VITOR DA SILVA ROSA

Transferência de calor e scale-up de tanques com impulsores mecânicos em
operação com fluidos não-Newtonianos

São Paulo

2017

VITOR DA SILVA ROSA

Transferência de calor e scale-up de tanques com impulsores mecânicos em
operação com fluidos não-Newtonianos

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para a obtenção do
título de Doutor em Ciências.

Área de concentração: Engenharia Química

Orientadora: Profa. Dra. Maria Elena Santos
Taqueda

São Paulo

2017

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 08 de Janero de 2018

Assinatura do autor:

Vitor Silva Rosa

Assinatura do orientador:

Maio Elene Figueira

Catlogação-na-publicação

Rosa, Vitor

Transferência de calor e scale-up de tanques com impulsores mecânicos em operação com fluidos não-newtonianos / V. Rosa – versão corr. – São Paulo, 2017.

197 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

1.Fenômenos de transporte 2.Operações unitárias 3.Reologia
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Química II.t.

Dedicatória

Dedico, primeiramente a Deus, que me concedeu forças para enfrentar esta jornada com saúde e perseverança. Aos meus amados pais, Maria Marta da Silva Rosa e José Rosa, por terem investido e sempre acreditado em mim. Aos amigos por todo o apoio ao longo de toda essa caminhada.

Agradecimentos

Agradeço,

À Professora Dr^a. Maria Elena Santos Taqueda pela orientação ao longo desses anos, sempre incentivando, apoiando e prestando toda a atenção necessária para o desenvolver dessa tese de doutorado;

Ao Professor Dr. Deovaldo de Moraes Júnior pela coorientação nesta tese de doutorado e pela longa parceria que desenvolvemos ao longo de toda a minha trajetória, desde a graduação até aqui no doutorado. Agradeço por sempre ter me apoiado e contribuído academicamente e pessoalmente pelo pesquisador que sou hoje;

Ao Professor Dr. José Luis de Paiva pela grandiosa colaboração e motivação fornecida para o desenvolver dessa tese;

Aos professores da Universidade Santa Cecília, em especial, Dr. Aldo Ramos Santos, Dr. Luis Renato Bastos Lia, Dr. Carlos Alberto Amaral Moino, Dr^a. Marlene Silva de Moraes, Dr. Felipe Bertelli, Dr. Marcos Tadeu Pacheco Tavares, MSc. Marcílio Dias Lopes, MSc. Nelize Maria de Almeida Coelho, MSc. Lucas Bernardo Monteiro, MSc. Jordan Souza Higa, MSc. Maurício Andrade Nunes, MSc. Luis de França Neto e MSc. Flávio Nelson Pereira, por toda a motivação que eles me forneceram;

Aos professores da Universidade de São Paulo, Dr. Ardson Vianna dos Santos Júnior, Dr. José Luis Pires Camacho e Dr. Reinaldo Giudice, pelas excelentes aulas ministradas que me forneceram conceitos importantes para o desenvolvimento desse trabalho;

Ao engenheiro e amigo, Daniel Lopes Muiños Torneiros por todo o apoio empregado no decorrer dos ensaios e nos nossos debates acadêmicos sobre o tema fluidos não-Newtonianos;

As engenheiras Ana Letícia Oliveira Souza, Anna Carolina Porto da Silva, Fernanda Martins Anselmo, Luciana Gonçalves Rodrigues, Mariane Bueno Texeira, Isabela de Oliveira Paixão, Mariana Lopes Figueiredo e Nayara Mota Oliveira Souza, pela ajuda no decorrer dos ensaios na unidade experimental;

Aos estagiários, e amigos, Bianca de Souza Cruz, Marcos Bruno Santana, Maria Eugênia Gomes Mantyk, Barbara Fernandes Marques Pereira, Natalia Mello de Moraes, Letícia Gusmão Córdova Guimarães, Alessandra Rubia Pereira dos Santos, Breno Dantas Santos, Murilo Antunes Alves Lucindo, Thaís Centamore de Oliveira, Clarissa Dominguez Schmidt

Felippe, Thaynara Hanna Santos Leite e todos os outros que contribuíram de forma direta ou indireta nesse trabalho;

Aos técnicos Volnei de Lemos, Gilmar Alcântara, Vitor Dias de Paula, Álvaro Luiz Moreira Conrado e Irineu Penha da Ressurreição por todo o suporte na manutenção e desenvolvimento da unidade experimental;

A Universidade Santa Cecília (Unisanta) por ter disponibilizado o laboratório de operações unitárias para a realização dos experimentos dessa tese;

A CAPES pelo apoio financeiro, da verba PROEX, na compra das soluções poliméricas empregadas no estudo.

A vereda dos justos é como a luz da aurora que vai brilhando mais e mais até ser dia perfeito.

(Provérbios de Salomão, capítulo 4, versículo 18)

Resumo

A literatura corrente possui informações limitadas sobre o projeto da área de troca térmica de tanques com jaqueta, serpentina helicoidal, serpentina espiral e chicana tubular vertical, em operação com fluidos não-Newtonianos. A presente tese teve por objetivo principal analisar a transferência de calor, potência consumida e ampliação de escala em tanques com impulsores mecânicos na agitação de fluidos não-Newtonianos com duas superfícies de transmissão de calor, chicana tubular vertical e serpentina em espiral. O trabalho também visou fornecer métodos de ampliação de escala de tanques com agitação para fluidos não-Newtonianos que sigam o modelo reológico da lei das potências. A unidade experimental contemplou dois tanques de acrílico, com volume de 10 litros e 50 litros, respectivamente, chicanas tubulares verticais e serpentina em espiral. Os impulsores mecânicos utilizados foram o axial com 4 pás inclinadas a 45° e o radial turbina com 6 pás planas. Como fluidos utilizaram-se soluções aquosas de carboximetilcelulose (0,5%, 1,0% e 1,5%), solução aquosa de carbopol 940 (1,5%), solução aquosa de sacarose (50%) e água. Todos os experimentos foram conduzidos em batelada. Com os dados obtidos, empregou-se o uso de regressões para a obtenção da Equação de Nusselt, as quais forneceram valores de coeficiente de determinação ajustados entre 0,83 e 0,89 com Reynolds no intervalo de 20 a 405000, Prandtl na faixa de 4 a 6400 e índice reológico do modelo da lei das potências entre 0,45 e 1,00. Observou-se que no aquecimento realizado com a chicana tubular vertical, o impulsor radial forneceu coeficientes de convecção 20% acima quando comparado com o impulsor axial, entretanto o consumo de potência foi cerca de 66% maior em relação ao impulsor axial. No caso da serpentina espiral, o impulsor axial promoveu coeficientes de convecção por volta de 15% superiores em relação ao impulsor radial com um consumo de potência 65% menor. Desse modo, em processos em que não é necessária uma elevada turbulência, recomenda-se o uso do impulsor axial com a serpentina espiral, porém, se o processo demandar uma turbulência significativa, deve-se usar o impulsor radial com a chicana tubular vertical. Em uma última análise, os modelos não-lineares obtidos para ampliação de escala forneceram erros entre 11% e 20% na predição da rotação no tanque industrial, os quais são válidos para Reynolds modificados de Metzner e Otto (1957) na faixa de 20 a 4000 e para fluidos não-Newtonianos pseudoplásticos com índices reológicos entre 0,45 e 1,00.

Palavras-chave: Nusselt. Metzner e Otto. Pseudoplástico. Chicana tubular vertical. Serpentina espiral. Impulsor axial. Impulsor radial. Número de potência. Ampliação de escala.

Abstract

Current literature has limited information on the design of the thermal exchange area of tanks with jacket, helical coil, spiral coil and vertical tube baffle, in operation with non-Newtonian fluids. The main purpose of this thesis was to analyze heat transfer, power consumption and scale-up in tanks with mechanical impellers in the agitation of non-Newtonian fluids with two heat transfer surfaces, vertical tube baffle and spiral coil. The work also aimed to provide methods of scale-up tank scale with agitation for non-Newtonian fluids that follow the rheology model of the law of powers. The experimental unit included two acrylic tanks, with a volume of 10 liters and 50 liters, respectively, vertical tube baffles and spiral coil. The mechanical impellers used were the 45° pitched blade turbine (PBT) and the Rushton turbine (RT). Aqueous solutions of carboxymethylcellulose (0.5%, 1.0% and 1.5%), aqueous solution of carbopol 940 (1.5%), aqueous solution of sucrose (50%) and water were used as fluids. All the experiments were conducted in batch. With the obtained data, we used the regressions to obtain the Nusselt Equation, which provided coefficient of determination values adjusted between 0.83 and 0.89 with Reynolds in the range of 20 to 405000, Prandtl in the range of 4 to 6400 and rheological index of the power law model between 0.45 and 1.00. It was observed that in the heating performed with the vertical tube baffle, the RT provided convection coefficients 20% higher when compared to the axial impeller, however the power consumption was about 66% higher in relation to the PBT. In the case of the spiral coil, the PBT promoted convection coefficients around 15% higher than the RT with 65% lower power consumption. Thus, in processes where high turbulence is not required, it is recommended to use the PBT with the spiral coil, but if the process requires significant turbulence, the RT must be used with the vertical tubular chassis. In a final analysis, the nonlinear models obtained for scaling provided errors between 11% and 20% in the prediction of rotation in the industrial tank, which are valid for Metzner and Otto (1957) modified Reynolds in the range of 20 to 4000 and for non-Newtonian pseudoplastic fluids with rheological indexes between 0.45 and 1.00.

Key-words: Nusselt. Metzner and Otto. Pseudoplastic. Vertical tube baffle. Spiral coil. PBT impeller. RT impeller. Power number. Scale-up.

Lista de Figuras

Figura 1 - Esquema de um tanque com agitação e mistura	5
Figura 2 - Relações geométricas fixadas por Rushton, Costich e Everett (1950): 1) Parede do tanque; 2) Altura do nível de líquido; 3) Eixo; 4) chicana; 5) impulsor mecânico.	7
Figura 3 - Impulsores mecânicos. (A) Impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°; (B) Impulsor radial tipo turbina com 6 pás planas; (C) Impulsor tipo âncora	8
Figura 4 - Reograma dos fluidos independentes do tempo	11
Figura 5 - Histerese – fluidos dependentes do tempo.....	12
Figura 6 - Número de potência (ϕ'') para impulsor radial tipo turbina Rushton	15
Figura 7 - Faixa de validade do modelo da lei das potências	16
Figura 8 - Número de potência para fluidos pseudoplásticos.....	19
Figura 9 - Número de potência em função de Reynolds para impulsor radial tipo turbina para fluidos pseudoplásticos.....	22
Figura 10 - Constante k_s em função do índice n – fluidos pseudoplásticos.	25
Figura 11 - Constante k_s em função do índice n – fluido dilatante	25
Figura 12 - Comparação do número de potência experimental com os valores obtidos na simulação.....	26
Figura 13 - Número de potência por número de Reynolds de Metzner e Otto para carbopol 80% a 60°C.....	27
Figura 14 - Jaqueta simples	28
Figura 15 - Serpentina helicoidal.....	29
Figura 16 - Serpentina espiral.....	29
Figura 17 - Tanque com chicanas tubulares verticais.....	30
Figura 18 - Escoamento entre dois cilindros coaxiais	40
Figura 19 - Relação gráfica para as Equações 60 e 61	42
Figura 20 - Número de bombeamento em função de Reynolds. Fluidos Newtonianos, impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°	49
Figura 21 - Reômetro Brookfield modelo DV-III	60
Figura 22 - Unidade experimental	63
Figura 23 - Fluxograma da unidade experimental - (1) Banho termostático; (2) Bomba para o transporte do fluido quente; (3) Válvulas de esfera; (4) Rotâmetro; (5) Termopar para medida da temperatura de entrada do fluido quente; (6) Superfície de transferência de calor (chicana tubular vertical ou serpentina em espiral); (7), (10) e (11) Termopares para medida de	

temperatura do fluido frio em agitação; (8) Tanque de agitação (tanque com 10 litros ou 50 litros); (9) Isolamento térmico; (12) Impulsor mecânico; (13) Motor elétrico; (14) Termopar para medida da temperatura de saída do fluido quente; (15) Refervedor elétrico.....	64
Figura 24 - (a) Tanque de 10 litros; (b) Tanque de 50 litros	65
Figura 25 - Chicana tubular vertical de cobre – tanque com volume de 50 litros.....	66
Figura 26 - Serpentina em espiral de cobre – tanque com volume de 50 litros.....	66
Figura 27 - Impulsor mecânico do tipo axial com 4 pás inclinadas a 45° - tanque de 50 litros e 10 litros, respectivamente	67
Figura 28 - Impulsor mecânico do tipo radial com 6 pás planas - tanque de 50 litros e 10 litros, respectivamente	67
Figura 29 - Motor elétrico em balanço – tanque com volume de 10 litros.....	67
Figura 30 - Motor elétrico em balanço – tanque com volume de 50 litros.....	68
Figura 31 - Banho termostático	68
Figura 32 - Refervedor elétrico	68
Figura 33 – Termopar	69
Figura 34 - Esquema da unidade experimental contendo a chicana tubular vertical	69
Figura 35 - Esquema da unidade experimental contendo a serpentina em espiral	70
Figura 36 – Fluxograma do método de execução dos ensaios	73
Figura 37 – Fluxograma com o método de análise dos resultados.....	81
Figura 38 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 18 – impulsor axial – CMC 1% - Chicana tubular vertical – tanque com volume útil de 10 litros	85
Figura 39 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 152 - impulsor radial – CMC 1,5% - Chicana tubular vertical – tanque com volume útil de 50 litros.....	85
Figura 40 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 155 - impulsor axial – Carbopol 1,5% - Chicana tubular vertical – tanque com volume útil de 50 litros.....	86
Figura 41 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 240 - impulsor radial – água – serpentina espiral – tanque com volume útil de 50 litros.....	87
Figura 42 - Nusselt por Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor axial.....	100
Figura 43 - Nusselt por Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor radial	101
Figura 44 - Relação Nusselt por Prandtl em função de Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor axial	102
Figura 45 - Relação Nusselt por Prandtl em função de Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor radial.....	103

Figura 46 – Relação Nusselt por Prandtl e Viscosidade em função de Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor axial	104
Figura 47 - Relação Nusselt por Prandtl e Viscosidade em função de Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor radial.....	104
Figura 48 - Valores experimentais e previstos pela Equação 135 – impulsor axial e chicana tubular vertical.....	106
Figura 49 - Valores experimentais e previstos pela Equação 136 – impulsor radial e chicana tubular vertical.....	107
Figura 50 - Nusselt por Reynolds – Serpentina espiral e impulsor axial	107
Figura 51 - Nusselt por Reynolds – Serpentina espiral e impulsor radial	108
Figura 52 - Relação Nusselt por Prandtl em função de Reynolds – Serpentina espiral e impulsor axial	109
Figura 53 – Relação Nusselt por Prandtl em função de Reynolds – Serpentina espiral e impulsor radial.....	109
Figura 54 - Relação Nusselt por Prandtl e Viscosidade em função de Reynolds – serpentina espiral e impulsor axial.....	110
Figura 55 - Relação Nusselt por Prandtl e Viscosidade em função de Reynolds – serpentina espiral e impulsor radial	110
Figura 56 - Valores experimentais e previstos pela Equação 138 – impulsor axial e serpentina espiral	113
Figura 57 - Valores experimentais e previstos pela Equação 139 – impulsor radial e serpentina espiral	113
Figura 58 - Comparação da transferência de calor entre os impulsores axial e radial – chicana tubular vertical.....	114
Figura 59 - Comparação da transferência de calor entre os impulsores axial e radial – serpentina espiral	115
Figura 60 - Comparação da transferência de calor entre a chicana tubular vertical e a serpentina espiral – Impulsor axial.....	116
Figura 61 - Comparação da transferência de calor entre a chicana tubular vertical e a serpentina espiral – Impulsor radial	117
Figura 62 - Comparação da transferência de calor entre jaqueta, serpentina espiral e chicana tubular vertical – Impulsor axial.....	118

Figura 63 - Comparação da transferência de calor entre jaqueta, serpentina helicoidal, serpentina espiral e chicana tubular vertical – Impulsor radial	119
Figura 64 - Número de potência em função do número de Reynolds – Chicana tubular vertical e serpentina espiral – Impulsor axial	126
Figura 65 - Número de potência em função do número de Reynolds – Chicana tubular vertical e serpentina espiral – Impulsor radial.....	126
Figura 66 - Número de potência em função do número de Reynolds – Impulsor axial e impulsor radial – chicana tubular vertical	127
Figura 67 - Número de potência em função do número de Reynolds – Impulsor axial e impulsor radial – Serpentina espiral	128
Figura 68 - Número de potência experimental e previsto – Impulsor axial e chicana tubular vertical	129
Figura 69 - Número de potência experimental e previsto – Impulsor axial e serpentina espiral	130
Figura 70 - Número de potência experimental e previsto – Impulsor radial e chicana tubular vertical	130
Figura 71 - Número de potência experimental e previsto – Impulsor radial e serpentina espiral	132
Figura 72 - Número de potência e variável Φ em função de Reynolds – Impulsor axial e radial – Chicana tubular vertical.....	133
Figura 73 - Número de potência e variável Φ em função de Reynolds – Impulsor axial e radial – Serpentina espiral	134
Figura 74 - Curva 45° para predição de (P_2/V_2) pelas Equações 150 a 153	139
Figura 75 - Curva 45° para predição de (P_2/V_2) pelas Equações 156 a 159.....	141
Figura 76 - Curva 45° para predição de (P_2/V_2) pelas Equações 162 a 165.....	143
Figura 77 - Ampliação de escala – consumo de potência - mesmo “ <i>tip-speed</i> ”– chicana tubular vertical e serpentina espiral	146
Figura 78 – Curva 45° referente as Equações 184 a 187.....	152
Figura 79 - Curva 45° referente as Equações 189 a 192	154
Figura 80 - Curva 45° referente as Equações 195 a 198	156
Figura 81 - Ampliação de escala – coeficiente de convecção - mesmo “ <i>tip-speed</i> ” – chicana tubular vertical e serpentina espiral	159

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Valores de k_s para diversos tipos de impulsores mecânicos	19
Tabela 2 – Expoentes da Equação 52	37
Tabela 3 – Parâmetros da Equação 55.....	39
Tabela 4 – Valores da constante C_1 da Equação 56	39
Tabela 5 – Escala de agitação promovida por impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°	48
Tabela 6 – Relações algébricas para ampliação de escala com fluidos Newtoniano e impulsor radial turbina com 6 pás planas	52
Tabela 7 – Índices da lei das potências para as soluções não-newtonianas	61
Tabela 8– Propriedades físicas das soluções não-newtonianas	61
Tabela 9– Propriedades físicas da água	62
Tabela 10 – Propriedades físicas da solução aquosa de sacarose 50%	62
Tabela 11 – Parâmetros dimensionais do tanque – chicana tubular vertical	70
Tabela 12 – Parâmetros dimensionais do tanque – serpentina espiral	71
Tabela 13– Planejamento experimental - tanque com volume útil de 10 litros	74
Tabela 14– Planejamento experimental - tanque com volume útil de 50 litros	77
Tabela 15 – Valores médios do coeficiente U – tanque com volume útil de 10 litros.....	88
Tabela 16 – Valores médios do coeficiente U – tanque com volume útil de 50 litros.....	89
Tabela 17 – Valores de Reynolds e Prandtl para o escoamento interno.....	90
Tabela 18 – Coeficientes de convecção e números adimensionais	94
Tabela 19 – Análise da regressão não linear e ANOVA – impulsor axial – chicana tubular.	105
Tabela 20 – Análise da regressão não linear e ANOVA – impulsor radial – chicana tubular	106
Tabela 21 – Análise da regressão não linear e ANOVA – impulsor axial – serpentina espiral	112
Tabela 22 – Análise da regressão não linear e ANOVA – impulsor radial – serpentina espiral	112
Tabela 23 – Parâmetros relativos ao consumo de potência – Tanque 10 litros.....	121
Tabela 24 – Parâmetros relativos ao consumo de potência – Tanque 50 litros.....	123
Tabela 25 – Variáveis utilizadas para a determinação de Ψ – chicana tubular vertical	136
Tabela 26 - Variáveis utilizadas para a determinação de Ψ – serpentina espiral	137
Tabela 27 – Expoente Ψ para as Equações 150, 151, 152 e 153	138
Tabela 28 – Expoente Ψ e $\ln \lambda$ para as Equações 156, 157, 158 e 159	140
Tabela 29 – Erros previstos pelos modelos 1 e 2 na predição de (P_2/V_2) experimental.....	141

Tabela 30 – Valores da constante z e do expoente M da Equação 161 para os impulsores axial e radial em função da chicana tubular vertical e serpentina espiral.	142
Tabela 31 – Expressões para ampliação de escala em termos de potência – chicana tubular vertical – válidas para Reynolds entre 20 e 4000.	144
Tabela 32 – Expressões para ampliação de escala em termos de potência – serpentina espiral - válidas para Reynolds entre 20 e 4000	145
Tabela 33 – Valores do expoente x para utilização da Figura 77	146
Tabela 34 - Variáveis utilizadas para a determinação de α e β – chicana tubular vertical.....	149
Tabela 35 - Variáveis utilizadas para a determinação de α e β – serpentina espiral	150
Tabela 36 – Expoente α e β para as Equações 184, 185, 186 e 187	151
Tabela 37 – Expoente α e β e $\ln \lambda'$ para as Equações 189, 190, 191, 192.....	153
Tabela 38 – Erros previstos pelos modelos 1 e 2 na predição de (ho_2) experimental.	154
Tabela 39 – Valores da constante z' e do expoente M' da Equação 161 para os impulsores axial e radial em função da chicana tubular vertical e serpentina espiral.....	155
Tabela 40 - Expressões para ampliação de escala – coeficiente de troca térmica – chicana tubular vertical - válidas para Reynolds entre 20 e 4000.	157
Tabela 41 - Expressões para ampliação de escala – coeficiente de troca térmica – serpentina espiral - válidas para Reynolds entre 20 e 4000.	158
Tabela 42 – Valores do expoente y para utilização da Figura 81	160
Tabela 43 – Propriedades físicas da solução de carboximetilcelulose (1,0%) a 37,5°C	163
Tabela 44 – Propriedades físicas da água a 65°C.....	163

Lista de símbolos

A	Área de troca térmica (m ²)
B_f	Braço (m)
cp	Calor específico (J/kg°C)
cp_c	Calor específico do fluido frio (J/kg°C)
cp_h	Calor específico do fluido quente (J/kg°C)
C'	Distância entre a ponta do impulsor a parede do tanque (m)
D_a	Diâmetro do impulsor mecânico (m)
D_t	Diâmetro interno do tanque (m)
D_i	Diâmetro interno do tubo da chicana tubular vertical (m)
D_e	Diâmetro externo do tubo da chicana tubular vertical (m)
D_c	Diâmetro médio da serpentina helicoidal (m)
DC_1	Diâmetro interno do tubo da serpentina espiral (m)
DC_2	Diâmetro externo do tubo da serpentina espiral (m)
E	Distância do impulsor ao fundo do tanque (m)
E_b	Espaço entre a serpentina espiral e o fundo do tanque (m)
E_{vc}	Energia total no volume de controle (J)
E_c	Energia cinética (J)
E_p	Energia potencial (J)
f	Fator de atrito de Moody
F	Força mecânica (N)
g	Aceleração gravitacional (m/s ²)
h_e	Entalpia específica dos fluxos de massa de entrada no volume de controle (J/kg)
h_s	Entalpia específica dos fluxos de massa de saída no volume de controle (J/kg)
h_i	Coefficiente interno de convecção (W/m ² °C)
h_{io}	Coefficiente interno de convecção corrigido (W/m ² °C)
h_o	Coefficiente externo de convecção (W/m ² °C)
H	Altura do nível de líquido (m)
J	Largura das chicanas (m)
k	Fator de consistência do modelo da lei das potências (Pa.s ⁿ)
k'	Condutividade térmica (W/m°C)
L	Comprimento da pá do impulsor mecânico (m)
L'	Comprimento do tubo de troca térmica (m)
$LMTD$	Média logarítmica das diferenças de temperatura (°C)
M	Massa de fluido no tanque (kg)
n_b	Número de pás do impulsor mecânico
n_n	Número de impulsores mecânicos no eixo
N	Rotação do impulsor mecânico (rpm)
p	Pressão (Pa)
P	Potência consumida pelo impulsor mecânico (W)
q'''	Taxa de geração de calor (W/m ²)
Q	Taxa de transferência de calor (W)
Q_{vc}	Taxa de transferência de calor entre o volume de controle e o universo (W)
R	Raio de curvatura da serpentina espiral (m)
T	Temperatura de saída do fluido quente (°C)
T_1	Temperatura de entrada do fluido quente (°C)
T_m	Temperatura média do fluido quente (°C)
t_b	Temperatura “bulk” do fluido frio (°C)

T'	Temperatura de saída do fluido quente discretizada no instante $\theta(^{\circ}\text{C})$
t_b'	Temperatura “bulk” do fluido frio discretizada no instante $\theta(^{\circ}\text{C})$
t_b''	Temperatura “bulk” do fluido frio discretizada no instante $\theta-1(^{\circ}\text{C})$
T_{or}	Torque (N.m)
u'	Energia interna específica (J/kg)
U'	Energia interna (J)
U	Coefficiente global de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$)
$\bar{U}$	Coefficiente global de transferência de calor médio ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$)
v	Vetor campo de velocidade (m/s)
v_b	Velocidade de bombeamento na ponta do impulsor mecânico (m/s)
v_e	Velocidade de entrada do fluxo de massa no volume de controle (m/s)
v_s	Velocidade de saída do fluxo de massa no volume de controle (m/s)
V	Volume do tanque (m^3)
$\dot{V}$	Vazão volumétrica (m^3/s)
w_e	Vazão mássica de entrada do fluxo de massa no volume de controle (kg/s)
w_s	Vazão mássica de saída do fluxo de massa no volume de controle (kg/s)
w_h	Vazão mássica do fluido quente (kg/s)
W	Largura da pá do impulsor mecânico (m)
W_{vc}	Trabalho fornecido ao volume de controle pela rotação do impulsor (W)
z_e	Cota relativa do fluxo de mássico de entrada no volume de controle (m)
z_s	Cota relativa do fluxo de mássico de saída no volume de controle (m)

Constantes

B	Constante de Calderbank e Moo-Young – Equação 19
K_1	Constante da Equação 24
k''	Constante da Equação 30
m	Constante da Equação 30
k	Constante da Equação 35
k_s	Constante de Metzner e Otto – Equação 13
K''	Constante da Equação 52
C_1	Constante da Equação 56
j_1	Constante da Equação 122
j_2	Constante da Equação 122
λ	Constante da Equação 154
λ'	Constante da Equação 186
z	Constante da Equação 161
z'	Constante da Equação 194

Expoentes

a	Expoente da Equação 35
a'	Expoente da Equação 10
a''	Expoente da Equação 52
b	Expoente da Equação 35
b'	Expoente da Equação 10
b''	Expoente da Equação 52
c	Expoente da Equação 35

c'	Expoente da Equação 10
c''	Expoente da Equação 52
d''	Expoente da Equação 52
e''	Expoente da Equação 52
f'	Expoente da Equação 26
f''	Expoente da Equação 52
g''	Expoente da Equação 52
n	Índice reológico do modelo da lei das potências – Equação 5
α	Expoente da Equação 180
α'	Expoente do modelo reológico de Ellis
β	Expoente da Equação 180
Ψ	Expoente da Equação 148
M	Expoente da Equação 161
M'	Expoente da Equação 194

Letras gregas

ρ	Massa específica (kg/m ³)
μ	Viscosidade dinâmica (Pa.s)
μ_b	Viscosidade do modelo de Bingham (Pa.s)
μ_d	Viscosidade diferencial (Pa.s ⁿ)
μ_{dw}	Viscosidade diferencial na temperatura da parede (Pa.s ⁿ)
η	Viscosidade aparente (Pa.s)
η_w	Viscosidade aparente na temperatura da parede (Pa.s)
η_0	Viscosidade aparente com taxa de cisalhamento em zero (Pa.s)
θ	Tempo (min)
β'	Coeficiente de expansão térmica
Φ	Parâmetro da Equação 133
Φ'	Dissipação viscosa (J/kg)
∇	Operador nabla
τ	Tensão de cisalhamento (Pa)
$\bar{\tau}$	Tensão de cisalhamento média (Pa)
τ_0	Tensão inicial de cisalhamento (Pa)
$\tau_{1/2}$	Parâmetro do modelo de Ellis (Pa)
ω	Ângulo das pás do impulsor mecânico
λ''	Tempo de relaxamento do fluido (s ⁻¹)

Números adimensionais

Fr	Número de Froude, $Fr = N^2 D_a / g$
Gr	Número de Grashof, $Gr = \beta' g \Delta T D_a^3 \rho^2 / \mu^2$
N_b	Número de bombeamento, $N_b = \dot{V} / D_a^3 N$
N_p	Número de potência, $N_p = \Phi'' = P / \rho N^3 D_a^5$
Nu_c	Número de Nusselt interno corrigido em relação a curvatura da espiral
Nu_i	Número de Nusselt para o escoamento interno em tubo, $Nu_i = h_{i_o} D_i / k'$
Nu_o	Número de Nusselt para o sistema de agitação, $Nu_o = h_o D_t / k'$
Pr_i	Número de Prandtl para o escoamento interno em tubo, $Pr_i = c_p \mu / k'$

Pr_{MO}	Número de Prandtl de Metzner e Otto, $Pr_{MO} = c_p k (k_s N)^{n-1} / k'$
Pr_{CM}	Número de Prandtl de Calderbank e Moo-Young, $Pr_{CM} = c_p k \left(BN \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^{n/(1-n)} \right)^{n-1} / k'$
Pr_o	Número de Prandtl de Shamlou e Edwards, $Pr_o = c_p \{ [k34 - 144(c'/D_t)] N \}^{n-1}$
Re	Número de Reynolds para agitação, $Re = ND_a^2 \rho / \mu$
Re_i	Número de Reynolds para o escoamento interno, $Re = D_i v \rho / \mu$
Re'	Número de Reynolds generalizado, $Re' = ND_a^2 \rho / k (grad \vec{v})^{n-1}$
Re_{MO}	Número de Reynolds de Metzner e Otto, $Re_{MO} = N^{2-n} D_a^2 \rho / k (k_s)^{n-1}$
Re_{MR}	Número de Reynolds de Metzner e Reed, $Re_{MR} = \frac{\rho v^{2-n} D_i^n}{8^{n-1} k} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n$
Re_{CM}	Número de Reynolds de Calderbank e Moo-Young, $Re_{CM} = ND_a^2 \rho / k \left(BN \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^{n/(1-n)} \right)^{n-1}$
Re_m	Número de Reynolds modificado, $Re_m = N^{2-n} D_a^2 \rho / k$
Re_{carr}	Número de Reynolds de Carreau, $Re_{Carreau} = \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{(k/8) \left(\frac{6n+2}{n} \right)^n}$
Re_o	Número de Reynolds de Shamlou e Edwards, $Re = ND_a^2 \rho / \{ [k34 - 144(c'/D_t)] N \}^{n-1}$
Vi	Relação entre a viscosidade aparente do fluido na temperatura “bulk” pela viscosidade do fluido na temperatura da parede, $Vi = \eta / \eta_w$

Sumário

1) Introdução.....	1
1.1) Generalidades	1
1.2) Motivação.....	2
1.3) Justificativa	3
2) Objetivos	4
2.1) Objetivo Geral	4
2.2) Objetivos específicos	4
3) Revisão bibliográfica.....	5
3.1. Tanques com agitação e mistura.....	5
3.2) Impulsores mecânicos	7
3.3) Fluidos não-Newtonianos.....	10
3.4) Potência consumida.....	14
3.5) Transferência de calor na agitação em tanques com jaquetas, serpentinas helicoidais, serpentinas espirais e chicanas tubulares verticais	28
3.5.1) Expressões para o coeficiente interno de convecção	31
3.5.2) Expressões para o coeficiente externo de convecção	33
3.6) Métodos de ampliação de escala	47
3.7) Considerações finais.....	58
4) Material e Método	59
4.1) Fluidos de processo	59
4.1.1) Fluidos não-Newtonianos	59
4.1.2) Fluidos Newtonianos	61
4.2) Procedimento experimental.....	63
4.3) Detalhamento da unidade experimental	65
4.4) Método	71
4.4.1) Ensaio referentes a transferência de calor, consumo de potência e scale-up	71
4.4.2) Análise dos resultados	80

5) Resultados e Discussão	82
5.1) Análise da transferência de calor	82
5.1.1) Determinação do coeficiente global de transferência de calor U	82
5.1.2) Coeficientes de convecção e números adimensionais	90
5.1.3) Determinação dos coeficientes da Equação de Nusselt (Equação 132).....	100
5.1.4) Análise da eficiência da transferência de calor entre os impulsores mecânicos e as superfícies de troca térmica.....	114
5.2) Potência consumida pelos impulsores mecânicos	121
5.3) Análise simultânea da potência consumida com a transferência de calor.....	133
5.4) Ampliação de escala (<i>scale-up</i>).....	135
5.4.1) Expressões para ampliação de escala em termos do consumo de potência	135
5.4.2) Expressões para ampliação de escala em termos do coeficiente de transferência de calor.....	148
5.5) Validação interna das equações obtidas nas seções 5.1 a 5.4	161
5.5.1) Projeto de um tanque com aquecimento e agitação de fluidos não-Newtonianos	161
5.5.2) Ampliação de escala – Projeto de um tanque com agitação em escala piloto	166
6) Conclusões	169
7) Sugestões	172
8) Referências bibliográficas	173

1) Introdução

1.1) Generalidades

Os tanques com impulsores mecânicos são utilizados para dissolução e suspensão de compostos sólidos em líquidos, dispersão de gases, mistura de líquidos imiscíveis e reações químicas.

Basicamente, estes tanques possuem formato cilíndrico, um impulsor mecânico, e chicanas, para evitar formação de vórtices, melhorando a qualidade da mistura. O projeto básico de qualquer tanque com impulsores mecânicos deve contemplar a determinação da potência necessária ao motor elétrico para alcançar as condições do processo.

Grande parte das operações citadas necessita de aquecimento e resfriamento, que podem ser conduzidos em batelada ou continuamente através de superfícies de transferência de calor tais como jaquetas, serpentinas helicoidais, serpentinas em espiral e chicanas tubulares verticais.

A determinação da área de troca térmica é uma função do coeficiente global de transmissão de calor, U , da carga térmica e da diferença média de temperaturas entre os fluidos quente e frio. Como em qualquer tipo de trocador de calor, a determinação do coeficiente U , o qual é um parâmetro de desempenho do equipamento de troca térmica, está diretamente envolvida com a geometria da superfície, os mecanismos de transmissão de calor, as propriedades, o regime de escoamento, e a reologia dos fluidos.

Ainda em relação às superfícies de transmissão de calor, as jaquetas são as mais utilizadas devido à sua facilidade de construção e limpeza, entretanto, são limitadas quanto à transmissão de calor que é predominante na parede do tanque. Esta limitação impossibilita a utilização dessas unidades em tanques com grandes diâmetros.

Uma alternativa às jaquetas, é o uso de serpentinas helicoidais no interior dos tanques, que possuem área exposta de transmissão de calor e estão diretamente em contato com o fluido a ser aquecido ou resfriado, o que confere ao dispositivo melhor eficiência térmica em relação às jaquetas. Por outro lado, estas unidades são limitadas pela dificuldade de limpeza.

As serpentinas espirais são versões compactadas das serpentinas helicoidais, e geralmente, se encontram no fundo do tanque. Conceitualmente, as serpentinas em espiral têm o mesmo problema das jaquetas, pois estão localizadas apenas em uma parte do tanque, entretanto, por estarem em contato direto com o fluido a ser agitado, caso seja usado um

impulsor axial, a eficiência de troca térmica chega aos níveis da serpentina helicoidal (ROSA 2014). E possuem como vantagem a facilidade de limpeza quando comparadas com as helicoides.

Analisando as três superfícies supracitadas, todas necessitam de chicanas para evitar a formação de vórtices. Por isso, como alternativa, foi proposto o emprego das chicanas tubulares verticais, as quais são um banco de tubos que funcionam tanto como mitigadores de vórtices quanto superfícies de transferência de calor.

Independentemente do tipo de superfície de transmissão de calor escolhida para ser colocada no tanque, a determinação do coeficiente U é feita em função dos coeficientes de convecção, sendo que o coeficiente externo de convecção (referente ao fluido agitado) é o parâmetro mais complexo de determinação.

O coeficiente de convecção pode ser determinado a partir da aplicação das equações constitutivas da quantidade de movimento e energia em um volume de controle, entretanto, essas equações possuem resolução analítica para superfícies com geometrias simples, o que não ocorre em tanques com agitação.

Contornando esse problema, diversos pesquisadores realizaram a solução parcial dessas equações através de métodos adimensionais, obtendo expressões semi-empíricas nas quais os seus coeficientes devem ser obtidos através de dados experimentais.

1.2) Motivação

Na agitação com aquecimento e resfriamento de fluidos não-Newtonianos, a reologia do fluido deve ser contemplada na equação de Nusselt, modificando o número de Reynolds, Prandtl e a relação entre as viscosidades.

A literatura apresenta diversas configurações da equação de Nusselt para o aquecimento e resfriamento de fluidos não-Newtonianos com as jaquetas e serpentinas helicoidais operando em batelada, principalmente, para fluidos pseudoplásticos, nos quais a sua viscosidade aparente diminui quando aumenta a rotação do impulsor mecânico.

É essencial que a literatura forneça os parâmetros da equação de Nusselt para outras superfícies de troca térmica como as serpentinas em espiral e, principalmente, as chicanas tubulares verticais, tendo em vista as vantagens mencionadas.

Outra carência observada na literatura é relativa aos métodos de ampliação de escala, concernente à potência consumida e à predição dos coeficientes de convecção em tanque com

grandes diâmetros. As equações de ampliação, presentes na literatura, apresentam diversas particularidades, principalmente quanto ao tipo do fluido não-Newtoniano, e, novamente, aplicadas a tanques com jaquetas e serpentinas helicoidais.

1.3) Justificativa

Atualmente, há uma grande necessidade de otimização dos processos envolvendo tanques com agitação e transmissão de calor, visando economizar energia com o máximo de rendimento no processo. A falta de um banco de informações gera dificuldades na comparação de dados quantitativos da eficiência térmica e da potência consumida entre jaquetas e chicanas tubulares ou das serpentinas helicoidais com as espirais, na agitação de fluidos não-Newtonianos.

2) Objetivos

2.1) Objetivo Geral

O trabalho teve por objetivo geral analisar a transferência de calor, a potência consumida e a ampliação de escala em tanques com impulsores mecânicos na agitação de fluidos não-Newtonianos com duas superfícies de transmissão de calor, chicana tubular vertical e serpentina em espiral.

2.2) Objetivos específicos

Como objetivos específicos, o estudo visou:

- a) Obter os parâmetros da equação de Nusselt no aquecimento de fluidos não-Newtonianos através de chicanas tubulares verticais e serpentina espiral em dois tanques com volume de 10 litros e de 50 litros com o uso de impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45° e um impulsor radial tipo turbina com 6 pás planas, operando em batelada;
- b) Avaliar a eficiência da transmissão de calor entre os impulsores e entre o tipo de superfície de troca térmica;
- c) Confrontar os modelos obtidos no presente estudo com modelos de jaquetas e serpentinas helicoidais fornecidos pela literatura;
- d) Determinar expressões para a potência consumida com os dois impulsores com o uso das chicanas tubulares verticais e serpentina em espiral;
- e) Propor expressões de ampliação de escala entre os tanques utilizados no estudo;
- f) Apresentar um roteiro de projeto para tanque agitado com transferência de calor, baseado nas equações obtidas no presente estudo.

3) Revisão bibliográfica

3.1. Tanques com agitação e mistura

Os tanques com impulsores mecânicos são largamente utilizados como reatores químicos, destiladores, trocadores de calor, extratores, diluidores, flotadores e armazenadores nas indústrias químicas, petroquímicas, alimentícias e têxteis.

Diversos produtos podem ser obtidos nos equipamentos supracitados, como polímeros, perfumes, resinas, fertilizantes e produtos alimentícios (ROSA et. al. 2014). Basicamente, o projeto de um tanque com agitação (movimentação do fluido) e mistura (contato de fluidos ou de fluidos com gases ou sólidos) consiste na determinação da potência consumida pelo impulsor mecânico ao promover o movimento do fluido e na geometria, mais especificamente, no volume útil do tanque.

De modo geral, essas unidades são compostas por um tanque com formato cilíndrico, um impulsor mecânico, chicanas, motor elétrico e uma superfície de aquecimento ou resfriamento, quando necessário. Apresenta-se na Figura 1 um tanque com os seus periféricos básicos.

Figura 1 - Esquema de um tanque com agitação e mistura

Fonte: McCabe, Smith e Harriot (2005)

A análise do padrão de escoamento em um processo de agitação e mistura é primordial para a determinação de parâmetros como a potência consumida pelo impulsor mecânico, tempo de mistura e a eficiência térmica de um aquecimento ou resfriamento durante o processo (HAQUE, MAHMUD E ROBERTS, 2006).

O regime de escoamento, tanto laminar, transição ou turbulento, influi de forma significativa nas variáveis supracitadas, entretanto, determinar o perfil hidrodinâmico que descreva o escoamento é dispendioso. Considerando um tanque como o apresentado na Figura 1, a análise é iniciada aplicando as equações constitutivas da continuidade, da quantidade de movimento e da energia (Equações 1, 2 e 3, respectivamente), para um fluido Newtoniano com viscosidade, massa específica, calor específico e condutividade térmica constantes.

$$\partial \rho / \partial \theta + (\nabla \cdot \rho v) = 0 \quad (1)$$

$$\rho Dv/D\theta = -\nabla p + \mu \nabla^2 v + \rho g \quad (2)$$

$$\rho c_p DT/D\theta = k' \nabla^2 T + \mu \Phi' + \beta' T Dp/D\theta + q''' \quad (3)$$

A resolução das Equações 1, 2 e 3 fornece o perfil de velocidade do fluido em agitação em função das 3 coordenadas espaciais e da coordenada temporal e também o perfil de temperatura. Entretanto, a solução analítica das equações constitutivas em tanques com agitação não é possível devido aos seguintes fatores: a) Geralmente os tanques com agitação são dotados de uma superfície de transmissão de calor com uma geometria complexa; b) Poucos termos das Equações 1, 2 e 3 podem ser simplificados, o que não diminui a complexidade do problema e c) Na grande maioria dos casos, o escoamento é turbulento, tornando necessário inserir as flutuações de velocidade e temperatura nas Equações 1, 2 e 3, o que aumenta exponencialmente a dificuldade na resolução dessas Equações.

Uma forma de resolver as Equações constitutivas é através da fluidodinâmica computacional que usa métodos numéricos através de discretizações, fornecendo como respostas o valor numérico de cada variável (no caso velocidade e temperatura) em cada coordenada espacial e da coordenada temporal. Geralmente essas soluções são apresentadas em forma de tabelas ou através do gradiente de cores.

Com os resultados obtidos das simulações numéricas, é possível calcular diversos parâmetros, como a potência consumida pelo impulsor mecânico, tempo de mistura, fluxo de calor e fluxo de transferência de massa entre fases, se aplicável. É necessário, entretanto, realizar experimentos para validar os resultados obtidos nas discretizações das equações constitutivas (CORTADA-GARCIA et. al., 2017).

Pesquisadores como Javed, Mahmud e Zhu (2006) e Taghavi et. al. (2011) têm estudado o uso da fluidodinâmica computacional (CFD) para estudar a influência do escoamento nas variáveis aqui mencionadas.

