushton e Smith), quando a transferência de calor é realizada por chicanas tubulares verticais.

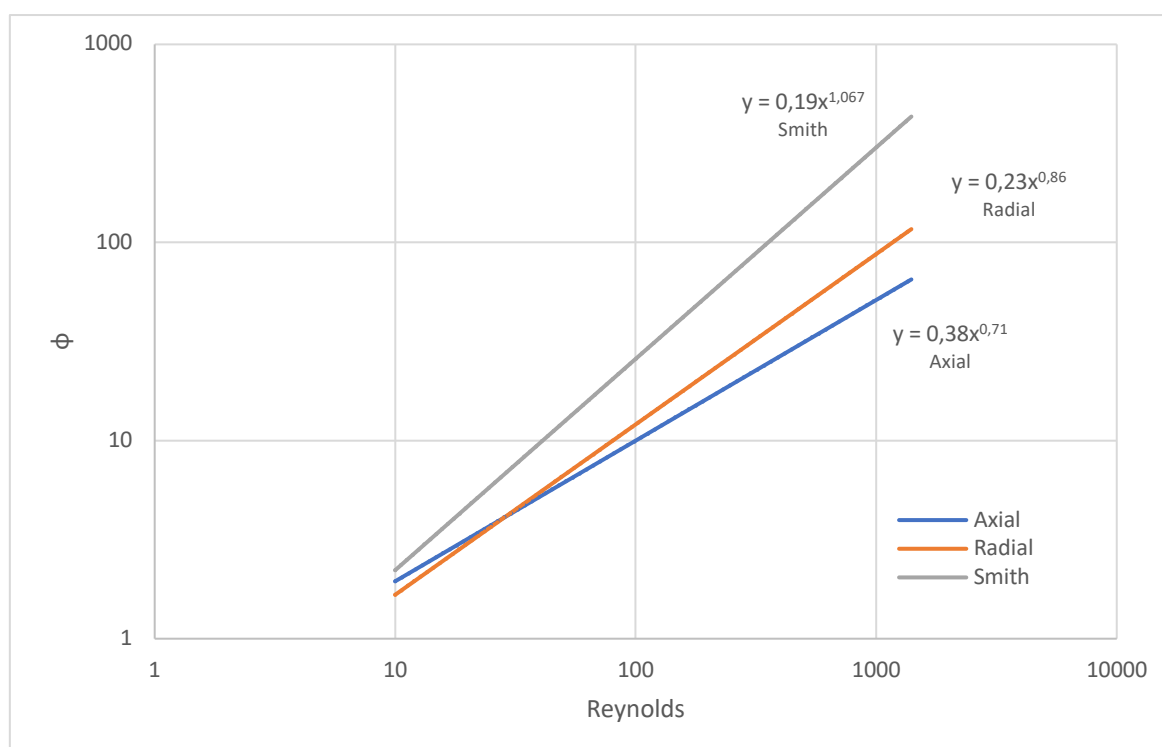


Figura 60 – Comparação entre os modelos de aquecimento.

Os modelos previstos para o aquecimento de fluidos viscosos através das chicanas tubulares verticais e agitados por impulsores tipo turbina Smith, turbina Rushton de 6 pás planas e axial de 4 pás inclinadas a 45° são mostrados através das equações 101, 56 e 57 respectivamente.

4 CONCLUSÕES

Neste estudo experimental, concluímos o quanto as operações unitárias, como agitação, mistura e transferência de calor são importantes nos processos industriais, principalmente quando são utilizados fluidos não-Newtonianos.

A performance de um tanque com agitador pode ser otimizada quando seus equipamentos internos como impulsores mecânicos, chicanas e trocadores de calor tem seus parâmetros ajustados, obtendo como resultados uma troca térmica mais eficiente em menor tempo reduzindo o custo de operação e aumentando a qualidade dos produtos.

Observou-se que o coeficiente global de transferência de calor U flutuou em torno de uma constante durante o tempo de aquecimento e resfriamento independentemente do tipo de fluido utilizado.

O impulsor Smith apresentou um valor para a constante Metzner-Otto (K_s) igual a 3,56. Comparou-se o número de potência entre os impulsores, e concluiu-se que o impulsor Smith possui um rendimento energético de aproximadamente 42% maior que a turbina Rushton e 43% menor que o impulsor axial.