O projeto das dimensões geométricas de um tanque com agitação e seus internos (chicanas, impulsores, *draft tube*) é feito através do método proposto por Rushton, Costich e Everett (1950), a qual fornece dimensões características, calculadas como razões entre: o diâmetro do tanque; o diâmetro do impulsor, a altura do nível de líquido, e outras, todas relativas ao diâmetro interno do tanque, D_t . Isso é feito visando obter o máximo de resposta na qualidade de mistura com o menor consumo de energia. Um tanque com as dimensões características propostas por Rushton, Costich e Everet (1950) está apresentada na Figura 2.

Figura 2 - Relações geométricas fixadas por Rushton, Costich e Everett (1950): 1) Parede do tanque; 2) Altura do nível de líquido; 3) Eixo; 4) chicana; 5) impulsor mecânico.

$$S_1 = D_t/D_a = 3; S_2 = E/D_a = 1; S_3 = L/D_a = 1/4; S_4 = W/D_a = 1/5; S_5 = J/D_t = 0,1 \text{ e } S_6 = H/D_t = 1$$

Fonte: Moraes Júnior e Moraes (2011)

3.2) Impulsores mecânicos

Os impulsores mecânicos são divididos normalmente em duas classes, impulsores de fluxo axial e impulsores de fluxo radial. Para fluidos de baixa viscosidade (1 a 1000 cP) e moderadas viscosidade (1000 a 10000 cP) são usados os impulsores tipo axial e turbina, sendo que os impulsores do tipo hélice e âncora são usados para fluidos com alta viscosidade (10000 a 1000000 cP). Na Figura 3 são apresentados os impulsores aqui mencionados.

Os impulsores com escoamento axial, com exceção do tipo hélice, são indicados para altas rotações, entre 400 e 800 rpm, em misturas de líquidos com baixas viscosidades. A direção

do escoamento na saída do impulsor, é predominantemente no sentido do eixo, caracterizando linhas de corrente ascendentes e descendentes. Também são utilizados para mistura de sólidos com líquidos, gerando polpas em suspensões, garantindo uma maior homogeneização. Possuem um custo moderado, o que vai depender da dimensão do impulsor e do tipo de material com o qual será construído. As suas principais limitações são: (a) Ineficiência na mistura de líquidos com elevadas viscosidades, (b) Alta incidência de formação de vórtices e (c) Homogeneização ineficiente em tanques de grandes dimensões (LUDWIG, 1995).

Figura 3 - Impulsores mecânicos. (A) Impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°; (B) Impulsor radial tipo turbina com 6 pás planas; (C) Impulsor tipo âncora

Os impulsores do tipo turbina são indicados para a agitação e mistura de líquidos com baixa e média viscosidade, sendo que trabalham usualmente com rotações na faixa de 90 a 300 rpm. O escoamento é na saída do impulsor, perpendicular ao eixo, o que também gera um escoamento tangencial. A vantagem dos impulsores do tipo radial é a turbulência gerada, isso permite trabalhar em rotações inferiores às utilizadas nos impulsores do tipo axial e uma turbulência homogênea em tanques com grandes dimensões. Entretanto, as limitações são o elevado consumo de energia, incidência de formação de vórtices e não são indicados para

misturas de sólidos com líquidos. Em relação ao custo, são similares aos impulsores axiais, dependendo da dimensão e do tipo de material (TATTERSON, 1991).

As chicanas são empregadas em tanques com agitação e mistura com o objetivo de aumentar a turbulência do sistema, aumentando a eficiência da mistura e evitando a formação de vórtices, que são produzidos pela ação da força centrífuga que ocorre no líquido em rotação, devido à componente tangencial da velocidade do fluido.

O vórtice ocorre, predominantemente, em fluidos com baixas e médias viscosidades, sendo um indicador de uma mistura com baixa eficiência, em função das linhas de corrente serem quase sempre tangenciais. Não há uma mistura eficiente do fluido contido em uma linha de corrente com o fluido contido na outra. A configuração padrão de instalação das chicanas consiste em quatro placas verticais com lado de 1/10 do diâmetro do tanque alocadas de forma diametralmente opostas entre si, rentes à parede do tanque (PAUL e ATIEMO-UBENG, 2004).

Na mistura envolvendo fluidos com elevadas viscosidades (10000 a 1000000 cP), o escoamento é do tipo laminar e, logo, não é necessária a colocação de chicanas junto à parede do tanque. Nestes casos, para mitigar a formação de vórtice, o diâmetro do impulsor é cerca de 50% menor que o diâmetro do tanque, ou o impulsor é colocado de forma inclinada para tentar evitar a formação do vórtice (CHIARA e BRUNAZZI, 2008).

Os impulsores do tipo hélice, uma classe especial dos impulsores axiais, e os impulsores do tipo âncora, do tipo radial, são indicados para fluidos com elevadas viscosidades. O impulsor tipo âncora promove uma agitação mais eficiente que o impulsor tipo hélice, entretanto, o gasto de energia é superior. Em processos de aquecimento, se o tanque utilizado possuir uma jaqueta ou chicanas tubulares verticais, o impulsor tipo âncora é o mais indicado, porém, se o tanque estiver equipado com uma serpentina em espiral ou serpentina helicoidal, o impulsor tipo hélice é o mais recomendado (MASIUK, 1993).

3.3) Fluidos não-Newtonianos

A reologia é a ciência que estuda as deformações em sólidos e líquidos originadas por aplicação de forças mecânicas, ou seja, analisa a forma como os materiais respondem à aplicação de tensões.

O comportamento reológico de sólidos e fluidos é estudado através da reometria, que permite medir as propriedades reológicas de interesse nos materiais, visando obter modelos matemáticos que relacionem a tensão com a deformação apresentada pelo material.

De acordo com o comportamento reológico, os fluidos são classificados em Newtonianos e não-Newtonianos. Um fluido Newtoniano possui uma relação linear entre a tensão e a taxa de cisalhamento (gradiente de velocidade), caracterizando a lei de Newton da viscosidade, como apresentado na Equação 4.

$$\tau = \mu \text{grad} \vec{v} \quad (4)$$

Na Equação 4, o coeficiente de proporcionalidade é a viscosidade dinâmica (μ), ou seja, a mesma varia com a temperatura, permanecendo inalterável independentemente das taxas aplicadas. Alguns exemplos de fluidos que seguem o modelo constitutivo da Equação 4: água, hidrocarbonetos, ar, óleos, solventes orgânicos e soluções de sacarose (TADINI et. al., 2016).

Os fluidos que não seguem a lei descrita na Equação 4 são ditos não-Newtonianos, por apresentarem uma não linearidade entre a tensão e a taxa de cisalhamento. Logo, se a relação for não linear, a viscosidade dinâmica perde sentido físico para esses fluidos, devendo ser substituída pela viscosidade aparente (η), a qual varia com a taxa de cisalhamento e com a temperatura.

Relacionar a forma não-linear de variação entre a tensão e a taxa é muito difícil, em função de cada fluido ter uma natureza reológica distinta. Desta forma, organizaram-se os fluidos não-Newtonianos em três grandes classes: a) independentes do tempo; b) dependentes do tempo e c) viscoelásticos.

Os fluidos independentes do tempo são fluidos em que a viscosidade aparente varia apenas com o acréscimo ou decréscimo das taxas de cisalhamento, eles são classificados em: a) pseudoplásticos; b) dilatantes; c) Bingham; d) pseudoplástico com tensão inicial e e) dilatante com tensão inicial (TANNER, 2002). Tem-se na Figura 4 os reogramas dos fluidos independentes do tempo.

Figura 4 - Reograma dos fluidos independentes do tempo

Os pseudoplásticos apresentam uma diminuição na viscosidade aparente conforme a taxa de cisalhamento é incrementada. Grande parte dos fluidos não-Newtonianos são ditos pseudoplásticos como as soluções de polímeros. Os fluidos que apresentam um aumento da viscosidade aparente conforme o aumento da taxa de cisalhamento, são chamados de dilatantes, entretanto, são fluidos raros de se encontrar, tendo apenas alguns exemplos como suspensões de amido e massas de farinha (CHHABRA e RICHARDSON, 2011).

Um dos modelos reológicos mais utilizados para pseudoplásticos e dilatantes é o modelo dado pela lei de potência, o qual foi descrito originalmente por Ostwald (1925), conforme apresentado na Equação 5.

$$\tau = k \text{grad} \vec{v}^n \quad (5)$$

O fluido é pseudoplástico quando n for menor que 1 dilatante quando maior que 1. No caso de n igual a 1, a Equação 5 se reduz a Equação 4, apresentando um comportamento Newtoniano.

Há fluidos, em que é necessária uma tensão inicial para o início do escoamento, como soluções de polímeros e de proteínas, sendo que se essa tensão inicial não for alcançada não haverá o desenvolvimento de escoamento.

O modelo matemático que representa esses fluidos é denominado de Herschel-Bulkley (Equação 6).

$$\tau = \tau_0 + k \text{grad} \vec{v}^n \quad (6)$$

Uma particularidade da Equação 6 ocorre quando após ser atingida a tensão inicial de escoamento, o fluido passa a ter um comportamento Newtoniano, sendo denominado de Bingham (Equação 7).

$$\tau = \tau_0 + \mu_B \text{grad} \vec{v} \quad (7)$$

Nos fluidos dependentes do tempo a viscosidade aparente pode aumentar ou diminuir a uma taxa constante devido à variação temporal. Portanto, torna-se necessário conhecer a história reológica do fluido (GRULKE, BRANDRUP e IMMERGUT, 1999).

Uma das formas de determinar se um fluido possui ou não variação com o tempo é como o ensaio chamado de ida e volta. Em um reômetro, por exemplo, submete-se uma amostra de um fluido a diversas taxas de cisalhamento crescentes e medem-se as respectivas tensões e, posteriormente, aplica-se as mesmas taxas de cisalhamento, porém em ordem decrescente e também se mede as tensões de cisalhamento. Se o percurso de ida e o da volta forem diferentes, significa que houve uma alteração na estrutura do material devido ao tempo, apresentando uma curva de histerese, portanto, o fluido é um dependente do tempo. A Figura 5 apresenta curvas de histereses para alguns fluidos.

Figura 5 - Histerese – fluidos dependentes do tempo

Outra forma de se verificar se o fluido é dependente do tempo é com ensaios a taxas de cisalhamento constantes. Submete-se uma amostra em um reômetro e aplica-se uma taxa de cisalhamento constante ao longo de 1 hora, e mede-se a tensão de cisalhamento em certos períodos de tempo, como, de 1 em 1 minuto. Caso ocorra uma variação na tensão de cisalhamento com o tempo, o fluido é dito dependente do tempo.

Com essas análises, os fluidos dependentes do tempo são classificados em: a) fluidos tixotrópicos: são aqueles que apresentam um decréscimo na viscosidade aparente com o tempo de aplicação da tensão. No entanto, após o repouso, tendem a retornar à condição inicial de viscosidade e b) os fluidos reopéticos, por sua vez, são aqueles que apresentam um acréscimo na viscosidade aparente com o aumento da taxa de deformação (Figura 5). Assim como os fluidos tixotrópicos, após o repouso, os fluidos reopéticos tendem a retornar ao seu comportamento reológico inicial.

De forma prática, um fluido tixotrópico é um pseudoplástico com variação no tempo e um fluido reopético é um fluido dilatante com variação no tempo. Nos projetos envolvendo esse tipo de fluido, deve-se verificar a curva de histerese, pois se ela for muito pequena, a variação temporal pode ser negligenciada e o fluido ser tratado como independente do tempo, o que facilita os modelos reológicos, como por exemplo, no caso de soluções aquosas de carbopol 940. O carbopol é um polímero hidrossolúvel utilizado para estabilizar emulsões e espessar soluções, aumentando sua viscosidade.

Entretanto, fluidos alimentícios como o leite condensado e o leite de coco possuem uma variação expressiva na curva de histerese, de tal forma, que é necessário considerar as variações de tempo nos cálculos de projeto das operações unitárias.

A agitação de fluidos em geral consiste na análise do perfil hidrodinâmico e no consumo de potência pelo impulsor mecânico, de tal forma, que esse estudo com sistemas contendo fluidos não-Newtonianos pode ser realizado em duas etapas distintas: i) expressões para o número de Reynolds em função da reologia do fluido e ii) análise propriamente dita do consumo de potência pelo impulsor, e a sua dependência com as diversas variáveis ocorrentes no processo, como as propriedades físicas do fluido, a geometria do tanque e seus periféricos.

3.4) Potência consumida

Um dos principais parâmetros de projeto de um tanque com agitação é a determinação da potência requerida pelo motor elétrico, para promover o deslocamento do fluido através da movimentação do impulsor mecânico.

Entretanto, a potência depende de inúmeras variáveis como a geometria do tanque, geometria do impulsor mecânico, propriedades físicas dos fluidos a serem agitados, propriedades dos sólidos ou gases (caso os mesmos estejam presentes no processo), e da reologia (fluido Newtoniano ou não-Newtoniano).

Considerando um tanque com diâmetro D_t , altura de nível de líquido H , chicanas com largura J , impulsor mecânico com diâmetro D_a e largura das pás W , o qual possui um fluido Newtoniano sendo agitado com uma rotação N e propriedades físicas constantes (viscosidade e massa específica), a potência pode ser escrita como função das variáveis supracitadas (Equação 8).

$$P = f(\rho, \mu, N, g, D_a, D_t, W, H) \quad (8)$$

A Equação 8 agrupa as principais variáveis que influenciam a potência consumida pelo impulsor mecânico, porém, há mais variáveis que podem ocasionar tal efeito. Deste modo, obter uma equação de forma analítica que mostre o efeito de cada variável na potência é muito complexo. Uma maneira de contornar esse problema na engenharia, é através da técnica da análise dimensional, descrita pelo teorema dos Pi de Buckingham, o qual relaciona a variável resposta com as variáveis de entrada através das grandezas fundamentais definidas em massa, comprimento e tempo. Aplicando o teorema à Equação 8, a mesma pode ser escrita nas grandezas fundamentais como expresso na Equação 9.

$$ML^2T^{-3} = f[(ML^{-3})^{m'}, (ML^{-1}T^{-1})^{n'}, T^{-p'}, (LT^{-2})^{q'}, L^r, L^{s'}, L^{x'}, L^{y'}] \quad (9)$$

A solução da Equação 9 implica no agrupamento das variáveis fundamentais apresentadas em grupos adimensionais, como apresentado na Equação 10.

$$\frac{P}{\rho N^3 D_a^2} = K' \left(\frac{N D_a^2 \rho}{\mu} \right)^{a'} \left(\frac{D_a N^2}{g} \right)^{b'} (geometria)^{c'} \quad (10)$$

O termo adimensional do membro esquerdo da Equação 10 é o número de potência (Np), o qual em algumas referências é representado pela letra grega ϕ'' . O primeiro termo adimensional do lado direito é o número de Reynolds (Re), o segundo termo é o número de Froude (Fr) e o último termo, geometria, é o agrupamento dimensional de todas as variáveis

geométricas do sistema de agitação (diâmetro do tanque, diâmetro do impulsor, largura das chicanas, largura da pá do impulsor mecânico).

A Equação 10 é representada em muitos sistemas de agitação com a dependência do número de potência exclusiva do número de Reynolds, sendo que o número de Froude apresenta importância apenas em casos com Reynolds abaixo de 300 ou tanques sem chicanas (Equação 11).

$$N_p = \phi'' = K' Re^{a'} \quad (11)$$

É muito comum a utilização da Equação 11 na forma gráfica, pois a mesma depende do tipo do impulsor, se o tanque possui ou não chicanas e da relação entre o diâmetro do impulsor e o diâmetro do tanque, ou seja, se seguem o padrão de Rushton (standard) ou padrão não-normalizado. A Figura 6 apresenta as curvas de N_p para o impulsor radial tipo turbina Rushton, muitas vezes representado pela variável ϕ'' , em função do número de Reynolds, para fluidos não-Newtonianos.

Figura 6 - Número de potência (ϕ'') para impulsor radial tipo turbina Rushton

Fonte: Adaptado de Coker (2007)

O número de Reynolds é um parâmetro de extrema importância na análise em tanques com agitação, pois ele é o responsável por descrever o tipo de escoamento ocorrente, e por sua vez provoca influência em diversos outros parâmetros como a qualidade da mistura e a eficiência da transferência de calor.

Na agitação de fluidos não-Newtonianos, a potência consumida é calculada através da Equação 11, entretanto, a reologia do fluido em agitação deve ser incorporada no número de Reynolds. Grande parte dos fluidos agitados, possuem um comportamento não-Newtoniano independente do tempo e podem ter a sua hidrodinâmica descrita pela lei das potências (ver Equação 5 – Item 3.3) em uma faixa bem ampla de taxas de cisalhamento, cerca de 10 a 1000 (s^{-1}), conforme observado na Figura 7.

Figura 7 - Faixa de validade do modelo da lei das potências

Fonte: Adaptado de Chhabra e Richardson (2011)

Alguns exemplos desses fluidos são as soluções de polímeros e suspensão de sólidos (polpas ou lamas). Desse modo o número de Reynolds modificado é escrito como apresentado na Equação 12.

$$Re' = \frac{N \cdot D_a^2 \rho}{k grad \vec{v}^{n-1}} \quad (12)$$

O tensor $grad \vec{v}$ ou taxa de deformação ou taxa de cisalhamento (“*shear rate*”) presente na Equação 12 deve ser determinado para o cálculo do número de Reynolds. Durante a agitação e mistura de fluidos Newtonianos há a presença de componentes de velocidade nas três dimensões espaciais e no caso da turbulência, uma variação temporal, o que dificulta obter de forma analítica uma expressão para a taxa de cisalhamento.

No caso dos fluidos não-Newtonianos, o problema é mais complexo devido à presença de equações diferenciais parciais de ordem elevada na equação da quantidade de movimento.

Como alternativa à solução analítica, os métodos numéricos são os mais indicados, sendo empregados em simulações nas quais as equações constitutivas são resolvidas através de discretizações.

Nem sempre as simulações numéricas fornecem valores que podem ser considerados como representativos do sistema real, levando a necessidade de haver concordância com dados experimentais. Em muitos casos, não é possível obter dados experimentais com confiança na medida de velocidades instantâneas em pontos arbitrários do tanque, pois o próprio medidor por estar no *bulk* do fluido provocaria uma alteração no escoamento e, por sua vez, tiraria a representatividade do dado experimental mensurado. Uma saída à simulação numérica está na determinação de alguma função que descreva a taxa de cisalhamento em função da rotação do impulsor mecânico, dessa forma, não sendo necessário determinar diretamente o valor dessa taxa de cisalhamento, o que possibilitaria o cálculo do número de Reynolds.

A busca dessa função que relacione a taxa de cisalhamento com a rotação do impulsor mecânico foi iniciada por Metzner e Otto (1957), sendo que trabalharam com tanques apresentando diâmetros internos de 6 a 22 polegadas e com soluções aquosas de polímeros de carboximetilcelulose, carbopol e attasol. Todos os polímeros são utilizados, principalmente, como espessadores. Metzner e Otto iniciaram a sua análise verificando a reologia não-newtoniana dessas soluções e chegaram à conclusão de que elas seguem a lei das potências e são independentes do tempo, o que diminui a complexidade, pois a viscosidade aparente varia apenas em função da temperatura e da taxa de cisalhamento.

Porém, volta-se ao problema original de como relacionar taxa de cisalhamento com a rotação. Essa pergunta foi respondida pelos pesquisadores citados considerando algumas premissas, as quais foram: a) o índice de consistência (n) da lei da potência foi adotado como constante, apesar, de os próprios autores afirmarem que há uma pequena variação desse parâmetro com a taxa de cisalhamento, porém, essa variação é pouco representativa e não foi considerada; b) Como o escoamento de fluidos não-Newtonianos ocorre preferencialmente no regime laminar, assumiu-se que não há um descolamento da camada limite em contato com o impulsor mecânico e c) A variação da taxa de cisalhamento ocorre exclusivamente devido a rotação do impulsor mecânico e não depende da reologia do fluido. Com as premissas adotadas por Metzner e Otto, eles criaram um termo que representasse de forma significativa a taxa de cisalhamento e chegaram à conclusão de que essa representação deve ser feita por uma taxa de cisalhamento média ($\overline{grad \vec{v}^n}$). Desta forma, a taxa média é diretamente proporcional a rotação em uma função linear, como apresentado na Equação 13.

$$\overline{grad \vec{v}^n} = k_s \cdot N \quad (13)$$

Substituindo a Equação 13 na Equação 12, chega-se à expressão do Reynolds de Metzner e Otto para tanques com agitação e mistura, como mostra a Equação 14.

$$Re_{MO} = \frac{N^{2-n} \cdot D_a^2 \rho}{k \cdot k_s^{n-1}} \quad (14)$$

A constante k_s de Metzner e Otto é determinada experimentalmente em função de cada tipo de impulsor e da sua geometria e do tanque em análise. Os passos para a determinação de k_s são os seguintes:

- 1) Definir o impulsor mecânico e a geometria do tanque a ser estudado e determinar o número de potência em função do número de Reynolds para um fluido Newtoniano com elevada viscosidade (como a glicerina) para a região laminar ficar bem caracterizada;
- 2) Plotar o número de potência em função do número de Reynolds para o fluido Newtoniano;
- 3) Nas mesmas rotações utilizadas na agitação do fluido Newtoniano, repetir os passos anteriores com o fluido não-Newtoniano, ressaltando, que o mesmo deve possuir uma reologia que siga o modelo da lei da potência e determinar o número de potência para cada rotação;
- 4) Com cada número de potência obtido no passo 3, entrar no gráfico de Np ou ϕ'' em função do Reynolds do passo 2 e ler o Reynolds correspondente;
- 5) Para cada valor de Reynolds obtido no item 4, calcular a viscosidade aparente, presente no Reynolds com cada rotação utilizada no passo 3, e com as propriedades físicas do fluido não-Newtoniano;
- 6) Plotar os valores obtidos de viscosidade aparente no passo 5 em função das rotações utilizada no passo 3;
- 7) Em um reômetro ou um viscosímetro, obter a variação da viscosidade aparente com a taxa de cisalhamento e plotar os resultados;
- 8) Relacionar os valores de rotação do passo 6 com os respectivos valores da taxa de cisalhamento, tendo como parâmetro de acoplamento a viscosidade aparente;
- 9) Plotar os valores da taxa de cisalhamento em função da rotação do impulsor mecânico;
- 10) A partir do gráfico descrito no passo 9, determinar a constante k_s pelo coeficiente angular da relação linear descrita entre a taxa de cisalhamento e a rotação.

A taxa mencionada no passo 10 é a de cisalhamento média, ressaltando, que a mesma representa todas as variações desse parâmetro em cada ponto no interior do tanque. Apresenta-se na Tabela 1 alguns valores da constante k_s de Metzner e Otto para alguns tipos de impulsores mecânicos comumente utilizados na agitação e mistura de fluidos não Newtonianos.

Tabela 1 - Valores de k_s para diversos tipos de impulsores mecânicos

Impulsor	Nº de chicanas	D_a (m)	D_f/D_a	$k_s(n < 1)$
Radial com 6 pás planas	-----	0,051 – 0,20	1,3- 5,5	$11,5 \pm 1,5$
Radial com 6 pás planas	4	0,051 – 0,20	1,3 – 5,5	$11,5 \pm 1,5$
Axial com 4 pás	4	0,12	2,13	10,0
Âncora	-----	0,28	1,02	$11,0 \pm 1,5$

Fonte: Chhabra e Richardson (2011).

Figura 8 - Número de potência para fluidos pseudoplásticos

Fonte: Adaptado de Metzner e Otto (1957)

Baseado nesses resultados, os pesquisadores calcularam o número de potência para soluções pseudoplásticas em função do Reynolds com a agitação promovida por impulsor tipo turbina em um tanque contendo chicanas e depois em tanque sem chicanas. Posteriormente, eles compararam a curva obtida para o sistema não-Newtoniano com a curva fornecida na literatura por Rushton, Costich e Everett (1950) para agitação de fluidos Newtonianos com impulsores tipo turbina. Na Figura 8 tem-se a variação Np com Reynolds.

Calderbank e Moo-Young (1961) realizaram um estudo visando determinar uma relação entre a rotação e a taxa de cisalhamento e, para isso, utilizaram tanques com diâmetro interno de 7, 10, 15 e 25 polegadas e como fluidos foram usados óleo combustível, glicerina, carboximetilcelulose e suspensões de lamas. Os impulsores mecânicos utilizados foram do tipo radial turbina Rushton, axial com pás inclinada e o tipo âncora.

As hipóteses adotadas por Calderbank e Moo-Young foram as mesmas que as de Metzner e Otto, com exceção de apenas uma hipótese: a variação da taxa de cisalhamento depende da reologia do fluido. Os pesquisadores iniciaram a análise do sistema de agitação não-Newtoniano fazendo uma analogia com o escoamento em tubos, e considerando que o modelo reológico é descrito pela lei da potência. A Equação 15 apresenta o Reynolds modificado de Metzner e Reed (1955) para o escoamento em tubulações.

$$Re_{MR} = \frac{\rho v^{2-n} D_i^n}{8^{n-1} k} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n \quad (15)$$

A viscosidade aparente do fluido não-Newtoniano escoando em uma tubulação é apresentada pela Equação 16.

$$\eta = \frac{k}{\left(8 \frac{v}{D_i} \right)^{1-n}} \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n \quad (16)$$

A partir das Equações 15 e 16, por analogia, as Equações 17 e 18 apresentam o número de Reynolds e a viscosidade aparente em função da rotação do impulsor mecânico.

$$Re = \frac{D_a^2 N \rho (8N)^{1-n}}{k} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n \quad (17)$$

$$\eta = \frac{k}{(8N)^{1-n}} \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n \quad (18)$$

A Equação 17 deve ser generalizada, substituindo-se o número 8 da Equação por uma constante B , a qual depende da taxa de cisalhamento e da reologia do fluido, como apresentado na Equação 19.

$$\overline{grad \vec{v}}^n = BN \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^{n/(1-n)} \quad (19)$$

Desta forma o número de Reynolds apresentado na Equação 17 é generalizado conforme ilustrado na Equação 20.

$$Re_{CM} = \frac{D_a^2 N \rho (BN)^{1-n}}{k} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n \quad (20)$$

O parâmetro B é uma função de um parâmetro geométrico adimensional (S), o qual é a relação entre o diâmetro interno do tanque e o diâmetro do impulsor mecânico, como apresentado na Equação 21.

$$B = \frac{S^2}{S^2 - 1} \quad (21)$$

No caso de fluidos pseudoplásticos e Bingham, para impulsor radial tipo turbina, e axial com pás inclinadas, com o parâmetro S maior que 1,5 o valor de B é 11 com um erro experimental de 10%. Com fluidos dilatantes, com parâmetro S menor que 3, tanque contendo 4 chicanas verticais e com o seu diâmetro sendo 1/10 do diâmetro interno do tanque, o parâmetro B é calculado pela Equação 22 com um erro experimental de 15%.

$$B = \frac{22S^2}{S^2 - 1} \quad (22)$$

Se a agitação de um fluido pseudoplástico for promovida por um impulsor tipo âncora e com o parâmetro S menor que 1,4, a constante B é calculada pela Equação 23 com um erro experimental de 10%.

$$B = 9,5 + \frac{9S^2}{S^2 - 1} \quad (23)$$

Na Figura 9 está apresentada a curva do número de potência em função do Reynolds modificado de Calderbank e Moo-Young (1961) para o impulsor radial tipo turbina com 6 pás planas em tanque com chicanas. Nota-se na Figura 9 que a curva determinada experimentalmente possui uma similaridade significativa quando comparada a curva obtida por Metzner e Otto (1957) apresentada na Figura 8.

Kai e Shengyao (1979) fizeram uma proposta para a taxa de cisalhamento baseada em uma dedução teórica a partir do torque gerado pelo impulsor mecânico no fluido em agitação. Inicialmente o torque foi definido como o produto da tensão de cisalhamento média pelo volume de líquido ocupado no tanque, conforme a Equação 24.

$$T_{or} = k_1 V \bar{\tau} \quad (24)$$

Assumindo que o fluido siga o modelo descrito pela Lei da potência, a potência consumida pelo impulsor mecânico estimada a partir do torque, é calculada por:

$$P = 2\pi k_1 V k N \text{grad} \vec{v}^n \quad (25)$$

Figura 9 - Número de potência em função de Reynolds para impulsor radial tipo turbina para fluidos pseudoplásticos.

Fonte: Adaptado de Calderbank e Moo-Young (1961)

A Equação 26 apresenta a relação do número de potência em função de um Reynolds modificado (Equação 27) com um expoente (f') que é referente ao tipo de escoamento: no caso de laminar ($f'=0$) e no caso de turbulento ($f'=1$).

$$\frac{P}{\rho N^3 D_a^5} = \frac{K_p}{Re_m^{f'}} \quad (26)$$

$$Re_m = \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{k} \quad (27)$$

O número de Reynolds modificado apresentado na Equação 17 supõe que as taxas de cisalhamento instantâneas são diretamente proporcionais à rotação do impulsor mecânico, a qual foi uma hipótese adotada pelos autores que tornam o modelo apresentado superestimado.

Por conveniência matemática, o expoente f' da equação 26 é escrito com uma função exponencial de Reynolds (Equação 28), de tal forma que no limite inferior de Reynolds, f' tenderá a zero e no limite máximo, f' terá o valor de 1,0, o que corrobora com o escoamento laminar e turbulento, respectivamente.

$$f' = \exp(-mRe_m) \quad (28)$$

Agrupando as Equações 26, 27 e 28 na Equação 25 e explicitando a taxa de cisalhamento média, tem-se:

$$\overline{grad\vec{v}} = k''^{1/n} N^{[2-f'(2-n)]/n} \quad (29)$$

Com k' definido pela Equação 30.

$$k'' = K_p D_a^5 \rho / 2\pi k_1 V k (D_a^2 \rho / k)^{f'} \quad (30)$$

Os parâmetros m e k'' dependem do tipo de escoamento, da viscosidade do fluido e do tipo de impulsor, entretanto, os autores encontraram os valores de 0,00705 e 0,4 para m e k'' , respectivamente, baseado nas melhores condições de ajuste dos modelos matemáticos.

O modelo baseado por Kai e Shengyao para a taxa de cisalhamento média possui uma boa fundamentação teórica, entretanto, por possuir diversas constantes a serem determinadas e as quais são muito particulares em cada sistema de agitação, o modelo apresentado na Equação 29 praticamente não foi adotado por outros pesquisadores.

Tanguy, Thibault e Brito De la Fuente (1996) apresentaram uma visão mais reticente quanto à observação de Calderbank e Moo-Young em relação à dependência da taxa de cisalhamento com a reologia do fluido em agitação.

Os autores fizeram uma investigação em diversos tipos de impulsores tipo âncora, revendo o método apresentado por Metzner e Otto e comparando com os resultados fornecidos por Calderbank e Moo-Young.

Eles observaram que o índice de consistência dos pseudoplásticos variando entre 0,3 e 0,95 e dos dilatantes na faixa de 1,05 e 1,7, não forneceram uma variação significativa do valor do parâmetro k_s de Metzner e Otto e quando a análise foi realizada no parâmetro B , o valor de B permaneceu praticamente invariante.

Desta forma, Tanguy, Thibault e Brito De la Fuente concluíram que taxa de cisalhamento pode ser calculada como função apenas da rotação e portanto, o Reynolds de Metzner e Otto pode ser utilizado no cálculo do escoamento em tanques na agitação de fluidos independentes do tempo, porém, essa conclusão é válida apenas para impulsores tipo âncora.

Entretanto, o conceito apresentado pelos pesquisadores pode ser estendido para os impulsores axial e radial. Por exemplo, o valor da constante k_s para o impulsor radial turbina é de 11,5 e o parâmetro B de Calderbank e Moo-Young é de 11, apresentando um desvio de apenas 4,3%, o que, em termos de projeto de engenharia, é pouco significativo. Desde que os limites do índice de consistência apresentados para os fluidos pseudoplásticos e dilatantes sejam os supracitados.

Delaplace, Leuliet e Ronse (2000) realizaram um estudo investigando o conceito de Metzner e Otto (1957) para a constante k_s (Equação 13) da relação linear entre a taxa de cisalhamento média e a rotação do impulsor mecânico em tanque com impulsor mecânico helicoidal. Os autores verificaram para os fluidos pseudoplásticos utilizados (soluções aquosas de carboximetilcelulose), através de dados experimentais, que a constante k_s praticamente não sofre variação com a reologia do fluido, o que corrobora a hipótese de Metzner e Otto. Esse resultado pode ser observado na Figura 10.

No caso do fluido dilatante usado (suspensão de amido 50% em água) houve uma grande variação da constante k_s com o aumento do índice de consistência da lei da potência, conforme visto na Figura 11. Isso ocorre, provavelmente, devido ao mecanismo de solidificação da suspensão de amido próximo ao impulsor mecânico, o que pode acarretar flutuações não lineares na taxa de cisalhamento.

Generalizando para os impulsores axial e radial, para fluidos dilatantes, o conceito de Metzner e Otto para a taxa média de cisalhamento possui grandes erros, sendo recomendado utilizar a conceito de Calderbank e Moo-Young (1961) apresentado na Equação 22.

Figura 10 - Constante k_s em função do índice n – fluidos pseudoplásticos.

Fonte: Delaplace, Leuliet e Ronse (2000).

Figura 11 - Constante k_s em função do índice n – fluido dilatante

. Fonte: Delaplace, Leuliet e Ronse (2000).

Ameur e Bouzit (2013) estimaram o número de potência em um tanque agitado com 300 mm de diâmetro interno e 300 mm de altura de nível de líquido, sem chicanas e com um impulsor radial com 2 pás planas. O estudo foi conduzido através de simulação numérica das

equações constitutivas em CFD e os fluidos pseudoplásticos investigados possuíam índice de consistência variando entre 0,2 a 1,0 com um fator de consistência de 8 Pa.sⁿ.

A taxa de cisalhamento média considerada foi a proposta por Metzner e Otto (1957). O número de Reynolds utilizado nesse estudo foi o modificado proposto pela Equação 27, o qual foi relacionado com o Reynolds de Metzner e Otto, pela Equação 31.

$$Re_{mo} = Re_m k_s^{1-n} \quad (31)$$

O valor da constante de Metzner e Otto, na Equação 31, foi determinado de forma gráfica, através do número de potência em função do Reynolds modificado, com um valor aproximado de 7,01.

Os autores validaram a simulação com os dados experimentais obtidos por Bertrand e Couderc (1985). A Figura 12 apresenta a comparação entre os dados experimentais e os previstos pela simulação, bem como na Equação 32, uma proposta algébrica para a determinação do número de potência em tanques com condições similares às estudadas por Ameer e Bouzit (2013).

Figura 12 - Comparação do número de potência experimental com os valores obtidos na simulação

Fonte: Ameer e Bouzit (2013).

$$N_p = \frac{2,09 \cdot 10^{-4}}{Re} \left(114,1 + 0,56 e^{\frac{n}{3}} \right) (170 - 166 e^{-H/1,2 D_t}) (6,2 e^{D_a/0,23 D_t}) \quad (32)$$

Há a presença de dois problemas relevantes, do ponto de vista prático de engenharia, no trabalho proposto por Ameer e Bouzit (2013): a) A faixa de validade do número de Reynolds estudado é pouco abrangente, variando entre 0,1 e 10. Industrialmente, fluidos pseudoplásticos, com fator de consistência superior ao estudado (8 Pa.s^n) fornecem Reynolds próximos de 1500 a 2000 em rotações na ordem de 500 rpm, o que torna a utilização do estudo como referência ineficaz e, b) O tanque em questão é projetado sem chicanas, o que dificulta a qualidade da mistura e da transferência de calor, sendo o ideal, um tanque com chicanas.

De modo geral, analisando a Figura 12, a simulação proposta apresentou resultados satisfatórios para os valores do número de potência quando comparados com os valores experimentais, mas, este estudo torna-se muito particular visto os problemas citados anteriormente.

Cortada-Garcia et. al. (2017) fizeram um estudo para a estimativa da potência consumida em um tanque agitado contendo fluidos pseudoplásticos, agitador tipo turbina Rushton (6 pás planas) e tanque sem chicanas. O tanque utilizado nos experimentos, e posteriormente, na simulação possui um diâmetro de 188 mm com um impulsor tipo turbina com diâmetro de 60 mm. As rotações utilizadas foram variadas entre 50 e 2000 rpm. Os fluidos propostos foram soluções aquosas de carbopol. A taxa de cisalhamento média utilizada foi a proposta por Metzner e Otto (1957). Na Figura 13 está apresentada a curva do número de potência em função do número de Reynolds para o carbopol 80% em uma temperatura de 60°C .

Figura 13 - Número de potência por número de Reynolds de Metzner e Otto para carbopol 80% a 60°C

Fonte: Cortada-Garcia et. al. (2017)

Os valores do número de potência obtidos pela simulação possuem um excelente ajuste com os dados experimentais, como visto na Figura 13. Porém, a faixa de Reynolds estudada é pouco ampla em termos de projeto de engenharia e também, no trabalho proposto por Cortada-Garcia et. al. (2017), os gráficos são particulares para cada concentração de carbopol utilizada.

3.5) Transferência de calor na agitação em tanques com jaquetas, serpentinas helicoidais, serpentinas espirais e chicanas tubulares verticais

A transferência de calor em tanques com agitação é realizada através de superfícies de transmissão de calor, como as jaquetas, serpentinas helicoidais, serpentinas espirais e chicanas tubulares verticais (ROSA et. al., 2013 e ROSA et. al., 2014).

As jaquetas são superfícies de troca de calor que possuem a característica de envolver o tanque, sendo que o fluido promotor da transferência de calor percorre o espaço entre o tanque e a jaqueta. Essas superfícies são de fácil limpeza, pois não estão em contato direto com o fluido em agitação, mas, como desvantagem, a transmissão de calor ocorre predominantemente na parede do tanque, o que torna essas unidades inviáveis em tanques de grandes dimensões (NASSAR e MEHROTRA, 2011). Na Figura 14 está apresentada uma jaqueta do tipo simples.

Figura 14 - Jaqueta simples

Fonte: Rosa (2014).

As serpentinas helicoidais (Figura 15) possuem uma forma geométrica semelhante a uma helicoide e são colocadas no interior do tanque. Essas superfícies possuem como vantagem

uma ótima transferência de calor em relação as jaquetas, porém, como desvantagem possuem uma dificuldade de limpeza, principalmente, com fluidos incrustantes. Em função da vantagem mencionada, as serpentinas helicoidais são comumente utilizadas em tanques com médios e grandes diâmetros.

As serpentinas em espiral (Figura 16) são utilizadas em diversas aplicações como processos de recuperação de calor, sistemas de resfriamento, reatores químicos e em tanques de armazenagem de óleos. A geometria dessas superfícies é compacta e, geralmente, localizada na parte inferior do tanque, tendo como vantagens a otimização do espaço do tanque e uma transferência de calor superior à das jaquetas (ROSA et. al., 2017). As desvantagens estão em relação à dificuldade de limpeza e à falta de dados na literatura para projeto, tanto com fluidos Newtonianos como com fluidos não-Newtonianos.

Figura 15 - Serpentina helicoidal

Fonte: Rosa (2014)

Figura 16 - Serpentina espiral

Fonte: Rosa (2014)

As jaquetas, serpentinas helicoidais e espirais, necessitam de chicanas para evitar a formação de vórtices, que reduzem o rendimento da mistura e transferência de calor. Desse modo, as chicanas tubulares verticais (Figura 17) são superfícies que possuem uma transmissão de calor de mesma significância que as serpentinas e possuem como vantagem extra a eliminação de vórtices devido à sua geometria (ROSA et. al. 2014).

As desvantagens das chicanas tubulares verticais são as mesmas que as da serpentina em espiral; não há muitos artigos e teses que proponham os expoentes da Equação de Nusselt na agitação de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos, abrangendo diversas configurações geométricas de tanques.

Figura 17 - Tanque com chicanas tubulares verticais

Fonte: Rosa (2014)

De modo geral, as superfícies de transferência de calor citadas são projetadas em função da área necessária para realizar o aquecimento ou resfriamento, baseado no coeficiente global de transferência de calor, o qual é função dos coeficientes individuais de transferência de calor dos fluidos envolvidos na troca térmica. A equação clássica de projeto da área de troca térmica em regime permanente está apresentada na Equação 33.

$$A = Q/U.LMTD \quad (33)$$

O coeficiente global de transferência de calor (U) é função de coeficientes de convecção interno, em relação à área superficial externa ou coeficiente interno de convecção corrigido para área externa (h_{io}) e externo (h_o), com relação ao fluido quente e frio, respectivamente, como apresentado na Equação 34.

$$1/UA = 1/h_i A_i + 1/h_o A_o \quad (34)$$

A Equação 34 apresenta a dependência do coeficiente U apenas com a convecção, e despreza os efeitos provocados pela condução (pois geralmente as superfícies de troca de calor em tanques são confeccionadas em metal, desta forma por possuir uma elevada condutividade térmica, a resistência a condução torna-se desprezível) e pela radiação (a qual possui efeitos significativos em temperaturas superiores a 500 °C).

Do mesmo modo que a potência consumida, os coeficientes de convecção, tanto o interno como o externo, dependem de inúmeras variáveis como a geometria do tanque, geometria do impulsor mecânico, tipo de superfície de troca térmica, propriedades físicas dos fluidos frio e quente e também a reologia.

3.5.1) Expressões para o coeficiente interno de convecção

O coeficiente interno de convecção é função de inúmeras variáveis como, velocidade média do escoamento, geometria da superfície de troca térmica, viscosidade, condutividade térmica, calor específico e massa específica (ROSA, 2014). A Equação 35 apresenta a relação funcional entre as variáveis descritas pela clássica Equação de Nusselt, sendo uma função do número de Reynolds, do número de Prandtl e da relação entre a viscosidade do fluido na temperatura “*bulk*” pela viscosidade na temperatura da parede da superfície de troca térmica. A Equação 36 apresenta a forma condensada da Equação 35.

$$\frac{h_i D_i}{k'} = K \left(\frac{D_i \bar{v} \rho}{\mu} \right)^a \left(\frac{c_p \mu}{k'} \right)^b \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^c \quad (35)$$

$$Nu_i = K Re_i^a Pr_i^b Vi_i^c \quad (36)$$

Em tanques com agitação, grande parte dos fluidos promotores da transferência de calor por aquecimento ou resfriamento são colocados no interior das superfícies de troca térmica, sendo elas as jaquetas, serpentinas helicoidais, serpentinas em espiral e chicanas tubulares verticais. Esses fluidos em sua grande maioria são Newtonianos (água, vapor de água e óleos).

As serpentinas (helicoidal e espiral) e as chicanas tubulares verticais bem como o nome diz, são tubos com geometrias espaciais diferentes, mas não deixam de ser tubos e ter a sua geometria dada por um cilindro. É possível obter relações analíticas para o coeficiente de convecção no escoamento laminar, sendo que isso ocorre com valores de Reynolds inferiores a 2000, mas, constatou-se que a maior efetividade da troca térmica por convecção, ocorre em escoamentos turbulentos, em valores acima de 2000.

Como não é possível obter soluções analíticas da equação da energia para o escoamento turbulento, os pesquisadores trabalham com a Equação 36, que de certa forma, é muito prática em termos de projeto. Ressaltando que a Equação 36 é obtida por análise dimensional pelo teorema dos Pi de Buckingham.