Os resultados obtidos são coerentes, sendo que o impulsor axial de pás inclinadas possui uma hidrodinâmica mais favorável ao escoamento, oferecendo menor resistência ao movimento das pás, dessa forma apresenta um menor consumo de potência. O impulsor radial, através de suas pás planas, direciona o fluxo do fluido a parede do tanque, o que resulta um maior consumo de potência.

Os modelos obtidos de aquecimento e resfriamento de fluidos viscosos em um tanque usando chicana tubular vertical e impulsor Smith foram eficientes com um ajuste (coeficiente de determinação R^2) de 0,76 para o aquecimento e 0,75 para o resfriamento. Os resultados predizem com precisão os dados obtidos experimentalmente e são válidos para Reynolds no intervalo de 20 a 1400.

Para uma mesma configuração de tanque e trocador de calor usado no presente estudo, o uso do impulsor Smith no aquecimento foi comparado a turbina Rushton e impulsor axial de 4 pás inclinadas, observou-se que em todo intervalo de Re , o impulsor Smith é mais eficiente na troca térmica.

REFERÊNCIAS

ARFELLI, S. L. **Projeto Mecânico e Análise Térmica de Tanques Cilíndricos Verticais com Agitação e Superfície de Troca de Calor**. UNESP – Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, (tese), Bauru, SP, 2009.

AGITATED VESSEL, **Education for Chemical Engineers**, 6, pp. 83 – 89, 2011.

BRONIARZ-PRESS, L., Pralat, K. Puc, K.W., **Experimental Analysis of Thermal Conductivity of Carboxymethylcellulose Sodium Salt Aqueous Solutions in Coaxial Cylinder System**. European Congress of Chemical Engineering, pág. 16-20. (2007).

BENNETT, C.O; MEYERS, J.E – **Fenômenos de Transporte: quantidade de movimento, calor e massa**. – McGraw-Hill do Brasil – São Paulo, 1982.

BOURNE, J. R., DOSSENBACH, O., POST, T., **Local and Average Mass and Heat Transfer due to**

ÇENGEL, YUNUS A.; GHAJAR, AFSHIN J., **Transferência de calor e massa**. Mc Graw Hill, 4ª edição, São Paulo, 2012.

ÇENGEL, Y.A. BOLES.M. A, **Termodinâmica**. Mc Graw Hill, 7ª edição. 2013.

CHHABRA, R.P.; RICHARDSON, J. **Non-newtonian flow and applied rheology: engineering applications**. 2. ed. USA: Elsevier Ltd, 518 p. 2008.

CHHABRA, R.P. **Non-Newtonian fluids: An introduction. Rheology of Complex Fluids**. Springer New York, 2010; 3–34.

CHHABRA, R. P. E RICHARDSON, J. F., **Non-newtonian flow and applied rheology. Engineering applications**. Editora Butterworth-Heinemann, 2ª Ed. (2011).

CHILTON, T. H., DREW, T. B., JELEENS, R. H., **Heat Transfer Coefficients in Agitated Vessels, Industrial and Engineering Chemistry**, 36, 6, 1944.

CHUDACEK M. W. **Impeller power numbers and impeller flow numbers in profiled bottom tanks**. Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., 24: 858-867, 1985a.

COKER, A. K. LUDWIG'S. **Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants**. 4th edition, Burlington, MA, Gulf Professional Publishing, 2007.

CUMMINGS, G. H., WEST, A. S. **Heat Transfer Data for Kettles with Jackets and Coils. Industrial and Engineering Chemistry**, 42, pp. 2303–2313, 1950.

DAINEZE, M.A. **Determinação Experimental do Coeficiente Convectivo Externo de Transferência de Calor em Tanques com Impulsores Mecânicos e Serpentina Espiral**, Santos, SP, UNISANTA, (trab. grad.), 2012.

DEMAERTELEIRE, E., **Heat Transfer in Turbine Agitated Gas–Liquid Dispersions**, International Symposium on Mixing, Mons, Belgium, European Federation of Chemical Engineering, pp. XC7–CX35, 1978.