Sieder e Tate (1936) foram os pioneiros em uma primeira estimativa dos coeficientes para a Equação 36, fornecendo valores de Nusselt com um erro experimental de até 40% em relação aos dados experimentais observados próximos do limite inferior de aplicação da equação que é em Reynolds de 10000. Em sistemas com Reynolds muito acima de 10000 esse erro tende a diminuir para 15%. A Equação 37 apresenta o modelo fornecido por Sieder-Tate para troca de calor em tubos cilíndricos lisos e retos.

$$Nu_i = 0,027Re_i^{0,8}Pr_i^{0,33}Vi_i^{0,14} \quad (37)$$

Gnielinski (1976) corrigiu a Equação 37 em dois aspectos: a) Foi contemplada a rugosidade do tubo e, b) O intervalo de Reynolds compreende desde a zona de transição até a plenamente turbulenta, valores entre 2300 e $5 \cdot 10^6$. Na Equação 38 está apresentado o modelo obtido experimentalmente por Gnielinski.

$$Nu_i = \frac{(f/8)(Re_i - 1000)Pr_i}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr_i^{2/3} - 1)} \quad (38)$$

O fator de atrito (f) presente na Equação 38 pode ser calculado pelo diagrama de Moody ou por expressões empíricas em função do número de Reynolds, como apresentado na Equação 39, com Reynolds menores que 20000 e válido para tubos lisos (BERGMAN e INCROPERA, 2011).

$$f = 0,184Re_i^{-1/5} \quad (39)$$

No caso de tubos que possuem uma curvatura, como as serpentinas helicoidais e espirais, o número de Nusselt apresentado nas Equações 37 e 38 deve ser corrigido levando-se em conta esse raio de curvatura.

Green e Perry (2008) apresentam a correção do número de Nusselt em função do raio de curvatura para Reynolds entre $2 \cdot 10^4$ e $1,5 \cdot 10^5$ e com relação do diâmetro interno do tubo pelo raio de curvatura na faixa de 5 a 84, conforme a Equação 40. No caso de Reynolds entre $1,5 \cdot 10^3$ e $2 \cdot 10^4$, recomenda-se o uso da Equação 41.

$$\frac{Nu_c}{Nu_i} = 1 + 3,6 \left(1 - \frac{D_i}{R}\right) \left(\frac{D_i}{R}\right)^{0,8} \quad (40)$$

$$\frac{Nu_c}{Nu_i} = 1 + 3,4 \left(\frac{D_i}{R}\right) \quad (41)$$

Em relação as jaquetas, a superfície de troca térmica se difere das apresentadas anteriormente devido a uma geometria particular. As jaquetas podem ser do tipo simples, com defletores em espiral e meia cana, mas, apesar da facilidade de limpeza, pois as mesmas não entram em contato com o fluido em agitação, a desvantagem está na transferência de calor predominante na parede do tanque e não são recomendadas para tanques de grandes diâmetros.

A Equação 42 pode ser empregada para se estimar o coeficiente interno de convecção para a jaqueta simples (SILVEIRA, 2009).

$$\frac{h_i}{k'} = K \left(\frac{c_p \mu}{k'}\right)^{\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho^2 g \beta' (LMTD)}{\mu^2}\right]^{\frac{1}{3}} \quad (42)$$

No caso do fluido térmico ser o fluido de aquecimento e escoando no interior da jaqueta de forma ascendente, K é igual a 0,15 e se o fluido térmico for o fluido frio e escoando de forma descendente no interior da jaqueta, K possui um valor de 0,128.

3.5.2) Expressões para o coeficiente externo de convecção

A abordagem para a determinação do coeficiente externo de convecção é a mesma que para o coeficiente interno, entretanto, no caso do meio externo a superfície de transmissão de calor, ou seja, no fluido em agitação, a geometria do tanque, geometria do impulsor mecânico e reologia do fluido devem ser consideradas.

Uma solução analítica da equação de energia visando determinar o coeficiente externo de convecção em tanques torna-se inviável devido a geometria do sistema de agitação, de tal modo que a análise dimensional é a única opção viável. Dessa forma o coeficiente externo de convecção é calculado através de uma variação na equação de Nusselt (Equação 35), escrevendo-se o número de Reynolds, Prandtl e relação entre viscosidades em função da reologia do fluido e também em função das relações geométricas dos internos (impulsor mecânico, chicanas) do tanque, conforme apresentado na Equação 43 e de forma condensada na Equação 44.

$$\frac{h_o D_t}{k''} = K'' \left(\frac{N D_a^2 \rho}{\eta} \right)^{a''} \left(\frac{C_p \eta}{k''} \right)^{b''} \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{c''} \left(\frac{H}{D_t} \right)^{d''} \left(\frac{D_a}{D_t} \right)^{e''} \left(\frac{W}{D_a} \right)^{f''} \quad (43)$$

$$Nu_o = K'' (Re_o)^{a''1} (Pr_o)^{b''} (Vi_o)^{c''} (geometria)^{d''} \quad (44)$$

Os termos mais relevantes da Equação 44 são referentes ao número de Reynolds, número de Prandtl e da relação entre as viscosidades na temperatura “*bulk*” e temperatura na parede da superfície de troca térmica, sendo que o termo relativo as dimensões geométricas do tanque possuem pouco efeito na variação do coeficiente externo de convecção.

Isto ocorre, devido ao fato de a função semi-empírica apresentada na Equação 44 ser justamente função dessas relações geométricas, ou seja, cada impulsor mecânico utilizado na presença ou não de chicanas irá gerar coeficientes distintos na Equação de Nusselt, o que torna desnecessário acrescentar um termo levando em conta essa variação.

Em 1944, Chilton, Drew e Jebens, realizaram um estudo pioneiro com aquecimento e resfriamento de fluidos Newtonianos em tanques equipados com jaquetas e serpentinas helicoidais, operando em regime permanente. O estudo foi realizado de forma totalmente experimental em um tanque com 1,5 metros de diâmetro, impulsor radial com diversos diâmetros e tendo como fluidos água, óleo e glicerina com rotações variando entre 50 e 1000 rpm.

Os pesquisadores obtiveram a constante e os expoentes da Equação 44 do seguinte modo: 1) Inicialmente a Equação 44 foi linearizada; 2) Plotou-se um gráfico da variação do número de Nusselt pelo número de Reynolds, sendo que o coeficiente angular é o expoente a'' ; 3) Com o valor do expoente a'' calculado, plotou-se um novo gráfico da relação de Nusselt por Reynolds (elevado ao expoente a'') em função do número de Prandtl, obtendo-se o expoente b'' pelo coeficiente angular dessa reta; 4) Plotou-se um novo gráfico da relação Nusselt pelo produto de Reynolds (elevado ao expoente a'') por Prandtl (elevado ao expoente b'') em função da relação $\frac{\eta}{\eta_w}$, a qual para fluidos Newtonianos é $\frac{\mu}{\mu_w}$, obtendo-se o expoente c'' pelo coeficiente angular; 5) Por fim, a constante K'' foi obtida pelo anti-log do gráfico entre a relação de Nusselt pelo produto de Prandtl (elevado ao expoente b'') pela relação $\frac{\mu}{\mu_w}$ (elevada ao expoente c'') em função do Número de Reynolds. A convergência entre os expoentes foi obtida quando o coeficiente angular do último gráfico (expoente a'') ficou igual ao gerado no primeiro gráfico.

As Equações 45 e 46 apresentam as funções para o número de Nusselt para a jaqueta e serpentina helicoidal, respectivamente. Ambas válidas para Reynolds entre 200 e 400000 e

fluidos Newtonianos ($n = 1$). Ressaltando que os pesquisadores não obtiveram um expoente para o parâmetro relativo à geometria dos internos do tanque.

$$Nu_o = 0,36(Re_o)^{0,67}(Pr_o)^{0,33}(Vi_o)^{0,14} \quad (45)$$

$$Nu_o = 0,87(Re_o)^{0,62}(Pr_o)^{0,33}(Vi_o)^{0,14} \quad (46)$$

O método descrito para a obtenção dos parâmetros da Equação 44 é uma forma extremamente robusta visto a época que o artigo foi publicado.

Atualmente, os métodos de obtenção dos parâmetros para a Equação de Nusselt não sofreram mudanças significativas, entretanto, com o auxílio das técnicas estatísticas, é possível refinar esses expoentes para minimizar o erro da função até obter o valor mais próximo da realidade para o número de Nusselt na agitação de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos.

Com relação aos fluidos não-Newtonianos, um modelo reológico adequado deve ser escolhido para a viscosidade aparente e, posteriormente, uma expressão para a taxa de cisalhamento média, baseada no conceito de Metzner e Otto (1957), Calderbank e Moo-Young (1961) ou Kai e Shengyao (1979).

Discute-se a seguir diversos trabalhos realizados para a determinação do coeficiente externo de convecção a partir do número de Nusselt para as jaquetas, serpentinas helicoidais, serpentinas em espiral e chicanas tubulares verticais.

Carreau, Charest e Corneille (1966) realizaram um estudo no aquecimento e resfriamento de fluidos pseudoplásticos (soluções aquosas de carboximetilcelulose e carbopol 934) em um tanque com diâmetro interno de 0,76 metros equipado com um impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45° e uma jaqueta simples. O estudo foi conduzido em regime transiente e os autores negligenciaram o efeito da dissipação viscosa causada pelo impulsor mecânico ao fluido de agitação.

Os autores utilizaram o método de Wilson (1915), método semelhante ao utilizando por Chilton, Drew e Jebens (1944) para obter os parâmetros da Equação 44, entretanto, eles notaram um problema de convergência no método em relação à obtenção do expoente do número de Prandtl, devido à variação da viscosidade aparente com a rotação do impulsor mecânico.

Desse modo, os autores introduziram um conceito chamado de viscosidade diferencial (μ_d) que nada mais é do que a relação entre a derivada da tensão de cisalhamento pela taxa de cisalhamento, porém, para valores de taxas de cisalhamento acima de 500 s⁻¹, a viscosidade diferencial permanece constante, conforme apresentado na Equação 47. Essa é uma

consideração razoável, pois em elevadas rotações do impulsor mecânico, a viscosidade aparente dos fluidos pseudoplásticos tende a permanecer constante.

$$\mu_d = (d\tau/dgrad\vec{v})_{grad\vec{v} \rightarrow 00} \quad (47)$$

Os autores apresentaram uma variação do número de Reynolds baseada no conceito de Metzner e Otto (1957) e Calderbank e Moo-Young (1961) como mostrado na Equação 48.

$$Re_{Carreau} = \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{(k/8) \left(\frac{6n+2}{n}\right)^n} \quad (48)$$

Os autores propuseram duas correlações, uma para o aquecimento e outra para o resfriamento, conforme as Equações 49 e 50, respectivamente.

$$Nu_o = 3,41(Re_{Carreau})^{0,67}(Pr_{Carreau})^{0,33} \quad (49)$$

$$Nu_o = 1,43(Re_{Carreau})^{0,67}(Pr_{Carreau})^{0,33} \quad (50)$$

Nota-se nas Equações 49 e 50 a ausência do termo relativo das viscosidades na temperatura “*bulk*” pela temperatura da parede, o que ocasionou uma grande diferença entre as constantes de proporcionalidades, 3,41 para o aquecimento e 1,43 para o resfriamento, apesar das inclinações serem as mesmas, baseado na igualdade dos expoentes dos números de Reynolds e Prandtl. As Equações 49 e 50 possuem erro de 11,8% e 14,0%, respectivamente.

Visando acoplar os fenômenos de aquecimento e resfriamento em uma única equação, os autores utilizaram a viscosidade diferencial em função de um expoente modificado, conforme mostrado na Equação 51.

$$Nu_o = 1,474(Re_{Carreau})^{0,70}(Pr_{Carreau})^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{dw}}\right)^{0,24/n} \quad (51)$$

O erro da Equação 51 é de 19,3%, um pouco maior que o erro das Equações 49 e 50. Em termos de projeto de engenharia, a Equação de Nusselt, se possível, deve ser capaz de prever o aquecimento e o resfriamento em um mesmo sistema de agitação, visando a facilidade para o engenheiro, mas sem perder a previsibilidade do fenômeno. A Equação 51 possui validade para Reynolds entre 100 e 5000, Prandtl na faixa de 100 a 800 e índice de consistência entre 0,343 a 0,633.

Hagedorn e Salamone (1967) realizaram um estudo de aquecimento de fluidos pseudoplásticos em um tanque operando em batelada com uma jaqueta, visando obter uma

expressão que permitisse calcular o coeficiente de convecção com impulsores tipo axial, radial e âncora. Os autores aplicaram as equações constitutivas da continuidade, quantidade de movimento e energia em coordenadas cilíndricas e as resolveram com análise dimensional, como apresentado na Equação 52. Na análise dimensional, os autores utilizaram o conceito de Metzner e Otto (1957) para a taxa de cisalhamento média.

$$Nu_o = K'' Re_{MO}^{\left[\frac{a''}{n+1} + b''\right]} Pr_{MO}^{c''} (Vi_{MO})^{d''} \left(\frac{D_t}{D_a}\right)^{e''} \left(\frac{W}{D_a}\right)^{f''} n^{g''} \quad (52)$$

A Equação 52 é válida para Reynolds entre 35 e 680000, Prandtl no intervalo de 2 a 23600 e índice de consistência entre 0,36 e 1,0. Observa-se uma grande variação do número de Reynolds, o que é explicado pelo uso da água, devido à baixa viscosidade e as elevadas rotações utilizadas, obtém-se números de Reynolds de ordem elevada.

Apresenta-se na Tabela 2 os expoentes da Equação 52 para os impulsores utilizados no trabalho.

Tabela 2 – Expoentes da Equação 52

Impulsor	K''	a''	b''	c''	d''	e''	f''	g''
Âncora	0,56	1,43	0	0,30	0,34	-----	-----	0,54
Paddle	2,51	0,96	0,15	0,26	0,31	-0,46	0,46	0,56
Axial	0,55	1,28	0	0,30	0,32	-0,40	-----	1,32
Radial	3,57	1,25	0	0,24	0,30	-----	0	0,78

Analisando a Tabela 2, nota-se algumas particularidades em relação a Equação 52 quando comparada com a Equação 44. Em relação ao número de Reynolds, os autores fizeram o expoente a'' da Equação 44 como uma função linear do índice de consistência n , entretanto, o expoente b'' só é aplicável com o impulsor tipo paddle, portanto, para os outros impulsores, o expoente a'' se reduz a forma $a''/n+1$.

Fazendo uma análise com os impulsores âncora, axial e radial, o expoente a'' possui uma variação entre 1,28 e 1,43, e o índice n na Equação 52 deve estar entre 0,36 e 1, ou seja, a variação total do expoente a'' está na faixa de 1,25 a 4,75, ou seja, o número de Reynolds possui cerca de 50% a mais de influência que qualquer outro termo da expressão 52.

Esse efeito do escoamento predominante na intensidade da transmissão de calor, descrito pelo número de Reynolds, é observável nas equações de Nusselt para o uso de fluidos

Newtonianos, como por exemplo, nas Equações 45 e 46, propostas por Chilton, Drey e Jebens (1944).

Sandall e Patel (1970) analisaram o aquecimento de fluidos pseudoplásticos em tanque equipado jaqueta, utilizando dois tipos de impulsores mecânicos, radial turbina com 6 pás planas e um impulsor tipo âncora. Os fluidos utilizados foram soluções aquosas de carbopol e também se utilizaram dois fluidos Newtonianos (água e glicerina), visando aumentar o número de Reynolds como foi feito no trabalho de Hagedorn e Salamone (1967).

O tanque possui um diâmetro interno de 0,18 metros e foram usadas chicanas com o impulsor radial e, com o impulsor tipo âncora, o tanque foi sem chicanas. A taxa de cisalhamento média necessária para o cálculo dos adimensionais da Equação 44 foi baseado no conceito de Calderbank e Moo-Young (1961). As Equações 53 e 54 apresentam as expressões de Nusselt para o impulsor radial e tipo âncora, respectivamente.

$$Nu_o = 0,315(Re_{CM})^{0,67}(Pr_{CM})^{0,33}(Vi_{CM})^{0,12} \quad (53)$$

$$Nu_o = 0,482(Re_{CM})^{0,67}(Pr_{CM})^{0,33}(Vi_{CM})^{0,12} \quad (54)$$

A Equação 53 possui validade para Reynolds entre 80 e 93000, Prandtl na faixa de 2,1 a 644 e índice de consistência entre 0,35 e 1,0. De forma análoga, a Equação 54 é válida para Reynolds no intervalo de 320 a 89600, Prandtl entre 2,1 e 644 e índice de consistência na faixa de 0,35 a 1,0.

Comparando o erro da Equação de Nusselt para o impulsor tipo turbina (Equação 53), por volta de 18%, com o erro da equação proposta por Hagedorn e Salamone (1967), cerca de 26,8%, nota-se que o modelo de Sandall e Patel (1970) possui um melhor ajuste ao fenômeno observado, apesar da sua equação ser mais simples do que a proposta por Hagedorn e Salamone.

Martone e Sandall (1971) fizeram um estudo da transferência de calor na agitação de lamas compostas por carbonato de cálcio em quatro concentrações volumétricas distintas de 12%, 15%, 23% e 26% e também água e glicerina para obter uma ampla faixa do número de Reynolds. A reologia dessas lamas segue o modelo reológico de Bingham (Equação 7), o qual possui uma tensão inicial de cisalhamento.

Dessa forma, o número de Reynolds, Prandtl e relação viscosa da Equação 44 devem ser modificados em função dessa tensão inicial. As lamas de carbonato de cálcio são suspensões heterogêneas, de tal forma, que a influência da fração volumétrica do sólido no número de Nusselt deve ser contabilizada. Logo, a Equação 44 é reescrita como apresentado na Equação 55.

$$\frac{Nu_0}{(\varphi/\varphi - 1)^a} = K'' \left(\frac{D_a^2 N \rho}{\mu_b + (\tau_0/BN)} \right)^{a''} \left(\frac{\mu_{ba} + (\tau_0/BN)}{k} \right)^{b''} \left(\frac{\mu_b + (\tau_0/BN)}{(\mu_a + (\tau_0/BN))_w} \right)^{c''} \quad (55)$$

Apresentam-se na Tabela 3 a constante e os expoentes da Equação 55 para o impulsor radial turbina e âncora utilizados no estudo, bem como o range de validade das variáveis adimensionais.

Tabela 3 – Parâmetros da Equação 55

Impulsor	K''	a''	b''	c''	d''	Reynolds	Prandtl	φ (%vol)
Radial	0,536	0,66	0,33	0,14	0,065	196-79800	2,2-702	0-0,0113
Âncora	0,315	0,66	0,33	0,20	0,072	336-94800	2,2-621	0-0,0116

Heinlein e Sandall (1972) utilizaram o aquecimento de fluidos pseudoplásticos (soluções aquosas de carbopol) e fluidos de Bingham (lamas aquosas) em um tanque com diâmetro interno de 0,18 metros e impulsor tipo âncora. Em relação aos estudos anteriores, nesse trabalho, os autores variaram a relação do diâmetro do tanque em função do diâmetro do impulsor de tal forma que a constante K'' da Equação 44 se tornasse uma função dessa relação.

Tem-se na Equação essa variação da Equação 44, em que a taxa de cisalhamento média utilizada foi a baseada no conceito de Metzner e Otto (1957).

$$Nu_o = C_1 (Re_{MO})^{0,50} (Pr_{MO})^{0,33} (Vi_{MO})^{0,18} \quad (56)$$

Na Tabela 4 estão apresentados os valores da constante C_1 da Equação 56 para algumas relações de diâmetro do tanque pelo diâmetro do impulsor.

Tabela 4 – Valores da constante C_1 da Equação 56

D_t/D_a	C_1	Erro (%)
1,027	0,691	17,4
1,100	0,531	29,7
1,220	0,546	29,7

Mitsuishi e Miyairi (1973) consideraram que o modelo reológico descrito pela lei das potências não é abrangente o suficiente para representar toda a amplitude de variação da tensão de cisalhamento com as taxas de deformação. Dessa forma eles propuseram realizar um estudo experimental na investigação da transferência de calor de fluidos não-Newtonianos em tanques agitados baseado no modelo reológico de Ellis, conforme apresentado na Equação 57.

$$\tau = - \left\{ \frac{1}{\eta_0} \left[1 + \left(\frac{\sqrt{\frac{1}{2}}(\dot{\gamma} : \dot{\gamma})}{\tau_{1/2}} \right)^{\alpha'-1} \right] \right\} grad \vec{v} \quad (57)$$

O modelo reológico de Ellis consegue estimar as tensões de cisalhamento para valores de taxas de cisalhamento de 0,01 até 1000, devido ao modelo possuir três constantes de ajustes, sendo, η_0 , a viscosidade aparente no limite da taxa de cisalhamento tendendo a zero, $\tau_{1/2}$, a tensão de cisalhamento correspondente a 50% da variação da taxa de deformação e α , uma constante de ajuste dos dados experimentais.

O tanque em estudo possui um diâmetro de 0,4 metros e foram utilizados dois impulsores radiais com 2 pás com dois diâmetros, um de 0,20 metros e outro de 0,322 metros. Ressaltando que o tanque não possuía chicanas. O aquecimento das soluções aquosas de carboximetilcelulose (CMC) e polietileno (PO) foi dado por uma jaqueta simples. Devido à complexidade da Equação 58, os autores chegaram a conclusão que o escoamento predominante com o impulsor radial é do tipo tangencial. Por análise de semelhança, eles deduziram que o escoamento entre dois cilindros coaxiais (como num viscosímetro do tipo Searle), conforme a Figura 18, era o mesmo que acontecia durante a agitação.

Figura 18 - Escoamento entre dois cilindros coaxiais

Fonte: Mitsuishi e Miyairi (1973)

Observa-se na Figura 18 um inconveniente, referente à hipótese adotada pelos autores em relação à semelhança da agitação com o escoamento entre os cilindros coaxiais. Como o menor impulsor utilizado possui 50% de diâmetro do tanque e o outro por volta de 80,5%, uma grande parte do escoamento presente na agitação ficará sem explicação fenomenológica, o que em termos de engenharia, torna-se muito particular e sem termos práticos para projeto. Os autores apresentaram uma equação para a viscosidade aparente tangencial, como mostrado na Equação 58.

No caso de fluidos não-Newtonianos com elevadas viscosidades, deve-se considerar o torque gerado pelo impulsor mecânico ao movimentar o fluido no interior do tanque, dessa forma a viscosidade aparente é definida em relação à tensão gerada na parede do tanque, considerando a hipótese de não escorregamento do fluido junto à parede. Dessa forma essa viscosidade aparente também é chamada de viscosidade aparente da potência (Equação 59).

$$\eta_{tan} = \frac{\eta_0}{2} \left\{ \frac{[1 - (D_a/D_t)^2]/(D_a/D_t)^2}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{(D_a/D_t)^2} - 1 \right) + \frac{(T_{or})^{\alpha-1}}{2\alpha} \left(\frac{1}{(D_a/D_t)^{2\alpha}} - 1 \right)} \right\} \quad (58)$$

$$\eta_{pot} = \eta_0 / \left\{ 1 + \frac{4}{\alpha + 3} \left[T_{or_w} \left(\alpha 8N \frac{\eta_0}{\tau_{\frac{1}{2}}} \right) \right]^{\alpha-1} \right\} \quad (59)$$

Com as duas viscosidades aparentes definidas pelas Equações 58 e 59, as expressões para o número de Nusselt tangencial e na parede, são obtidas pelas Equações 60 e 61, respectivamente.

$$Nu_{tan} = K_{tan} (Re_{tan})^{a''} (Pr_{tan})^{0,33} (Vi_{tan})^{0,14} \quad (60)$$

$$Nu_{pot} = K_{pot} (Re_{pot})^{a'''} (Pr_{pot})^{0,33} (Vi_{pot})^{0,14} \quad (61)$$

Os valores de Nusselt tangencial e Nusselt na parede (potência) são obtidos graficamente através de uma variável adimensional definida como j_{tan} e j_{pot} , respectivamente.

Pode-se observar na Figura 19 a relação gráfica para o impulsor com 50% do diâmetro do tanque. O estudo realizado por Mitsubishi e Miyairi (1973) também contemplou a análise da transmissão de calor com um impulsor helicoidal envolto por um *draft tube*.

Suryanarayanan, Mujawar e Raja Rao (1976) realizaram um estudo de aquecimento e resfriamento de fluidos pseudoplásticos (soluções de carboximetilcelulose) em um tanque com chicanas contendo uma jaqueta e um tanque contendo uma serpentina helicoidal. O impulsor

utilizado no estudo foi um tipo turbina com 4 pás planas. Os autores variaram o diâmetro do impulsor em 7,8 cm, 11,8 cm e 15,2 cm, o nível de líquido no tanque entre 9,0 cm e 21,4 cm, o diâmetro da serpentina helicoidal na faixa de 16,9 cm a 27,8 cm e o tubo da serpentina no intervalo de 1,59 cm a 2,22 cm. A taxa de cisalhamento média usada nesse trabalho foi baseada no conceito de Calderbank e Moo-Young (1961).

Figura 19 - Relação gráfica para as Equações 60 e 61

Fonte: Adaptado de Mitsuishi e Miyairi (1973)

Nesse estudo, os autores visaram determinar qual o efeito da variação de altura de nível, de diâmetro da serpentina e do próprio tubo de troca térmica, além da tradicional análise do número de Reynolds e Prandtl no número de Nusselt. A Equação 62 apresenta o modelo obtido para o impulsor radial com o uso da serpentina helicoidal, com um erro experimental de 7,1%, e de forma análoga, a Equação 63 apresenta o modelo para a jaqueta com um erro de 7,8%.

$$Nu_o = 0,21(Re_{CM})^{0,66}(Pr_{CM})^{0,33} \left(\frac{D_a}{D_t}\right)^{0,17} \left(\frac{H}{D_t}\right)^{0,13} \left(\frac{D_c}{D_t}\right)^{-0,29} \left(\frac{D_i}{D_t}\right)^{-0,45} \quad (62)$$

$$Nu_o = 0,22(Re_{CM})^{0,63}(Pr_{CM})^{0,33} \left(\frac{D_a}{D_t}\right)^{0,14} \left(\frac{H}{D_t}\right)^{0,09} \left(\frac{D_c}{D_t}\right)^{-0,21} \left(\frac{D_t}{D_t}\right)^{-0,35} \quad (63)$$

Observa-se nas Equações 62 e 63 que os autores negligenciaram os efeitos da relação da viscosidade aparente na temperatura *bulk* pela viscosidade aparente na temperatura da parede, visto que eles acrescentaram ao modelo proposto na Equação 44 quatro termos referentes ao efeito da geometria do sistema de agitação. A relação desses termos geométricos gera números muito pequenos, apesar dos expoentes serem significativos, de tal forma que mais de 90% de resposta do número de Nusselt nessas equações é dada apenas pela variação do número de Reynolds e Prandtl. A faixa de validade das Equações 62 é para Reynolds entre 200 e 21700, Prandtl na faixa de 49 a 1220 e índice de consistência entre 0,47 e 1,0.

Em relação ao intervalo de aplicação das Equações 62 e 63 para os números de Reynolds e Prandtl, essa faixa de uso não é suficientemente abrangente em termos de projeto de engenharia, o que torna essas equações particulares, além de que, o impulsor tipo turbina com 4 pás planas não é tão usual quanto o impulsor tipo turbina com 6 pás ou tipo Rushton.

Shamlou e Edwards (1986) estudaram a transferência de calor na agitação de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos com viscosidades elevadas em um tanque com diâmetro de 0,15 metros e outro tanque de 0,40 metros. O impulsor mecânico escolhido foi o tipo helicoidal e a jaqueta de aquecimento foi a do tipo espiral. Os fluidos usados foram chocolate, soluções aquosas de carboximetilcelulose, glicerina, óleos lubrificantes, silicone, solução de sacarose e soluções de carbopol 940.

Os autores propuseram um modelo baseado na Equação 44 para o número de Nusselt acrescentando dois termos referentes ao impulsor helicoidal: 1) termo referente ao número de pás do impulsor e 2) termo referente à distância entre a ponta do impulsor até a parede do tanque, como mostrado na Equação 64.

$$Nu_o = 0,568(Re_o)^{0,23}(Pr_o)^{0,23}(n_b)^{0,23}(C'/D_t)^{-0,54} \quad (64)$$

O número de Reynolds e o número de Prandtl da Equação 64 são propostas modificadas por Shamlou e Edwards (1986), no qual a taxa de cisalhamento média é baseada inicialmente por Metzner e Otto (1957) e adaptada para impulsores helicoidais por Shamlou e Edwards (1985), como apresentado na Equação 65.

$$grad\vec{v} = [34 - 144(C'/D_t)]N \quad (65)$$

Observa-se na Equação 64 que o termo referente à variação de viscosidade aparente não foi incluído devido à estreita faixa de número de Reynolds utilizado que foi entre 0,01 e 10, o que caracteriza um escoamento plenamente laminar, de tal modo, que nesse tipo de escoamento, a variação entre as viscosidades na temperatura *bulk* e da parede são desprezíveis.

Kai e Shengyao (1989) fizeram um estudo de aquecimento e resfriamento de fluidos não-Newtonianos em tanques agitados com uma abordagem diferente dos autores mencionados acima. A Equação 44 foi modificada nos seguintes aspectos: 1) o número de Reynolds contemplará a potência consumida pelo impulsor mecânico assim como o número de Prandtl, 2) um termo relativo à influência da relação do diâmetro do impulsor pelo diâmetro do tanque e 3) um termo relativo à quantidade de pás do impulsor, quantidade de impulsores no eixo e angulação das pás. A Equação 66 apresenta essas modificações de forma condensada.

$$Nu_o = K''(Re'_o)^{a''}(Pr'_o)^{b''}(Vi'_o)^{c''}\left(\frac{D_a}{D_t}\right)^{d''}\left(\frac{n_b n_n b \sin \omega}{H}\right)^{e''} \quad (66)$$

O número de Reynolds é calculado a partir da Equação 67 baseado nos conceitos fornecidos por Kai e Shengyao (1989) apresentados nas Equações 28 e 29. De forma análoga o número de Prandtl, na Equação 68.

$$Re'_o = \frac{ND_a^2 \rho}{k} 0,4^{(1-n)} N^{[2-f(2-n)](1-n)/n} \quad (67)$$

$$Pr'_o = \frac{c_p k}{k'} 0,4^{(1-n)} N^{[2-f(2-n)](1-n)/n} \quad (68)$$

Como exemplo da Equação 66, para o resfriamento com chicanas tubulares verticais e impulsor radial, com um intervalo de Reynolds entre 26 e 6310, conforme a Equação 69.

$$Nu_o = 1,19(Re_o)^{0,67}(Pr_o)^{0,33}(Vi_o)^{0,17}\left(\frac{n_p n_n b \sin \omega}{H}\right)^{0,74} \quad (69)$$

Hai, Devotta e Rao (2000) estudaram a transferência de calor com fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em um sistema de agitação com o uso de impulsor helicoidal e jaqueta de aquecimento. Foram usados dois tanques, um com 75 mm e outro com 80 mm de diâmetro, variou-se a altura do nível do líquido e o número de pás do impulsor. A taxa de cisalhamento média foi calculada a partir da Equação 65.

Na Equação 70 está apresentada a expressão para o cálculo do número de Nusselt, a qual possui validade para Reynolds no intervalo de 10 a 1000 e índice de consistência entre 0,45 a 1,0.

$$Nu_o = 0,55(Re_o)^{0,48}(Pr_o)^{0,33}(Vi_o)^{0,14}(H/D_t)^{-0,44} \quad (70)$$

Os autores também verificaram nesse estudo o efeito da aeração no sistema e concluíram que em sistemas aerados há uma diminuição no número de Nusselt de aproximadamente 7,8%.

Triveni, Vishwanadham e Venkateshwar (2008) realizaram um estudo no aquecimento e resfriamento de óleo de castor, sabão líquido, soluções de carboximetilcelulose e soluções de carbonato de cálcio. A transmissão de calor foi promovida, em um tanque com diâmetro de 0,29 metros, por uma serpentina helicoidal do tipo simples imersa no tanque, e os impulsores utilizados foram um tipo âncora e um radial turbina. A taxa de cisalhamento média foi baseada no conceito de Calderbank e Moo-Young (1961)

Nesse estudo, os autores incorporaram a Equação 44, o termo relativo à formação de vórtices (número de Froude), a influência da convecção natural (número de Grashof) e, por fim, a influência da aeração na transmissão de calor, conforme apresentado na Equação 71.

$$Nu_o = K''(Re_{CM})^{a''}(Pr_{CM})^{b''}(Vi_{CM})^{c''}(Fr_0)^{d''}(Gr_{CM})^{e''}\left(\frac{v_g}{ND_a}\right)^{f''} \quad (71)$$

A influência da aeração, descrita pelo termo $\frac{v_g}{ND_a}$ é irrelevante no aumento da transmissão de calor tanto pelo impulsor axial como pelo impulsor radial. Entretanto, os efeitos de convecção natural são consideráveis no impulsor tipo âncora devido à sua baixa rotação de operação, favorecendo a formação de correntes de convecção natural no sistema. No entanto em relação ao impulsor tipo turbina, esse efeito é desprezível, devido à grande turbulência alcançada por esse impulsor. O número de Froude apresenta significância apenas em sistemas sem chicanas ou com baixas rotações, como no caso do impulsor tipo âncora.

A Equação 72 apresenta a predição do número de Nusselt com o impulsor tipo turbina, desprezando-se os efeitos da convecção natural e da aeração.

$$Nu_o = 0,514Re_{CM}^{0,598}Pr_{CM}^{0,335}Vi_{CM}^{0,112}Fr_0^{-0,179} \quad (72)$$

Diversos trabalhos apresentam inúmeras formas da Equação de Nusselt para cada tipo de fluido não-Newtoniano em agitação nos tanques, como por exemplo, Pimenta e Campos (2013), que estudaram os efeitos da viscoelasticidade na transmissão de calor de soluções não-

newtonianas em tanques equipados com serpentina helicoidal e escoamento laminar. A viscoelasticidade pode ser representada pelo número de Weissenber (Equação 73) o qual representa o tempo de relaxamento do fluido, após a aplicação de uma taxa de cisalhamento.

Os autores também incorporaram ao modelo de predição do número de Nusselt os efeitos dos fluxos secundários ocorrentes em torno da superfície das serpentinas helicoidais, caracterizados pelo número de Dean (Equação 74). Entretanto, o trabalho de Pimenta e Campos não é abrangente, pois a sua equação de predição (Equação 75) é válida apenas para o aquecimento de carboximetilcelulose e goma xantana, com Prandtl entre 17 e 203, além de possuir um erro de 30% no cálculo do número de Nusselt. A taxa de cisalhamento média foi baseada no conceito de Metzner e Otto (1957).

$$Wi_o = \lambda'' v / D_{ic} \quad (73)$$

$$De_o = Re_{MO} (D_{ic} / D_c)^{1/2} \quad (74)$$

$$Nu_o = 0,486 \left[\left(\frac{3n+1}{4n} \right)^{0,275n} \left(0,717 + 0,993 \frac{D_{ic}}{D_c} \right) (Re_{MO} Pr_{MO})^{0,275} \right] (1 + 0,728 De_o^{0,225}) (Wi_o + 1)^{0,011(n-1)} \quad (75)$$

3.6) Métodos de ampliação de escala

Nos itens anteriores foi apresentada a importância de dois parâmetros relevantes de projeto sobre tanques de agitação, relativos a potência consumida pelo impulsor mecânico e sobre a determinação dos coeficientes de convecção, visando a obter a área de alguma das superfícies de transferência de calor envolvidas. Porém, todas as equações abordadas são baseadas em modelo semi-empíricos que dependem das condições nas quais os experimentos foram realizados, tornando difícil generalizar essas equações para qualquer tamanho de tanque. Basicamente, um engenheiro projetista quer saber apenas uma informação chave: a rotação no tanque industrial para o fenômeno ser o mesmo que o observado no tanque em escala de bancada.

Ao longo dos anos, alguns métodos vêm sendo desenvolvidos para prever essa rotação no tanque industrial, muitos deles levando em conta parâmetros como número de potência, número de bombeamento, número de Reynolds e número de Nusselt, além da reologia. Serão apresentados a seguir os principais métodos para determinação dessa rotação com agitação e mistura de fluidos Newtonianos. Posteriormente, serão abordadas as considerações sobre essa predição de rotação com a agitação, mistura e transferência de calor com fluidos não-Newtonianos.

Hicks, Morton e Fenic (1976) desenvolveram um método para estimativa da rotação em tanques industriais com a agitação promovida por um impulsor axial com 4 pás inclinadas com fluidos Newtonianos em condições que a viscosidade dinâmica não sofra alterações significativas com a temperatura.

Esse método se baseia em um estudo econômico, no qual essa rotação que será prevista em um tanque industrial seja a melhor possível em termos de mistura, mas com o menor consumo de potência em relação ao motor elétrico. Para tal, é necessário definir uma grandeza denominada de escala de agitação, a qual vai de 1 a 10, a qual é função da velocidade média de bombeamento (v_b) do fluido na ponta do impulsor axial.

Esses níveis de agitação foram observados experimentalmente em tanques de escala de bancada. Na Tabela 5 está apresentada a descrição desses níveis de agitação.

Tabela 5 – Escala de agitação promovida por impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°

Escala de agitação	v_b (m/s)	Descrição
1	0,03	Os níveis 1 e 2 de agitação são característicos das aplicações que requerem velocidades mínimas de agitação para atingir o resultado previsto no processo. Agitadores capazes de atingir o nível 2 poderão:
2	0,06	
		<ul style="list-style-type: none"> a) Uniformizar líquidos miscíveis com densidades diferindo em menos de 1 kg/m³; b) Uniformizar líquidos miscíveis cujas viscosidades são menos do que 100 vezes uma da outra; c) Estabelecer controle completo da batelada; d) Produzir uma superfície líquida plana, mas em movimento.
3	0,09	A maioria das bateladas agitadas da indústria de processo químico opera nos níveis 3 a 6. Agitadores operando no nível 6 podem:
4	0,12	
5	0,15	
6	0,18	
		<ul style="list-style-type: none"> a) Uniformizar líquidos miscíveis com diferença de densidade de até 0,6 kg/m³; b) Uniformizar líquidos miscíveis cujas viscosidades estejam na proporção de 1 para 10000; c) Suspender sólidos em suspensões com menos de 2% em peso, com velocidades de decantação entre 0,01 e 0,02 m/s; d) Produzir ondulações superficiais em bateladas de pequena viscosidade.
7	0,21	Níveis de agitação entre 7 e 10 caracterizam as aplicações industriais que requerem altas velocidades para atingir o resultado desejado:
8	0,24	
9	0,27	
10	0,30	
		<ul style="list-style-type: none"> a) Uniformizar líquidos com diferenças de densidade de até 1 kg/m³ b) Uniformizar líquidos miscíveis cujas viscosidades estejam na proporção de 1 para 100000; c) Suspender sólidos em suspensão diluída (<2%) cujas velocidades de decantação estejam entre 0,02 e 0,03 m/s; d) Produzir ondas em líquidos pouco viscosos.

Fonte: (Gomide, 1997)

Como visto na Tabela 5, esse método baseado na rotação econômica, depende da capacidade de bombeamento do impulsor mecânico, definida pela velocidade média de bombeamento, a qual é função de uma grandeza adimensional denominada de número de bombeamento. Esse número adimensional pode ser escrito em função do número de Reynolds, conforme a Equação 76.

$$N_b = \frac{\dot{V}}{D_a^3 N} = f\left(\frac{ND_a^2 \rho}{\mu}\right) \quad (76)$$

Tradicionalmente, a Equação 76 é apresentada na forma gráfica, conforme visto na Figura 20.

Figura 20 - Número de bombeamento em função de Reynolds. Fluidos Newtonianos, impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°

Fonte: Adaptado de Ludwig (1995)

O método descrito por Hicks, Morton e Fenic (1976) é executado da seguinte forma:

- Inicialmente o nível de agitação do tanque industrial deve ser definido através dos valores fornecidos na Tabela 5;

- b) Com a velocidade de bombeamento correspondente ao nível de agitação escolhido, calcula-se a vazão volumétrica efetiva do bombeamento através da equação da continuidade ($\dot{V} = v_b A$). Ressaltando que a área calculada é a da seção transversal do tanque;
- c) Adota-se uma relação do diâmetro do impulsor mecânico pelo diâmetro do tanque (D_a/D_t). Visando os melhores parâmetros na qualidade de mistura, a relação 0,3 deve ser adotada (RUSHTON, COSTICH e EVERETT, 1950);
- d) Calcula-se o diâmetro do impulsor mecânico a partir da relação obtida no item c e com o diâmetro do tanque determinado previamente pelo engenheiro de projeto;
- e) Supondo regime de escoamento turbulento (Reynolds acima de 10000), com a relação (D_a/D_t) de 0,30, entrando na Figura 20, verifica-se que o número de bombeamento é constante em 0,79. Com esse valor e com os valores determinados da vazão volumétrica e diâmetro do impulsor mecânico, aplicando na equação 76, estima-se uma rotação;
- f) Com a rotação determinada no item e, verifica-se se o número de Reynolds atende a condição turbulenta. Caso esse seja o valor correto de Reynolds, a rotação estimada será a adotada para o tanque industrial. Caso contrário, deve-se assumir regime laminar, arbitrar um valor de Reynolds e recalcular o valor do número de bombeamento através da Figura 20. A partir do novo valor do número de bombeamento, obtém-se uma rotação, a qual deve prever o Reynolds escolhido. Essa sequência deve ser executada até a convergência da rotação para predição do número de bombeamento e do número de Reynolds;
- g) Calcula-se o número de potência, a partir da rotação obtida no item f, algebricamente ou pelo gráfico apresentado na Figura 6;
- h) Por fim, estima-se a potência consumida pelo impulsor mecânico através do número de potência obtido no item g.

Como observado no procedimento descrito, esse método é extremamente dispendioso, visto que são necessários cálculos iterativos para estimativa da rotação e também por ser particular a um único tipo de impulsor mecânico, nesse caso o axial com 4 pás inclinadas a 45°.

Um método mais prático para a estimativa da rotação em um tanque industrial é baseado na rotação que maximiza os parâmetros de agitação e mistura, como tempo de mistura e consumo de potência (RUSHTON, COSTICH e EVERETT, 1950). A técnica consiste em realizar experimentos em um tanque em escala de bancada e por parâmetros de similaridade, como mesma velocidade na ponta do impulsor “*tip-speed*”, mesmo consumo de potência ou

mesmo coeficiente de transferência de calor, através de relações semi-empíricas, é possível prever qual deve ser a rotação no tanque industrial para ocorrer o mesmo fenômeno observado no tanque em escala de bancada (PENNY, 1971). Com a junção dos conceitos apresentados nos dois trabalhos supracitados, esse método de ampliação de escala é conhecido como a técnica de Rushton e Penny, válida para fluidos Newtonianos.

Nesse método de ampliação de escala, a similaridade geométrica entre o tanque em escala de bancada e o tanque industrial deve ser mantida. Por exemplo, se o tanque em escala de bancada possuir um impulsor mecânico com 1/3 do diâmetro do tanque e possuir 4 chicanas com 1/10 do diâmetro do tanque, o tanque industrial deverá possuir essas mesmas relações. Dessa forma, uma relação entre o número de potência para os dois tanques pode ser escrita em função do número de Reynolds, conforme observado na Equação 77.

$$\frac{Np_2}{Np_1} = \frac{Re_2}{Re_1} \quad (77)$$

Com fluidos Newtonianos é comum o escoamento em ambos os tanques ser turbulento e, nessa condição, o número de potência independe da variação do número de Reynolds, de modo que a Equação 77 pode ser escrita apenas em função dos números de potência. A Equação 78 apresenta uma relação entre consumo de potências obtida a partir da hipótese supracitada.

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^5 \quad (78)$$

É conveniente expressar o consumo de potência pelo impulsor mecânico em função do volume útil de fluido no tanque, pois dessa forma, o engenheiro de projeto tem uma noção de quanto cada metro cúbico de fluido vai necessitar de potência para alcançar as condições especificadas no projeto. Reescrevendo a Equação 78 em termos da potência por volume, tem-se:

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^5 \quad (79)$$

A Equação 79 é conhecida como equação geral da ampliação de escala em termos de similaridade geométrica entre os tanques. Sua aplicação é restrita a escoamento turbulento e de algum critério de similaridade entre os tanques para a predição da rotação no tanque industrial.

Moraes Júnior e Moraes, 2011, apresentam relações algébricas para agitação com impulsor tipo Rushton ou radial turbina com 6 pás planas considerando diversos parâmetros de similaridade, para a predição do membro esquerdo da Equação 79, a partir de dados experimentais do trabalho realizado por Penny (1971). Na Tabela 6 estão apresentadas as relações algébricas obtidas dos gráficos de Penny necessárias para o uso da Equação 79.

Tabela 6 – Relações algébricas para ampliação de escala com fluidos Newtoniano e impulsor radial turbina com 6 pás planas

Parâmetro de similaridade	Expressão algébrica
Mesmo número de Reynolds, laminar e turbulento	$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{-1,32}$ (80)
Mesmo tip-speed, laminar	$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{-0,67}$ (81)
Mesmo tip-speed, turbulento	$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{-0,34}$ (82)
Sólidos em suspensão, turbulento	$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{-0,19}$ (83)
Mesmo diâmetro de bolha, turbulento	$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = 1$ (84)
Mesmo coeficiente de transferência de calor, laminar	$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = 1$ (85)
Mesmo coeficiente de transferência de calor, turbulento	$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = 1$ (86)
Mesmo tempo de mistura, laminar	$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = 1$ (87)
Mesmo tempo de mistura, turbulento	$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{0,65}$ (88)

Fonte: Moraes Júnior e Moraes (2011)

O método descrito por Rushton e Penny deve ser executado da seguinte forma:

- a) Inicialmente os parâmetros relativos ao tanque industrial como diâmetro do tanque, diâmetro do impulsor mecânico e largura das chicanas, devem ser determinados por similaridade geométrica de acordo com os padrões adotados por Rushton, Costich e Everett (1950), conforme observado na Figura 2;

- b) Estabelecer o regime de escoamento e escolher algum parâmetro de similaridade entre o tanque em escala de bancada e o tanque industrial através da Tabela 6;
- c) Calcular o valor da relação $\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right)$ do parâmetro de similaridade escolhido no item b;
- d) Substituir o valor da relação $\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right)$ determinada no item c na Equação 79 e estimar a rotação do impulsor mecânico no tanque industrial.

Como observado na sequência descrita, o método de ampliação de escala baseada na técnica de Rushton e Penny é muito mais prático e eficiente quando comparado ao método descrito por Hicks, Morton e Fenic (1976), visto que aqui não são necessários cálculos iterativos, além do que a potência é fornecida diretamente sem a necessidade de precisar utilizar gráficos do número de potência.

Entretanto, no caso de escoamento laminar, a Equação 79 não pode ser utilizada, pois o número de potência varia com o número de Reynolds, impedindo de escrever a Equação 77 apenas em função do número de potência. A Equação 89 apresenta a expressão geral para ampliação de escala do método de Rushton e Penny para o caso de escoamento laminar.

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^4 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^7 \quad (89)$$

No caso de fluidos não-Newtonianos é mais complicado obter expressões para ampliação de escala, visto que o número de Reynolds tem a sua viscosidade aparente como função de um modelo reológico adequado, o qual será particular para as diversas classes de fluidos não-Newtonianos, como abordado no item 3.3.

Uma técnica que pode ser usada é obter expressões para ampliação de escala a partir de relações algébricas conhecidas, como por exemplo o número de potência. Considerando o modelo da lei das potências, largamente utilizado devido à sua ampla faixa de aplicação de taxas de cisalhamento e considerando como critério para predição da taxa média de cisalhamento no tanque, o conceito de Metzner e Otto (1957), a expressão para o número de potência pode ser escrita conforme a equação 90.

$$\frac{P}{\rho N^3 D_a^5} = K' \left(\frac{N^{2-n} \cdot D_a^2 \rho}{k \cdot k_s^{n-1}} \right)^{a'} \quad (90)$$

Relacionando dois tanques com escala diferentes, porém com o mesmo parâmetro de similaridade geométrica e aplicando essa condição a Equação 90, tem-se na Equação 91 um possível modelo de ampliação de escala entre esses tanques.

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{[a'(2-n)+3]} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{(2a'+5)} \quad (91)$$

A determinação do parâmetro a' , não necessariamente precisa ser realizada com dois tanques em escala diferentes, pois a premissa da equação 91 é que independentemente do tamanho do tanque, o fenômeno irá ocorrer como no tanque em escala menor.

As Equações 92 e 93 apresentam algumas formas da Equação 91 considerando os seguintes parâmetros de similaridade entre os tanques: 1) mesmo *tip-speed* e 2) mesma potência por unidade de volume.

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{(2+a'n)} \quad (92)$$

$$\left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{[a'(2-n)+3]} = \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{(5-2a')} \quad (93)$$

Em relação à transferência de calor, uma possível técnica para ampliação de escala, consiste na aplicação da Equação de Nusselt (apresentada na Equação 44) e reescrita de forma expandida na Equação 94 entre dois tanques com escala diferentes, mas como mesma similaridade geométrica.

$$\frac{h_o D_t}{k'} = K'' \left(\frac{N^{2-n} \cdot D_a^2 \rho}{k \cdot k_s^{n-1}} \right)^{a''} \left(\frac{c_p}{k'} k \cdot (N k_s)^{n-1} \right)^{b''} \quad (94)$$

Da mesma forma que na ampliação de escala em termos de potência, a Equação 94 foi relacionada entre os dois tanques, obtendo-se uma expressão geral em termos do coeficiente de convecção, conforme apresentado na Equação 95, válida para a taxa de cisalhamento média descrita pelo conceito de Metzner e Otto (1957).

$$\frac{h_{o2}}{h_{o1}} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{[a''(2-n)+b''(n-1)]} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{(2a''-1)} \quad (95)$$

A determinação dos expoentes a'' e b'' é realizada experimentalmente e pode ser feita em um único tanque. Assim como na Equação 91, a premissa é de que o fenômeno vai ocorrer de forma semelhante no tanque industrial como foi no tanque em escala de bancada.

As Equações 96 e 97 apresentam as variações da Equação 95 considerando como parâmetros de similaridade entre os tanques, o mesmo tip-speed e o mesmo coeficiente de convecção, respectivamente.

$$\frac{h_{o2}}{h_{o1}} = \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{[n(a''-b'')+(b''-1)]} \quad (96)$$

$$\left(\frac{N_2}{N_1} \right)^{[a''(2-n)+b''(n-1)]} = \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{(1-2a'')} \quad (97)$$

Deve-se ressaltar que a aplicação das Equações 91 a 97 como possível técnica de ampliação de escala irá funcionar somente se o escoamento observado entre os tanques for o mesmo. No caso de fluidos Newtonianos isso é possível de ocorrer pois a viscosidade varia apenas com a temperatura, ou seja, se essa viscosidade for suficientemente elevada (óleos), o escoamento será laminar tanto no tanque em escala de bancada como no tanque industrial e se for suficientemente baixa (como a água ou hidrocarbonetos), o escoamento será turbulento em ambos os tanques. De tal forma que expressões no formato das Equações 91 a 97 podem ser utilizadas com uma certa razoabilidade.

No caso de fluidos não-Newtonianos, pode ser que ocorra escoamento laminar no tanque em escala de bancada e turbulento no tanque industrial ou vice-versa, o que inutiliza as Equações 91 a 97, com exceção dessas equações preverem o escoamento laminar e turbulento em um único modelo, o que geralmente é difícil de ocorrer.

Dessa forma é recomendável realizar experimentos com pelo menos dois tanques mantendo-se o mesmo parâmetro de similaridade geométrica para prever o consumo de potência por volume de fluido e o coeficiente de convecção em função de parâmetros como rotação, diâmetro do impulsor ou volume útil de fluido. Dessa forma, expressões como as apresentadas na Tabela 6 podem ser obtidas.

Heinlein e Sandall (1972) estudaram dois métodos de ampliação de escala para predição do coeficiente externo de convecção em um tanque agitado com fluidos pseudoplásticos e de Bingham com um impulsor tipo âncora.

O primeiro critério foi a igualdade da taxa de transferência de calor por unidade de área entre os dois tanques, ressaltando que a transmissão de calor foi proveniente por uma jaqueta

de aquecimento. A ampliação de escala foi baseada na Equação 44, desprezando o termo referente à geometria do sistema de agitação, reescrita na Equação 98.

$$Nu_o = K''(Re_o)^{1/2}(Pr_o)^{1/3}(Vi_o)^{0,18} \quad (98)$$

Utilizando o critério de Metzner e Otto (1957) para a taxa de cisalhamento média e isolando o coeficiente externo de convecção na Equação 98, tem-se uma função para esse coeficiente, como apresentado na Equação 99.

$$h_o = A_p N^{0,67-0,17n} \quad (99)$$

A Equação 100 apresenta o valor da constante A_p .

$$A_p = \left(\frac{K''}{D_t/D_a} \right) \rho^{1/2} c_p^{1/3} k'^{2/3} K_s^{0,17(1-n)} k^{0,01} k_w^{-0,18} \quad (100)$$

Os autores consideraram o tanque em ampliação com a mesma geometria do tanque em unidade de bancada, dessa forma, a constante expressa pela Equação 98 realmente é uma constante durante o *scale-up*. Denotando pelo subscrito 1 como o tanque em unidade de bancada e pelo subscrito 2 como o tanque em escala industrial, a partir da Equação 99 e considerando a mesma taxa de transmissão de calor por unidade de área, chega-se à Equação 101.

$$h_{o1} = h_{o2} \quad (101)$$

Como os dois coeficientes de convecção são iguais e com a premissa da Equação 101, conclui-se que as rotações entre os dois tanques devem ser iguais para manter uma igualdade na taxa de transferência de calor por unidade de área.

O segundo critério de ampliação de escala usado pelos autores foi considerar a mesma taxa de transferência de calor por unidade de volume, relacionando os dois coeficientes pela Equação 102.

$$h_{o1} \left[\frac{4(H_1/D_{t1}) + 1}{(H_1/D_{t1})D_{t1}} \right] = h_{o2} \left[\frac{4(H_2/D_{t2}) + 1}{(H_2/D_{t2})D_{t2}} \right] \quad (102)$$

Pelo critério de similaridade entre os volumes serem iguais, a relação (H_1/D_{t1}) deve ser igual a relação (H_2/D_{t2}) . Incorporando a Equação 102 na Equação 99, tem-se a expressão para a ampliação de acordo com o segundo critério abordado (Equação 103).

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_{t1}}{D_{t2}} \right)^{1/(0,67-0,17n)} \quad (103)$$

O estudo não contemplou o impacto da variação da rotação no consumo de potência pelo impulsor mecânico, o que é imprescindível.

Triveni, Vishwanadham e Venkateshwar (2008) apresentaram expressões para a ampliação de escala com fluidos pseudoplásticos baseados em dados experimentais de dois tanques de agitação, um com 0,27 metros e outro com 2,1 metros, utilizando um impulsor radial tipo turbina.

As Equações 104 e 105 apresentam as expressões para *scale-up* considerando a mesma taxa de transferência de calor por unidade de volume e o mesmo coeficiente de convecção, respectivamente.

$$\left(\frac{h_{o1}}{h_{o2}} \right) = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^{(0,476-0,23n)} \left(\frac{D_{a1}}{D_{a2}} \right)^{-0,005} \quad (104)$$

$$\left(\frac{N_1}{N_2} \right)^{(0,476-0,23n)} = \left(\frac{D_{a1}}{D_{a2}} \right)^{0,005} \quad (105)$$

Os autores observaram que no escoamento laminar, não há um aumento significativo da potência consumida pelo impulsor mecânico, entretanto, no escoamento turbulento, o consumo de potência no tanque de maior diâmetro fica exponencialmente maior que no tanque menor.

Considerando como critério de ampliação, o mesmo “*tip speed*” (Equação 106), há um decréscimo de aproximadamente 50% no valor do coeficiente externo de convecção no tanque maior quando comparado com o menor e em compensação o consumo de potência aumenta no mesmo valor percentual.

$$N_1 D_{a1} = N_2 D_{a2} \quad (106)$$

Analisando como critério de *scale-up* a potência por unidade de volume ser a mesma nos dois tanques (Equação 107), a diminuição no coeficiente externo de convecção no tanque maior em relação ao menor é desprezível e há pouco aumento no consumo de potência.

$$N_1^3 D_{a1}^2 = N_2^3 D_{a2}^2 \quad (107)$$

Por fim, o último critério de ampliação de escala utilizado pelos autores foi considerar o mesmo número de Reynolds (Equação 108). Foi observado que o coeficiente externo de

convecção no tanque maior diminui cerca de 65%, pois as rotações ficam muito pequena e como consequência o escoamento laminar. Dessa forma esse critério é o menos recomendado.

$$\left(\frac{N_1}{N_2}\right)^{(2-n)} = \left(\frac{D_{a1}}{D_{a2}}\right)^2 \quad (108)$$

3.7) Considerações finais

Ao decorrer do item 3.5, observou-se que cerca de 90% dos trabalhos apresentados na literatura são referentes a expressões para o número de Nusselt com transmissão de calor por jaquetas, sendo que os 10% restantes são praticamente referentes à serpentina helicoidal e apenas o trabalho de Kai e Shengyao (1989), menciona a expressão de Nusselt para o aquecimento com chicanas tubulares verticais. Em relação à serpentina em espiral, não foram encontrados na literatura trabalhos que determinem os parâmetros da Equação de Nusselt para um sistema de agitação contemplando esse tipo de superfície de troca térmica.

Como abordado no item 3.6, são poucas as informações na literatura acerca do *scale-up* na agitação e transferência de calor de fluidos não-Newtonianos em tanques agitados com jaquetas e serpentinas helicoidais. No caso das serpentinas em espiral e das chicanas tubulares verticais não foi encontrado nenhum trabalho na presente literatura que forneça alguma expressão para estimativa de potência e coeficiente externo de convecção em função dos parâmetros de ampliação aqui apresentados.

4) Material e Método

4.1) Fluidos de processo

4.1.1) Fluidos não-Newtonianos

Os fluidos não-newtonianos empregados no estudo foram soluções aquosas de carboximetilcelulose sódica com concentrações mássicas de 0,5%, 1% e 1,5% e solução aquosa de Carbopol 940 com concentração em massa de 1,5%.

A carboximetilcelulose é um polímero aniônico derivado da celulose, o qual é pouco solúvel em água, e quando dissolvido na mesma tem a característica de formar um gel. Devido a sua estabilidade química, a carboximetilcelulose é empregada como: a) gel acoplante para exames de ultrassom, b) Espessante de massas de bolos, c) Agente de suspensão e d) Aditivo em tintas. O Carbopol 940 é um polímero largamente utilizado na indústria cosmética e farmacêutica, como por exemplo na produção de gel para cabelo. Também pode ser utilizado como agente espessador em soluções, incrementando um aumento significativo na viscosidade do fluido.

Tanto a carboximetilcelulose e como o Carbopol 940, devido à estabilidade das suas propriedades físicas e químicas e também pelo acessível valor econômico, podem ser utilizados na forma de solução em água em diversos tipos de experimentos com operações unitárias, como no presente estudo, envolvendo agitação, mistura e transferência de calor em tanques com impulsores mecânicos. As soluções dos polímeros supracitados foram utilizadas como fluido frio, ou seja, nesse caso foram os fluidos colocados no interior do tanque para trocar calor com o fluido quente através da chicana tubular vertical e da serpentina espiral. Desse modo foi necessário obter os parâmetros reológicos das soluções empregadas para poder se iniciar os cálculos que permitiram o alcance dos objetivos propostos.

Os ensaios reológicos conduzidos com soluções não-Newtonianas foram realizados em um reômetro rotacional de cilindros concêntricos, tipo Searle, da marca Brookfield modelo DV-III com controle de taxas de cisalhamento (Figura 21).

O reograma das soluções de carboximetilcelulose e da solução de carbopol, a 30°C, determinadas a partir dos dados obtidos no reômetro é apresentado na Figura 22.

As soluções não-newtonianas (carboximetilcelulose e carbopol) tiveram a sua reologia medida em uma faixa de temperatura entre 30°C e 45°C e ajustada pelo modelo da lei das potências (Equação 5), conforme observado na Figura 22. Devido ao intenso cisalhamento

provocado pelo impulsor mecânico em cada solução agitada, retirou-se amostras no início e no final do ensaio, visando verificar se a reologia das soluções mudava conforme o tempo de cisalhamento. Ressaltando que cada solução não-newtoniana, foi submetida a mais de 10 horas de agitação, quando somando os tempos de cada ensaio. Constatou-se que a variação dos índices reológicos do modelo da lei da potência possuiu uma variação inferior a 5% em relação ao tempo de cisalhamento, de tal forma que a curva de histerese desses fluidos é desprezível.

Os fluidos não-Newtonianos foram empregados nos experimentos referentes a transferência de calor, consumo de potência e scale-up.

Figura 21 - Reômetro Brookfield modelo DV-III

Figura 22 - Reogramas das soluções não-newtonianas a 30°C

Na Tabela 7 são apresentados os índices reológicos da lei da potência para as soluções de carboximetilcelulose e carbopol nas temperaturas de 30°C, 37°C e 45°C. As propriedades físicas (massa específica, calor específico e condutividade térmica) das soluções aquosas de carboximetilcelulose e carbopol estão fornecidas na Tabela 8.

Tabela 7 – Índices da lei das potências para as soluções não-newtonianas

	CMC 0,5%		CMC 1,0%		CMC 1,5%		Carbopol 1,5%	
$T (^{\circ}\text{C})$	$K (\text{Pa.s}^n)$	n	$K (\text{Pa.s}^n)$	n	$K (\text{Pa.s}^n)$	n	$K (\text{Pa.s}^n)$	n
30	0,27	0,74	1,46	0,66	4,52	0,65	1,53	0,44
37	0,21	0,73	1,15	0,66	3,29	0,65	1,43	0,48
45	0,16	0,77	0,95	0,69	2,92	0,65	1,29	0,47

Tabela 8– Propriedades físicas das soluções não-newtonianas

Fluido	$\rho (\text{kg/m}^3)$	$c_p (\text{J/kg}^{\circ}\text{C})$	$k' (\text{W/m}^{\circ}\text{C})$	Range para T ($^{\circ}\text{C}$)
CMC 0,5%	1000	4212	0,602	25 – 60
CMC 1,0%	1010	4580	0,624	25 – 60
CMC 1,5%	1020	4650	0,641	25 – 60
Carbopol 1,5%	1000	4586	0,640	25 – 60

Fonte: Grulke, Immergut, e Brandrup, 1999

4.1.2) Fluidos Newtonianos

Os fluidos Newtonianos podem ter o seu ajuste reológico feito pelo modelo da Lei das potências, que no caso, seria a própria Lei de Newton da viscosidade. Desse modo, visando a alcançar grandes números de Reynolds (acima de 10000), utilizou-se como fluido frio, além das soluções não-Newtonianas, solução aquosa de sacarose a 50% em massa e água destilada.

Ressaltando, que os fluidos Newtonianos supracitados foram utilizados apenas nos ensaios referentes a transferência de calor. No caso dos ensaios relativos ao consumo de potência e ao scale-up, eles não foram utilizados devido a literatura fornecer inúmeros métodos de cálculo dos parâmetros citados sobre fluidos Newtonianos.

Como fluido quente, o qual percorreu o interior da chicana tubular vertical e da serpentina espiral, foi utilizado água destilada.

Na Tabela 9 estão expressas as propriedades físicas, em forma de polinômios dependentes da temperatura, para a água. Analogamente, tem-se na Tabela 10, as propriedades físicas para a solução de sacarose a 50% em massa.

Tabela 9– Propriedades físicas da água

Propriedade física	Polinômio	Range para T (°C)
μ (Pa.s)	$\mu(T_m) = 1,5 \cdot 10^{-3} e^{-0,02T_m}$	10 - 90
c_p (J/kg°C)	$c_p(T_m) = 1 \cdot 10^{-5} T_m^2 - 7 \cdot 10^{-4} T_m + 4190$	10 - 90
ρ (kg/m ³)	$\rho(T_m) = -3,2 \cdot 10^{-3} T_m^2 - 1,8 \cdot 10^{-1} T_m + 1000,2$	10 - 90
k' (W/m°C)	$k'(T_m) = -6 \cdot 10^{-5} T_m^2 + 6,6 \cdot 10^{-3} T_m + 0,51$	10 - 90

Fonte: Rosa et. al (2017)

Tabela 10 – Propriedades físicas da solução aquosa de sacarose 50%

Propriedade física	Polinômio	Range para T (°C)
μ (Pa.s)	$\mu(T_m) = 6,69 \cdot 10^{-2} e^{-0,0038T_m}$	10 - 90
c_p (J/kg°C)	$c_p(T_m) = 3,76T_m + 2702,3$	25 - 60
ρ (kg/m ³)	$\rho(T_m) = -2,3 \cdot 10^{-3} T_m^2 - 3,7 \cdot 10^{-1} T_m + 1246,9$	25 - 60
k' (W/m°C)	0,449	25 - 55

Fonte: Rosa et. al. (2017)

4.2) Procedimento experimental

Apresenta-se na Figura 23 a unidade experimental no laboratório de operações Unitárias da Universidade Santa Cecília – Localizada em Santos/SP, e na Figura 24, o fluxograma da unidade experimental.

Figura 22 - Unidade experimental

O fluxograma apresentado na Figura 24 representa a unidade experimental com o uso do tanque com volume útil de 10 litros e com o tanque com volume útil de 50 litros, bem como o uso da chicana tubular vertical e da serpentina em espiral, em ambos os tanques.

No tanque com volume de 10 litros foram colocados apenas dois termopares (pontos 7 e 11) da Figura 24 visando não ocasionar uma perturbação significativa do escoamento durante a agitação, enquanto que no tanque de 50 litros, foram dispostos 3 termopares como ilustrado na Figura 24.

Figura 23 - Fluxograma da unidade experimental - (1) Banho termostático; (2) Bomba para o transporte do fluido quente; (3) Válvulas de esfera; (4) Rotâmetro; (5) Termopar para medida da temperatura de entrada do fluido quente; (6) Superfície de transferência de calor (chicana tubular vertical ou serpentina em espiral); (7), (10) e (11) Termopares para medida de temperatura do fluido frio em agitação; (8) Tanque de agitação (tanque com 10 litros ou 50 litros); (9) Isolamento térmico; (12) Impulsor mecânico; (13) Motor elétrico; (14) Termopar para medida da temperatura de saída do fluido quente; (15) Refervedor elétrico.

Inicialmente, o fluido quente (água) foi colocado no banho termostático e o seu *set-point* foi ajustado em 65°C. Posteriormente, o fluido quente foi colocado em reciclo até o mesmo ficar na temperatura desejada. De forma simultânea, o fluido frio foi alimentado ao tanque e a rotação ajustada, de acordo com o planejamento experimental, através de um inversor de frequência instalado no motor elétrico em balanço com potência de 2240 W.

Após o fluido quente atingir a temperatura desejada, o mesmo com vazão constante foi desviado para a superfície de transmissão de calor (chicana tubular vertical ou serpentina em espiral) e nesse momento se iniciava o experimento no tanque, operando em batelada.

O ensaio foi conduzido com rotação constante, medindo-se as temperaturas em todos os termopares de 1 em 1 minuto. O experimento foi encerrado quando a temperatura final do fluido frio no tanque atingiu uma temperatura de 15°C acima a sua inicial, ou seja, iniciando o experimento com 30°C, o ensaio terminava com 45°C.

4.3) Detalhamento da unidade experimental

Na Figura 24a apresenta-se em detalhes o tanque com volume útil de 10 litros e na Figura 24b, o tanque com volume útil de 50 litros, ambos confeccionados em acrílico transparente. Cada um dos tanques foi revestido por um isolante térmico de Nylon.

Figura 24 - (a) Tanque de 10 litros; (b) Tanque de 50 litros

(a)

(b)

Na Figura 25 está apresentada a chicana tubular vertical de cobre que foi utilizada no tanque com volume de 50 litros. Cada chicana tubular vertical utilizada possuía 4 bancos de tubos, organizados de forma diametralmente oposta entre si, contendo 3 tubos conectados cada um.

De forma análoga, na Figura 26 está disposta a serpentina em espiral de cobre para o tanque com volume de 50 litros.

Figura 25 - Chicana tubular vertical de cobre – tanque com volume de 50 litros

Figura 26 - Serpentina em espiral de cobre – tanque com volume de 50 litros

Na Figura 27 estão dispostos os impulsores axiais com 4 pá inclinadas a 45° para os tanques de 50 litros e 10 litros, respectivamente e analogamente, na Figura 28, os impulsores do tipo radial turbina para ambos os tanques.

A Figura 29 apresenta o motor elétrico com potência de 0,5 hp (usado no tanque com volume de 10 litros) e na Figura 30, o motor elétrico com potência de 2,0 hp (usado no tanque com volume de 50 litros), ambos em balanço sobre rolamentos juntamente com um braço de metal acoplado ao centro de gravidade do motor.

Figura 27 - Impulsor mecânico do tipo axial com 4 pás inclinadas a 45° - tanque de 50 litros e 10 litros, respectivamente

Figura 28 - Impulsor mecânico do tipo radial com 6 pás planas - tanque de 50 litros e 10 litros, respectivamente

Figura 29 - Motor elétrico em balanço – tanque com volume de 10 litros

Figura 30 - Motor elétrico em balanço – tanque com volume de 50 litros

Na Figura 31 está disposto o banho termostático com controle Proporcional Integral e Derivativo (PID) para ajuste fino da temperatura do fluido quente e na Figura 32, um refulvedor elétrico com potência de 5000 W para manter a temperatura do fluido quente.

Figura 31 - Banho termostático

Figura 32 - Refervedor elétrico

Os termopares (Figura 33) utilizados foram do tipo J ferro constantan com predição de temperaturas na faixa de 0°C a 760°C , com um erro de 0,5% de precisão da leitura.

Figura 33 – Termopar

Na Figura 34 está apresentado um esquema do tanque (10 litros ou 50 litros) utilizado como superfície de transferência de calor, as chicanas tubulares verticais, com as respectivas dimensões geométricas: diâmetro interno do tanque, diâmetro do impulsor, largura da pá do impulsor, largura das chicanas, altura do nível do líquido, diâmetro interno e externo do tubo da chicana tubular vertical.

Analogamente, a Figura 35 apresenta o mesmo esquema do tanque que na Figura 35, entretanto, com a serpentina em espiral. Ressaltando, que nos ensaios conduzidos com a serpentina em espiral, foram colocadas no tanque 4 chicanas verticais de ferro para bloquear qualquer formação de vórtices.

Figura 34 - Esquema da unidade experimental contendo a chicana tubular vertical

Fonte: Rosa et. al. (2014)

Figura 35 - Esquema da unidade experimental contendo a serpentina em espiral

Fonte: Rosa et. al. (2017)

Tabela 11 – Parâmetros dimensionais do tanque – chicana tubular vertical

Parâmetros	Tanque 10 L Dimensão (mm)	Tanque 50 L Dimensão (mm)	Relações dimensionais
D_t	197,00	400,00	$D_v/D_t = 1,0$
H	197,00	400,00	$D_v/H = 1,0$
D_a	65,8	130,00	$D_a = D_t/3$
J	19,7	40,00	$J = D_t/10$
W	13,1	26,00	$W = D_a/5$
E	65,8	130,00	$E = D_a$
D_i	5,35	11,25	-----
D_e	6,35	12,60	-----
L'	2820	5500	-----

Tabela 12 – Parâmetros dimensionais do tanque – serpentina espiral

Parâmetros	Tanque 10 L Dimensão (mm)	Tanque 50 L Dimensão (mm)	Relações dimensionais
D_t	197,00	400,00	$D_t/D_t = 1,0$
H	197,00	400,00	$D_t/H = 1,0$
D_a	65,8	130,00	$D_a = D_t/3$
J	19,7	40,00	$J = D_t/10$
W	13,1	26,00	$W = D_a/5$
E	65,8	130,00	$E = D_a$
D_{c1}	5,35	11,25	-----
D_{c2}	6,35	12,60	-----
E_b	2,00	4,00	-----
L	2820	5500	-----
R	46,6	93,0	-----

Pode-se observar na Tabela 11 os valores dos parâmetros dimensionais para os tanques com volume de 10 litros e 50 litros, utilizando a chicana tubular vertical e, analogamente, na Tabela 12, os parâmetros dimensionais com o uso da serpentina em espiral.

4.4) Método

4.4.1) Ensaios referentes a transferência de calor, consumo de potência e scale-up

Inicialmente, avaliou-se o tanque com volume de 10 litros, no qual cada fluido mencionado no item 4.1 foi submetido à agitação e transferência de calor. Cada fluido foi submetido a rotações entre 200 rpm e 1100 rpm, sendo que foram aquecidos com uma variação entre a temperatura inicial e final de 15°C e 20°C, em função de cada impulsor (axial e radial) e de cada superfície de transferência de calor (chicana tubular vertical e serpentina em espiral).

Foram realizados 61 experimentos com a chicana tubular vertical e 63 experimentos com a serpentina espiral, totalizando 124 experimentos no tanque com volume de 10 litros.

No tanque com volume de 50 litros, o intervalo de rotações em que cada fluido foi submetido foi na faixa de 100 rpm a 1000 rpm, possuindo a mesma variação entre a temperatura inicial e final que no tanque com volume de 10 litros. Executaram-se 60 ensaios com as chicanas tubulares verticais e 60 ensaios com a serpentina espiral, totalizando 120 experimentos no tanque com volume de 50 litros. Como respostas, mediu-se as temperaturas do fluido frio em três posições distintas no interior do tanque a cada 1 minuto (ver Figura 23 – p.64) entre o início e fim de cada experimento.

O fluido quente (referente ao escoamento interno na chicana tubular vertical e na serpentina espiral) foi mantido com temperatura de entrada constante em 65°C, com vazão fixa em 1 litro por minuto (no caso dos experimentos no tanque com volume de 10 litros) e 1,5 litros por minuto (nos experimentos no tanque com volume de 50 litros), medindo-se a temperatura de entrada (visando verificar se a alguma flutuação) e a saída, após trocar calor com o fluido em agitação. Ressaltando que essas leituras foram feitas em função do tempo a cada 1 minuto, como realizado no fluido frio (fluido em agitação).

Logo, foram realizados no presente estudo, 244 experimentos envolvendo a transferência de calor nos dois tanques agitados. O fluido quente utilizado em todos os ensaios, água destilada, foi colocado no interior da superfície de transmissão de calor e escoou em circuito fechado entre o trocador de calor e o banho termostático. Todos os experimentos foram realizados em batelada, desta forma, foram medidas as temperaturas nos cinco termopares da unidade experimental (Figura 24 – ambos os tanques) em um intervalo de tempo de 1 minuto, até se obter a variação entre a temperatura inicial do ensaio pela final.

Em cada ensaio foi medida a potência consumida pelo impulsor mecânico baseado no cálculo do torque medido através da força mensurada (através de um dinamômetro) no motor elétrico em balanço, conforme apresentado na Equação 109.

$$P = 2\pi N B_f F \quad (109)$$

No caso do tanque com volume útil de 10 litros, foram utilizados três braços (B_f) (medida do centro do eixo no motor até o ponto de medida da força pelo dinamômetro) de 122 mm, 241 mm e 404 mm. Em relação ao tanque com volume útil de 50 litros, os braços foram de 200 mm, 400mm e 600mm.

Optou-se por medir a força em três braços em cada experimento afim de se calcular a média aritmética entre essas forças para se obter um valor médio e, posteriormente, o cálculo da potência consumida. Desse modo também era possível observar possíveis flutuações na leitura do dinamômetro.

Todas as medições das forças foram realizadas na temperatura inicial de cada ensaio visando a obter o consumo de energia pelo impulsor mecânico na pior condição de trabalho, ou seja, na temperatura em que o fluido possui uma maior resistência ao movimento do impulsor.

Ressaltando, que os ensaios relativos ao consumo de potência, conforme apresentado no item 4.4.1, não foram calculadas as potências nos ensaios com os fluidos Newtonianos (água e solução de sacarose 50%) pois a literatura possui inúmeras equações de predição para estimativa de potência com esses tipos de fluido.

Em relação scale-up, em termos de transferência de calor e consumo de potência, com os dados obtidos nos ensaios apresentados nas Tabelas 13 e 14, obteve-se expressões empíricas para o scale-up entre os dois tanques, em função do tipo de impulsor e de superfície de troca térmica, considerando a mesma similaridade geométrica entre os tanques.

Com essas expressões, aplicou-se os conceitos de similaridade de mesmo “*tip-speed*”, mesmo consumo de potência e mesmo coeficiente de convecção, obtendo equações específicas que levam em conta os parâmetros supracitados.

Na Figura 36 está ilustrado um fluxograma do método de execução dos ensaios.

Figura 36 – Fluxograma do método de execução dos ensaios

Na Tabela 13 está apresentado com detalhes os ensaios realizados no tanque com volume útil de 10 litros e, analogamente, na Tabela 14 os experimentos com o tanque com volume útil de 50 litros. No total dos 244 experimentos utilizados foram realizadas mais de 54000 leituras de temperatura e tempo.

Tabela 13– Planejamento experimental - tanque com volume útil de 10 litros

Ensaio	N (rpm)	Superfície	Impulsor	Fluido	Concentração (%)
1	201	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
2	300	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
3	500	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
4	602	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
5	900	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
6	1003	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
7	225	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
8	451	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
9	475	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
10	600	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
11	702	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
12	953	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
13	200	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
14	300	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
15	500	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
16	602	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
17	900	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
18	1003	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
19	200	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
20	300	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
21	500	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
22	602	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
23	900	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
24	1004	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
25	602	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1,5
26	1003	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1,5
27	300	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1,5
28	700	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1,5
29	1100	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1,5
30	250	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
31	502	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
32	550	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
33	850	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
34	903	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
35	1104	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
36	400	Chicana tubular vertical	Axial	Carbopol	1,5
37	700	Chicana tubular vertical	Axial	Carbopol	1,5

Continua

Tabela 13 – Planejamento experimental - tanque com volume útil de 10 litros (continuação)

Ensaio	N (rpm)	Superfície	Impulsor	Fluido	Concentração (%)
38	803	Chicana tubular vertical	Axial	Carbopol	1,5
39	1000	Chicana tubular vertical	Axial	Carbopol	1,5
40	1205	Chicana tubular vertical	Axial	Carbopol	1,5
41	250	Chicana tubular vertical	Radial	Carbopol	1,5
42	500	Chicana tubular vertical	Radial	Carbopol	1,5
43	502	Chicana tubular vertical	Radial	Carbopol	1,5
44	700	Chicana tubular vertical	Radial	Carbopol	1,5
45	803	Chicana tubular vertical	Radial	Carbopol	1,5
46	300	Chicana tubular vertical	Axial	Sacarose	50
47	500	Chicana tubular vertical	Axial	Sacarose	50
48	700	Chicana tubular vertical	Axial	Sacarose	50
49	1000	Chicana tubular vertical	Axial	Sacarose	50
50	300	Chicana tubular vertical	Radial	Sacarose	50
51	500	Chicana tubular vertical	Radial	Sacarose	50
52	700	Chicana tubular vertical	Radial	Sacarose	50
53	1000	Chicana tubular vertical	Radial	Sacarose	50
54	300	Chicana tubular vertical	Axial	Água	-----
55	500	Chicana tubular vertical	Axial	Água	-----
56	700	Chicana tubular vertical	Axial	Água	-----
57	1000	Chicana tubular vertical	Axial	Água	-----
58	300	Chicana tubular vertical	Radial	Água	-----
59	500	Chicana tubular vertical	Radial	Água	-----
60	700	Chicana tubular vertical	Radial	Água	-----
61	1000	Chicana tubular vertical	Radial	Água	-----
62	201	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
63	300	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
64	500	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
65	602	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
66	900	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
67	1003	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
68	225	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
69	452	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
70	475	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
71	600	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
72	707	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
73	954	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
74	201	Serpentina espiral	Axial	CMC	1
75	300	Serpentina espiral	Axial	CMC	1
76	500	Serpentina espiral	Axial	CMC	1
77	602	Serpentina espiral	Axial	CMC	1
78	900	Serpentina espiral	Axial	CMC	1

Continua

Tabela 13 – Planejamento experimental - tanque com volume útil de 10 litros (continuação)

Ensaio	N (rpm)	Superfície	Impulsor	Fluido	Concentração (%)
79	1004	Serpentina espiral	Axial	CMC	1
80	200	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
81	300	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
82	500	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
83	602	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
84	900	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
85	1004	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
86	300	Serpentina espiral	Axial	CMC	1,5
87	602	Serpentina espiral	Axial	CMC	1,5
88	700	Serpentina espiral	Axial	CMC	1,5
89	1004	Serpentina espiral	Axial	CMC	1,5
90	1100	Serpentina espiral	Axial	CMC	1,5
91	250	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
92	502	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
93	550	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
94	803	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
95	850	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
96	1104	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
97	400	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
98	700	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
99	803	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
100	1000	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
101	1204	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
102	1405	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
103	250	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
104	500	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
105	501	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
106	700	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
107	803	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
108	1204	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
109	300	Serpentina espiral	Axial	Sacarose	50
110	500	Serpentina espiral	Axial	Sacarose	50
111	700	Serpentina espiral	Axial	Sacarose	50
112	1000	Serpentina espiral	Axial	Sacarose	50
113	300	Serpentina espiral	Radial	Sacarose	50
114	500	Serpentina espiral	Radial	Sacarose	50
115	700	Serpentina espiral	Radial	Sacarose	50
116	1000	Serpentina espiral	Radial	Sacarose	50
117	300	Serpentina espiral	Axial	Água	-----
118	500	Serpentina espiral	Axial	Água	-----
119	700	Serpentina espiral	Axial	Água	-----

Continua

Tabela 13 – Planejamento experimental - tanque com volume útil de 10 litros (continuação)

Ensaio	N (rpm)	Superfície	Impulsor	Fluido	Concentração (%)
120	1000	Serpentina espiral	Axial	Água	-----
121	300	Serpentina espiral	Radial	Água	-----
122	500	Serpentina espiral	Radial	Água	-----
123	700	Serpentina espiral	Radial	Água	-----
124	1000	Serpentina espiral	Radial	Água	-----

Tabela 14– Planejamento experimental - tanque com volume útil de 50 litros

Ensaio	N (rpm)	Superfície	Impulsor	Fluido	Concentração (%)
125	100	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
126	300	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
127	500	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
128	700	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
129	900	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	0,5
130	100	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
131	225	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
132	350	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
133	475	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
134	600	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	0,5
135	100	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
136	300	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
137	500	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
138	700	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
139	900	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1
140	100	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
141	300	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
142	500	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
143	700	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
144	900	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1
145	300	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1,5
146	500	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1,5
147	700	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1,5
148	900	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1,5
149	1100	Chicana tubular vertical	Axial	CMC	1,5
150	850	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
151	250	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
152	450	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
153	550	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
154	700	Chicana tubular vertical	Radial	CMC	1,5
155	400	Chicana tubular vertical	Axial	Carbopol	1,5
156	600	Chicana tubular vertical	Axial	Carbopol	1,5

Continua

Tabela 14 – Planejamento experimental - tanque com volume útil de 50 litros (continuação)

Ensaio	N (rpm)	Superfície	Impulsor	Fluido	Concentração (%)
157	700	Chicana tubular vertical	Axial	Carbopol	1,5
158	800	Chicana tubular vertical	Axial	Carbopol	1,5
159	1000	Chicana tubular vertical	Axial	Carbopol	1,5
160	250	Chicana tubular vertical	Radial	Carbopol	1,5
161	400	Chicana tubular vertical	Radial	Carbopol	1,5
162	500	Chicana tubular vertical	Radial	Carbopol	1,5
163	550	Chicana tubular vertical	Radial	Carbopol	1,5
164	700	Chicana tubular vertical	Radial	Carbopol	1,5
165	100	Chicana tubular vertical	Axial	Sacarose	50
166	300	Chicana tubular vertical	Axial	Sacarose	50
167	500	Chicana tubular vertical	Axial	Sacarose	50
168	700	Chicana tubular vertical	Axial	Sacarose	50
169	1000	Chicana tubular vertical	Axial	Sacarose	50
170	100	Chicana tubular vertical	Radial	Sacarose	50
171	300	Chicana tubular vertical	Radial	Sacarose	50
172	500	Chicana tubular vertical	Radial	Sacarose	50
173	700	Chicana tubular vertical	Radial	Sacarose	50
174	1000	Chicana tubular vertical	Radial	Sacarose	50
175	100	Chicana tubular vertical	Axial	Água	-----
176	300	Chicana tubular vertical	Axial	Água	-----
177	500	Chicana tubular vertical	Axial	Água	-----
178	700	Chicana tubular vertical	Axial	Água	-----
179	1000	Chicana tubular vertical	Axial	Água	-----
180	100	Chicana tubular vertical	Radial	Água	-----
181	300	Chicana tubular vertical	Radial	Água	-----
182	500	Chicana tubular vertical	Radial	Água	-----
183	700	Chicana tubular vertical	Radial	Água	-----
184	1000	Chicana tubular vertical	Radial	Água	-----
185	100	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
186	300	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
187	500	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
188	700	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
189	900	Serpentina espiral	Axial	CMC	0,5
190	100	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
191	225	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
192	350	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
193	475	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
194	600	Serpentina espiral	Radial	CMC	0,5
195	100	Serpentina espiral	Axial	CMC	1
196	300	Serpentina espiral	Axial	CMC	1
197	500	Serpentina espiral	Axial	CMC	1

Continua

Tabela 14 – Planejamento experimental - tanque com volume útil de 50 litros (continuação)

Ensaio	N (rpm)	Superfície	Impulsor	Fluido	Concentração (%)
198	700	Serpentina espiral	Axial	CMC	1
199	900	Serpentina espiral	Axial	CMC	1
200	100	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
201	300	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
202	500	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
203	700	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
204	900	Serpentina espiral	Radial	CMC	1
205	300	Serpentina espiral	Axial	CMC	1,5
206	500	Serpentina espiral	Axial	CMC	1,5
207	700	Serpentina espiral	Axial	CMC	1,5
208	900	Serpentina espiral	Axial	CMC	1,5
209	1100	Serpentina espiral	Axial	CMC	1,5
210	850	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
211	250	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
212	400	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
213	550	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
214	700	Serpentina espiral	Radial	CMC	1,5
215	400	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
216	600	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
217	700	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
218	800	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
219	1000	Serpentina espiral	Axial	Carbopol	1,5
220	250	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
221	400	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
222	500	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
223	550	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
224	600	Serpentina espiral	Radial	Carbopol	1,5
225	100	Serpentina espiral	Axial	Sacarose	50
226	300	Serpentina espiral	Axial	Sacarose	50
227	500	Serpentina espiral	Axial	Sacarose	50
228	700	Serpentina espiral	Axial	Sacarose	50
229	1000	Serpentina espiral	Axial	Sacarose	50
230	100	Serpentina espiral	Radial	Sacarose	50
231	300	Serpentina espiral	Radial	Sacarose	50
232	500	Serpentina espiral	Radial	Sacarose	50
233	700	Serpentina espiral	Radial	Sacarose	50
234	1000	Serpentina espiral	Radial	Sacarose	50
235	100	Serpentina espiral	Axial	Água	-----
236	300	Serpentina espiral	Axial	Água	-----
237	500	Serpentina espiral	Axial	Água	-----
238	700	Serpentina espiral	Axial	Água	-----

Continua

Tabela 14 – Planejamento experimental - tanque com volume útil de 50 litros (continuação)

Ensaio	N (rpm)	Superfície	Impulsor	Fluido	Concentração (%)
239	1000	Serpentina espiral	Axial	Água	-----
240	100	Serpentina espiral	Radial	Água	-----
241	300	Serpentina espiral	Radial	Água	-----
242	500	Serpentina espiral	Radial	Água	-----
243	700	Serpentina espiral	Radial	Água	-----
244	1000	Serpentina espiral	Radial	Água	-----

4.4.2) Análise dos resultados

Os dados obtidos a partir da descrição no item 4.4.1 foram tratados em 4 etapas distintas:

a) Análise da transferência de calor; b) Potência consumida, c) Ampliação de escala e d) Exemplo de cálculo para projeto de um tanque com mistura e transferência de calor.