DHOTRE, M. T.; MURTHY, Z. V. P.; JAYAKUMAR, N. S. **Modeling & Dynamic Studies of Heat Transfer Cooling of Liquids in Half Coil Jackets**, Chemical Engineering Journal, No 118, 2006.

DOSTÁL, M., PETERA, K., RIEGER, F., **Measurement of Heat Transfer Coefficients in an Agitated Vessel with Tube Baffles**, Acta Polytechnica, 50, 2, pp. 46–57, 2010.

ELHAJEM, M. **Shear improved Smagorinsky model for large eddy simulation of flow in a stirred tank with a Rushton disk turbine**. Chemical Engineering Research and Engineering, United States of America, McGraw-Hill Book Company, INC, 7^a Ed. (2005). Engineers, v. 44, n. 2, p. 192–201, 2013.

FERNANDES, F.M., LOPES, M. D., MORAES JÚNIOR, D., **Ideal Rotation in Tank with Axial Impeller and Vertical Tubular Baffles for Heating Solutions**. Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica, 2012, Buenos Aires. III CAIM 2012. Buenos Aires: FODAMI, 2012. v. 1.

FRAZA, A. C.; CAMBOIM, D. C.; NASCIMENTO, L. L.; SOUZA, L. F. H.; GHOTLI, R. A.; AZIZ, A. A.; IBRAHIM, S.; BAROUTIAN, S.; ARAMI-NIYA, A. **Study of various curved-blade impeller geometries on power consumption in stirred vessel using response surface methodology**. Journal of the Taiwan Institute of Chemical.

FREIRE, A. P. S., **Teoria da Camada Limite**. Programa de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ. 1990.

G. F. G. ROGERS AND Y. R. MAYHEW, INT. J. **Heat Mass Transfer**, 7 1207-1215 (1964).

G.F. Round, **An explicit approximation for the friction factor Reynolds number relation for rough and smooth pipes**, Can. J. Chem. Eng. 58 (1) (1980) 122–123.

GEANKOPLIS, C. J., **Transport Processes and Separations Process Principles, includes Unit Operations**, 4th ed., United States of America, Prentice Hall, 2008.

GNIELINSKI, V. **New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow**. International chemical engineering, v. 16, n. 2, p. 359–368, 1976.

GOLDSTEIN, R. J., ECKERT, E. R. G., IBELE, W. E., PATANKAR, T. W., SIMON, T. H., KUEHN, P. J., STRYKOWSKI, K. K., TAMMA, A., BAR-COHEN, J. V. R., HEBERLEIN, J. H., BISCHOF, F. A., KULACKI, U., KORTSHAGEN, S. G., **Heat Transfer – A Review of 1999 Literature**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, pp. 3579–3699, 2001.

GOMIDE, R. **Operações Unitárias – Operações com Fluidos**, 2^o edição; São Paulo/SP, 1997.

GONZALEZ, G. S. **Principais operações unitárias da indústria química: agitação e mistura**. São Paulo: Faculdades Oswaldo Cruz, 2015.

HAQUE JN, MAHMUD T, ROBERTS KJ., **Modelling turbulent flows with free-surface in unbaffled agitated vessels**. Ind Eng Chem, 2006.

HARNBY, N; EDWARDS, M. F; NIENOW, A. W. **Mixing in the process industries**. 2 ed. Boston: Butterworth-Heinemann, 2011.

HAVAS, G., DEAK, A., & SAWINSKY, J. (1982). **Heat tranfer coefficients in an agitated vessel using vertical tube baffles**. The chemical Engineering journal, 23(2), 161-165.

HAVAS, G., DEAK, A., SAWINSKY, J., **Heat Transfer to Helical Coils in Agitated Vessels**, THE HAVAS, G., DEAK, A., SAWINKY, J., **Heat Transfer Coefficients in an Agitated Vessel using Vertical Tube Baffles**, Chemical Engineering Journal, 28, pp. 161–165, 1982.

HOLLAND, F. A., CHAPMAN, F. S., **Liquid mixing, and processing in stirred tanks**. Reinhold Publishing Corporation. 1966.

JOHN L. BOYEN, **Thermal Energy Recovery**, John Wiley & Sons Inc., New York (1980).

KARCZ, J., STREK, F., **Heat Transfer in Agitated Vessel Equipped with Tubular Coil and Axial Impeller**, MIESZANIE'99, pp. 135–140, 1999.

KARCZ, J., STREK, F., **Heat Transfer in Jacketed Agitated Vessels Equipped with Non-Standard Baffles**, The Chemical Engineering Journal, 58, pp. 135–143, 1995

KERN, D. Q., **Processes Heat Transfer**, Singapore: McGraw-Hill, 1950.

KREITH, F. **Principles of heat transfer**, Editora Edgard Blucher LTDA. 3ª Ed. (1977).

LUKES, J., **Mixing Equipment with Tube Baffles**, Master Thesis, Czech Technical University in Prague, Czech Republic, 2000.

MACHADO, JOSÉ CARLOS V., **reologia e escoamento de fluidos - ênfase na indústria do petróleo**, Editora Inter ciência, Rio de Janeiro, 2002.

MALIK, S.; LÉVÊQUE, E.; BOUAIFI, M.; GAMET, L.; FLOTTES, E.; SIMOËNS, S. McCABE, W. L., SMITH, J. C., HARRIOT, P., **Unit Operations of Chemical**.

MUSIL, L.; VLK, J. **Suspending solid particles in an agitated conical-bottom tank**. Chem. Eng. Sci., 33: 1123-1131, 1978.

MORAES JÚNIOR, D., MORAES, M. S., **Laboratório de Operações Unitárias I**, Brasil, Edição do autor, 1ªEd. (2011).

MOHAN, P.; EMERY. A. N.; AL-HASSAN, T. **Heat Transfer to Newtonian Fluids in Mechanically Agitated Vessels**, Experimental Thermal and Fluid Science, NY, USA, Elsevier Science Publishing Co., 1992

MEWIS, J., WAGNER, N. J., **Thixotropy**. Adv Colloid Interface Sci 147-148, 214-227, 2009

M.T. JAMAL-ABAD, A. ZAMZAMIAN, M. DEHGHAN, **Experimental studies on the heat transfer and pressure drop characteristics of Cu–water and Al–water nanofluids in a spiral coil**. Exp. Thermal Fluid Sci. 47 (2013) 206–212.

METZNER, A. B.; Otto, R. E. **Agitation of non-Newtonian fluids**. AI ChE Journal, v. 3, pág. 3-10. (1957).

N.E. WIJEYSUNDERA; J.C. HO; S. RAJASEKAR. **The Effectiveness of a Spiral Coil Heat Exchanger**. Int. Comm. Heat mass Transfer, Singapore, v. 3, p.623-631, 1996.

NIEDZIELSKA, A.; KUNCEWICZ, C. **Heat Transfer and Power Consumption for Ribbon Impellers**. Mixing Efficiency, Chemical Engineering Science, No 60, 2005.

NASSAR, N. N., MEHROTRA, A. K., **Design of a Laboratory Experiment on Heat Transfer in an SINNOTT**, R. K. Coulson & Richardson's – Chemical Engineering, Volume 6, 3rd edition, Burlington, MA, Butterworth-Heinemann, 2003.

OLDSHUE, J. Y.; **Fluid Mixing Technology and Practice**, Chemical Engineering, June 13, 1983.

OLDSHUE, J.Y.; HERBST, N.R. A; **Guide to Fluid Mixing**, Rochester, NY Lightning, 1992.

PEACOCK, S.; **Predicting physical properties of factory juices and syrups**. International Sugar Journal, v. 97, n. 1162, p. 571-7, 1995.

PENNEY, W. R.; ATIEMO-OBENG, V. A. **Heat Transfer**. In: PAUL, E. L.; ATIEMO-OBENG, V. A.; KRESTA, S. M. **Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice**, Hoboken, NJ, John Wiley & Sons, 2004.

P. NAPHON, S. WONGWISES, **An experimental study the in-tube convective heat transfer coefficients in a spiral-coil heat exchanger**, Int. Common. Heat Mass Transfer 29 (2002) 797–809.

PERARASU, V. T., ARIVAZHAGAN, M., SIVASHANMUGAM, P., **Heat Transfer Studies in Coiled Agitated Vessel with Varying Heat Input**. International Journal of Food Engineering, 7, 4, 2011.