A etapa (a) consistiu em 4 itens distintos: a1) Determinação do coeficiente global de transmissão de calor U pelo método transiente; a2) Cálculo dos coeficientes de convecção e dos números de Nusselt, Prandtl e Reynolds; a3) Análise da regressão para obtenção dos parâmetros da Equação de Nusselt (Equação 44); a4) Comparação da eficiência de aquecimento na agitação entre os impulsores mecânicos utilizados e com outras superfícies de transferência de calor.

A etapa (b) foi realizada em três etapas: b1) Determinação do número de potência em função do número de Reynolds para cada impulsor mecânico, b2) Obtenção de expressões algébricas baseadas na Equação 11 para estimativa do número de potência a partir do número de Reynolds e b3) Comparação da potência consumida entre os dois impulsores mecânicos, contemplando a eficiência da transferência de calor abordada no item a4 da primeira etapa.

A etapa (c) foi conduzida apenas em uma etapa, sendo que não foi escolhido um método particular de ampliação de escala devido ao difícil controle das variáveis, em vez disso, optou-se por obter expressões gerais para ampliação de escala e, a partir, dessas equações aplicar os conceitos de mesmo “*tip-speed*”, mesmo consumo de potência e mesmo coeficiente de convecção, obtendo assim as equações específicas.

A etapa (d) consistiu de um exemplo teórico com um roteiro de projeto baseado nas equações obtidas nas etapas a, b e c.

Na Figura 37 está apresentado um fluxograma ilustrando o método de análise de resultados.

Figura 37 – Fluxograma com o método de análise dos resultados

5) Resultados e Discussão

5.1) Análise da transferência de calor

5.1.1) Determinação do coeficiente global de transferência de calor U

A determinação do coeficiente U foi realizada através da aplicação de um balanço de energia transiente descrito pela primeira lei da termodinâmica (Equação 110) no tanque da unidade experimental (Figura 22).

$$Q_{vc} - W_{vc} + w_e(h_e + v_e^2/2 + gz_e) - w_s(h_s + v_s^2/2 + gz_s) = dE_{vc}/d\theta \quad (110)$$

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

Aplicando as hipóteses citadas no balanço de energia, a Equação 110 pode ser reescrita como se apresenta na Equação 111.

$$w_e h_e - w_s h_s - W_{vc} = dE_{vc}/d\theta \quad (111)$$

Por se tratar de uma batelada, apenas o fluido quente cruza as fronteiras do volume de controle e sem mudar de fase, as entalpias podem ser escritas como função do calor específico a pressão constante. Como há apenas uma entrada e saída do fluido quente (em relação a superfície de troca térmica), a vazão em massa pode ser colocada em evidência, conforme a Equação 112.

$$w_h c_{ph}(T_1 - T) - W_{vc} = dE_{vc}/d\theta \quad (112)$$

A derivada na Equação 112 pode representar a variação total da energia em função do tempo no volume de controle, sendo escrita em função da variação da energia interna, da energia cinética e da energia potencial, conforme a Equação 113.

$$\frac{dE_{vc}}{d\theta} = \frac{dU'}{d\theta} + \frac{dE_c}{d\theta} + \frac{dE_p}{d\theta} \quad (113)$$

As derivadas temporais da energia cinética e potencial são desprezíveis conforme a hipótese 2 abordada na descrição do balanço de energia. Dessa forma, a Equação 113 é escrita como função apenas da energia interna específica.

$$\frac{dE_{vc}}{d\theta} = \frac{d(Mu')}{d\theta} \quad (114)$$

Aplicando a regra da cadeia no termo direito da Equação 114, a derivada da variação da massa com o tempo é zero, pois os experimentos foram conduzidos em batelada. Os fluidos estudados são incompressíveis e, por consequência, o calor específico a volume constante é o mesmo que o calor específico a pressão constante, portanto a derivada da energia interna é igual a derivada da entalpia, conforme a Equação 115.

$$\frac{dE_{vc}}{d\theta} = \frac{Mdu'}{d\theta} = \frac{Mdh}{d\theta} \quad (115)$$

O fluido em agitação não possui mudança de fase na faixa estudada de temperatura, dessa forma a variação de entalpia na Equação 115 pode ser escrita em função do calor específico, e incorporando a Equação 115 na Equação 112, tem-se:

$$w_h c_{ph} (T_1 - T) - W_{vc} = M c_{pc} \frac{dt_b}{d\theta} \quad (116)$$

O termo referente a fonte quente ($w_h c_{ph} (T_1 - T)$) da Equação 116 pode ser escrito em função do coeficiente global de transferência de calor, da área de troca térmica e da média logarítmica das diferenças de temperatura (Equação 117).

$$w_h c_{ph} (T_1 - T) = UALMTD \quad (117)$$

Com a hipótese 3 (tanque perfeitamente agitado), a única temperatura que varia no interior do tanque em função do tempo é a chamada temperatura *bulk*. Essa condição é apropriada quando a agitação é suficiente para promover uma homogeneidade de temperaturas em todo o volume de fluido. Dessa forma, a média logarítmica das diferenças de temperatura deve ser escrita em função dessa temperatura *bulk*, como apresentado na Equação 118.

$$LMTD = (T_1 - T) / [\ln(T_1 - t_b / T - t_b)] \quad (118)$$

Substituindo a Equação 118 na Equação 117 e, por sua vez na Equação 116, tem-se:

$$UA\{(T_1 - T)/[\ln(T_1 - t_b/T - t_b)]\} - W_{vc} = Mc_{pc} \frac{dt_b}{d\theta} \quad (119)$$

O termo referente ao trabalho representa a contribuição de energia ao volume de controle devido a dissipação viscosa ocasionada pelo cisalhamento do impulsor mecânico no fluido em agitação. Esse termo foi calculado experimentalmente em cada ensaio com a Equação 109 (p. 71). A integração da Equação 119 é possível ser realizada caso o coeficiente U seja considerado constante em relação ao tempo de ensaio. No caso de fluidos Newtonianos, com exceção de fluidos com viscosidade superiores a 1000 cP, geralmente o coeficiente U é constante com o tempo (BERGMAN E INCROPERA, 2011).

No caso de fluidos não-Newtonianos, devido as diversas classes que eles podem ter, não é possível afirmar se o coeficiente U irá variar ou não no tempo, o que torna a integração da Equação 119 impossível, pela falta de uma função que relacione o coeficiente U com o tempo.

Como alternativa, optou-se por calcular o coeficiente U através de um método numérico, no qual a Equação 119 foi discretizada em relação as temperaturas e o tempo, e o coeficiente U calculado em intervalos de tempo definidos. A Equação 120 apresenta a discretização da Equação 119.

$$U' = \frac{1}{A(T_1 - T')} [\ln(T_1 - t_b'/T' - t_b')] \left\{ \left[Mc_{pc} \left(\frac{t_b'' - t_b'}{\theta'' - \theta'} \right) \right] + W_{vc} \right\} \quad (120)$$

O uso da Equação 120 implica em arbitrar um intervalo de tempo (passo) para calcular o coeficiente U e que a condição de tanque perfeitamente agitado seja atendida.

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

Em relação ao tamanho do passo temporal na discretização, como nos ensaios, o tempo de coleta das temperaturas foi feito a cada 1 minuto, o passo mínimo para a discretização é o tempo em 1 min. Os passos utilizados no tanque com volume de 10 litros, foram de 1 minuto e 2 minutos, pois os tempos de ensaio nesse tanque foram curtos, o que impossibilitaria o emprego de passos superior a 2 minutos.

No caso do tanque com volume de 50 litros, os passos usados foram de 1 minuto, 2 minutos, 3 minutos e 4 minutos, visto ao grande tempo experimental usado em cada experimento.

Na Figura 38 está apresentada a discretização do ensaio 18 e na Figura 39 a discretização para o ensaio 152, ambos utilizando solução de carboximetilcelulose.

Figura 38 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 18 – impulsor axial – CMC 1% - Chicana tubular vertical – tanque com volume útil de 10 litros

Figura 39 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 152 - impulsor radial – CMC 1,5% - Chicana tubular vertical – tanque com volume útil de 50 litros

Observou-se na Figura 38 que o coeficiente U possui menos flutuações com o tamanho de passo 2, e o mesmo foi observado nos ensaios de 1 a 35 e de 62 a 96, todos para as soluções carboximetilcelulose. Na Figura 39, notou-se que o coeficiente U possui uma maior

estabilidade com o tamanho de passo 4, o que foi observado nos ensaios de 125 a 154 e nos ensaios de 185 a 214, também todos para as soluções de carboximetilcelulose.

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

A predição do coeficiente U na agitação das soluções aquosas de carbopol 1,5% apresentaram uma tendência linear decrescente com o tempo, nos ensaios de 36 a 41, 97, 103 a 106 e 155 a 164. Apresenta-se na Figura 40 a discretização do coeficiente U no ensaio 155.

Figura 40 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 155 - impulsor axial – Carbopol 1,5% - Chicana tubular vertical – tanque com volume útil de 50 litros

Nesses experimentos foi proposta uma regressão linear entre o coeficiente U e o tempo, como apresentado na Equação 121.

$$U = j_1 + j_2 \theta \quad (121)$$

O valor médio do coeficiente U nesses ensaios foi calculado a partir da média integral da Equação 121, conforme a Equação 122.

$$\bar{U} = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} U(\theta) d\theta \quad (122)$$

Por exemplo, no ensaio 155, os coeficientes j_1 e j_2 da Equação 121 foram de -1,3266 e 410,32, respectivamente (Equação 123).

$$U = -1,3266 + 410,32\theta(\text{min}) \quad (123)$$

Aplicando o conceito da média integral entre os intervalos de tempo de 2 a 83 minutos (máxima amplitude de tempo no ensaio 155) na Equação 122, o valor médio do coeficiente U nesse ensaio foi 353,94 W/m²°C.

Por outro lado, caso se despreze essa variação do coeficiente U com o tempo, aplicando a simples média aritmética no passo de tempo 4 minutos, o valor médio encontrado para o coeficiente U foi de 353,28 W/m²°C. Calculando o desvio entre os dois valores médios calculados de U , verifica-se que foi de 0,19%, o que é uma variação insignificante. O mesmo ocorreu nos outros ensaios em que o coeficiente U apresentou uma variação com o tempo.

Dessa forma, conclui-se que a variação do coeficiente U com o tempo é desprezível no aquecimento das soluções aquosas de carbopol, visto ao desvio entre os valores de U previstos pela média aritmética e pela média integral não ultrapassarem 0,5%.

Em relação aos fluidos Newtonianos utilizados (solução de sacarose e água), os valores previstos do coeficiente U pela discretização da Equação 120 não apresentaram uma variação com o decorrer do tempo. A Figura 41 apresenta a discretização para o ensaio 240.

Figura 41 - Discretização do coeficiente U – Ensaio 240 - impulsor radial – água – serpentina espiral – tanque com volume útil de 50 litros

A Tabela 15 apresenta os valores médios do coeficiente U calculados para o tanque com volume de 10 litros e, analogamente, na Tabela 16, para o tanque com volume de 50 litros.

Tabela 15 – Valores médios do coeficiente U – tanque com volume útil de 10 litros

Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)
1	397,33	32	510,07	63	535,00	94	721,37
2	540,81	33	866,55	64	1172,18	95	750,84
3	721,78	34	536,49	65	1504,15	96	847,62
4	829,60	35	677,94	66	1745,35	97	211,47
5	1099,13	36	421,48	67	1909,30	98	1509,65
6	1082,51	37	757,09	68	711,7	99	1572,06
7	532,42	38	841,25	69	1096,71	100	1784,51
8	873,81	39	1102,66	70	1089,85	101	excluído
9	924,6	40	1320,11	71	1300,88	102	excluído
10	1106,55	41	302,15	72	1406,49	103	238,08
11	1308,68	42	828,67	73	1955,62	104	416,58
12	1596,94	43	827,38	74	223,48	105	416,59
13	163,06	44	1452,35	75	350,77	106	931,06
14	307,20	45	1552,44	76	655,86	107	1202,17
15	483,97	46	950,63	77	655,02	108	excluído
16	420,81	47	1300,60	78	984,87	109	1080,82
17	850,16	48	1416,57	79	1020,90	110	1399,35
18	777,56	49	excluído	80	439,24	111	1659,57
19	122,97	50	1414,02	81	521,82	112	1869,49
20	350,69	51	1591,87	82	616,67	113	1074,09
21	525,91	52	2387,6	83	709,79	114	1488,58
22	508,86	53	excluído	84	1034,83	115	1481,81
23	981,53	54	1527,92	85	1065,51	116	1716,65
24	969,05	55	2097,30	86	277,17	117	2329,70
25	264,07	56	2746,63	87	294,88	118	2603,65
26	444,33	57	3098,93	88	293,23	119	2681,52
27	305,25	58	2130,31	89	720,64	120	3086,80
28	566,92	59	2535,26	90	838,47	121	1762,01
29	excluído	60	2642,64	91	278,92	122	2182,8
30	352,01	61	2852,05	92	547,11	123	2279,25
31	238,83	62	413,42	93	605,4	124	2602,59

Observa-se na Tabela 15, que os ensaios 29, 49, 53, 101, 102 e 108 foram excluídos devido as suas rotações excederem o limite suportável pelo motor elétrico do tanque com volume útil de 10 litros, não sendo possível realizar os ensaios.

Tabela 16 – Valores médios do coeficiente U – tanque com volume útil de 50 litros

Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)	Ensaio	U (W/m ² °C)
125	206,05	155	353,28	185	372,53	215	838,49
126	318,50	156	439,13	186	600,28	216	1162,45
127	471,27	157	548,80	187	879,09	217	1018,35
128	524,62	158	448,50	188	1049,54	218	1128,41
129	643,75	159	693,20	189	1252,54	219	1216,80
130	252,24	160	409,45	190	312	220	300,3
131	423,74	161	519,2	191	485,08	221	617,95
132	494,34	162	465,15	192	604	222	877,82
133	546,58	163	684,8	193	763,6	223	excluído
134	647,37	164	941,17	194	996,12	224	1118,2
135	137,89	165	415,31	195	199,89	225	641,70
136	260,68	166	532,91	196	545,80	226	831,80
137	378,63	167	662,36	197	750,90	227	1187,92
138	463,99	168	721,22	198	1042,77	228	1187,49
139	591,54	169	783,22	199	1241,03	229	1203,57
140	118,23	170	475,6	200	250,41	230	589,67
141	281,09	171	626,36	201	425,34	231	1105,1
142	563,16	172	787,41	202	796,09	232	1030,59
143	772,75	173	719,77	203	1109,96	233	1191,78
144	934,63	174	842,14	204	1264,76	234	1260,03
145	137,31	175	895,72	205	319,61	235	826,20
146	232,87	176	870,86	206	616,50	236	958,35
147	341,13	177	932,10	207	929,38	237	1025,45
148	473,92	178	986,25	208	1038,73	238	1084,87
149	623,88	179	992,36	209	1251,27	239	1188,67
150	828,15	180	682,83	210	996,79	240	787,17
151	155,89	181	763,47	211	293,93	241	968,14
152	270,06	182	850,02	212	332,34	242	970,47
153	376,38	183	943,32	213	497,07	243	1063,67
154	598,85	184	945,38	214	666,52	244	1010,54

Na Tabela 16, o ensaio 223 foi excluído devido a erros experimentais que prejudicaram a discretização da Equação 120 nesse ensaio, fornecendo valores do coeficiente U não condizentes com o fenômeno físico.

5.1.2) Coeficientes de convecção e números adimensionais

A escolha de uma Equação apropriada para o coeficiente interno de convecção depende do tipo de escoamento (laminar, transição e turbulento) descrito pelo número de Reynolds (Equação 124) e da variação do número de Prandtl (Equação 125), referente as propriedades físicas. Ressaltando que estas propriedades físicas foram todas calculadas na temperatura média da água (Tabela 9 – p.62). As condições do escoamento interno estão descritas no item 4.4.1.

$$Re_i = \frac{D_i v \rho}{\mu} \quad (124)$$

$$Pr_i = \frac{c_p \mu}{k'} \quad (125)$$

Na Tabela 17 estão apresentados todos os valores de Reynolds e Prandtl, para o escoamento interno nas superfícies de transmissão de calor, em todos os ensaios.

Tabela 17 – Valores de Reynolds e Prandtl para o escoamento interno

Ensaio	Re_i	Pr_i	Ensaio	Re_i	Pr_i	Ensaio	Re_i	Pr_i
1	4608,56	5,18	83	4550,11	5,24	165	2907,42	5,93
2	4536,73	5,26	84	4581,49	5,21	166	3105,40	5,50
3	4559,06	5,23	85	9520,53	5,02	167	3111,51	5,49
4	4510,07	5,29	86	4727,68	5,05	168	3111,51	5,49
5	4492,39	5,31	87	4755,60	5,02	169	3139,14	5,43
6	4452,85	5,36	88	4741,62	5,04	170	3163,91	5,39
7	4595,01	5,19	89	4695,31	5,08	171	3167,02	5,38
8	4470,38	5,34	90	4532,27	5,27	172	3081,08	5,55
9	4487,98	5,32	91	4741,62	5,04	173	3151,50	5,41
10	4487,98	5,32	92	4667,75	5,11	174	3214,03	5,30
11	4470,38	5,34	93	4649,46	5,13	175	3024,07	5,66
12	4435,39	5,39	94	4654,02	5,13	176	3038,97	5,63
13	4695,31	5,08	95	8940,77	5,34	177	2988,60	5,74
14	4649,46	5,13	96	4577,00	5,21	178	3024,07	5,66
15	4676,92	5,10	97	4746,27	5,03	179	3024,07	5,66
16	4563,53	5,23	98	4532,27	5,27	180	3000,38	5,72
17	4470,38	5,34	99	4457,23	5,36	181	3012,20	5,69
18	4577,00	5,21	100	4452,85	5,36	182	3041,96	5,63
19	4695,31	5,08	103	4821,37	4,96	183	3050,94	5,61
20	4736,97	5,04	104	4640,34	5,14	184	3062,96	5,58
21	4626,69	5,16	105	4640,34	5,14	185	3136,06	5,44
22	4622,15	5,16	106	9271,57	5,15	186	2985,66	5,75

Continua

Tabela 17 – Valores de Reynolds e Prandtl para o escoamento interno (continuação)

Ensaio	Re_i	Pr_i	Ensaio	Re_i	Pr_i	Ensaio	Re_i	Pr_i
23	4474,78	5,34	107	4559,06	5,23	187	3047,94	5,61
24	9037,88	5,28	109	4568,02	5,22	188	3033,00	5,64
25	4699,92	5,08	110	4474,78	5,34	189	3056,95	5,59
26	4644,89	5,14	111	4492,39	5,31	190	3160,81	5,39
27	4709,16	5,07	112	4439,75	5,38	191	3111,51	5,49
28	4613,09	5,17	113	4400,67	5,43	192	3090,18	5,53
30	4802,48	4,98	114	4470,38	5,34	193	3081,08	5,55
31	4778,98	5,00	115	4439,75	5,38	194	3065,97	5,58
32	4617,62	5,17	116	4545,64	5,25	195	3207,72	5,31
33	4550,11	5,24	117	4474,78	5,34	196	3096,25	5,52
34	4658,59	5,12	118	4568,02	5,22	197	3096,25	5,52
35	4622,15	5,16	119	4501,22	5,30	198	3087,14	5,53
36	4631,24	5,15	120	4676,92	5,10	199	3062,96	5,58
37	4541,18	5,26	121	4457,23	5,36	200	3226,68	5,28
38	4550,11	5,24	122	4541,18	5,26	201	3093,21	5,52
39	4563,53	5,23	123	4572,50	5,22	202	3087,14	5,53
40	4527,82	5,27	124	4527,82	5,27	203	3068,99	5,57
41	4746,27	5,03	125	3198,28	5,33	204	3033,00	5,64
42	4622,15	5,16	126	3170,13	5,38	205	3132,98	5,44
43	4622,15	5,16	127	3090,18	5,53	206	3123,76	5,46
44	4572,50	5,22	128	3078,05	5,55	207	3090,18	5,53
45	4536,73	5,26	129	3078,05	5,55	208	3145,32	5,42
46	4599,52	5,19	130	3160,81	5,39	209	3035,98	5,64
47	4550,11	5,24	131	3136,06	5,44	210	3151,50	5,41
48	4465,99	5,35	132	3093,21	5,52	211	3214,03	5,30
50	4366,21	5,48	133	3065,97	5,58	212	3201,43	5,32
51	4505,65	5,30	134	3056,95	5,59	213	3185,74	5,35
52	4404,99	5,43	135	3229,85	5,27	214	3145,32	5,42
54	4340,54	5,52	136	3173,25	5,37	215	3093,21	5,52
55	4404,99	5,43	137	3148,41	5,42	216	3084,11	5,54
56	4409,32	5,42	138	3102,35	5,50	217	3065,97	5,58
57	4349,08	5,50	139	3093,21	5,52	218	3078,05	5,55
58	4422,34	5,40	140	3277,77	5,19	219	3072,01	5,56
59	4435,39	5,39	141	3163,91	5,39	220	3170,13	5,38
60	4479,17	5,33	142	3114,56	5,48	221	3078,05	5,55
61	4374,80	5,47	143	3145,32	5,42	222	3081,08	5,55
62	4649,46	5,13	144	3068,99	5,57	224	3065,97	5,58
63	4704,54	5,07	145	3268,13	5,21	225	3090,18	5,53
64	4585,99	5,20	146	3229,85	5,27	226	3065,97	5,58
65	4383,41	5,46	147	3173,25	5,37	227	3059,95	5,59
66	4496,80	5,31	148	3142,23	5,43	228	3065,97	5,58

Continua

Tabela 17 – Valores de Reynolds e Prandtl para o escoamento interno (continuação)

Ensaio	Re_i	Pr_i	Ensaio	Re_i	Pr_i	Ensaio	Re_i	Pr_i
67	4426,68	5,40	149	3136,06	5,44	229	3123,76	5,46
68	4663,17	5,12	150	3151,50	5,41	230	3084,11	5,54
69	4599,52	5,19	151	3245,75	5,24	231	3068,99	5,57
70	4523,38	5,28	152	3195,14	5,33	232	3041,96	5,63
71	4370,50	5,47	153	3176,37	5,36	233	3062,96	5,58
72	4465,99	5,35	154	3142,23	5,43	234	3163,91	5,39
73	4361,92	5,49	155	3117,63	5,47	235	3018,13	5,68
74	4690,71	5,09	156	3108,45	5,49	236	3012,20	5,69
75	4741,62	5,04	157	3081,08	5,55	237	3053,94	5,60
76	4626,69	5,16	158	3123,76	5,46	238	3009,24	5,70
77	4681,51	5,10	159	3072,01	5,56	239	3050,94	5,61
78	4514,51	5,29	160	3059,95	5,59	240	3041,96	5,63
79	4613,09	5,17	161	3087,14	5,53	241	3012,20	5,69
80	4709,16	5,07	162	3096,25	5,52	242	3044,95	5,62
81	4695,31	5,08	163	3072,01	5,56	243	3047,94	5,61
82	4667,75	5,11	164	3072,01	5,56	244	3105,40	5,50

Observou-se nos dados apresentados na Tabela 17 que os valores do número de Reynolds foram todos acima de 2900, caracterizando um escoamento de transição. Desse modo, a equação escolhida para o cálculo do coeficiente interno de convecção, foi a Equação de Gnielinski (1976), apresentada no item 3.5.1 na Equação 38, em cada ensaio para ambas as superfícies de transferência de calor utilizadas (chicana tubular vertical e serpentina em espiral). O fator de atrito empregado na Equação 38 foi o proposto pela Equação 39, o qual é válido para superfícies lisas.

Em relação a serpentina em espiral, o coeficiente interno de convecção encontrado pela Equação 38 é válido para tubulações em trechos retos e logo, não leva em conta o efeito do raio de curvatura da superfície em questão. Desse modo, esses coeficientes foram corrigidos de acordo com a Equação 41.

A transferência de calor ocorre efetivamente na parede externa do tubo da chicana tubular vertical e da serpentina em espiral, sendo necessário calcular o coeficiente interno de convecção em relação a esse diâmetro externo, sendo denominado de coeficiente interno corrigido, como apresentado na Equação 126.

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_e} \quad (126)$$

O coeficiente externo de convecção, h_o , (Equação 127) foi calculado a partir dos valores obtidos do coeficiente U (Tabela 15 e Tabela 16) e com os valores do coeficiente interno de convecção corrigido, obtidos a partir da Tabela 17.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (127)$$

Na Equação 127, o mecanismo de transferência de calor referente a condução foi desprezado, pois a espessura da parede das chicanas tubulares verticais e das serpentinas em espiral são muito pequenas e, por serem feitas de cobre, o qual possui elevada condutividade térmica, a resistência a condução torna-se desprezível. Dessa forma apenas a convecção foi considerada no processo térmico do presente estudo. Os valores para o número de Reynolds, número de Prandtl e relação entre a viscosidade do fluido agitado na temperatura *bulk* pela viscosidade do fluido na temperatura da superfície externa do tubo de troca térmica foram calculados com a taxa de cisalhamento média descrita pelo conceito de Metzner e Otto (1957), conforme apresentado na Equação 128. Os valores da constante k_s utilizados para os impulsores axial e radial foram 10 e 11,5, respectivamente (ver Tabela 1 – p.19).

$$\overline{grad \vec{v}^n} = k_s \cdot N \quad (128)$$

As Equações 129, 130 e 131 apresentam os números de Reynolds, Prandtl e relação viscosa modificadas pela proposta da Equação 128.

$$Re_{MO} = \frac{N^{2-n} \cdot D_a^2 \rho}{k \cdot k_s^{n-1}} \quad (129)$$

$$Pr_{MO} = \frac{c_p}{k'} k (k_s N)^{n-1} \quad (130)$$

$$Vi_{MO} = \frac{(k(k_s N)^{n-1})_{bulk}}{(k(k_s N)^{n-1})_{wall}} \quad (131)$$

Substituindo as Equações 129, 130 e 131 na Equação 44 (Equação de Nusselt), chega-se a expressão de Nusselt modificada de Metzner e Otto (Equação 132).

$$\frac{h_o D_t}{k'} = K'' \left(\frac{N^{2-n} \cdot D_a^2 \rho}{k \cdot k_s^{n-1}} \right)^{a'} \left(\frac{c_p}{k'} k (k_s N)^{n-1} \right)^{b'} \left(\frac{(k(k_s N)^{n-1})_{bulk}}{(k(k_s N)^{n-1})_{wall}} \right)^{c'} \quad (132)$$

Na Tabela 18 estão apresentados os valores do coeficiente interno de convecção corrigido, coeficiente externo de convecção, número de Nusselt e os adimensionais modificados, número de Reynolds, número de Prandtl e a relação viscosa (η/η_w). Esses dados foram usados para determinar a constante e os expoentes da Equação 132 para o aquecimento dos fluidos agitados com a chicana tubular vertical em função do impulsor mecânico e da superfície de transferência de calor.

Tabela 18 – Coeficientes de convecção e números adimensionais

Ensaio	$h_{io} (W/m^2^{\circ}C)$	$h_o (W/m^2^{\circ}C)$	Nu_o	Re_{MO}	Pr_{MO}	η/η_w
1	3519,69	447,89	146,57	171,75	590,15	1,67
2	3479,95	640,32	209,54	286,49	528,69	1,56
3	3492,47	909,81	297,73	547,60	460,99	1,54
4	3464,81	1090,77	356,95	684,50	444,24	1,50
5	3454,64	1612,01	527,52	1151,81	394,51	1,44
6	3431,56	1581,36	517,49	1323,64	382,89	1,40
7	3512,32	627,55	205,36	205,86	551,84	1,63
8	3441,85	1171,14	383,25	500,78	455,41	1,46
9	3452,09	1262,83	413,25	531,98	450,80	1,47
10	3452,09	1628,58	532,94	718,14	421,83	1,45
11	3441,85	2111,54	690,99	873,03	406,36	1,43
12	3421,20	2994,88	980,05	1279,70	376,23	1,39
13	3565,63	170,87	53,95	36,97	2904,52	1,38
14	3541,63	336,38	106,20	64,41	2491,38	1,28
15	3556,08	560,21	176,86	128,88	2075,29	1,21
16	3494,97	478,41	151,04	163,12	1975,08	1,17
17	3441,85	1129,04	356,44	280,41	1716,96	1,11
18	3502,42	999,44	315,53	322,54	1664,79	1,12
19	3565,63	127,36	40,21	40,13	2676,03	1,32
20	3586,90	388,69	122,71	69,02	2325,28	1,26
21	3529,48	617,99	195,10	134,38	1990,39	1,18
22	3527,04	594,65	187,73	172,07	1872,34	1,16
23	3444,42	1372,70	433,37	292,18	1647,77	1,10
24	7039,79	1123,74	354,77	336,68	1594,92	1,10
25	3568,01	285,18	87,64	63,31	5079,65	1,76
26	3539,21	508,12	156,16	126,92	4222,98	1,69
27	3572,76	333,77	102,58	25,05	6394,53	1,77
28	3522,15	675,68	207,66	78,77	4745,22	1,65
30	3619,34	389,93	123,10	54,19	2467,75	1,30
31	3607,85	255,76	78,60	52,27	5127,31	1,84
32	3524,59	596,38	183,29	59,44	4940,96	1,66
33	3487,48	1153,06	354,37	107,92	4205,47	1,57

Continua

Tabela 18 – Coeficientes de convecção e números adimensionais (continuação)

Ensaio	h_{io} (W/m ² °C)	h_o (W/m ² °C)	Nu_o	Re_{MO}	Pr_{MO}	η/η_w
34	3546,46	632,11	194,27	116,52	4139,82	1,69
35	3527,04	839,26	257,93	153,05	3852,17	1,64
36	3531,92	478,59	156,10	191,27	1145,77	1,00
37	3482,47	967,40	315,53	451,27	849,87	0,97
38	3487,48	1108,69	361,61	556,40	790,75	0,97
39	3494,97	1610,90	525,41	779,46	702,90	0,96
40	3474,92	2128,85	694,34	1037,10	636,35	0,95
41	3591,58	329,90	107,60	100,27	1366,08	1,01
42	3527,04	1083,15	353,28	290,12	944,22	0,98
43	3527,04	1080,95	352,56	291,82	942,32	0,98
44	3499,94	2482,50	809,69	486,17	788,87	0,97
45	3479,95	2802,79	914,16	600,24	733,00	0,96
46	3514,78	1303,07	571,72	1966,57	86,11	1,74
47	3487,48	2074,11	910,02	3240,89	87,07	1,69
48	3439,28	2408,64	1056,80	4288,64	91,99	1,66
50	3379,25	2431,43	1066,80	1831,10	92,33	1,53
51	3462,27	2946,69	1292,87	3314,77	85,17	1,59
52	3402,96	8002,01	3510,90	4554,33	86,75	1,48
54	3363,30	2799,89	821,01	30975,11	4,31	1,26
55	3402,96	5466,23	1593,59	53894,81	4,10	1,25
56	3405,57	14195,21	4134,41	76045,03	4,06	1,24
57	3368,63	38706,49	11276,07	108423,61	4,07	1,21
58	3413,40	5667,24	1650,22	32654,49	4,05	1,24
59	3421,20	9790,28	2846,87	55066,11	4,00	1,24
60	3446,98	11325,00	3288,16	78154,24	3,94	1,24
61	3384,54	18127,70	5276,06	109274,63	4,03	1,21
62	4232,85	458,17	149,93	173,65	583,72	1,69
63	4267,22	611,69	200,17	285,73	530,10	1,72
64	4191,92	1627,19	532,49	544,83	463,34	1,57
65	4051,42	2392,34	782,88	691,38	439,82	1,38
66	4131,93	3021,75	988,85	1149,03	395,46	1,45
67	4082,72	3586,58	1173,68	1295,47	391,21	1,41
68	4241,51	855,20	279,86	208,64	544,48	1,68
69	4200,76	1484,19	485,69	499,51	456,57	1,57
70	4150,11	1477,98	483,66	527,97	454,23	1,51
71	4041,95	1918,26	627,74	693,70	436,69	1,41
72	4110,53	2138,07	699,67	854,09	415,37	1,46
73	4035,62	3794,30	1241,66	1285,78	374,45	1,33
74	4258,69	235,86	74,46	37,08	2896,05	1,38
75	4289,76	382,01	120,60	65,07	2466,11	1,30
76	4218,33	776,61	245,18	129,96	2058,06	1,19

Continua

Tabela 18 – Coeficientes de convecção e números adimensionais (continuação)

Ensaio	h_{io} (W/m ² °C)	h_o (W/m ² °C)	Nu_o	Re_{MO}	Pr_{MO}	η/η_w
77	4252,98	774,27	244,44	165,20	1950,29	1,18
78	4144,07	1291,90	407,86	280,85	1714,24	1,11
79	4209,57	1347,76	425,49	332,72	1613,90	1,09
80	4270,06	489,60	154,57	40,30	2665,00	1,31
81	4261,54	594,63	187,73	68,27	2350,62	1,26
82	4244,38	721,50	227,78	134,91	1982,54	1,19
83	4168,13	855,47	270,08	172,54	1867,26	1,15
84	4188,96	1374,34	433,89	291,10	1653,87	1,12
85	8645,97	1215,28	383,67	338,07	1588,34	1,12
86	4281,35	296,36	91,08	24,78	6464,51	1,80
87	4298,14	316,60	97,30	64,34	4998,35	1,79
88	4289,76	314,74	96,73	76,48	4887,30	1,83
89	4261,54	867,30	266,55	126,24	4245,55	1,74
90	4156,14	1050,38	322,81	145,09	4048,11	1,56
91	4289,76	298,32	94,18	53,92	2480,42	1,29
92	4244,38	628,07	193,03	53,12	5045,20	1,69
93	4232,85	706,44	217,11	58,96	4980,94	1,71
94	4235,74	869,44	267,21	98,65	4346,50	1,70
95	8362,46	824,91	253,52	109,37	4149,77	1,48
96	4186,00	1062,83	326,64	152,64	3862,41	1,60
97	4292,56	222,43	72,55	191,27	1145,77	1,00
98	4156,14	2370,81	773,26	451,00	850,38	0,97
99	4104,38	2547,99	831,05	556,63	790,43	0,97
100	4101,30	3159,03	1030,35	777,81	704,40	0,97
103	4336,64	251,91	82,16	100,13	1367,99	1,02
104	4227,06	462,12	150,73	290,22	943,90	0,98
105	4227,06	462,13	150,73	291,92	941,99	0,98
106	8530,84	1045,13	340,88	486,29	788,66	0,96
107	4174,11	1688,46	550,71	600,54	732,63	0,96
109	4180,06	1457,74	639,59	1858,82	90,98	1,80
110	4116,67	2119,98	930,15	3168,66	89,00	1,62
111	4128,89	2774,93	1217,51	4503,29	87,71	1,62
112	4092,03	3442,01	1510,19	6433,27	87,71	1,55
113	4063,99	1459,95	640,56	1730,75	97,55	1,67
114	4113,60	2332,71	1023,48	3144,94	89,66	1,63
115	4092,03	2323,03	1019,24	4320,99	91,32	1,61
116	4165,14	2920,20	1281,25	6806,16	83,01	1,60
117	4116,67	5366,97	1552,83	34693,16	3,78	1,20
118	4180,06	6903,92	1991,42	60006,55	3,63	1,20
119	4134,97	7628,74	2209,25	80164,20	3,83	1,22
120	4250,12	11277,42	3243,71	125519,54	3,46	1,20

Continua

Tabela 18 – Coeficientes de convecção e números adimensionais (continuação)

Ensaio	$h_{io} (W/m^2\text{°C})$	$h_o (W/m^2\text{°C})$	Nu_o	Re_{MO}	Pr_{MO}	η/η_w
121	4104,38	3087,45	894,28	34289,06	3,83	1,20
122	4162,14	4589,97	1324,75	59539,99	3,66	1,20
123	4183,03	5008,02	1443,74	84667,38	3,60	1,19
124	4153,13	6971,06	2011,98	119079,99	3,66	1,19
125	1161,45	250,49	81,97	255,80	795,49	1,79
126	1151,82	440,23	144,06	1080,50	564,99	1,58
127	1123,47	811,80	265,66	2039,61	498,85	1,46
128	1119,05	987,63	323,20	3178,17	448,19	1,40
129	1119,05	1515,66	495,99	4338,48	422,13	1,40
130	1148,59	323,22	105,77	277,84	732,40	1,64
131	1139,92	674,45	220,71	769,53	594,98	1,56
132	1124,58	882,09	288,66	1356,65	524,98	1,47
133	1114,60	1072,53	350,98	1962,62	492,50	1,44
134	1111,26	1550,80	507,49	2569,86	475,10	1,46
135	1172,04	156,28	49,34	56,85	3792,79	1,46
136	1152,90	336,84	106,34	252,03	2566,40	1,26
137	1144,26	565,87	178,65	508,04	2121,92	1,17
138	1127,88	788,27	248,86	785,92	1920,32	1,14
139	1124,58	1248,00	394,00	1102,10	1760,67	1,12
140	1187,70	131,30	41,45	59,18	3643,33	1,48
141	1149,67	372,06	117,46	269,86	2396,86	1,21
142	1132,28	1120,43	353,72	530,87	2030,68	1,15
143	1143,18	2384,78	752,89	856,93	1761,20	1,10
144	1115,71	5758,54	1818,00	1132,29	1713,73	1,12
145	1184,59	155,31	47,73	90,55	7129,82	1,82
146	1172,04	290,61	89,31	195,43	5505,83	1,62
147	1152,90	484,48	148,90	300,88	5006,72	1,57
148	1142,09	810,06	248,96	427,72	4528,23	1,51
149	1139,92	1378,14	423,55	554,46	4269,42	1,51
150	1145,35	2990,32	919,02	403,67	4531,53	1,56
151	1177,29	179,68	55,22	75,78	7099,44	1,76
152	1160,39	351,98	108,17	172,33	5619,54	1,62
153	1153,97	558,56	171,66	235,09	5034,76	1,53
154	1142,09	1259,00	386,93	326,12	4619,26	1,48
155	1133,37	513,27	157,99	768,95	1084,09	1,00
156	1130,08	718,22	221,08	1437,71	869,72	0,99
157	1120,15	1075,94	331,19	1822,45	800,47	0,98
158	1135,56	741,27	228,17	2237,03	745,28	0,97
159	1116,83	1827,52	562,53	3160,65	659,36	0,97
160	1112,37	647,95	199,45	402,35	1294,89	1,01
161	1122,37	966,12	297,38	830,25	1004,04	1,00

Continua

Tabela 18 – Coeficientes de convecção e números adimensionais (continuação)

Ensaio	h_{io} (W/m ² °C)	h_o (W/m ² °C)	Nu_o	Re_{MO}	Pr_{MO}	η/η_w
162	1125,68	792,71	244,01	1171,10	889,77	0,99
163	1116,83	1770,27	544,91	1355,04	845,88	0,99
164	1116,83	5984,00	1841,95	1962,02	743,52	0,98
165	1053,05	685,77	300,88	1620,82	138,72	1,79
166	1128,98	1009,35	442,86	7028,33	96,84	1,59
167	1131,18	1598,16	701,20	11980,96	94,73	1,57
168	1131,18	1990,02	873,13	17481,09	90,98	1,50
169	1141,01	2497,74	1095,89	25542,29	89,00	1,52
170	1149,67	811,17	355,90	2469,31	91,99	1,62
171	1150,75	1374,53	603,08	8229,58	83,01	1,46
172	1120,15	2650,75	1163,02	11071,87	102,32	1,63
173	1145,35	1937,10	849,91	18633,90	85,48	1,48
174	1166,76	3026,82	1328,03	30934,88	73,82	1,37
175	1098,92	4844,21	1440,43	38254,61	4,76	1,31
176	1104,54	4116,30	1221,78	115893,52	4,70	1,31
177	1085,31	6602,68	1985,06	181057,93	5,09	1,36
178	1098,92	9619,68	2862,52	266735,00	4,78	1,32
179	1098,92	10234,29	3038,77	385555,72	4,71	1,30
180	1089,86	1828,33	547,86	36784,11	4,99	1,34
181	1094,40	2524,84	752,72	113200,44	4,84	1,32
182	1105,66	3676,36	1091,59	192777,86	4,71	1,32
183	1109,02	6313,50	1867,46	275766,81	4,59	1,30
184	1113,49	6261,87	1850,33	396273,66	4,56	1,30
185	1374,34	511,06	167,24	275,02	739,93	1,57
186	1307,13	1110,06	363,26	979,10	623,51	1,48
187	1335,74	2571,42	841,48	2108,31	482,59	1,36
188	1328,97	4991,55	1633,45	3209,79	443,78	1,34
189	1339,78	19235,39	6294,64	4542,53	403,17	1,31
190	1384,79	402,74	131,79	299,32	679,86	1,52
191	1363,80	752,86	246,37	831,93	550,36	1,41
192	1354,51	1090,09	356,72	1455,02	489,49	1,37
193	1350,51	1757,09	574,99	2160,42	447,41	1,33
194	1343,81	3849,94	1259,86	2775,26	439,94	1,36
195	1404,15	233,07	73,58	59,18	3642,89	1,39
196	1357,17	912,95	288,22	264,28	2447,42	1,17
197	1357,17	1680,93	530,68	519,46	2075,29	1,13
198	1353,18	4545,81	1435,14	809,47	1864,47	1,11
199	1342,47	16423,79	5185,07	1124,78	1725,17	1,09
200	1411,80	304,40	96,10	66,57	3238,70	1,29
201	1355,84	619,77	195,66	272,51	2373,55	1,17
202	1353,18	1933,72	610,49	542,68	1986,46	1,12

Continua

Tabela 18 – Coeficientes de convecção e números adimensionais (continuação)

Ensaio	h_{io} (W/m ² °C)	h_o (W/m ² °C)	Nu_o	Re_{MO}	Pr_{MO}	η/η_w
203	1345,16	6348,21	2004,16	844,14	1787,89	1,09
204	1328,97	26175,12	8263,62	1171,52	1656,34	1,08
205	1373,03	416,58	128,03	100,96	6394,53	1,46
206	1369,08	1121,53	344,68	206,82	5202,61	1,40
207	1354,51	2961,11	910,04	317,46	4745,22	1,39
208	1378,27	4216,45	1295,85	486,22	3983,47	1,33
209	1330,33	21054,89	6470,85	591,04	4005,24	1,30
210	1380,88	3583,64	1101,37	425,78	4296,16	1,48
211	1406,70	371,57	114,20	85,43	6297,85	1,52
212	1401,58	435,64	133,89	157,75	5456,76	1,52
213	1395,15	772,19	237,32	237,63	4980,94	1,53
214	1378,27	1290,68	396,67	317,51	4744,53	1,53
215	1355,84	2197,46	676,41	770,85	1081,42	1,00
216	1351,84	8297,28	2554,01	1435,72	870,93	0,99
217	1343,81	4204,68	1294,25	1818,99	801,99	0,98
218	1349,17	6896,20	2122,74	2231,66	747,07	0,98
219	1346,50	12632,79	3888,53	3143,37	662,99	0,97
220	1388,69	383,16	117,94	402,63	1293,99	1,02
221	1349,17	1140,17	350,96	830,60	1003,62	1,00
222	1350,51	2508,00	771,99	1169,85	890,72	0,99
224	1343,81	6660,29	2050,12	1547,77	807,88	0,98
225	1354,51	1219,38	535,01	2173,15	104,21	1,68
226	1343,81	2183,11	957,85	6519,46	104,21	1,63
227	1341,13	10398,68	4562,45	10988,96	103,07	1,60
228	1343,81	10208,08	4478,82	15500,61	102,32	1,60
229	1369,08	9955,75	4368,11	24693,09	91,99	1,54
230	1351,84	1045,88	458,88	2222,71	101,94	1,63
231	1345,16	6192,45	2716,96	6568,64	103,45	1,63
232	1333,04	4542,33	1992,96	10865,76	104,21	1,58
233	1342,47	10617,29	4658,36	15558,97	101,94	1,59
234	1386,09	13854,49	6078,70	24693,09	91,99	1,62
235	1322,18	2202,48	656,62	37733,48	4,84	1,33
236	1319,45	3501,75	1041,25	114763,84	4,76	1,30
237	1338,44	4385,19	1291,62	202054,02	4,46	1,27
238	1318,09	6131,36	1819,88	270418,22	4,70	1,29
239	1337,09	10708,68	3153,18	404899,80	4,45	1,26
240	1333,04	1922,31	569,18	39164,49	4,63	1,30
241	1319,45	3636,10	1082,39	114091,23	4,79	1,31
242	1334,39	3558,45	1048,44	201658,90	4,47	1,26
243	1335,74	5222,16	1543,61	276848,94	4,57	1,29
244	1361,15	3923,13	1146,31	426863,01	4,18	1,24

5.1.3) Determinação dos coeficientes da Equação de Nusselt (Equação 132)

A Equação 130 teve os seus coeficientes (constante e expoentes) obtidos em função do tipo de impulsor mecânico (axial e radial) e da superfície de transferência de calor utilizada no tanque (chicana tubular vertical e serpentina em espiral), de tal modo, que foram determinados quatro grupos de coeficientes para quatro equações de Nusselt distintas. Tradicionalmente, a Equação de Nusselt tem tido os seus coeficientes determinados de forma gráfica, considerando o número de Reynolds como a variável independente mais significativa na variável reposta. Dessa forma, a Equação 132 pode ser escrita em função de uma variável adimensional Φ'' , uma relação entre o número de Nusselt pelo produto do número de Prandtl pela relação viscosa em função do número de Reynolds, conforme a Equação 133.

$$\Phi = \frac{Nu}{Pr_{MO}^{b'} Vi_{MO}^{c'}} = K'' Re_{MO}^{a'} \quad (133)$$

Mas a abordagem proposta na Equação 133 implica em arbitrar os expoentes b' e c' , que no caso de fluidos Newtonianos são ajustados em 0,33 e 0,14, respectivamente. No caso de fluidos não-Newtonianos, como os modelos da Equação de Nusselt abordados no item 3.5.2, para o aquecimento com jaquetas, esses valores de expoentes também foram encontrados.

Figura 42 - Nusselt por Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor axial

No presente estudo, no qual o aquecimento foi realizado através de chicana tubular vertical e serpentina em espiral, assumir os valores mencionados para os expoentes b' e c' sem uma prévia análise do fenômeno implicaria em valores tendenciosos desses expoentes que podem não corresponder com a realidade física. Iniciou-se a análise dos parâmetros apresentados na Tabela 19 com os dados referentes a chicana tubular vertical nos dois tanques, e posteriormente, com a serpentina em espiral. A Figura 42 apresenta a dispersão do número de Nusselt em função do número de Reynolds com o impulsor axial e, analogamente na Figura 43, com o impulsor radial.

Figura 43 - Nusselt por Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor radial

Observou-se na Figura 42 que houve um bom ajuste ($R^2 = 0,81$) dos valores de Nusselt para ambos os tanques em função do número de Reynolds, fornecendo um expoente a' de 0,42, com o uso do impulsor axial. No caso da Figura 43, nota-se que há uma pequena flutuação dos pontos a partir de Reynolds acima de 10000 (início da turbulência) devido ao impulsor radial, o que provocou um ajuste pouco satisfatório ($R^2 = 0,63$) dos valores de Nusselt em função de Reynolds. É mister salientar que esses expoentes do número de Reynolds são provisórios, pois a análise da influência do número de Prandtl e da relação viscosas devem ser contemplados.

Nas Figuras 44 e 45, foi plotada a relação Nusselt por Prandtl em função de Reynolds, para o impulsor axial e impulsor radial, respectivamente, arbitrando-se 4 valores para o expoente b' do número de Prandtl, entre 0,2 e 0,4 e acompanhou-se o efeito desses expoentes

no ajuste da regressão. A escolha dessa faixa de expoentes foi baseada nos modelos já observados na literatura que possuem o número de Prandtl nesse intervalo.

Figura 44 - Relação Nusselt por Prandtl em função de Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor axial

O ajuste de linha com o expoente b' de 0,2 forneceu um R^2 de 0,87, com b' de 0,3 um R^2 de 0,88, com b' igual a 0,33 um R^2 de 0,89 e com b' igual a 0,4, um R^2 de 0,90.

A rigor, a escolha do expoente b' deveria ser por 0,4, entretanto, como o seu valor de R^2 ficou muito próximo com o do expoente b' em 0,33 e por esse valor ser tradicionalmente utilizado no número de Prandtl, este foi o valor escolhido para esse expoente.

Analisando a Figura 44, encontraram-se os valores de R^2 de 0,79, 0,83, 0,84 e 0,85 para os expoentes b' em 0,2, 0,3, 0,33 e 0,40, respectivamente. Do mesmo modo que na Figura 45, foi escolhido para o impulsor radial e chicana tubular vertical, o valor de b' como 0,33, visto a proximidade entre os valores de R^2 com o valor de b' em 0,40.

Em relação ao expoente c' (referente ao adimensional das viscosidades) foi usada a mesma abordagem para a determinação do expoente b' , plotando-se um gráfico da relação Nusselt pelo produto de Prandtl por relação viscosa em função do número de Reynolds. Porém, com o expoente b' do número de Prandtl fixado em 0,33.

Figura 45 - Relação Nusselt por Prandtl em função de Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor radial

Em relação ao expoente c' (referente ao adimensional das viscosidades) foi usada a mesma abordagem para a determinação do expoente b' , plotando-se um gráfico da relação Nusselt pelo produto de Prandtl por relação viscosa em função do número de Reynolds. Porém, com o expoente b' do número de Prandtl fixado em 0,33.

Observando a Tabela 16 constatou-se que os valores da relação entre as viscosidades são pequenos, não tendo em nenhum dos experimentos algum que supere o valor de 2,0, dessa forma é uma contribuição pequena a variação do número de Nusselt. Não há na literatura nenhum valor do expoente c' (tanto para fluidos Newtonianos ou não-Newtonianos) que supere 0,4 (mesmo para fluidos com viscosidades superiores a 1000 cP ou ultra viscosos), sendo que 95% dos valores desse expoente são em 0,14. A Figura 46 apresenta o gráfico com dois valores arbitrados para o expoente c' , o tradicional 0,14 e, o valor de 0,40, para o impulsor axial e, analogamente, na Figura 47 para o impulsor radial.

Figura 46 – Relação Nusselt por Prandtl e Viscosidade em função de Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor axial

Figura 47 - Relação Nusselt por Prandtl e Viscosidade em função de Reynolds – Chicana tubular vertical e impulsor radial

Como observado nas Figuras 46 e 47, o ajuste das regressões com os valores de c' em 0,14 e 0,40 ficaram praticamente sobrepostos, o que implica que realmente a contribuição da relação viscosa no número de Nusselt é pequena. Portanto, o valor do expoente c' escolhido para ambos os impulsores com as chicanas tubulares verticais foi de 0,14.

Dessa forma, a Equação 133 pode ser escrita em com os expoentes b' e c' determinados anteriormente, conforme a Equação 134.

$$\Phi = \frac{Nu}{Pr_{MO}^{0,33} Vi_{MO}^{0,14}} = K'' Re_{MO}^{a'} \quad (134)$$

A Equação 134 foi linearizada e dessa forma, o valor da constante K'' e do expoente a' são determinados através de uma regressão linear entre a variável adimensional Φ e o número de Reynolds. O software utilizado para executar essas regressões foi o Excel 2013. As Equações 135 e 136 apresentam os coeficientes da Equação de Nusselt (Equação 130) para os impulsores axial e radial, respectivamente.

$$Nu_o = 0,26(Re_{MO})^{0,72}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (135)$$

$$Nu_o = 0,63(Re_{MO})^{0,65}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (136)$$

A Equação 135 é válida com impulsor axial para Reynolds entre 20 e 385000, Prandtl na faixa de 4,0 a 6400, índice de consistência n (parâmetro do modelo da lei das potências) no intervalo de 0,45 a 1,00 e propriedades físicas calculadas na temperatura *bulk*. A Equação 136 é aplicada impulsor radial em Reynolds entre 16 e 276000, Prandtl no intervalo de 4,0 a 5200 e índice de consistência n entre 0,45 e 1,00. Ressaltando que ambas as equações são válidas para tanques com diâmetros entre 0,2 metros e 0,4 metros e aquecimento por chicana tubular vertical. O valor da constante K'' é obtido através da operação inversa do $\log K''$ obtido pela regressão. Nas Tabelas 19 e 20 tem-se os resultados das regressões lineares e a validação estatística do método através da ANOVA para o impulsor axial e radial, respectivamente.

Tabela 19 – Análise da regressão não linear e ANOVA – impulsor axial – chicana tubular

	<i>Coeficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>Valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>
$\log K''$	-0,5775	0,1119	-5,1610	0,0000	-0,8017	-0,3534
a'	0,7184	0,0334	21,2092	0,0000	0,6506	0,7863
ANOVA						
	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>Valor- P</i>	
Regressão	1	31,59	31,59	449,82	0,0000	
Resíduo	56	3,93	0,07			
Total	57	35,53				
S = 0,26	R² aj. = 0,89					

Tabela 20 – Análise da regressão não linear e ANOVA – impulsor radial – chicana tubular

	<i>Coeficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>Valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>
$\log K''$	-0,2003	0,1328	-1,5079	0,1375	-0,4668	0,0661
a'	0,6494	0,041	15,9169	0,0000	0,5676	0,7312
ANOVA						
	gl	SQ	MQ	F	$Valor-P$	
Regressão	1	21,45	21,45	253,34	0,0000	
Resíduo	53	4,49	0,084			
Total	54	25,94				
S = 0,29	R² aj. = 0,82					

Na Figura 48, foi plotado o valor da variável adimensional Φ em função do número de Reynolds com os dados experimentais e comparado com os valores previstos pela Equação 135, referente ao impulsor axial. Analogamente, na Figura 49 estão plotados os valores referentes ao impulsor radial, Equação 136.

Figura 48 - Valores experimentais e previstos pela Equação 135 – impulsor axial e chicana tubular vertical

Figura 49 - Valores experimentais e previstos pela Equação 136 – impulsor radial e chicana tubular vertical

O mesmo procedimento que o utilizado para analisar a transferência de calor com as chicanas tubulares verticais foi usado com a serpentina espiral. Apresentam-se nas Figuras 50 e 51, os gráficos do número de Nusselt em função do número de Reynolds, com o impulsor axial e impulsor radial, respectivamente.

Figura 50 - Nusselt por Reynolds – Serpentina espiral e impulsor axial

Figura 51 - Nusselt por Reynolds – Serpentina espiral e impulsor radial

O expoente a' do número de Reynolds para o impulsor axial foi de 0,37 com um ajuste (R^2) de 0,53, conforme observado na Figura 50. No caso do impulsor radial, o expoente a' foi de 0,32 com um R^2 de 0,51 (Figura 51). Os ajustes da regressão entre o número de Nusselt e o número de Reynolds não foram satisfatórios devido ao baixo valor do coeficiente de determinação, pois, assim como nas chicanas tubulares verticais, o expoente a' deve ser analisando considerando os efeitos do número de Prandtl e da relação entre as viscosidades.

A Figura 52 apresenta o gráfico da relação entre o número de Nusselt por Prandtl em função do número de Reynolds com os expoentes b' variando entre 0,2 e 0,4, com o impulsor axial e, da mesma forma, com o impulsor radial, na Figura 53.

Analisando a Figura 52, os coeficientes de determinação para os expoentes b' em 0,2, 0,33 e 0,4 foram 0,76, 0,85 e 0,86, respectivamente, enquanto que na Figura 53, os valores de R^2 com os mesmos valores de b' da Figura 51, foram de 0,75, 0,84 e 0,85.

Como os expoentes de b' em 0,33 e 0,4 ficaram com um coeficiente de determinação muito iguais, e observando nas Figuras 52 e 53, que essas regressões praticamente ficaram sobrepostas, escolheu-se como valor de b' , para ambos os impulsores, o tradicional valor de 0,33.

Figura 52 - Relação Nusselt por Prandtl em função de Reynolds – Serpentina espiral e impulsor axial

Figura 53 – Relação Nusselt por Prandtl em função de Reynolds – Serpentina espiral e impulsor radial

Nota-se nas Figuras 54 e 55 as regressões entre a relação de Nusselt pelo produto do número de Reynolds e razão entre viscosidades em função do número de Reynolds, para o impulsor axial e impulsor radial, respectivamente.

Figura 54 - Relação Nusselt por Prandtl e Viscosidade em função de Reynolds – serpentina espiral e impulsor axial

Figura 55 - Relação Nusselt por Prandtl e Viscosidade em função de Reynolds – serpentina espiral e impulsor radial

Na Figura 54, o coeficiente de determinação com o expoente c' em 0,14 foi de 0,91 e no expoente c' em 0,4 foi de 0,90, ou seja, para o impulsor axial, visto o maior valor do coeficiente de determinação, escolheu-se o tradicional valor de 0,14.

No caso do impulsor radial, analisando a Figura 55, o coeficiente de determinação com o valor de c' em 0,14 foi de 0,89 e com valor de 0,40 foi de 0,88. Dessa forma, assim como no impulsor axial, escolheu-se o valor de 0,14 para o expoente c' .

A Equação 137 apresenta a dependência da constante K'' e do expoente a' do número de Reynolds em função dos valores determinados dos expoentes b' e c' . Ressaltando que ficou igual ao modelo geral proposto para as chicanas tubulares verticais (Equação 134).

$$\Phi = \frac{Nu}{Pr_{MO}^{0,33} Vi_{MO}^{0,14}} = K'' Re_{MO}^{a'} \quad (137)$$

Efetuuou-se a regressão não linear entre a variável adimensional Φ em função do número de Reynolds com os dois impulsores, axial e radial. As Equações 138 e 139 apresentam os coeficientes da Equação de Nusselt com o impulsor axial e com o impulsor radial, respectivamente.

$$Nu_o = 0,75(Re_{MO})^{0,66}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (138)$$

$$Nu_o = 0,74(Re_{MO})^{0,64}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (139)$$

A Equação 138 é válida com impulsor axial para Reynolds entre 24 e 405000, Prandtl na faixa de 4,0 a 6400, índice de consistência n (parâmetro do modelo da lei das potências) no intervalo de 0,45 a 1,00 e propriedades físicas calculadas na temperatura *bulk*.

A Equação 139 é aplicada impulsor radial em Reynolds entre 66 e 427000, Prandtl no intervalo de 4,0 a 5200 e índice de consistência n entre 0,45 e 1,00. Ressaltando que ambas as equações são válidas para tanques com diâmetros entre 0,2 metros e 0,4 metros e aquecimento por chicana tubular vertical.

Tem-se nas Tabelas 21 e 22 os resultados das regressões não lineares e a validação estatística do método através da ANOVA para o impulsor axial e radial, respectivamente.

Tabela 21 – Análise da regressão não linear e ANOVA – impulsor axial – serpentina espiral

	<i>Coeficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>Valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>
$\log K''$	-0,1235	0,1049	-1,1768	0,2445	-0,3339	0,0869
a'	0,6627	0,034	21,0528	0,0000	0,5995	0,7258
ANOVA						
	gl	SQ	MQ	F	$Valor-P$	
Regressão	1	27,11	27,11	392,63	0,0000	
Resíduo	53	3,24	0,06			
Total	54	27,11				
S = 0,25	R² aj. = 0,89					

Tabela 22 – Análise da regressão não linear e ANOVA – impulsor radial – serpentina espiral

	<i>Coeficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>Valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>
$\log K''$	-0,1279	0,1028	-1,2439	0,2187	-0,3340	0,0781
a'	0,6391	0,0322	19,8150	0,0000	05745	0,7037
ANOVA						
	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>Valor-P</i>	
Regressão	1	23,78	23,78	392,63	0,0000	
Resíduo	56	3,39	0,06			
Total	57	27,16				
S = 0,25	R² aj. = 0,87					

Na Figura 56, foi plotado o valor da variável adimensional Φ em função do número de Reynolds com os dados experimentais e comparado com os valores previstos pela Equação 138, referente ao impulsor axial. Analogamente, na Figura 57 estão plotados os valores referentes ao impulsor radial, Equação 139.

Observou-se que o coeficiente de determinação ajustado do modelo proposto na Equação 138 foi 0,89 e na Equação 139 foi de 0,87. Considerando a ampla faixa de Reynolds estudado, contemplando a zona laminar e de turbulência, em termos de projeto de engenharia, os modelos obtidos são satisfatórios, fornecendo um erro médio de predição do coeficiente externo de convecção (através do número de Nusselt) em aproximadamente 20%. Sendo que nas Equações existentes na literatura, o erro de predição das modelos de Nusselt flutuam entre 18% e 40%. Com as chicanas tubulares verticais (Equações 135 e 136) o erro médio de predição do coeficiente externo de convecção foi por volta de 17%.

Figura 56 - Valores experimentais e previstos pela Equação 138 – impulsor axial e serpentina espiral

Figura 57 - Valores experimentais e previstos pela Equação 139 – impulsor radial e serpentina espiral

5.1.4) Análise da eficiência da transferência de calor entre os impulsores mecânicos e as superfícies de troca térmica

5.1.4.1) Comparação da eficiência de troca térmica entre os impulsores mecânicos

Inicialmente foi analisada a eficiência da transferência de calor durante a agitação com a chicana tubular vertical. Como os expoentes do número de Prandtl e da relação entre viscosidade foi o mesmo para ambos os impulsores, a comparação foi feita através da variável adimensional Φ em função do número de Reynolds. A Figura 58 apresenta a comparação entre o impulsor axial e radial.

Figura 58 - Comparação da transferência de calor entre os impulsores axial e radial – chicana tubular vertical

Observou-se na Figura 58 que na faixa de Reynolds de 50 até 100000, a eficiência da transmissão de calor foi cerca de 15% maior com o impulsor radial quando comparado com o impulsor axial. Isso ocorre, pois, o impulsor radial direciona, preferencialmente, o fluido para as paredes do tanque, onde está localizada a chicana tubular vertical. Enquanto que o impulsor axial, inicialmente direciona o fluido ao fundo do tanque para depois entrar em contato com a chicana tubular vertical. Outro fator importante, é referente à turbulência provocada pelo impulsor radial, que é consideravelmente maior que a gerada pelo impulsor axial, favorecendo assim um maior valor do coeficiente externo de convecção. No intervalo de Reynolds entre

100000 e 400000, devido a elevada turbulência, a variação do coeficiente externo de convecção é praticamente a mesma com os dois impulsores mecânicos. Na Figura 59, tem-se a comparação entre impulsores com a transferência de calor promovida pela serpentina em espiral.

Figura 59 - Comparação da transferência de calor entre os impulsores axial e radial – serpentina espiral

Analisando a Figura 59, há um aumento de cerca de 10% da eficiência da transmissão de calor utilizando o impulsor axial em relação ao impulsor radial com a serpentina espiral. Isso ocorre devido a localização espacial da serpentina no tanque, a qual está no fundo do mesmo. Dessa forma, o impulsor axial ao direcionar o fluido no sentido descendente do eixo, esse logo já entra em contato com a fonte térmica, enquanto que o impulsor radial direciona o fluido a parede.

Mas, nota-se que a influência da transmissão de calor provocada pelo impulsor radial não é tão discrepante em relação ao impulsor axial, pois apesar da desvantagem geométrica da serpentina em espiral, o impulsor radial gera uma turbulência muito significativa, o que favorece o aumento do coeficiente externo de convecção. Em termos de projeto, um tanque equipado com serpentina espiral e avaliando-se apenas a transferência de calor, recomenda-se o uso do impulsor axial. Na Figura 60, foi feita uma comparação entre a chicana tubular vertical e a serpentina em espiral, mantendo-se fixo o impulsor axial. De forma análoga, na Figura 61 está apresentada a mesma comparação, porém com o impulsor radial.

Figura 60 - Comparação da transferência de calor entre a chicana tubular vertical e a serpentina espiral – Impulsor axial

Em relação ao impulsor axial, conforme observado na Figura 60, quando usado com a serpentina em espiral, há um incremento médio na transferência de calor por volta de 30% quando comparado com a chicana tubular vertical. Essa grande diferença percentual entre as duas superfícies é explicada pela localização espacial das mesmas, serpentina no fundo do tanque e chicana tubular vertical na parede do tanque.

Entretanto, analisando o impulsor radial (Figura 61), em toda a extensão de Reynolds estudada, a variável adimensional Φ possui valores ligeiramente maiores com a serpentina espiral quando comparada com a chicana tubular vertical. De modo prático, as curvas estão sobrepostas, de tal modo, que a escolha da superfície de troca térmica adequada para a agitação com o impulsor radial deve ficar com a análise do consumo de potência e do custo de confecção da serpentina ou da chicana tubular vertical.

Figura 61 - Comparação da transferência de calor entre a chicana tubular vertical e a serpentina espiral – Impulsor radial

5.1.4.2) Comparação dos modelos obtidos (Equações 135, 136, 138 e 139) com outros modelos fornecidos na literatura

A comparação dos modelos obtidos no presente estudo com outros fornecidos pela literatura (referentes às jaquetas e serpentinas helicoidais) foi feita através da comparação direta entre o número de Nusselt em função do número de Reynolds. Nesse caso, não é possível utilizar a variável adimensional Φ , pois os modelos que serão analisados possuem coeficientes de Prandtl e relação entre viscosidades diferentes dos valores obtidos nesse trabalho, além do que, essas correlações (as quais estão apresentadas no item 2 – revisão bibliográfica) possuem termos adicionais como, por exemplo, relações geométricas entre diâmetro do tanque pelo diâmetro do impulsor.

Inicialmente, foi feita uma comparação entre os modelos, mantendo-se fixo o impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°. O trabalho encontrado que possui alguma similaridade com o presente estudo foi o de Hagedorn e Salamone (1967) – Equação 52, ambos para aquecimento com jaquetas. Não foi encontrado nenhum trabalho em condições similares com as serpentinas helicoidais e espirais.

Na Figura 62, está apresentada a comparação entre a jaqueta, chicana tubular vertical e serpentina espiral.

Figura 62 - Comparação da transferência de calor entre jaqueta, serpentina espiral e chicana tubular vertical – Impulsor axial

Analisando a Figura 61, o número de Nusselt é cerca de 20% maior com o aquecimento pela serpentina em espiral quando comparado com a jaqueta e cerca de 22%, quando comparado com a chicana tubular vertical. Novamente, essa diferença é explicada pela localização espacial da serpentina em espiral, por ser a única a se localizar no fundo do tanque e pelo fato do impulsor ser do tipo axial, obviamente, a transmissão de calor será mais efetiva.

Analisando individualmente apenas a jaqueta e a chicana tubular vertical, houve uma ligeira vantagem com o uso da jaqueta quando comparado com a chicana. Mas essa análise deve ser local, pois as jaquetas não são utilizadas para tanques com grandes diâmetros, enquanto que as chicanas tubulares verticais são. Além disso, com o uso de jaquetas são necessárias a colocação de chicanas para evitar formação de vórtices, enquanto que nas chicanas tubulares verticais essa desvantagem é inexistente.

Em relação ao impulsor radial, foi feita uma comparação com o trabalho de Hagedorn e Salamone (1967) com a jaqueta, com o estudo de Triveni, Vishwanadham e Venkateshwar (2008) com o uso de uma serpentina helicoidal e com os modelos obtidos no presente estudo.

Na Figura 63 estão apresentadas essas comparações.

Figura 63 - Comparação da transferência de calor entre jaqueta, serpentina helicoidal, serpentina espiral e chicana tubular vertical – Impulsor radial

A jaqueta possui os maiores valores do número de Nusselt quando comparada com as outras três superfícies de troca térmica, entretanto, como dito anteriormente, por não serem indicadas em tanques de grandes diâmetros por problemas estruturais e por ser necessário a adição de chicanas, elas não são recomendadas para os processos.

A chicana tubular vertical e a serpentina espiral ficaram praticamente sobrepostas, sendo que isso foi explicado no item 5.4.4.1 e por fim, os menores valores de Nusselt ocorreram com a serpentina helicoidal. Possivelmente, isso ocorreu devido a quantidade de espiras que é colocada na serpentina, sendo que se esse valor for muito excessivo, tornando as espiras muito próximas umas das outras, pode ocorrer perda de área pelo fluido não conseguir penetrar esse espaço com uma turbulência significativa, diminuindo assim os valores do coeficiente externo de convecção.

Por fim, analisando todas as superfícies de transferência de calor com os dois impulsores, e considerando apenas a eficiência da transmissão de calor, recomenda-se o uso da serpentina espiral com o impulsor axial e da chicana tubular vertical ou serpentina em espiral com o uso do impulsor radial.

5.2) Potência consumida pelos impulsores mecânicos

A potência consumida pelos impulsores axial e radial durante a agitação nos tanques com volume de 10 litros e 50 litros, foram determinadas a partir da Equação 106, a qual relaciona o torque gerado (calculado a partir de uma força quantificada por um dinamômetro) pelo motor elétrico em função da rotação. Foram calculadas 3 potências, uma para cada força medida em 3 braços distintos, por ensaios. Na Tabela 23 estão apresentados os seguintes parâmetros para o tanque com volume de 10 litros: as potências calculadas em cada braço, a potência média, o número de Reynolds modificado de Metzner e Otto, o número de potência e a relação entre a potência consumida pelo volume do tanque. Analogamente, na Tabela 24, estão listados os mesmos parâmetros, porém para o tanque com volume de 50 litros.

Tabela 23 – Parâmetros relativos ao consumo de potência – Tanque 10 litros

Ensaio	P1 (W)	P2 (W)	P3 (W)	P média (W)	Reynolds	Np	P/V (hp/m³)
1	0,33	0,30	0,34	0,33	137,46	7,05	0,07
2	0,54	0,68	0,89	0,70	229,06	4,55	0,14
3	1,79	1,64	2,11	1,85	438,52	2,59	0,38
4	2,54	1,97	2,29	2,27	555,58	1,82	0,47
5	7,24	7,72	4,95	6,64	925,79	1,59	1,36
6	10,25	9,37	11,46	10,36	1063,59	1,79	2,13
7	0,46	0,40	0,48	0,44	165,04	6,83	0,09
8	2,36	2,16	2,48	2,34	400,29	4,44	0,48
9	10,31	9,59	11,05	10,31	426,71	16,85	2,12
10	20,69	19,68	20,30	20,22	574,27	16,39	4,16
11	20,82	22,16	20,80	21,26	701,97	10,73	4,37
12	21,92	20,45	22,58	21,65	1034,96	4,37	4,45
13	0,49	0,41	0,51	0,47	34,49	10,01	0,10
14	2,49	3,03	3,81	3,11	59,24	19,96	0,64
15	6,38	11,35	9,51	9,08	117,84	12,60	1,87
16	11,54	12,15	12,73	12,14	151,40	9,64	2,50
17	28,16	28,38	26,64	27,72	260,03	6,59	5,70
18	32,04	32,16	30,56	31,59	301,21	5,41	6,49
19	0,28	0,41	0,42	0,37	36,20	7,94	0,08
20	3,45	3,03	3,17	3,22	62,17	20,65	0,66
21	10,53	10,09	11,63	10,75	123,69	14,91	2,21
22	12,84	12,46	14,52	13,27	158,92	10,53	2,73
23	19,54	18,16	22,45	20,05	272,94	4,77	4,12
24	22,30	20,76	22,50	21,85	316,15	3,75	4,49
25	3,46	3,04	3,06	3,19	51,33	2,50	0,65

Continua

Tabela 23 – Parâmetros relativos ao consumo de potência – Tanque 10 litros (continuação)

Ensaio	P1 (W)	P2 (W)	P3 (W)	P média (W)	Reynolds	Np	P/V (hp/m³)
26	10,13	9,87	9,34	9,78	102,27	1,66	2,01
27	0,88	1,14	1,27	1,09	20,04	6,96	0,23
28	4,38	3,71	4,44	4,18	62,87	2,09	0,86
29	12,92	12,76	13,02	12,90	115,71	1,66	2,65
30	0,80	0,82	1,16	0,93	16,45	10,18	0,19
31	2,88	3,17	2,55	2,87	42,14	3,89	0,59
32	4,42	3,75	5,12	4,43	47,68	4,57	0,91
33	14,87	14,15	15,81	14,95	85,80	4,18	3,07
34	11,19	12,31	14,13	12,54	93,15	2,92	2,58
35	27,07	25,62	26,61	26,44	122,12	3,37	5,44
36	1,07	1,41	1,69	1,39	190,21	3,81	0,29
37	3,58	3,71	3,85	3,71	453,95	1,89	0,76
38	5,02	4,25	6,11	5,13	561,96	1,73	1,05
39	8,81	8,58	10,15	9,18	790,28	1,61	1,89
40	15,54	15,19	15,79	15,51	1055,39	1,55	3,19
41	0,67	1,26	1,16	1,03	99,00	11,56	0,21
42	4,02	4,16	4,86	4,35	290,75	6,09	0,89
43	3,46	3,04	3,40	3,30	292,47	4,57	0,68
44	10,01	9,89	11,84	10,58	490,52	5,40	2,18
45	14,97	13,77	14,26	14,34	607,23	4,85	2,95
62	1,54	1,01	1,27	1,27	137,46	27,59	0,26
63	2,30	3,03	2,54	2,62	229,06	17,00	0,54
64	6,38	5,68	4,23	5,43	438,52	7,61	1,12
65	8,46	7,60	10,19	8,75	555,58	7,01	1,80
66	25,86	24,97	34,25	28,36	925,79	6,81	5,83
67	34,61	36,71	40,32	37,22	1063,59	6,44	7,65
68	2,15	1,14	2,85	2,05	165,04	31,49	0,42
69	10,67	9,12	11,46	10,42	400,29	19,79	2,14
70	10,31	10,78	12,05	11,05	426,71	18,05	2,27
71	22,98	21,19	24,10	22,76	574,27	18,45	4,68
72	37,68	31,90	35,65	35,08	701,97	17,71	7,21
73	94,98	86,60	88,71	90,10	1034,96	18,19	18,52
74	0,38	0,51	0,59	0,50	34,49	10,61	0,10
75	0,77	0,98	1,14	0,96	59,24	6,19	0,20
76	1,98	2,27	2,75	2,33	117,84	3,24	0,48
77	2,85	2,43	3,06	2,78	151,40	2,20	0,57
78	8,39	8,40	7,99	8,26	260,03	1,96	1,70
79	10,38	9,12	9,76	9,75	301,21	1,67	2,01
80	0,46	0,51	0,68	0,55	36,20	11,76	0,11
81	0,96	1,14	1,27	1,12	62,17	7,20	0,23
82	3,06	3,28	3,81	3,38	123,69	4,69	0,70

Continua

Tabela 23 – Parâmetros relativos ao consumo de potência – Tanque 10 litros (continuação)

Ensaio	P1 (W)	P2 (W)	P3 (W)	P média (W)	Reynolds	Np	P/V (hp/m³)
83	5,54	5,47	6,62	5,88	158,92	4,66	1,21
84	16,66	15,44	17,13	16,41	272,94	3,90	3,37
85	25,64	24,05	25,47	25,05	316,15	4,29	5,15
86	1,19	1,14	1,65	1,32	20,04	8,42	0,27
87	3,38	2,73	3,82	3,31	51,33	2,60	0,68
88	4,83	4,59	6,22	5,21	62,87	2,61	1,07
89	11,15	10,89	13,58	11,87	102,27	2,02	2,44
90	13,48	13,60	15,81	14,30	115,71	1,84	2,94
91	0,96	1,20	1,90	1,35	16,45	14,87	0,28
92	3,59	3,29	4,46	3,78	42,14	5,13	0,78
93	4,28	4,86	5,35	4,83	47,68	4,98	0,99
94	10,97	11,95	13,24	12,06	79,46	4,00	2,48
95	14,00	13,72	16,17	14,63	85,80	4,09	3,01
96	29,61	28,97	32,22	30,26	122,12	3,86	6,22
97	1,23	1,31	1,69	1,41	190,21	3,86	0,29
98	4,20	3,88	4,14	4,08	453,95	2,08	0,84
99	6,15	5,06	6,45	5,89	561,96	1,99	1,21
100	10,09	9,33	10,99	10,14	790,28	1,78	2,08
103	0,80	0,76	0,95	0,84	99,00	9,36	0,17
104	3,51	3,53	3,81	3,62	290,75	5,07	0,74
105	3,52	3,54	3,82	3,63	292,47	5,03	0,75
106	9,56	9,01	9,47	9,35	490,52	4,77	1,92

Tabela 24 – Parâmetros relativos ao consumo de potência – Tanque 50 litros

Ensaio	P1 (W)	P2 (W)	P3 (W)	P média (W)	Reynolds	Np	P/V (hp/m³)
126	6,78	6,66	6,66	6,70	923,23	1,33	0,18
127	31,71	31,61	30,46	31,26	1767,43	1,34	0,83
128	83,08	86,75	89,24	86,36	2710,89	1,35	2,30
129	168,99	172,57	170,88	170,82	3731,35	1,26	4,56
130	1,19	0,96	1,17	1,11	237,26	5,96	0,03
131	7,63	8,01	7,63	7,76	665,19	3,66	0,21
132	38,25	37,95	37,66	37,95	1166,50	4,75	1,01
133	104,41	105,00	98,24	102,55	1719,84	5,14	2,74
134	198,95	195,68	200,58	198,41	2314,57	4,93	5,29
135	1,19	0,96	0,90	1,02	54,39	5,42	0,03
136	9,23	9,17	8,85	9,09	238,74	1,79	0,24
137	34,54	36,01	35,27	35,27	474,96	1,50	0,94
138	89,68	87,04	86,75	87,82	747,17	1,36	2,34
139	184,26	192,17	182,75	186,39	1048,06	1,36	4,97
140	1,38	0,84	0,88	1,03	57,08	5,49	0,03

Continua

Tabela 24– Parâmetros relativos ao consumo de potência – Tanque 50 litros (continuação)

Ensaio	P1 (W)	P2 (W)	P3 (W)	P média (W)	Reynolds	Np	P/V (hp/m³)
141	19,59	18,59	17,27	18,48	250,59	3,64	0,49
142	95,77	99,64	97,13	97,51	498,53	4,15	2,60
143	300,69	287,50	277,53	288,57	784,25	4,47	7,70
144	643,20	644,70	633,59	640,50	1100,06	4,67	17,09
145	10,55	11,18	9,29	10,34	80,77	2,02	0,28
146	37,05	38,10	35,80	36,98	160,93	1,56	0,99
147	100,67	95,83	86,60	94,37	253,41	1,45	2,52
148	183,12	198,20	183,50	188,27	355,73	1,36	5,02
149	355,07	382,24	342,87	360,06	466,36	1,42	9,61
150	526,86	512,09	514,41	517,79	345,80	4,44	13,82
151	12,40	16,12	12,04	13,52	66,31	4,55	0,36
152	68,39	68,20	69,33	68,64	146,59	3,97	1,83
153	125,03	125,73	127,45	126,07	192,18	3,99	3,36
154	265,08	275,48	288,96	276,51	266,10	4,24	7,38
155	16,58	17,25	16,58	16,80	766,65	1,41	0,45
156	48,23	49,49	48,73	48,82	1439,80	1,21	1,30
157	76,49	77,08	69,16	74,24	1829,62	1,16	1,98
158	112,04	107,18	117,73	112,31	2251,65	1,18	3,00
159	229,85	237,38	234,45	233,90	3185,17	1,26	6,24
160	8,48	9,42	8,90	8,93	399,00	3,07	0,24
161	56,27	52,08	53,92	54,09	828,41	4,54	1,44
162	105,82	111,16	106,76	107,91	1171,86	4,64	2,88
163	145,76	145,99	134,71	142,15	1358,98	4,59	3,79
164	282,22	266,98	269,62	272,94	1977,01	4,27	7,28
185	0,31	0,25	0,63	0,40	228,43	2,14	0,01
186	7,35	7,28	8,16	7,60	923,23	1,51	0,20
187	33,28	33,91	32,87	33,35	1767,43	1,43	0,89
188	92,32	89,97	80,15	87,48	2710,89	1,37	2,33
189	193,86	178,98	187,83	186,89	3731,35	1,38	4,99
190	0,82	0,80	0,96	0,86	237,26	4,61	0,02
191	13,71	14,04	13,94	13,89	665,19	6,55	0,37
192	40,00	40,74	40,00	40,25	1166,50	5,04	1,07
193	105,60	106,19	105,10	105,63	1719,84	5,29	2,82
194	198,20	198,70	196,94	197,95	2314,57	4,92	5,28
195	0,69	0,67	0,88	0,75	54,39	3,97	0,02
196	6,59	9,80	6,78	7,72	238,74	1,52	0,21
197	36,11	36,63	36,01	36,25	474,96	1,54	0,97
198	95,83	88,51	95,83	93,39	747,17	1,45	2,49
199	192,17	194,81	195,94	194,30	1048,06	1,42	5,18
200	1,32	1,17	1,38	1,29	57,08	6,86	0,03
201	21,48	20,10	20,41	20,66	250,59	4,07	0,55

Continua

Tabela 24 – Parâmetros relativos ao consumo de potência – Tanque 50 litros (continuação)

Ensaio	P1 (W)	P2 (W)	P3 (W)	P média (W)	Reynolds	Np	P/V (hp/m³)
202	106,76	103,41	105,92	105,36	498,53	4,48	2,81
203	296,29	285,15	297,46	292,97	784,25	4,54	7,82
204	666,37	666,56	652,99	661,97	1100,06	4,83	17,66
205	8,85	8,29	9,42	8,85	80,77	1,73	0,24
206	34,85	34,54	36,32	35,24	160,93	1,48	0,94
207	90,12	91,73	83,96	88,60	253,41	1,36	2,36
208	200,08	191,04	192,17	194,43	355,73	1,40	5,19
209	357,14	355,07	365,43	359,22	466,36	1,42	9,58
210	540,74	546,61	512,80	533,38	345,80	4,57	14,23
211	12,56	12,04	12,09	12,23	66,31	4,12	0,33
212	48,48	46,89	48,57	47,98	125,04	3,95	1,28
213	107,07	110,53	105,92	107,84	192,18	3,41	2,88
214	277,39	278,41	274,02	276,61	266,10	4,25	7,38
215	20,85	17,75	17,00	18,53	766,65	1,55	0,49
216	56,52	51,50	56,14	54,72	1439,80	1,36	1,46
217	83,08	92,90	82,06	86,02	1829,62	1,35	2,30
218	125,60	130,29	125,10	127,00	2251,65	1,33	3,39
219	244,92	249,11	232,99	242,34	3185,17	1,30	6,47
220	21,67	17,79	15,70	18,39	399,00	6,32	0,49
221	56,77	66,65	56,27	59,90	828,41	5,03	1,60
222	120,58	118,69	114,51	117,92	1171,86	5,07	3,15
223	153,36	153,82	146,56	151,25	1358,98	4,88	4,04
224	189,91	192,92	182,25	188,36	1416,70	4,68	5,03

Na Figura 64 plotou-se a curva do número de potência para o impulsor axial com a chicana tubular vertical e para a serpentina em espiral. De forma análoga, na Figura 65 foi plotada as mesmas curvas, porém, com o impulsor radial.

Observou-se que as curvas do número de potência em função do número de Reynolds com o impulsor axial (Figura 64) praticamente ficaram sobrepostas, o que era esperado, pois a configuração geométrica do tanque com a serpentina espiral e a chicana tubular vertical são praticamente as mesmas. No caso da serpentina espiral, o tanque possui 4 chicanas (com 1/10 do diâmetro do tanque), assim como com as chicanas tubulares verticais, também possuem 1/10 do diâmetro do tanque, dessa forma a uma grande similaridade entre os dois sistemas.

O mesmo fenômeno pode ser observado com o impulsor radial (Figura 65), onde as duas curvas praticamente ficaram sobrepostas e também, ocorreu a presença de uma pequena concavidade no intervalo de Reynolds de 80 a 120, caracterizando uma região de transição do escoamento laminar para a turbulência.

Figura 64 - Número de potência em função do número de Reynolds – Chicana tubular vertical e serpentina espiral – Impulsor axial

Figura 65 - Número de potência em função do número de Reynolds – Chicana tubular vertical e serpentina espiral – Impulsor radial

As curvas apresentadas nas Figuras 64 e 65 fornecem uma visualização global da variação de potência consumida em função do número de Reynolds com a agitação dos fluidos não-Newtonianos que seguem o modelo da lei das potências.

Na Figura 66 está apresentada a comparação da curva do número de potência entre o impulsor axial e o impulsor radial com a chicana tubular vertical e, analogamente, na Figura 67 as mesmas curvas, mas com a serpentina espiral.

Figura 66 - Número de potência em função do número de Reynolds – Impulsor axial e impulsor radial – chicana tubular vertical

Como a potência consumida é diretamente proporcional ao número de potência, conclui-se, que na agitação de fluidos não-Newtonianos, o consumo de potência com o impulsor radial é cerca e 66% maior quando comparado com o impulsor axial. Essa grande diferença entre os impulsores é explicada pela hidrodinâmica das pás do impulsor, no caso do impulsor axial, pelas pás serem inclinadas, a uma facilidade maior do fluido em se deslocar pelo impulsor e por consequência, um menor esforço do motor.

Mas, no caso do impulsor radial, pelas pás serem planas, o arrasto gerado é muito maior quando comparado com as pás inclinadas, e dessa forma, há um esforço maior do motor elétrico.

Figura 67 - Número de potência em função do número de Reynolds – Impulsor axial e impulsor radial – Serpentina espiral

Analisando a Figura 67, foi possível observar o mesmo comportamento da curva do número de potência com os impulsores axial e radial que ocorreu na chicana tubular vertical. Observou-se um consumo de potência com o impulsor radial por volta de 65% maior quando comparado com o impulsor axial.

As curvas do número de potência em função do número de Reynolds modificado por Metzner e Otto (1957) também foram expressas na forma algébrica, o que para o engenheiro de projetos é uma facilidade, visto que elimina possíveis erros em leitura de gráficos.

Em relação ao impulsor axial, verificou-se que na agitação com as chicanas tubulares verticais (Figura 66) ocorreu uma descontinuidade para o valor de Reynolds em 454. Analogamente, com a serpentina espiral, a descontinuidade ocorreu com Reynolds de 253 (Figura 67). Dessa forma, são necessárias duas equações de predição do número de potência para cada intervalo de Reynolds, em ambas as superfícies de troca térmica.

A Equação 140 apresenta a expressão para o cálculo do número de potência com Reynolds entre 20 e 454, e a Equação 141, para Reynolds na faixa de 454 a 3731. Ambas para a agitação com impulsor axial e chicana tubular vertical.

$$N_p = 12,75(Re_{MO})^{-0,38} \quad (140)$$

$$N_p = 4,31(Re_{MO})^{-0,16} \quad (141)$$

Os valores dos coeficientes de determinação ajustados para as Equações 140 e 141 foram de 0,63 e 0,48, respectivamente.

Nas Equações 142 e 143 estão expressos o cálculo do número de potência para Reynolds no intervalo 20 a 253 e Reynolds entre 253 e 3731, respectivamente. Essas equações foram obtidas através de um ajuste não linear entre o número de potência e o número de Reynolds. As duas equações são válidas para a agitação com o impulsor axial e serpentina espiral. A Equação 142 apresenta um coeficiente de determinação ajustado de 0,92 e a Equação 143 de 0,50.

$$N_p = 60,37(Re_{MO})^{-0,71} \quad (142)$$

$$N_p = 2,19(Re_{MO})^{-0,06} \quad (143)$$

Na Figura 68 estão apresentados os resultados experimentais do número de potência com o impulsor axial e chicana tubular vertical comparados com os valores previstos pelas Equações 140 e 141.