Reid, R.C. AND SHERWOOD, T.K., **Properties of gases and Liquids**, McGraw-Hill, New York, 1966

ROSA ET AL., **External Heat Transfer Coefficient in Agitated Vessels Using a Radial Impeller and Vertical Tube Baffles**. Industrial e Engineering Chemistry Research, v. 53, pág. 13797 – 13803. (2014).

RUSHTON, J. H.; LICHTMANN, R. S.; MAHONY, L. H. **Heat Transfer to Vertical Tubes in a Mixing Vessel**, Industrial and Engineering Chemistry, Volume 40, N° 6, 1948.

RUSHTON, J. H.; COSTICH, E. W.; EVERETT, H. J. **Power characteristics of mixing impellers**.

RUSHTON, J. H., E. W. COSTICH, H. J. EVERETT, **Power characteristics of mixing impellers**, Chemical Engineering Progress, 46(8), 395–476, 1950.

ROSA, V. S., TAQUEDA, M. E. S., PAIVA, J. L., MORAES, M. S., MORAES JÚNIOR, D., **Nusselt's Correlations in Agitated Tanks Using the Spiral Coil with Rushton Turbine and PBT 45° Impeller. Comparison with Tanks Containing Vertical Tube Baffles**. Applied Thermal Engineering, 110, pp. 1331–1342, 2017.

L. R. B., TAMBOURGI, E. B., DIAS, M. L., TONELI, J. T. C. L., MORAESJÚNIOR, D., **External Coefficient of Heat Transfer by Convection in Mixed Vessels Using Vertical Tube Baffles**, Industrial & Engineering Chemistry Research, 52, pp. 2434–2438, 2013

ROSA, V. S., MORAES, M. S., TONELI, J. T. L., MORAES JÚNIOR, D., **External Heat Transfer Coefficient in Agitated Vessels Using a Radial Impeller and Vertical Tube Baffles**. Industrial & Engineering Chemistry Research 53, pp. 13797–13803, 2014.

SEMMAR, N., TANGUIER, J.L., RIGO, M.O., **Specific heat of carboxymethyl cellulose and Carbopol aqueous solutions**. Thermochemica Acta, v. 402, pág.225-235. (2003).

SEMMAR, N., TANGUIER, J.L., RIGO, M.O., **Analytical expressions of specific heat**.

OLDSHUE, J. Y. **Fluid Mixing Technology**, New York, NY, McGraw-hill Publications Co., 1983.

SETH, K. K.; STAHEL, E. P. **Heat Transfer from Helical Coils Immersed in Agitated Vessels**, Industrial & Engineering Chemistry, Volume 61, No 6, 1969.

SIEDER, E. N., TATE, G. E., **Heat Transfer and Pressure drop of Liquids in Tubes**. Industrial and Engineering Chemistry, pp. 1429–1435, 1936.

TATTERSON, G. B., **Fluid Mixing and Gas Dispersion in Agitated Tanks**, 2nd ed., McGraw Hill, North Carolina, 1991.

TORNEIROS, D.L.M. **Transferência de calor e potência consumida na agitação e aquecimento de fluidos não newtonianos em tanque equipado com chicana tubular vertical**, PPEM/UNISANTA, p.89, Santos, São Paulo, 2018;

TAGHAVI, M., ZADGHAFARI, R., MOGHADDASS, J., MOGHADASS, Y., **Experimental and CFD Investigation os Power Consumption in a Dual Rushton Turbine in Stirred Tank**.

Uhl, V. W., GRAY, J. B., **Mixing Theory and Practice**, Academic Press: New York, Vol. Cap. V, 1966.

V. KUBAIR, N.R. KULLOOR, **Non-isothermal pressure drop data for spiral tube coil**, Indian J. Technol. 3 (1965) 382–383.

YUNUS A. ÇENGEL E M. A. BOLES. **Termodinâmica**. Mc Graw Hill, 7ª edição. 2013.

J. M. AZEVEDO NETTO, M. FERNANDEZ Y FERNANDEZ, R. ARAUJO, A. E. ITO, **Manual de Hidráulica**, 8a Ed. Edgar Blucher, 1998.