Figura 68 - Número de potência experimental e previsto – Impulsor axial e chicana tubular vertical

Analogamente, na Figura 69 estão apresentados os valores experimentais e previstos pelas Equações 142 e 143 com o impulsor axial e serpentina espiral.

Figura 69 - Número de potência experimental e previsto – Impulsor axial e serpentina espiral

Figura 70 - Número de potência experimental e previsto – Impulsor radial e chicana tubular vertical

Na Figura 70 está apresentada a comparação dos dados experimentais com os valores previstos do número de potência com o impulsor radial e chicana tubular vertical e, analogamente, na Figura 71, com a serpentina espiral.

Em relação ao impulsor radial, observou-se na Figura 70, uma descontinuidade no valor de Reynolds de 122 com o sistema de agitação contendo a chicana tubular vertical. Com a serpentina espiral, foi observado que a descontinuidade também ocorreu no Reynolds de 122, conforme a Figura 71.

Na agitação de fluidos não-Newtonianos a literatura não fornece equações específicas para predição do número de Reynolds em que há mudança de escoamento (laminar para turbulento) devido a existir uma inúmera quantidade de modelos reológicos que podem prever o comportamento desses fluidos em certas faixas de taxas de cisalhamento.

As descontinuidades que estão apresentadas nas Figuras 66 e 67 e detalhadas na Figuras 68 a 71 são oriundas, provavelmente, da mudança de escoamento laminar para turbulento, ressaltando que essa variação reflete apenas no número de potência, sendo que na transferência de calor (representada pelo número de Nusselt) não houve nenhuma descontinuidade na faixa de Reynolds apresentada (ver Figuras 48, 49, 56 e 57).

Do mesmo modo que para o impulsor axial, foram obtidas duas equações de predição do número de potência com a chicana tubular vertical e com a serpentina espiral, para o impulsor radial em função das faixas de validade do número de Reynolds. As Equações 144 e 145, apresentam para a chicana tubular vertical, o cálculo do número de potência com Reynolds entre 16 e 122 e no intervalo de 122 a 2314, respectivamente. Analogamente, as Equações 146 e 147, com os mesmos intervalos citados, com a serpentina espiral.

$$N_p = 55,23(Re_{MO})^{-0,58} \quad (144)$$

$$N_p = 2,57(Re_{MO})^{0,08} \quad (145)$$

$$N_p = 108,29(Re_{MO})^{-0,67} \quad (146)$$

$$N_p = 4,83 \quad (147)$$

Figura 71 - Número de potência experimental e previsto – Impulsor radial e serpentina espiral

Na agitação com o impulsor radial e a serpentina espiral, no intervalo de Reynolds entre 123 e 2314, observou-se que praticamente não ocorreu variação do número de potência com o número de Reynolds, dessa forma, foi calculado um valor médio. Os valores dos coeficientes de determinação ajustado das Equações 144, 145 e 146 são 0,96, 0,50 e 0,92, respectivamente.

Com o impulsor axial e o impulsor radial, não foram encontrados na literatura corrente modelos para a predição do número de potência em função do Reynolds modificado para um sistema de agitação semelhante ao usado no presente estudo.

5.3) Análise simultânea da potência consumida com a transferência de calor

Não é comum encontrar na literatura algum diagrama ou gráfico que relacione de forma simultânea a variação do número de Nusselt e do número de potência em função do número de Reynolds em tanques com agitação, com exceção do trabalho realizado por Rosa (2014) que investigou o aquecimento de fluidos Newtonianos em tanques agitados com aquecimento por chicanas tubulares verticais operando de forma contínua. Esses diagramas são muito úteis ao engenheiro de processos, pois dessa forma ele pode avaliar simultaneamente a eficiência da transmissão de calor juntamente com o consumo de energia (potência) pelo impulsor e fazer uma escolha adequada de acordo com o seu sistema de agitação.

No presente estudo, como os expoentes do número de Prandtl e das relações viscosas foram os mesmos com todos os impulsores e com a chicana tubular vertical e a serpentina espiral, foram gerados gráficos do número de potência, previstos pelas Equações 142 a 147 e da variável adimensional Φ em função do número de Reynolds. Na Figura 72, está proposto um gráfico entre as variáveis mencionadas acima para o impulsor axial e impulsor radial com aquecimento pela chicana tubular vertical. Analogamente, na Figura 73, estão expressas as mesmas curvas, porém com a serpentina espiral.

Figura 72 - Número de potência e variável Φ em função de Reynolds – Impulsor axial e radial – Chicana tubular vertical

Analisando a Figura 72, o uso do impulsor axial implica em um consumo de potência consideravelmente menor quando comparado com o uso do impulsor radial, porém, a eficiência da transmissão de calor é menor. Dessa forma, recomenda-se o uso do impulsor axial quando o aquecimento em tanque com agitação não necessitar de uma turbulência significativa, porém, se o processo necessitar de que ocorra turbulência, como por exemplo, para melhorar a qualidade da mistura, o impulsor radial deve ser utilizado, mesmo com um consumo maior de potência pelo impulsor. De forma prática, o uso do impulsor axial implica em processos mais lentos e, principalmente, em processos no qual o cisalhamento constante do impulsor não deve modificar as propriedades da solução em agitação, como por exemplo, soluções aquosas de poliacrilamida aniônica (composto utilizado como floculante em estações de tratamento de esgoto). No caso de processos em que é necessário um aquecimento rápido e que o cisalhamento não vai interferir de forma significativa na solução em agitação, o uso do impulsor radial é o recomendado.

Figura 73 - Número de potência e variável Φ em função de Reynolds – Impulsor axial e radial
– Serpentina espiral

Em relação à serpentina espiral (Figura 73) a transferência de calor com o impulsor axial foi maior quando comparada com a do impulsor radial e por sua vez, esse impulsor também possuiu o menor consumo de potência. Dessa forma, recomenda-se o uso do impulsor axial envolvendo a serpentina espiral, com exceção, apenas quando o processo exigir uma elevada turbulência.

5.4) Ampliação de escala (*scale-up*)

As expressões para ampliação de escala foram obtidas em duas etapas: a) equações para predição da potência e b) equações de predição para o coeficiente externo de convecção ou coeficiente de transferência de calor. Ressaltando que em ambas as etapas, foram modeladas equações apenas para os fluidos não-Newtonianos estudados no presente estudo. Não foram avaliados modelos para fluidos Newtonianos, pois há diversas equações de ampliação de escala para tanques com agitação, mistura e transferência de calor com esses fluidos, como discutido na seção 3.6.

5.4.1) Expressões para ampliação de escala em termos do consumo de potência

Na seção 3.4 foi discutida de forma abrangente como estimar a potência consumida em tanques com agitação e mistura e foi observado que a mesma é uma função direta do escoamento (número de Reynolds). Dessa forma, optou-se por relacionar a potência consumida por volume entre os tanques através de uma função de potência com a relação entre os números de Reynolds de ambos os tanques, conforme a Equação 148.

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{Re_{MO2}}{Re_{MO1}}\right)^\Psi \quad (148)$$

O número de Reynolds presente na Equação 148 segue a proposta modificada por Metzner e Otto (1957) para a taxa de cisalhamento média ocorrente durante a agitação. Escrevendo o número de Reynolds na forma expandida e executando algumas manipulações matemáticas, a Equação 148 é reescrita como apresentado na Equação 149.

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{\Psi(2-n)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2\Psi} \quad (149)$$

A Equação 149 é um possível modelo para representar a ampliação de escala entre tanques mantendo-se a similaridade geométrica.

O expoente Ψ foi determinado experimentalmente em função de cada impulsor mecânico utilizado (axial e radial) e da superfície de transferência de calor (chicana tubular vertical e serpentina espiral), de tal forma a se obter quatro expressões com o formato da Equação 149.

Na Tabela 25 estão apresentados os parâmetros necessários a estimativa do expoente Ψ , como a relação entre potência e número de Reynolds entre os dois tanques, com o impulsor axial e impulsor radial, nos tanques equipados com chicana tubular vertical.

Ressaltando que na Tabela 25 também são apresentados os ensaios que foram escolhidos para se obter as supracitadas variáveis.

Tabela 25 – Variáveis utilizadas para a determinação de Ψ – chicana tubular vertical

Impulsor axial				Impulsor radial			
E T1	E T2	$(P_2/V_2)/(P_1/V_1)$	(Re_2/Re_1)	E T1	E T2	$(P_2/V_2)/(P_1/V_1)$	(Re_2/Re_1)
1	126	2,67	6,29	7	130	0,32	1,35
2	127	5,78	7,12	8	131	0,43	1,54
3	128	6,07	5,80	9	132	0,48	2,55
4	129	9,77	6,34	10	133	0,66	2,73
5	135	0,02	0,05	11	134	1,21	2,94
6	136	0,11	0,19	12	140	0,01	0,05
13	137	9,80	13,74	19	141	6,47	6,72
14	138	3,67	12,20	20	142	3,94	7,69
15	139	2,66	8,55	21	143	3,48	6,38
16	145	0,11	0,56	22	144	6,26	6,58
17	146	0,17	0,70	23	150	3,35	1,38
18	147	0,39	0,93	24	151	0,08	0,23
25	148	7,67	6,76	30	152	9,61	3,18
26	149	4,78	4,37	31	153	5,71	4,50
27	155	1,99	30,70	32	154	8,10	5,49
28	156	1,52	18,25	33	160	0,08	3,73
36	157	6,92	9,53	34	161	0,56	7,13
37	158	3,93	4,96	35	162	0,53	7,65
38	159	5,92	5,68	41	163	17,88	13,51

E T1 – Ensaios referentes ao tanque com volume útil de 10 litros.

E T2 – Ensaios referentes ao tanque com volume útil de 50 litros.

Assim como na Tabela 25, na Tabela 26 estão apresentadas as variáveis referentes à relação entre consumo de potência por volume e relação entre os números de Reynolds de ambos os tanques equipados com a serpentina espiral.

Tanto na Tabela 25 como na Tabela 26, cada par de ensaios escritos em cada linha das tabelas não misturaram o tipo de fluido, ou seja, não foram feitas combinações de potência consumida no tanque 1 para a solução de carboximetilcelulose 0,5% com potência consumida para a solução de carbopol 1,5% no tanque 2, o que não faria sentido. Para melhor orientação do leitor, os números dos ensaios apresentados nas Tabelas 25 e 26 estão com a sua descrição nas Tabelas 13 e 14, na seção 4.4.

Tabela 26 - Variáveis utilizadas para a determinação de Ψ – serpentina espiral

Impulsor axial				Impulsor radial			
E T1	E T2	$(P_2/V_2)/(P_1/V_1)$	(Re_2/Re_1)	E T1	E T2	$(P_2/V_2)/(P_1/V_1)$	(Re_2/Re_1)
62	185	0,04	1,58	68	190	0,05	1,43
63	186	0,38	3,43	69	191	0,17	1,67
64	187	0,80	3,87	70	192	0,47	2,76
65	188	1,30	4,64	71	193	0,60	3,11
66	189	0,86	3,95	72	194	0,73	3,25
67	195	0,00	0,05	73	200	0,00	0,05
74	196	2,02	7,13	80	201	4,88	6,76
75	197	4,88	7,98	81	202	12,20	7,95
76	198	5,20	6,23	82	203	11,24	6,26
77	199	9,08	6,81	83	204	14,62	6,79
78	205	0,14	0,36	84	210	4,22	1,46
79	206	0,47	0,62	85	211	0,06	0,25
86	207	8,68	12,81	91	212	4,60	2,93
87	208	7,62	7,56	92	213	3,70	4,47
88	209	8,95	7,73	93	214	7,43	5,39
89	215	0,20	6,11	94	220	0,20	4,08
90	216	0,50	9,90	95	221	0,53	7,59
97	217	7,92	9,51	96	222	0,51	7,66
98	218	4,04	4,95	103	224	29,26	15,46

E T1 – Ensaios referentes ao tanque com volume útil de 10 litros.

E T2 – Ensaios referentes ao tanque com volume útil de 50 litros.

Com os resultados obtidos nas Tabelas 25 e 26 e pela linearização da Equação 148, o valor do expoente Ψ foi determinado através de uma regressão não linear entre a variação da relação de potência pela relação do número de Reynolds. As Equações 150 e 151 apresentam as expressões para ampliação de escala com o uso do impulsor axial e impulsor radial, respectivamente, com a chicana tubular vertical e as Equações 152 e 153, com o impulsor axial e impulsor radial, respectivamente, ambas com o uso da serpentina espiral.

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,90-0,95n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{1,90} \quad (150)$$

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,96-0,98n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{1,96} \quad (151)$$

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,50-0,75n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{1,50} \quad (152)$$

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{2,56-1,28n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2,56} \quad (153)$$

Na Tabela 27 estão apresentados os valores do expoente Ψ , do coeficiente de determinação, coeficiente de determinação ajustado, estatística t de student e estatística t de student tabelada ou *P-value*, referentes as Equações 150, 151, 152 e 153.

Tabela 27 – Expoente Ψ para as Equações 150, 151, 152 e 153

Equação	Ψ	R^2	$R^2_{ajs.}$	<i>Stat t</i>	<i>P-value</i>
150	0,95	0,84	0,78	9,17	$8,99.10^{-8}$
151	0,98	0,76	0,70	6,77	$9,05.10^{-6}$
152	0,75	0,72	0,64	5,80	$6,18.10^{-5}$
153	1,28	0,77	0,70	6,65	$1,58.10^{-5}$

Em todas as Equações modeladas, o valor obtido do expoente Ψ foi significativo visto que o valor da estatística P-value foi menor que 0,005, devido ao nível de confiança ser 95%. Entretanto, houve uma discrepância entre os valores do coeficiente de determinação e de determinação ajustado, os quais possuíram uma defasagem média de 8%, o que indica que as Equações 150 a 153 não conseguem representar satisfatoriamente o fenômeno observado. Na Figura 74, está apresentado a curva 45° entre a variável (P_2/V_2) observada experimentalmente em função da variável (P_2/V_2) predita pelas Equações 150, 151, 152 e 153.

Observa-se na Figura 74 uma grande variação dos valores preditos (P_2/V_2) pelos valores observados experimentalmente e também uma tendência dos pontos de não acompanharem a curva 45°, o que indica que os modelos apresentados nas Equações 150 a 153 não conseguem descrever a ampliação de escala de tanques na agitação de fluidos não-Newtonianos. Uma particularidade referente às equações supracitadas é que elas têm como característica a passagem das variáveis dependente e independente pela origem do sistema de coordenadas, fenômeno observado em grande parte dos fluidos Newtonianos.

Figura 74 - Curva 45° para predição de (P_2/V_2) pelas Equações 150 a 153

No caso dos fluidos não-Newtonianos, é notório que as relações entre as variáveis de ampliação de escala não passam pela origem do sistema de coordenadas. Dessa forma, modificou-se o modelo proposto na Equação 148, inserindo uma constante de proporcionalidade definida por λ , a qual deverá levar em conta esse afastamento das variáveis da origem do sistema de coordenadas, como apresentado na Equação 154.

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \lambda \left(\frac{Re_{MO2}}{Re_{MO1}}\right)^\Psi \quad (154)$$

A Equação 155 apresenta a forma expandida da Equação 154, em termos da razão de rotação e diâmetro do impulsor mecânico, entre os tanques.

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = \lambda \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{\Psi(2-n)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2\Psi} \quad (155)$$

Pela linearização da Equação 155, foi executada a regressão múltipla linear visando obter o valor da constante λ (sendo que na regressão, o valor fornecido é o $\ln\lambda$, bastando tomar a operação inversa para se obter o valor original de λ) e do expoente Ψ . As Equações 156, 157, 158 e 159 apresentam os modelos propostos para o impulsor axial e impulsor radial, com a

chicana tubular vertical, e para o impulsor axial e impulsor radial, com a serpentina espiral, respectivamente.

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = 0,50 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{2,30-1,15n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2,30} \quad (156)$$

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = 0,44 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{2,72-1,36n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2,73} \quad (157)$$

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = 0,23 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{2,80-1,40n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2,80} \quad (158)$$

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1}\right) = 0,20 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{3,30-1,66n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{3,30} \quad (159)$$

Na Tabela 28, estão apresentados os valores do expoente Ψ e $\ln \lambda$ para as equações 156, 157, 158 e 159, também contemplando os valores dos coeficientes de determinação e estatísticas t de student, com uma margem de confiança de 95%.

Tabela 28 – Expoente Ψ e $\ln \lambda$ para as Equações 156, 157, 158 e 159

Equação		Valor	R^2	$R^2_{ajs.}$	$Stat\ t$	$P\text{-value}$
156	$\ln \lambda$	-0,69	0,92	0,91	-4,12	$9,09.10^{-4}$
	Ψ	1,15			13,04	$1,37.10^{-9}$
157	$\ln \lambda$	-0,81	0,86	0,85	-3,42	$3,38.10^{-3}$
	Ψ	1,36			9,52	$9,51.10^{-8}$
158	$\ln \lambda$	-1,44	0,82	0,81	-4,78	$2,44.10^{-4}$
	Ψ	1,40			8,33	$5,19.10^{-7}$
159	$\ln \lambda$	-1,62	0,87	0,86	-5,06	$3,64.10^{-4}$
	Ψ	1,67			8,73	$2,82.10^{-6}$

Analisando a Tabela 28, observou-se que não houve praticamente nenhuma discrepância entre o valor do coeficiente de determinação quando comparado com o coeficiente de determinação ajustado, confirmando que a relação entre as variáveis dependente e independente não passa pela origem do sistema de coordenadas. Desse modo a constante λ explica satisfatoriamente esse afastamento.

Na Figura 75 estão plotados para as Equações 156 a 159, a curva 45° da predição da variável (P_2/V_2) observada experimentalmente e a predita pelas equações supracitadas.

Figura 75 - Curva 45° para predição de (P_2/V_2) pelas Equações 156 a 159

Observou-se na Figura 74 que os pontos se ajustaram de forma satisfatória em torno da curva de 45° o que indica que a constante λ conseguiu levar em conta nos modelos expressos pela Equações 156 a 159, o afastamento da origem do sistema de coordenadas.

Na Tabela 29 está apresentada uma comparação dos erros de predição da variável (P_2/V_2) pelas Equações 150 a 153 (Modelo 1 – sem a inserção da constante λ) e das Equações 156 a 159 (Modelo 2 – com a inserção da constante λ)

Tabela 29 – Erros previstos pelos modelos 1 e 2 na predição de (P_2/V_2) experimental.

Superfície	Impulsor	Modelo 1	Modelo 2
Chicana tubular vertical	Axial	145% (Eq. 150)	37% (Eq. 156)
	Radial	163% (Eq. 151)	62% (Eq. 157)
Serpentina espiral	Axial	123% (Eq. 152)	50% (Eq. 158)
	Radial	170% (Eq. 153)	60% (Eq. 159)

É notório ao se observar a Tabela 29 que houve uma redução drástica na predição da variável (P_2/V_2) , entretanto, em termos de projeto de engenharia, o erro fornecido pelas Equações fornecidas pelo modelo 2 ainda são relativamente consideráveis. Isso demonstra que para fluidos não-Newtonianos a relação de ampliação de escala entre (P_2/V_2) e (P_1/V_1) ocorre

de forma não linear. Dessa forma o modelo apresentado pela Equação 155 foi corrigido introduzindo um termo não linear na variável (P_1/V_1) , conforme apresentado na Equação 160

$$\left(\frac{P_2/V_2}{P_1/V_1^x}\right) = \lambda \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{\psi(2-n)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2\psi} \quad (160)$$

O expoente x da Equação 160 para os dois impulsores mecânicos em função das duas superfícies de transferência de calor foi obtido através de uma regressão entre a variável (P_2/V_2) observada experimentalmente pela variável (P_2/V_2) predita pelas Equações 156 a 159.

A função que forneceu o valor mais elevado do coeficiente de determinação ajustado para um melhor ajuste das variáveis mencionadas a curva 45° (ver Figura 75) foi uma função de potência, como observado na Equação 161.

$$(P_2/V_2)_{exp} = z (P_2/V_2)_{pred}^M \quad (161)$$

Na Tabela 30 estão apresentados os valores da constante z e do expoente M para o impulsor axial e impulsor radial, com a chicana tubular vertical e analogamente para ambos os impulsores com a serpentina espiral.

Tabela 30 – Valores da constante z e do expoente M da Equação 161 para os impulsores axial e radial em função da chicana tubular vertical e serpentina espiral.

Superfície	Impulsor	z	M	R^2_{ajs}
Chicana tubular vertical	Axial	0,7862	1,3561	0,97
	Radial	0,6375	1,1306	0,89
Serpentina espiral	Axial	1,0528	1,2253	0,90
	Radial	0,8202	1,1057	0,84

Incorporando as constantes e expoentes apresentados na Tabela 30 nas Equações 156 a 159, tem-se as expressões para ampliação de escala, em termos de potência, para mesma similaridade geométrica entre os tanques, conforme apresentado nas Equações 162, 163, 164 e 165 para o impulsor axial e impulsor radial, com a chicana tubular vertical e, impulsor axial e impulsor radial, com a serpentina espiral, respectivamente.

$$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,36}} = 0,31 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{3,13-1,56n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{3,13} \quad (162)$$

$$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,13}} = 1,13 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^{3,07-1,54n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{3,08} \quad (163)$$

$$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,22}} = 0,17 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^{3,42-1,71n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{3,42} \quad (164)$$

$$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{0,99}} = 0,19 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^{3,30-1,66n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{3,30} \quad (165)$$

Na Figura 76 está apresentada a curva 45° para as Equações 162 a 165, a curva 45° da predição da variável (P_2/V_2) observada experimentalmente e a predita pelas equações supracitadas.

Figura 76 - Curva 45° para predição de (P_2/V_2) pelas Equações 162 a 165

Como observado na Figura 76, os pontos se ajustaram de forma mais satisfatória à curva 45° quando comparados à curva da Figura 75. O erro de predição das Equações 162, 163, 164 e 165 foram 15%, 20%, 11% e 16%, respectivamente, o que corrobora à relação não linear entre as variáveis (P_2/V_2) e (P_1/V_1) . Na Tabela 31 estão apresentadas as Equações para os parâmetros de similaridade (mesmo tip-speed, mesmo consumo de potência e mesmo coeficiente de convecção) obtidos a partir das Equações 162 a 165. Analogamente, a Tabela 32 apresenta esses parâmetros para a serpentina espiral.

Tabela 31 – Expressões para ampliação de escala em termos de potência – chicana tubular vertical – válidas para Reynolds entre 20 e 4000.

Chicana tubular vertical – Impulsor axial	
Parâmetro de similaridade geométrica entre os tanques	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[3,45 \left(\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,35}} \right) \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-3,10} \right]^{(1/3,10-1,55n)}$	(166)
Mesmo tip-speed	
$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,35}} = 0,29 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{1,55n}$	(167)
Mesmo coeficiente externo de convecção	
$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,35}} = 0,29(0,68)^{\left(\frac{3,10-1,55n}{1,21-0,70n}\right)} (h_{o1})^{\left(\frac{0,56-0,28n}{1,21-0,70n}\right)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{\left(\frac{0,59-0,61n}{1,21-0,70n}\right)}$	(168)
Mesmo consumo de potência por volume	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[3,45 \left(\frac{P_1}{V_1} \right)^{-0,35} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-3,10} \right]^{(1/3,10-1,55n)}$	(169)
Chicana tubular vertical – Impulsor radial	
Parâmetro de similaridade geométrica entre os tanques	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[4,00 \left(\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,13}} \right) \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-3,08} \right]^{(1/3,07-1,54n)}$	(170)
Mesmo tip-speed	
$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,13}} = 0,25 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{1,54n+0,01}$	(171)
Mesmo coeficiente externo de convecção	
$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,13}} = 0,25(1,42)^{\left(\frac{3,07-1,54n}{1,63-0,80n}\right)} (h_{o1})^{\left(\frac{0,21-0,11n}{1,63-0,80n}\right)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{\left(\frac{0,10n-0,08}{1,63-0,80n}\right)}$	(172)
Mesmo consumo de potência por volume	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[4,00 \left(\frac{P_1}{V_1} \right)^{-0,13} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-3,08} \right]^{(1/3,07-1,54n)}$	(173)

Tabela 32 – Expressões para ampliação de escala em termos de potência – serpentina espiral - válidas para Reynolds entre 20 e 4000

Serpentina espiral – Impulsor axial	
Parâmetro de similaridade geométrica entre os tanques	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[5,88 \left(\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,22}} \right) \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-3,42} \right]^{(1/3,42-1,71n)}$	(174)
Mesmo <i>tip-speed</i>	
$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,22}} = 0,17 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{1,71n}$	(175)
Mesmo coeficiente externo de convecção	
$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,22}} = 0,17(1,35)^{\left(\frac{3,42-1,71n}{1,82-0,72n}\right)} (h_{o1})^{\left(\frac{0,14-0,07n}{1,82-0,72n}\right)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{\left(\frac{1,32n-1,34}{1,82-0,72n}\right)}$	(176)
Mesmo consumo de potência por volume	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[5,88 \left(\frac{P_1}{V_1} \right)^{-0,22} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-3,42} \right]^{(1/3,42-1,71n)}$	(177)
Serpentina espiral – Impulsor radial	
Parâmetro de similaridade geométrica entre os tanques	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[5,26 \left(\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{0,99}} \right) \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-3,30} \right]^{(1/3,30-1,66n)}$	(178)
Mesmo <i>tip-speed</i>	
$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{0,99}} = 0,19 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{1,66n}$	(179)
Mesmo coeficiente externo de convecção	
$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{0,99}} = 0,19(6,25)^{\left(\frac{3,30-1,66n}{1,69-0,39n}\right)} (h_{o1})^{\left(\frac{0,25n-0,49}{1,69-0,39n}\right)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{\left(\frac{3,03n-3,00}{1,69-0,39n}\right)}$	(180)
Mesmo consumo de potência por volume	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[5,26 \left(\frac{P_1}{V_1} \right)^{-0,01} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-3,30} \right]^{(1/3,30-1,66n)}$	(181)

Foi realizada uma análise gráfica da ampliação de escala considerando como parâmetro de similaridade o mesmo “*tip-speed*”, descrito pelas Equações 167 e 171 com a chicana tubular vertical, e as Equações 175 e 179, com a serpentina espiral, conforme a Figura 77.

Figura 77 - Ampliação de escala – consumo de potência - mesmo “*tip-speed*” – chicana tubular vertical e serpentina espiral

Como cada impulsor mecânico, em função das superfícies de transferência de calor utilizadas, forneceram relações para $(P_2/V_2)/(P_1/V_1)$ diferentes, optou-se em plotar diretamente na Figura 77, a variável $(P_2/V_2)/(P_1/V_1)^x$. Os valores de x estão expressos na Tabela 33.

Tabela 33 – Valores do expoente x para utilização da Figura 77

Superfície	Impulsor	x
Chicana tubular vertical	Impulsor axial	1,35
	Impulsor radial	1,13
Serpentina espiral	Impulsor axial	1,22
	Impulsor radial	0,99

Observou-se que na Figura 77, o índice reológico do modelo da lei das potências (n) causa uma influência significativa na potência consumida pelo impulsor na ampliação de escala.

Quanto menor o valor de n , menor foi o consumo de potência, para os dois impulsores mecânicos e para as duas superfícies de transferência de calor utilizadas.

Como todos os fluidos agitados foram pseudoplásticos, conforme o índice reológico diminui, a variação da viscosidade aparente é mais acentuada, ou seja, há uma rápida diminuição da resistência do fluido ao escoamento, dessa forma a potência consumida deve ser menor. Entretanto, o impulsor mecânico não consegue transmitir quantidade de movimento suficiente a todas as camadas de fluido nessa condição, pois fora do raio de alcance do impulsor, a viscosidade aparente continua elevada, o que é uma condição péssima para a agitação em termos de tempo de mistura. De forma simplificada, seria como se o impulsor mecânico “enxergasse” apenas o fluido no seu raio de alcance, como um pequeno tanque dentro do tanque em estudo.

Conforme o valor de n aumenta, a variação da viscosidade aparente vai se amortecendo, de tal forma, que quando o valor de n é 0,8 ou próximo de 1,0 (condição newtoniana), a variação de viscosidade com a quantidade de movimento provocada pelo impulsor mecânico é mínima, o que implica em uma transmissão de quantidade e movimento mais eficiente para todo o fluido. Entretanto, nessas condições, pelo fato de não ocorrer mais essa variação viscosa, ocorre uma maior resistência do fluido a rotação do impulsor, por consequência, um aumento da potência consumida.

Analisando a ampliação de escala com o valor do expoente n fixo, tanto para a chicana tubular vertical como para a serpentina espiral, a variação de $(P_2/V_2)/(P_1/V_1)^x$ com (D_{a2}/D_{a1}) foi praticamente a mesma entre os impulsores axial e radial. Isso era esperado devido à proximidade dos valores dos expoentes x entre os dois impulsores, porém, deve-se ressaltar que essa proximidade é apenas em termos de ampliação de escala.

Considerando como parâmetro de ampliação de escala, o mesmo coeficiente de convecção, observou-se um aumento expressivo do consumo de potência no tanque em escala industrial em função da diminuição do valor do índice reológico. Isso ocorre pois no tanque industrial, o impulsor mecânico deve girar muito mais para todo o fluido no tanque se movimentar e ter o contato necessário com a superfície de transferência de calor. No tanque com volume útil de 10 litros, pelo fato de seu tamanho físico ser de pequenas dimensões, mesmo em rotações mais baixas, não há grandes dificuldades para o impulsor mecânico transmitir quantidade de movimento ao fluido e logo, o mesmo ter um contato mais eficiente com a superfície de troca térmica. Por isso, não é recomendado utilizar como parâmetro de ampliação

de escala o mesmo coeficiente de convecção, visto que teriam que ser projetados motores com potências absurdas, o que é inviável economicamente.

5.4.2) Expressões para ampliação de escala em termos do coeficiente de transferência de calor

A predição do coeficiente externo de convecção ou coeficiente de transferência de calor, como abordado na seção 5.3, é realizada através da Equação de Nusselt, a qual é função do escoamento (número de Reynolds), das propriedades físicas (número de Prandtl), da relação corretiva de viscosidade aparente na temperatura *bulk* pela viscosidade aparente na temperatura da parede da superfície de troca térmica e das relações geométricas dos internos do tanque.

Naturalmente, a ampliação de escala em termos do coeficiente de convecção deve considerar todas as variáveis citadas, o que forneceria um modelo complexo e com fatores de pouca significância. A contribuição da relação corretiva entre as viscosidades (apesar do seu expoente, geralmente, ser 0,14) é muito pequena, visto que em geral essa relação fica com valores na faixa de 1,2 a 1,4, a qual provoca mudanças de no máximo 4% no valor do coeficiente de convecção. No caso das relações geométricas entre os internos do tanque, essa contribuição também é pouco significativa, quando comparada com a influência do número de Reynolds e do número de Prandtl.

No presente estudo, mediante as considerações citadas, optou-se por relacionar o coeficiente de convecção entre os tanques, como função diretamente proporcional entre os números de Reynolds e Prandtl, ambos modificados pelo conceito da taxa de cisalhamento média de Metzner e Otto (1957), conforme apresentado na Equação 182.

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = \left(\frac{Re_{MO2}}{Re_{MO1}}\right)^{\alpha} \left(\frac{Pr_{MO2}}{Pr_{MO1}}\right)^{\beta} \quad (182)$$

Expandindo os números de Reynolds e Prandtl na Equação 182 e rearranjando os termos matematicamente em função da rotação e diâmetro dos impulsores mecânicos, a Equação 182 é reescrita conforme a Equação 183.

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{[\alpha(2-n)+\beta(n-1)]} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2\alpha} \quad (183)$$

Os expoentes α e β foram determinados por uma regressão aplicada a Equação 183 linearizada, sendo essa etapa realizada em função dos dois impulsores mecânicos utilizados e

das duas superfícies de troca térmica, obtendo-se assim quatro expressões para ampliação de escala em termos do coeficiente de convecção.

A Equação 183 possui a mesma particularidade que a Equação 149, passando pela origem do sistema de coordenadas, o que é uma característica comprovada dos fluidos Newtonianos. Entretanto, apesar da Equação 149 não ter se mostrado viável em função da particularidade citada referente ao modelo, não é possível afirmar de imediato que o mesmo ocorrerá com o coeficiente de convecção. Na Tabela 34 são apresentadas as variáveis $(P_2/V_2)/(P_1/V_1)$, (Re_{MO2}/Re_{MO1}) e (Pr_{MO2}/Pr_{MO1}) necessárias para a obtenção dos expoentes da Equação 181 com a chicana tubular vertical, e analogamente, na Tabela 35, os valores das variáveis citadas com a serpentina espiral.

Tabela 34 - Variáveis utilizadas para a determinação de α e β – chicana tubular vertical

Impulsor axial					Impulsor radial				
E T1	E T2	(ho_2/ho_1)	(Re_2/Re_1)	(Pr_2/Pr_1)	E T1	E T2	(ho_2/ho_1)	(Re_2/Re_1)	(Pr_2/Pr_1)
1	126	0,98	6,29	0,96	7	130	0,52	1,35	1,33
2	127	1,27	7,12	0,94	8	131	0,58	1,54	1,31
3	128	1,09	5,80	0,97	9	132	0,70	2,55	1,16
4	129	1,39	6,34	0,95	10	133	0,66	2,73	1,17
5	135	0,10	0,05	9,61	11	134	0,73	2,94	1,17
6	136	0,21	0,19	6,70	12	140	0,04	0,05	9,68
13	137	3,31	13,74	0,73	19	141	2,92	6,72	0,90
14	138	2,34	12,20	0,77	20	142	2,88	7,69	0,87
15	139	2,23	8,55	0,85	21	143	3,86	6,38	0,88
16	145	0,32	0,56	3,61	22	144	9,68	6,58	0,92
17	146	0,26	0,70	3,21	23	150	2,18	1,38	2,75
18	147	0,48	0,93	3,01	24	151	0,16	0,23	4,45
25	148	2,84	6,76	0,89	30	152	0,90	3,18	2,28
26	149	2,71	4,37	1,01	31	153	2,18	4,50	0,98
27	155	1,54	30,70	0,17	32	154	2,11	5,49	0,93
28	156	1,06	18,25	0,18	33	160	0,56	3,73	0,31
36	157	2,25	9,53	0,70	34	161	1,53	7,13	0,24
37	158	0,77	4,96	0,88	35	162	0,94	7,65	0,23
38	159	1,65	5,68	0,83	41	163	5,37	13,51	0,62

E T1 – Ensaios referentes ao tanque com volume útil de 10 litros.

E T2 – Ensaios referentes ao tanque com volume útil de 50 litros.

Tabela 35 - Variáveis utilizadas para a determinação de α e β – serpentina espiral

Impulsor axial					Impulsor radial				
E T1	E T2	(ho_2/ho_1)	(Re_2/Re_1)	(Pr_2/Pr_1)	E T1	E T2	(ho_2/ho_1)	(Re_2/Re_1)	(Pr_2/Pr_1)
62	185	1,12	1,58	1,27	68	190	0,47	1,43	1,25
63	186	1,81	3,43	1,18	69	191	0,51	1,67	1,21
64	187	1,58	3,87	1,04	70	192	0,74	2,76	1,08
65	188	2,09	4,64	1,01	71	193	0,92	3,11	1,02
66	189	6,37	3,95	1,02	72	194	1,80	3,25	1,06
67	195	0,06	0,05	9,31	73	200	0,08	0,05	8,65
74	196	3,87	7,13	0,85	80	201	1,27	6,76	0,89
75	197	4,40	7,98	0,84	81	202	3,25	7,95	0,85
76	198	5,85	6,23	0,91	82	203	8,80	6,26	0,90
77	199	21,21	6,81	0,88	83	204	30,60	6,79	0,89
78	205	0,32	0,36	3,73	84	210	2,61	1,46	2,60
79	206	0,83	0,62	3,22	85	211	0,31	0,25	3,97
86	207	9,99	12,81	0,73	91	212	1,46	2,93	2,20
87	208	13,32	7,56	0,80	92	213	1,23	4,47	0,99
88	209	66,90	7,73	0,82	93	214	1,83	5,39	0,95
89	215	2,53	6,11	0,25	94	220	0,44	4,08	0,30
90	216	7,90	9,90	0,22	95	221	1,38	7,59	0,24
97	217	18,90	9,51	0,70	96	222	2,36	7,66	0,23
98	218	2,91	4,95	0,88	103	224	26,44	15,46	0,59

E T1 – Ensaios referentes ao tanque com volume útil de 10 litros.

E T2 – Ensaios referentes ao tanque com volume útil de 50 litros.

Com os resultados das Tabelas 34 e 35 e pela linearização da Equação 183, foram determinados os valores dos expoentes α e β . As Equações 184 e 185 apresentam as expressões para ampliação de escala com o uso do impulsor axial e impulsor radial, respectivamente, com a chicana tubular vertical e as Equações 186 e 187, com o impulsor axial e impulsor radial, respectivamente, ambas com o uso da serpentina espiral.

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,20-0,97n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{0,46} \quad (184)$$

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,75-1,33n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{0,84} \quad (185)$$

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,79-0,93n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{1,79} \quad (186)$$

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,00-0,71n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{0,58} \quad (187)$$

Os valores obtidos dos expoentes α e β , para a construção das Equações 184 a 187, bem como os valores do coeficiente de determinação, coeficiente de determinação ajustado, estatística t de student e estatística tabelada ou P-value estão expressos na Tabela 36.

Tabela 36 – Expoente α e β para as Equações 184, 185, 186 e 187

Equação	Expoentes		R^2	$R^2_{ajs.}$	Stat t	Valor-P
184	α	0,23	0,88	0,81	4,007	$1,10.10^{-3}$
	β	-0,74			-6,1584	$1,83.10^{-5}$
185	α	0,42	0,89	0,81	5,2549	$1,56.10^{-4}$
	β	-0,91			-5,0376	$2,27.10^{-4}$
186	α	0,86	0,90	0,81	8,7094	$8,72.10^{-7}$
	β	-0,07			0,7768	$2,89.10^{-1}$
187	α	0,29	0,76	0,64	2,5220	$3,02.10^{-2}$
	β	-0,42			-2,0153	$7,15.10^{-2}$

Como observado na Tabela 36, os expoentes α e β nas Equações 184 a 187 foram todos significativos, visto que o valor – P foi menor que 0,005, em função da margem de confiança adotada ter sido de 95%. Notou-se que houve um afastamento entre os valores do coeficiente de determinação e do coeficiente de determinação ajustado na ordem de 11%, o que indica que os modelos apresentados nas Equações 184 a 187 não conseguem explicar de forma satisfatória o fenômeno observado.

Na Figura 78 está apresentada a curva 45° entre os valores observados experimentalmente da variável (ho_2) pelos valores preditos através das equações supracitadas.

Analisando a Figura 78 observou-se uma dispersão muito significativa da nuvem de pontos em relação à curva 45°, o que ocasiona um erro extremamente significativo na predição do coeficiente ho_2 pelas Equações 184 a 187. Muito provável, assim como nas relações de ampliação de escala para o consumo de potência, que a relação entre a variável ho_2 e ho_1 não passe pela origem do sistema de coordenadas.

Figura 78 – Curva 45° referente as Equações 184 a 187

Dessa forma é necessário a inserção de uma constante λ' no modelo apresentado na Equação 183, a qual deverá considerar esse afastamento mencionado, como apresentado na Equação 188.

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = \lambda' \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{[\alpha(2-n)+\beta(n-1)]} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2\alpha} \quad (188)$$

Linearizando a Equação 188 e realizando uma regressão, obteve-se os valores da constante λ' e os novos valores dos expoentes α e β . As Equações 189 e 190 apresentam os modelos para o impulsor axial e radial, com a chicana tubular vertical, e as equações 191 e 192, com o uso do impulsor axial e impulsor radial, com a serpentina espiral.

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = 0,62 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,47-0,85n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{1,24} \quad (189)$$

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = 0,47 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,75-0,86n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{1,78} \quad (190)$$

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = 0,72 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,90-0,75n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2,30} \quad (191)$$

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}}\right) = 0,37 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,47-0,34n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2,26} \quad (192)$$

Na Tabela 37, estão apresentados os valores dos expoentes α e β e da constante $\ln \lambda'$ referentes as Equações 189 a 192, contemplando os valores dos coeficientes de determinação, coeficientes de determinação ajustado, estatística t de student e valor de P , com uma margem de confiança de 95%.

Tabela 37 – Expoente α e β e $\ln \lambda'$ para as Equações 189, 190, 191, 192

Equação	Expoentes		R^2	$R^2_{ajs.}$	$Stat\ t$	Valor - P
189	$\ln \lambda'$	-0,47	0,88	0,87	-0,6703	0,5135
	α	0,49			1,2249	0,2408
	β	-0,23			0,7730	0,2940
190	$\ln \lambda'$	-0,76	0,92	0,91	-1,9154	0,0796
	α	0,80			3,5064	0,0043
	β	0,03			0,9580	0,0537
191	$\ln \lambda'$	-0,33	0,85	0,83	-1,0826	0,2950
	α	1,15			5,3244	0,00006
	β	0,39			1,1132	0,2820
192	$\ln \lambda'$	-0,99	0,77	0,75	-4,1724	0,0011
	α	1,13			5,7126	0,00007
	β	0,79			2,8531	0,01357

Na Figura 79 foram plotados os valores da variável (ho_2) observada experimentalmente e a predita pelas Equações 189 a 192. Pode-se observar na referida Figura que a nuvem de pontos se ajustou de forma satisfatória em torno da curva 45°, o que indica que a constante λ' consegue explicar o afastamento dos pontos em relação a origem do sistema de coordenadas.

Também, pode-se concluir que em relação a ampliação de escala em termos do coeficiente de convecção, não há presença de não-linearidade entre a relação (ho_2/ho_1), o que não ocorreu com a ampliação de escala em termos do consumo de potência.

Na Tabela 38 estão apresentados os erros de predição da variável (ho_2) pelas equações referentes ao modelo 1 (Equação 183 – sem a inserção da constante λ') e referentes ao modelo 2 (Equação 188 – com a inserção da constante λ') para os dois impulsores (axial e radial) em função das duas superfícies de transferência de calor estudadas (chicana tubular vertical e serpentina espiral).

Figura 79 - Curva 45° referente as Equações 189 a 192

Tabela 38 – Erros previstos pelos modelos 1 e 2 na predição de (h_{o2}) experimental.

Superfície	Impulsor	Modelo 1	Modelo 2
Chicana tubular vertical	Axial	77% (Eq. 184)	38% (Eq. 189)
	Radial	51% (Eq. 185)	37% (Eq. 190)
Serpentina espiral	Axial	60% (Eq. 186)	41% (Eq. 191)
	Radial	59% (Eq. 187)	39% (Eq. 192)

Observou-se na Tabela 38 que os erros fornecidos pelas equações referentes ao modelo 2 ficaram entre 37% e 41%, sendo considerados erros significativos na predição do (h_{o2}) . Assim como na ampliação de escala em relação ao consumo de potência, é provável que a relação entre as variáveis (h_{o2}) e (h_{o1}) ocorra de forma não linear durante a ampliação de escala.

Desse modo é necessário corrigir o modelo apresentado na Equação 188 inserindo um expoente y na variável (h_{o1}) , conforme apresentado na Equação 193.

$$\left(\frac{h_{o2}}{h_{o1}^y}\right) = \lambda' \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{[\alpha(2-n)+\beta(n-1)]} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2\alpha} \quad (193)$$

O expoente y da Equação 193 para os dois impulsores mecânicos em função das duas superfícies de transferência de calor foi obtido através de uma regressão entre a variável (h_{o2}) observada experimentalmente pela variável (h_{o2}) predita pelas Equações 189 a 192.

A função que ajustou as variáveis supracitadas com o maior valor do coeficiente de determinação ajustado foi uma função de potência como apresentada na Equação 194.

$$(h_{o2})_{exp} = z' (h_{o2})_{pred}^{M'} \quad (194)$$

Na Tabela 39 estão apresentados os valores da constante z' e do expoente M' para o impulsor axial e impulsor radial, com a chicana tubular vertical e analogamente para ambos os impulsores com a serpentina espiral.

Tabela 39 – Valores da constante z' e do expoente M' da Equação 161 para os impulsores axial e radial em função da chicana tubular vertical e serpentina espiral.

Superfície	Impulsor	z'	M'	R^2_{ajs}
Chicana tubular vertical	Axial	2,1731	0,8205	0,92
	Radial	1,4236	0,9323	0,74
Serpentina espiral	Axial	1,0247	0,9644	0,83
	Radial	0,2904	1,1524	0,86

Incorporando as constantes e expoentes apresentados na Tabela 40 nas Equações 189 a 192, tem-se as expressões para ampliação de escala, em termos do coeficiente de convecção, para mesma similaridade geométrica entre os tanques, conforme apresentado nas Equações 195, 196, 197 e 198 para o impulsor axial e impulsor radial, com a chicana tubular vertical e, impulsor axial e impulsor radial, com a serpentina espiral, respectivamente.

$$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,82}} = 1,47 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,21-0,70n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{1,02} \quad (195)$$

$$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,93}} = 0,70 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,63-0,80n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{1,66} \quad (196)$$

$$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,96}} = 0,74 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,82-0,72n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2,21} \quad (197)$$

$$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{1,15}} = 0,092 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1,69-0,39n} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{2,60} \quad (198)$$

Na Figura 80 está apresentada a curva 45° referentes aos modelos expressos pelas Equações 195 a 198.

Figura 80 - Curva 45° referente as Equações 195 a 198

Observa-se na Figura 80 que a nuvem de pontos se distribui de forma mais simétrica em torno da curva 45° quando comparada com a curva apresentada na Figura 78. Isso significa que o ajuste não linear aplicado entre as variáveis (h_{o2}) e (h_{o1}) realmente ocorre fisicamente durante a ampliação de escala de tanques com agitação e aquecimento de fluidos não-Newtonianos que seguem o modelo da lei das potências.

Os erros médios das Equações 195, 196, 197 e 198 foram de 15%, 12%, 16% e 10%, respectivamente, indicando uma ótima predição dos dados experimentais pelas equações supracitadas.

A utilização das Equações 195 a 198 na ampliação de escala necessitam de um parâmetro de similaridade como o mesmo “*tip-speed*”, mesmo consumo de potência e mesmo coeficiente de transferência de calor, para a previsão da rotação (N_2) no tanque industrial a partir de dados do tanque em escala de bancada de laboratório.

Na Tabela 40 estão apresentadas as Equações para os parâmetros de similaridade supracitados, com a chicana tubular vertical e na Tabela 41, com a serpentina espiral.

Tabela 40 - Expressões para ampliação de escala – coeficiente de troca térmica – chicana tubular vertical - válidas para Reynolds entre 20 e 4000.

Chicana tubular vertical – Impulsor axial	
Parâmetro de similaridade geométrica entre os tanques	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[0,68 \left(\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,82}} \right) \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-1,02} \right]^{(1/1,21-0,70n)}$	(199)
Mesmo <i>tip-speed</i>	
$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,82}} = 1,47 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{0,70n-0,19}$	(200)
Mesmo consumo de potência	
$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,82}} = 1,47(3,45)^{\left(\frac{1,21-0,70n}{3,10-1,55n}\right)} \left(\frac{P_1}{V_1} \right)^{\left(\frac{0,24n-0,42}{3,10-1,55n}\right)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{\left(\frac{0,59n-0,59}{3,10-1,55n}\right)}$	(201)
Mesmo coeficiente de convecção	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[0,68(h_{o1})^{0,18} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-1,02} \right]^{(1/1,21-0,70n)}$	(202)
Chicana tubular vertical – Impulsor radial	
Parâmetro de similaridade geométrica entre os tanques	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[1,42 \left(\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,93}} \right) \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-1,66} \right]^{(1/1,63-0,80n)}$	(203)
Mesmo <i>tip-speed</i>	
$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,93}} = 0,70 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{0,80n+0,03}$	(204)
Mesmo consumo de potência	
$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,93}} = 0,70(4,00)^{\left(\frac{1,63-0,80n}{3,07-1,54n}\right)} \left(\frac{P_1}{V_1} \right)^{\left(\frac{0,10n-0,21}{3,07-1,54n}\right)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{\left(\frac{0,07-0,10n}{3,07-1,54n}\right)}$	(205)
Mesmo coeficiente de convecção	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[1,42(h_{o1})^{0,07} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-1,66} \right]^{(1/1,63-0,80n)}$	(206)

Tabela 41 - Expressões para ampliação de escala – coeficiente de troca térmica – serpentina espiral - válidas para Reynolds entre 20 e 4000.

Serpentina espiral – Impulsor axial	
Parâmetro de similaridade geométrica entre os tanques	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[1,35 \left(\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,96}} \right) \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-2,21} \right]^{(1/1,82-0,72n)}$	(207)
Mesmo <i>tip-speed</i>	
$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,96}} = 0,74 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{0,72n+0,39}$	(208)
Mesmo consumo de potência	
$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,96}} = 0,74(5,88)^{\left(\frac{1,82-0,72n}{3,42-1,71n}\right)} \left(\frac{P_1}{V_1} \right)^{\left(\frac{0,16n-0,40}{3,42-1,71n}\right)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{\left(\frac{1,34-1,32n}{3,42-1,71n}\right)}$	(209)
Mesmo coeficiente de convecção	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[1,35(h_{o1})^{0,04} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-2,21} \right]^{(1/1,82-0,72n)}$	(210)
Serpentina espiral – Impulsor radial	
Parâmetro de similaridade geométrica entre os tanques	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[10,87 \left(\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{1,15}} \right) \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-2,60} \right]^{(1/1,69-0,39n)}$	(211)
Mesmo <i>tip-speed</i>	
$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{1,15}} = 0,092 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{0,39n+0,91}$	(212)
Mesmo consumo de potência	
$\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{1,15}} = 0,092(5,26)^{\left(\frac{1,69-0,39n}{3,30-1,66n}\right)} \left(\frac{P_1}{V_1} \right)^{\left(\frac{0,016-0,004n}{3,30-1,66n}\right)} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{\left(\frac{3,00-3,03n}{3,30-1,66n}\right)}$	(213)
Mesmo coeficiente de convecção	
$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[10,87(h_{o1})^{-0,15} \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-2,60} \right]^{(1/1,69-0,39n)}$	(214)

Foi realizada uma análise gráfica da ampliação de escala considerando como parâmetro de similaridade o mesmo *tip-speed*, descrito pelas Equações 200 e 204 com a chicana tubular vertical, e as Equações 208 e 212, com a serpentina espiral, conforme a Figura 80. Para interpretação dos resultados utilizou-se dois valores do índice reológico (n), do modelo da lei das potências, em dois níveis, um inferior com um valor de 0,40 e um no superior com o valor em 0,80. Esses valores são referentes a faixa de n das soluções não-newtonianas utilizadas no presente estudo (ver Tabela 7 – p.61).

Figura 81 - Ampliação de escala – coeficiente de convecção - mesmo “*tip-speed*” – chicana tubular vertical e serpentina espiral

Como cada impulsor mecânico, em função das superfícies de transferência de calor utilizadas, forneceram relações para h_{o2}/h_{o1} não lineares, optou-se em plotar diretamente na Figura 80, a variável $(h_{o2}/h_{o1})^y$. Os valores de y estão expressos na Tabela 42.

Observou-se na Figura 80 que os maiores valores para a relação $(h_{o2}/h_{o1})^y$ ocorram com o índice reológico no nível máximo, o que era esperado. Apesar da variação da viscosidade aparente do fluido com o movimento do impulsor mecânico ser mais branda com valores de n próximos a 1,0, o movimento transmitido pela rotação do impulsor alcança com maior facilidade o fluido localizado próximo a parede do tanque. Dessa forma, há um contato maior com a superfície de troca térmica, e, portanto, um aumento no coeficiente de convecção.

Com o índice reológico distante de 1,0, no caso 0,40, apesar da brusca diminuição da viscosidade aparente com o movimento do impulsor, essa quantidade de movimento não consegue se propagar de forma efetiva para as outras porções de fluido mais próxima a parede, e, portanto, há pouco movimento de fluido e pouco contato efetivo com a superfície de troca térmica, justificando um aumento não tão expressivo do coeficiente de convecção.

Tabela 42 – Valores do expoente y para utilização da Figura 81

Superfície	Impulsor	y
Chicana tubular vertical	Impulsor axial	0,82
	Impulsor radial	0,93
Serpentina espiral	Impulsor axial	0,96
	Impulsor radial	1,15

Considerando o mesmo consumo de potência pelos impulsores mecânicos como parâmetro de ampliação de escala, observou-se um decréscimo nos valores do coeficiente de convecção com os impulsores axial e radial e com a chicana tubular vertical e a serpentina espiral. Isso ocorre, pois para se manter a mesma potência em um tanque de grandes dimensões quando comparado com um tanque pequeno, o impulsor mecânico do tanque grande deve girar menos e por consequência, há uma diminuição significativa do escoamento e dessa forma ocorre um contato pouco eficiente do fluido com a superfície de troca térmica, o que leva a uma diminuição do coeficiente de transferência de calor.

Duas considerações importantes sobre as relações não lineares da ampliação de escala em termos de potência e coeficiente de transferência de calor devem ser ressaltadas: a) em relação ao consumo de potência, a relação de ampliação de escala entre os impulsores axial e radial, independente da superfície de troca térmica, ficaram praticamente sobrepostas, o que pode levar a uma interpretação errada sobre qual impulsor deve consumir mais potência. Como visto na Seção 5.3, todas as curvas do número de potência com o impulsor radial ficaram sobrepostas ao impulsor axial, o que era esperado que acontecesse. Na relação de ampliação de escala, essa diferença é contemplada na estimativa da potência (P_I/V_I) do tanque pequeno, de tal forma, que para uma rotação constante entre os dois impulsores, com o impulsor radial a variável (P_I/V_I) será maior quando comparada com o impulsor axial e, portanto, no tanque industrial, esse efeito irá se repetir; b) em relação aos coeficientes de convecção, já não há interpretações dúbias pois houve afastamento entre as curvas de cada impulsor mecânico.

5.5) Validação interna das equações obtidas nas seções 5.1 a 5.4

Nesta seção serão abordadas duas validações internas das equações estimadas no presente estudo: a) Projeto de um tanque com aquecimento e agitação de fluidos não-Newtonianos e b) Aplicação dos métodos de ampliação de escala para predição da potência consumida e do coeficiente de convecção em um tanque industrial.

5.5.1) Projeto de um tanque com aquecimento e agitação de fluidos não-Newtonianos

Uma solução aquosa de carboximetilcelulose 1,0% (massa) deve ser aquecida de 30°C para 45°C, em 20 minutos, em um tanque operando em batelada e equipado com um impulsor radial tipo turbina Rushton e com uma chicana tubular vertical de cobre. O fluido quente utilizado foi água com temperatura de entrada constante a 65°C e vazão de 1 litro por minuto. O tanque possui um diâmetro interno de 197 mm e segue as dimensões padronizadas por Rushton, Costich e Everett (1950) (ver Figura 2). O tubo de cobre disponível para a confecção da chicana tubular vertical possui um diâmetro interno de 5,35 mm e um diâmetro externo de 6,35 mm. Calcule a área de troca térmica da chicana tubular vertical para uma rotação do impulsor mecânico de 300 rpm. Considere o tanque perfeitamente agitado e isolado.

A área de troca térmica foi calculada pela Equação 215 (apresentada previamente na Equação 119).

$$UA\{(T_1 - T)/[\ln(T_1 - t_b/T - t_b)]\} - W_{vc} = Mc_{pc} \frac{dt_b}{d\theta} \quad (215)$$

Na Seção 5.1.1, foi constatado que o coeficiente global de transferência de calor (U) foi praticamente constante em relação ao tempo, tornando possível a integração da Equação 215. Porém, a temperatura de saída do fluido quente (T) varia com o decorrer do tempo, de tal forma que é necessário obter uma equação que represente T em função da temperatura “bulk” (t_b) para realizar a integração da Equação 215.

A Equação 216 apresenta a relação do termo referente à taxa de transmissão de calor promovida pelo fluido quente com o coeficiente U .

$$w_h c_{p_h} (T_1 - T) = UALMTD \quad (216)$$

Por se tratar de um sistema de agitação no qual não há mudança de fases entre os fluidos frio e quente, o *LMTD* tem a sua melhor representação por um escoamento contracorrente. Dessa forma, a Equação 216 é reescrita como apresentado na Equação 217, levando em conta também a condição de tanque perfeitamente agitado.

$$w_h c_{p_h} (T_1 - T) = UA \frac{(T_1 - T)}{\ln(T_1 - t_b / T - t_b)} \quad (217)$$

A Equação 218 mostra a relação obtida para t em função de t_b .

$$T = t_b + (T_1 - t_b) \left[e^{(UA/w_h c_{p_h})} \right]^{-1} \quad (218)$$

O próximo passo seria a substituição da Equação 218 na Equação 215 e realizar a integração com a condição de contorno definida da seguinte forma:

$$\theta = 0 ==> t_b = t_{b_1} \quad (219)$$

No entanto a integração da equação 215 não é possível ser feita analiticamente nesse formato. Desse modo, por conveniência matemática, reescreveu-se o balanço de energia no tanque em agitação, como apresentado na Equação 220, já incorporando a equação 218.

$$w_h c_{p_h} (T_1 - t_b) \left(1 - \left[e^{(UA/w_h c_{p_h})} \right]^{-1} \right) - \dot{W} = M c_{p_c} dt_b / d\theta \quad (220)$$

Antes de realizar a integração da Equação 220, o termo referente ao trabalho, que nesse sistema representa a contribuição do aumento de temperatura pela dissipação viscosa, foi verificado em relação aos outros termos visando determinar se é um termo significativo ou não.

O trabalho fornecido ao fluido é equivalente à potência consumida pelo impulsor mecânico, dessa forma, esse termo foi calculado através das relações entre número de potência e número de Reynolds modificado de Metzner e Otto (1957). A Equação 221 apresenta o número de Reynolds modificado.

$$Re_{MO} = \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{k(K_s)^{n-1}} \quad (221)$$

As propriedades físicas da solução de carboximetilcelulose (1,0%) foram obtidas na temperatura “*bulk*” média, a partir das Tabelas 7 e 8, e estão apresentadas na Tabela 43.

Tabela 43 – Propriedades físicas da solução de carboximetilcelulose (1,0%) a 37,5°C

Propriedade	Valor
$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	1010
$c_p \text{ (J/kg}^\circ\text{C)}$	4580
$k' \text{ (W/m}^\circ\text{C)}$	0,624
$k \text{ (Pa.s}^n\text{)}$	1,15
n	0,66

O diâmetro do impulsor mecânico foi calculado pelas relações padronizadas de Rushton, Costich e Everett (1950), a qual é 1/3 do diâmetro do tanque, possuindo um valor de 0,066 m.

Dessa forma o número de Reynolds (expresso na Equação 221) é de 75,85.

O número de potência é calculado pela Equação 222 (apresentada previamente na Equação 144), a qual é válida para impulsor radial e chicana tubular vertical, com Reynolds no intervalo de 16 a 122.

$$N_p = 55,23(Re_{MO})^{-0,58} = 4,48 \quad (222)$$

$$P = \dot{W} = N_p \rho N^3 D_a^5 = 0,71W \quad (223)$$

Comparando o trabalho calculado na Equação 223 com o membro direito da Equação 220:

$$M c_{p_c} \frac{dt_b}{d\theta} = \frac{\pi D_t^3}{4} \rho c_{p_c} \frac{\Delta t_b}{\Delta \theta} = 346,93W \quad (224)$$

Também foi realizada a comparação com o termo $w_h c_{p_h} (T_1 - t_b)$:

$$w_h c_{p_h} (T_1 - t_b) = \dot{V}_h \rho_h c_{p_h} (T_1 - t_b) = 1361,75W \quad (225)$$

As propriedades físicas da água a 65°C estão expressas na Tabela 44, obtidas previamente da Tabela 9.

Tabela 44 – Propriedades físicas da água a 65°C

Propriedade	Valor
$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	975
$c_p \text{ (J/kg}^\circ\text{C)}$	4190
$k' \text{ (W/m}^\circ\text{C)}$	0,686
$\mu \text{ (Pa.s)}$	0,00041

Comparando o trabalho, obtido na Equação 223 com a contribuição do termo referente ao fluido frio, na Equação 220, verificou-se que a contribuição do trabalho foi de 0,20%. E em relação ao termo do fluido quente (Equação 225) essa significância foi de apenas 0,052%. Portanto, conclui-se que nessas condições de projeto, o termo referente ao trabalho por dissipação viscosa é desprezível. Ressaltando que na Equação 225, a temperatura t_b utilizada foi a de 45°C pois essa seria a pior situação do gradiente térmico no tanque em relação à temperatura de entrada do fluido quente.

Incorporando as considerações supracitadas, a Equação 220 foi reescrita como apresentado na Equação 226.

$$w_h c_{p_h} (T_1 - t_b) \left(1 - \left[e^{(UA/w_h c_{p_h})} \right]^{-1} \right) = M c_{p_c} dt_b / d\theta \quad (226)$$

Integrando a Equação 226 com a condição de contorno apresentada na Equação 219, chega-se a uma expressão para o cálculo da área de troca térmica em regime transiente, conforme a Equação 227.

$$A = \frac{w_h c_{p_h}}{U} \left\{ \ln \left[1 - \frac{M c_{p_c}}{w_h c_{p_h} \theta} \ln \left(\frac{T_1 - t_{b1}}{T_1 - t_{b2}} \right) \right]^{-1} \right\} \quad (227)$$

O cálculo da área de troca térmica (A) depende do valor do coeficiente (U), o qual, considerando apenas a convecção como mecanismo de transferência de calor predominante, visto que a chicana tubular vertical é de cobre (material com elevada condutividade térmica e, portanto, resistência a condução desprezível), foi calculado pela Equação 228.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{i_o}} + \frac{1}{h_o} \quad (228)$$

O coeficiente de convecção interno (h_i) é calculado pela Equação de Gnielinski, como apresentado na Equação 229.

$$Nu_i = \frac{(f/8)(Re_i - 1000)Pr_i}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr_i^{2/3} - 1)} \quad (229)$$

O fator de atrito (f) foi calculado considerando o tubo de cobre como uma superfície lisa (Equação 230). O número de Reynolds e Prandtl, para escoamento no interior de tubo, foram calculados pelas Equações 231 e 232, respectivamente.

$$f = 0,184(Re_i)^{-1/5} = 0,0295 \quad (230)$$

$$Re_i = \frac{D_i \bar{v} \rho_h}{\mu_h} = 9437,7 \quad (231)$$

$$Pr_i = \frac{c_{p_h} \mu_h}{k'_h} = 2,5 \quad (232)$$

Substituindo as Equações 220, 231, e 232 na Equação 229, obtém-se o número de Nusselt (Equação 233) para o escoamento interno no tubo. As Equações 234 e 235, apresentam os valores calculados do coeficiente interno de convecção e coeficiente interno de convecção corrigido, respectivamente.

$$Nu_i = 47,17 \quad (233)$$

$$h_i = 6048,34 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (234)$$

$$h_{i_o} = 5095,84 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (235)$$

O coeficiente externo de convecção (h_o) foi calculado pela Equação 236 (previamente apresentada na Equação 136) válida para agitação e aquecimento de fluidos não-Newtonianos com impulsor radial turbina e chicana tubular vertical.

$$Nu_o = 0,63(Re_{MO})^{0,65}(Pr_{MO})^{0,33}(Vi_{MO})^{0,14} \quad (236)$$

A relação entre a viscosidade aparente do fluido na temperatura “*bulk*” pela viscosidade na temperatura da superfície externa da chicana tubular vertical foi desprezada, por possuir uma contribuição muito pequena em relação aos outros termos.

Com os dados da Tabela 43, a Equação 237 apresenta o número de Nusselt para o fluido em agitação e a Equação 238, o valor do coeficiente externo de convecção.

$$Nu_o = 134,30 \quad (237)$$

$$h_o = 419,02 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (238)$$

Substituindo as Equações 235 e 238 na Equação 228, tem-se o valor do coeficiente U .

$$U = 383,19 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (239)$$

Por fim, a área de troca térmica foi obtida com a substituição da Equação 239 e das demais variáveis de entrada na Equação 227.

$$A = 0,051 \text{ m}^2 \quad (240)$$

O tanque proposto nesse exemplo representa o tanque com volume útil de 10 litros utilizado no desenvolvimento dessa tese e a chicana tubular vertical no tanque experimental

possuiu uma área de troca térmica de 0,056 m². Calculou-se o desvio entre o valor previsto pela Equação 235 e o valor experimental e constatou-se que foi de 8,9%.

Como observado, as Equações para a predição do coeficiente de convecção (apresentadas na seção 5.1.3) e para a predição do número de potência (apresentadas na seção 5.2) conseguem prever com grande significância os dados observados experimentalmente.

5.5.2) Ampliação de escala – Projeto de um tanque com agitação em escala piloto

Obtenha a rotação de um impulsor em um tanque com diâmetro interno de 400 mm (escala piloto), com a sua geometria descrita por Rushton, Costich e Everett (1950) para elevar a temperatura de uma solução aquosa de carboximetilcelulose (1,0% em massa) de 30°C para 45°C. O tanque em escala de bancada utilizado para realizar essa ampliação de escala foi o descrito no exemplo de aplicação 1 (Seção 5.5.1). O parâmetro de similaridade para a ampliação de escala foi o mesmo “*tip-speed*” entre os impulsores mecânicos de ambos os tanques. Com o valor da rotação calculada, determine a área de troca térmica da chicana tubular vertical e o consumo de potência no tanque em escala piloto. A vazão volumétrica do fluido quente (água) foi de 1,5 litros por minuto com temperatura de entrada constante em 65°C.

No presente estudo foram apresentadas equações de ampliação de escala em termos de consumo de potência e do coeficiente de convecção. Neste exemplo a rotação no tanque em escala piloto foi obtida pela aplicação das duas técnicas.

a) Ampliação de escala em termos do consumo de potência

Os dois tanques possuem a mesma similaridade geométrica, desse modo, a Equação 241 (previamente apresentada na Equação 170 – Tabela 31) é a expressão que permitiu o cálculo da rotação no tanque em escala piloto.

$$\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = \left[4,00 \left(\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,13}}\right) \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}}\right)^{-3,08}\right]^{(1/3,07-1,54n)} \quad (241)$$

O termo $\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,13}}$ foi calculado pela Equação 242, a qual considera o mesmo “*tip-speed*” entre os tanques.

$$\frac{(P_2/V_2)}{(P_1/V_1)^{1,13}} = 0,25 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{1,54n+0,01} = 0,501 \quad (242)$$

O diâmetro do impulsor mecânico do tanque em escala piloto foi obtido através da relação $1/3D_t$, com um valor de 0,13 metros.

Substituindo a Equação 242 na Equação 241 tem-se,

$$N_2 = 152,13 \text{ rpm} \quad (243)$$

O número de Nusselt (Equação 244) referente ao escoamento interno no tubo foi calculado pela Equação de Gnielinski (Equação 229). O coeficiente interno de convecção, coeficiente interno de convecção corrigido, coeficiente externo de convecção (previamente apresentado na Equação 136) e coeficiente U foram calculados pelas Equações 244, 245, 246 e 247, respectivamente.

$$Nu_i = 33,7 \quad (244)$$

$$h_i = 2054,95 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (245)$$

$$h_{i_o} = 1834,78 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (246)$$

$$h_o = 260,47 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (247)$$

$$U = 228,09 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (248)$$

A área de troca térmica é calculada com a substituição da Equação 248 e das variáveis de entrada na Equação 227, conforme apresentado na Equação 249. O tempo inserido na Equação 227 foi de 55 minutos, o qual foi observado experimentalmente com esse fluido em uma rotação aproximada.

$$A = 0,218 \text{ m}^2 \quad (249)$$

O tanque em escala piloto apresentado no exemplo representa o tanque com volume de 50 litros, o qual foi usado no desenvolver dessa tese. A área da chicana tubular vertical experimental foi de 0,22 m². Calculando o desvio entre o valor previsto pela Equação 249 com o observado experimentalmente, o valor obtido foi de 1%, o que valida as equações propostas para ampliação de escala em termos de consumo de potência.

A potência consumida no tanque em escala de bancada foi calculada no item 5.5.1 pela Equação 223 fornecendo um valor de 0,71W. O volume útil desse tanque é de 0,006 m³. Desse modo a relação P_1/V_1 é de 118,33 W/m³. O tanque em escala piloto possui um volume útil de 0,050 m³. Isolando o termo P_2/V_2 na Equação 242:

$$(P_2/V_2) = 110,33 \text{ W/m}^3 \quad (250)$$

Com o resultado obtido na Equação 250, a potência no tanque em escala piloto é de 5,52W.

b) Ampliação de escala em termos do coeficiente de convecção

Nesse caso, a Tabela 41 foi utilizada. Como os tanques em escala de bancada e escala piloto tem a mesma similaridade geométrica, com a Equação 251 (mesmo “*tip-speed*” - previamente apresentada na Equação 204) permitiu o cálculo do coeficiente de convecção no tanque em escala piloto e, posteriormente, com a Equação 252 determinou-se a rotação nesse tanque.

$$(h_{o2}) = (h_{o1})^{0,93} 0,70 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{0,80n+0,03} = 244,88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} ^\circ\text{C} \quad (251)$$

$$N_2 = N_1 \left[1,42 \left(\frac{(h_{o2})}{(h_{o1})^{0,93}} \right) \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^{-1,66} \right]^{(1/1,63-0,80n)} = 149,62 \text{ rpm} \quad (252)$$

Comparando os resultados obtidos com o item a, observou-se um desvio para o coeficiente h_{o2} de 6,4% obtido entre as relações de ampliação de escala em termos de potência e transferência de calor, bem como um desvio de apenas 1,65% entre a predição das rotações no tanque em escala piloto. Esses resultados mostram como as duas técnicas conseguem prever, para as condições estudadas, a ampliação de escala em tanques com grande exatidão e um erro mínimo entre si.

6) Conclusões

Com os resultados discutidos na seção 5, pode-se listar as seguintes conclusões:

- a) O coeficiente global de transferência de calor U foi determinado de forma satisfatória pelo emprego do método transiente no balanço de energia aplicado ao sistema de agitação. Comprovou-se que para fluidos pseudoplásticos, as propriedades reológicas não impactam de forma significativa o valor do coeficiente U conforme a variação do tempo de aquecimento durante a batelada, podendo, o mesmo ser considerado constante em projetos de tanques com agitação, independente se o impulsor utilizado for o axial ou o radial e do tipo de superfície de transferência de calor, chicana tubular vertical ou serpentina espiral;
- b) Os modelos empregados, para predição do coeficiente externo de convecção com a chicana tubular vertical, apresentaram um valor do coeficiente de determinação ajustado de 0,89 e 0,84 para o impulsor axial e impulsor radial, respectivamente. Essas equações são válidas para Reynolds no intervalo de 20 a 385000, Prandtl na faixa de 4 a 6400 e índice reológico do modelo da lei das potências entre 0,45 e 1,0. Ressaltando que os números adimensionais dos modelos propostos são modificados pela proposta de Metzner e Otto;
- c) Em relação às chicanas tubulares verticais, observou-se que os valores do coeficiente de convecção com a agitação promovida com o impulsor radial foi 20% maior quando comparado com o impulsor axial. Isso ocorreu devido ao impulsor radial direcionar o fluido para a parede do tanque, onde se localiza a chicana tubular vertical, e por gerar maior turbulência;
- d) Com a serpentina espiral, os modelos de predição do coeficiente externo de convecção com o uso dos impulsores axial e radial forneceram coeficientes de determinação ajustado em 0,84 e 0,83, respectivamente. Da mesma forma que nas chicanas tubulares verticais, os números adimensionais (Reynolds, Prandtl e relação viscosa) são modificados pela proposta de Metzner e Otto. Os intervalos de validade em relação ao número de Prandtl e ao índice reológico são os mesmos que os observados na chicana tubular vertical, com exceção do número de Reynolds que está na faixa de 24 a 405000;
- e) Comparando a eficiência da transferência de calor entre os impulsores axial e radial, com o uso da serpentina espiral, conclui-se que o impulsor axial fornece valores do coeficiente externo de convecção 15% acima quando comparado com o impulsor radial.

Isso ocorre, pois, o impulsor axial direciona o fluido diretamente ao fundo do tanque, local onde está localizada a serpentina espiral;

- f) Analisando a variação do coeficiente de convecção entre a chicana tubular vertical e a serpentina espiral, com o uso do impulsor axial, verificou-se que quando utilizada a serpentina espiral, os valores do coeficiente de convecção são cerca de 30% maiores quando comparado com a chicana tubular vertical. Novamente, isso ocorre devido à vantagem da localização da serpentina espiral no fundo do tanque. Porém, quando a comparação é feita em relação ao impulsor radial, observou-se que as curvas ficaram praticamente sobrepostas, tornando a escolha de se usar a chicana tubular vertical ou a serpentina espiral facultativa ao engenheiro de projeto, analisando apenas a transferência de calor;
- g) Em relação ao impulsor axial, comparando os modelos obtidos na presente tese com um modelo para aquecimento com jaqueta, verificou-se que a melhor condição para altos valores do coeficiente de convecção são encontradas com a serpentina espiral, a qual fornece valores de 20% acima em relação à chicana tubular vertical e à jaqueta. Comparando a jaqueta e a chicana tubular vertical, não houve diferença significativa entre os modelos;
- h) Comparando os modelos propostos para a predição do coeficiente de convecção, com o impulsor radial, com jaqueta e serpentina helicoidal, foi verificado que a jaqueta fornece os maiores valores do coeficiente de convecção, seguido pela sobreposição da chicana tubular vertical e da serpentina espiral e por último, a serpentina helicoidal. Apesar da jaqueta ter apresentado um grande rendimento, esta não é indicada para tanques de grandes proporções, devido a problemas estruturais, logo é indicado o uso da chicana tubular vertical ou da serpentina espiral;
- i) Em uma última análise aos modelos propostos para o cálculo do coeficiente de convecção com ambas as superfícies de troca térmica estudadas, deve-se salientar que em teoria esses modelos são válidos para tanques com volumes entre 10 litros e 50 litros. Entretanto, pode-se expandir a faixa de utilização para tanques com volumes superiores, entretanto, respeitando os limites impostos a variação dos números de Reynolds e Prandtl e, principalmente, os fluidos devem ser pseudoplásticos com a sua reologia explicada pelo modelo da lei das potências e com o conceito de Metzner e Otto para a taxa de cisalhamento média no sistema de agitação;

- j) Em relação à potência consumida pelos impulsores mecânicos, o impulsor radial demandou um maior consumo de energia quando comparado com o impulsor axial em todas as situações, independente se o aquecimento foi realizado com a chicana tubular vertical ou com a serpentina espiral. Analisando apenas o consumo de potência, o impulsor axial deve ser escolhido independente da superfície de troca térmica;
- k) As curvas do número de potência foram apresentadas também em forma de modelos matemáticos para facilitar o uso pelo engenheiro de projetos, sendo que essas equações possuem um valor do coeficiente de determinação ajustado flutuando em torno de 0,60 e 0,98. Deve-se ressaltar que a nível de potência, na presente tese, só foram estudados os casos para os fluidos não-Newtonianos, de tal forma, que as previsões do número de potência em função do Reynolds modificado de Metzner e Otto são válidas para intervalos entre 20 e 4000 e com índice reológico entre 0,45 e 1,00. Em relação aos fluidos Newtonianos, a literatura corrente apresenta diversos gráficos da relação número de potência por Reynolds em sistemas de agitação semelhantes ao estudado nesse trabalho;
- l) No caso da serpentina espiral, verificando de forma simultânea a transferência de calor e o consumo de potência, o impulsor axial forneceu os maiores valores do coeficiente de convecção e com o menor consumo de potência quando comparados com o impulsor radial;
- m) Com as considerações dos itens i e j, a condição ótima de uso em processos que necessitam de turbulência, deve-se usar a chicana tubular vertical com o impulsor radial e com processos com baixa turbulência, deve-se utilizar a serpentina espiral com o impulsor axial;
- n) Em relação aos métodos de ampliação de escala, verificou-se que tanto para o consumo de potência e tanto para o coeficiente de convecção, no caso de fluidos não-Newtonianos, as relações descritas entre as variáveis são não-lineares. Obtiveram-se modelos levando em conta a mesma similaridade geométrica entre os tanques com os seguintes critérios de ampliação de escala: mesmo tip-speed, mesmo coeficiente de convecção e mesmo consumo de potência. Observou-se com as relações não-lineares que os erros previstos flutuaram entre 7% e 27%.
- o) Por fim, validou-se os modelos obtidos para a predição do coeficiente de convecção, número de potência e ampliação de escala em dois exemplos práticos, um referente ao tanque com volume de 10 litros e outro referente ao tanque com volume de 50 litros.

Com o tanque menor, a área de troca térmica prevista em relação a experimental, forneceu um desvio de 3,6%, o que comprova a eficácia das equações propostas. Com o tanque maior, a partir dos dados obtidos com o menor tanque, aplicou-se as técnicas de ampliação de escala e calculou-se a área de troca térmica, fornecendo um desvio em relação a observada experimentalmente de aproximadamente 9%.

7) Sugestões

Visando a continuidade do trabalho apresentado na presente tese, sugere-se:

- a) Realizar o estudo decorrido na tese nas mesmas condições, porém, com os tanques operando de forma contínua;
- b) Estudar o resfriamento e verificar se há mudanças nos modelos propostos para os modelos de predição dos coeficientes de convecção, número de potência e ampliação de escala;
- c) Quantificar de forma experimental o aquecimento, em tanques operando de forma contínua e batelada, com fluidos não-Newtonianos dilatantes;
- d) Utilizar outros impulsores mecânicos, como tipo âncora e helicoidal;

8) Referências bibliográficas

- AMEUR, H., BOUZIT, M. **Power consumption for stirring shear-thinning fluids by two-blade impeller.** *Energy*, 50, p.326-332, 2013;
- BERTRAND, J., COUDERC, I. P. **Evaluation of the power consumption in agitation of viscous Newtonian or pseudoplastic liquids by two-bladed, anchor or gate agitators.** *Chemical Engineering Research Design*, 72, p.184-193, 1994;
- BERGMAN, T. L., INCROPERA, F. P. **Fundamentals of heat and mass transfer.** John Wiley & Sons, 2011;
- CALDERBANK, P. H.; MOO-YOUNG, M. B. **The power characteristics of agitators for the mixing of Newtonian and non-Newtonian fluids.** *Trans Inst Chem Eng*, v. 39, p. 337-347, 1961;
- CARREAU, P., CHAREST, G., CORNEILLE, J. L. **Heat transfer to agitated non-Newtonian fluids.** *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 44 (1), p. 3-8, 1966;
- WILSON, E. E. **A basis for rational design of heat transfer apparatus.** *The Journal American Society Mechanical Engineers*, 37, p.546-551, 1915;
- CHILTON, T. H.; DREW, T. B.; JEBENS, R. H. **Heat transfer coefficients in agitated vessels.** *Industrial & Engineering Chemistry*, 36 (6), p. 510-516, 1944;
- CHIARA G., BRUNAZZI, E., **On the Main flow features and Instabilities in an unbaffled vessel agitated with an eccentrically located impeller.** *Chemical Engineering Science*, 63, 18, p-4494-4505, 2008;
- CHHABRA, R. P. E RICHARDSON, J. F., **Non-newtonian flow and applied rheology. Engineering applications**, 2ª Ed., Butterworth-Heinemann, 2011;
- COKER, A. K., Ludwig's **Applied process design for chemical and petrochemical plants**, Vol. 1, 4ª Ed., Estados Unidos da América, Elsevier, 2007;
- CORTADA-GARCIA, M., DORE, V., MAZZEI, L., ANGELI, P. **Experimental and CFD studies of power consumption in the agitation of highly viscous shear thinning fluids.** *Chemical Engineering Research and Design*, 119, p. 171-182, 2017;
- DELAPLACE, G., LEULIET, J., RONSE, G. **Power requirement when mixing a shear-thickening fluid with a helical ribbon impeller type.** *Chem. Eng. Tech.*, 23, p. 329-336, 2000;
- GNIELINSKI, V. **New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow.** *Int. Chem. Eng.*, 16 (2), p. 359-368, 1976;
- GOMIDE, R. **Operações Unitárias Volume II – Operações com fluidos**, 1ª Ed, São Paulo, Edição do autor, 1997;
- GREEN, D. W., PERRY, R. H. **Perry's chemical engineers' handbook.** 8ª Ed., McGraw-Hill, 2008;

GRULKE, ERIC A.; IMMERGUT, E. H.; BRANDRUP, J. **Polymer handbook**. John Wiley & Sons, 1999.

HAI, C. L., DEVOTTA, I., RAO, P. G. **Heat transfer to viscous Newtonian and non-Newtonian fluids using helical ribbon agitator**. Chemical Engineering Journal, 79, p. 73-77, 2000;

HAQUE, J. N., MAHMUD, T., ROBERTS, K. J. **Modeling turbulent flows with free-surface in unbaffled agitated vessels**. Industrial Engineering Chemistry Research, 45, p.2881-2891, 2006;

HAGEDORN, D., SALAMONE, J. J. **Batch heat transfer coefficients for pseudoplastic fluids in agitated vessels**. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 6 (4), p. 469-475, 1967;

HEINLEIN, H. W., SANDALL, O. C. **Low Reynolds number heat transfer to non-Newtonian fluids in anchor-agitated vessels**. Industrial Engineering Chemistry Process Development, 11, p.490-495, 1972;

HICKS, R. W, GATES, L. E. **How to select the optimum turbine agitators for desired process response**. Chemical Engineering, 19 de Julho de 1976;

HICKS, R. W., MORTON, J. R., FENIC, J. G. **How to design agitators for desired process response**. Chemical Engineering, 26 de Abril de 1976;

JAVED, K. H., MAHMUD, T., ZHU, J. M., **Numerical simulation of turbulent batch mixing in a vessel agitated by a Rushton turbine**. Chemical Engineering and Processing, 45, p. 99-112, 2006;

KAI, W., SHENGYAO, Y. **Heat transfer and power consumption of non-Newtonian fluids in agitated vessels**. Chemical Engineering Science, 44, p. 33-40, 1989;

LUDWIG, E. E. **Applied process design for chemical and petrochemical plants**. Volume 1. 3^a Ed. Houston; Gulf Publishing Company, p. 311, 1995;

MASIUK, S., LACKI, H. **Power consumption and mixing time for Newtonian and non-Newtonian liquids mixing in a ribbon mixer**. The Chemical Engineering Journal, 52, p. 13-17, 1993;

MARTONE, J. A., SANDALL, O. C. **Heat transfer to Bingham plastic slurries in agitated vessels**. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 10 (1), p. 86-91, 1971;

McCABE, W. L., SMITH, J. C., HARRIOT, P. **Unit operations of chemical engineering**, 7^a Ed., United States of America, McGraw-Hill, 2005;

METZNER, A. B.; OTTO, R. E. **Agitation of non-Newtonian fluids**. AIChE Journal, v. 3, n. 1, p. 3-10, 1957;

METZNER, A. B., REED, J. C. **Flow of non-Newtonian fluids – correlation of the laminar transition, and turbulent-flow regions.** AIChE Journal, 4, p.434-440, 1955

MITSUISHI, N., MIYAIRI, Y. **Heat transfer to non-Newtonian fluids in an agitated vessel.** Journal of Chemical Engineering of Japan, 6 (5), p. 415-420, 1973;

MORAES JÚNIOR, D., MORAES, M. S., **Laboratório de operações unitárias I**, 1ªEd., Brasil, Edição do autor, 2011;

hICOSTWALD, V. W. **Ueber die geschwindigkeitsfunktion der viskosität disperses systeme.** Colloid & Polymer Science, 36, p.157-167, 1925;

PAUL, E. L., E ATIEMO-UBENG, S. M., **Handbook of mixing**, 1ª Ed., Wiley-Interscience, 2004;

PENNY, W. R. **Recent trends in mixing equipment.** Chemical Engineering, 22 de Março de 1971, p. 88;

PIMENTA, T. A., & CAMPOS, J. B. L. M. **Heat transfer coefficients from Newtonian and non-Newtonian fluids flowing in laminar regime in a helical coil.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 58(1), 676-690, 2013;

ROSA, V. S., SOUZA PINTO, T. C., SANTOS, A. R., MOINO, C. A. A., TAMIÃO, K., LIA, L. R. B., TAMBOURGUI, E. B., LOPES, M. D., TONELI, J. T. C. L., MORAES JÚNIOR, D. **External coefficient of heat transfer by convection in mixed vessels using vertical tube baffles.** Industrial & Engineering Chemistry Research, 52 (6), p. 2434-2438, 2013;

ROSA, V. S., MORAES, M. S., TONELI, J. T. C. L., MORAES JÚNIOR, D. **External heat transfer coefficient in agitated vessels using a radial impeller and vertical tube baffles.** Industrial & Engineering Chemistry Research, 53 (35), p. 13797-13803, 2014;

ROSA, V. S. **Análise da transferência de calor por convecção em tanques com impulsores mecânicos equipados com chicanas verticais tubulares.** Dissertação de mestrado – Universidade Federal do ABC, 129 p., 2014;

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, p. 1331-1342, 2017;

RUSHTON, J. H.; COSTICH, E. W.; EVERETT, H. J. **Power characteristics of mixing impellers.** Chemical Engineering Progress, 46 (8), p. 395-404, 1950;

SANDALL, O. C.; PATEL, K. G. **Heat transfer to non-Newtonian pseudoplastic fluids in agitated vessels.** Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 9 (1), p. 139-144, 1970;

SHAMLOU, P. A., EDWARDS, M. F. **Heat transfer to viscous Newtonian and non-Newtonian fluids for helical ribbon mixers.** Chemical Engineering Science, 41, p. 1957-1967, 1986;

SIEDER, E. N., TATE, G. E. **Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes**. Industrial & Engineering Chemistry, 28 (12), p.1429-1435, 1936;

SILVEIRA, R. G. **Análise térmica de Sistema de refrigeração direta em fermentadores cilíndricos**. Dissertação de mestrado – Universidade Estadual Paulista, 116p. 2009;

SURYANARAYANAN, S.; MUJAWAR, B. A.; RAJA RAO, M. **Heat transfer to pseudoplastic fluids in an agitated vessel**. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, v. 15, n. 4, p. 564-569, 1976;

TADINI, C. C., TELIS, V. R. N., MEIRELLES, A. J. A., PESSOA FILHO, P. A., **Operações unitárias na indústria de alimentos**, 1ª Ed., Editora LTC, 2016;

TANNER, R. I. **Engineering rheology**. 2ª Ed., New York, Oxford University Press, 2002;

TANGUY, P. A., F. THIBAUT, AND E. BRITO DE LA FUENTE. **A new investigation of the Metzner-Otto concept for anchor mixing impellers**. Canadian journal of chemical engineering, 74, p. 222-228, 1996;

TATTERSON, G. B., **Fluid mixing and gas dispersion in agitated tanks**, 2ª Ed., McGraw Hill, North Carolina, 1991;

TRIVENI, B., VISHWANADHAM, B., MADHAVI, T., & VENKATESHWAR, S. **Mixing studies of non-Newtonian fluids in an anchor agitated vessel**. Chemical Engineering Research and Design, 88(7), p. 809-818, 2008;