

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**RENATO MARCON PAES**

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR  
NO ESCOAMENTO ANULAR DE ÁGUA AQUECIDA POR  
TROCADOR DE CALOR DE LEITO FLUIDIZADO BORBULHANTE**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PONTA GROSSA**

**2019**

**RENATO MARCON PAES**

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR  
NO ESCOAMENTO ANULAR DE ÁGUA AQUECIDA POR  
TROCADOR DE CALOR DE LEITO FLUIDIZADO BORBULHANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel, em Engenharia Mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne

**PONTA GROSSA**

**2019**



## **TERMO DE APROVAÇÃO**

### **SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO ESCOAMENTO ANULAR DE ÁGUA AQUECIDA POR TROCADOR DE CALOR DE LEITO FLUIDIZADO BORBULHANTE**

por

**RENATO MARCON PAES**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 5 de abril de 2019 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

**Prof. Dr.Jhon Jairo Ramirez Behainne**  
Orientador

**Prof. Dr.Luiz Eduardo Melo Lima**  
Membro Titular

**Profa. Dra.Maria Regina Parise**  
Membro Titular

**Prof.Dr. Marcos Eduardo Soares**  
Responsável pelos TCC

**Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de  
Carvalho**  
Coordenador do Curso

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente meu pai, mãe e irmã, Paulo Paes, Ana Lúcia Ribeiro Marcon Paes e Ana Paula Marcon Paes, respectivamente, que sempre deram total apoio durante toda a vida e por acreditarem na minha luta pelos mais diversos objetivos.

Ao meu orientador Jhon Jairo Ramirez Behainne, pelo grande exemplo de exercício de sua profissão como mestre, sempre disposto e interessado pelo desenvolvimento dos alunos.

Aos professores que fizeram as matérias do curso mais interessantes, ensinando e inspirando alunos a buscar e gostar do conhecimento.

A minha namorada Yahra Volmer Tullio, que sempre me motivou a ser um aluno melhor e a cultivar o hábito da leitura.

A todos os alunos que me deram a honra de ser colega de classe e discutir ideias.

## RESUMO

PAES, Renato Marcon. **Simulação computacional da transferência de calor no escoamento anular de água aquecida por trocador de calor de leito fluidizado borbulhante**. 2019. 55 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2019.

Leitos fluidizados são utilizados nas mais diversas aplicações, dentre estas, na secagem de sólidos, no revestimento de partículas, na quebra catalítica e também para a recuperação de energia térmica. O comportamento de um sistema gás-sólido assemelha-se ao de um fluido, e a transferência de calor entre o leito e um objeto em contato é expressivamente maior quando comparada com o mesmo sistema na ausência das partículas sólidas. Neste trabalho são comparados, a partir de condições de contorno reais, resultados de testes experimentais da transferência de calor na região de escoamento anular de um trocador de leito fluidizado tipo jaqueta com os obtidos em simulações computacionais utilizando o aplicativo Ansys AIM Student. Resultados de dezesseis testes com diferentes combinações de vazão mássica de líquido, temperatura do leito e coeficiente convectivo suspensão-parede foram comparados, apresentando desvios na faixa de 0,05% a 1,89% no valor da temperatura de saída da água aquecida durante a sua passagem pela região de escoamento anular do trocador de calor. O campo de temperaturas da água em contato com a parede externa do canal foi também apresentado. Aumentando a vazão mássica da simulação em dez vezes, ocorre uma diminuição de 16 °C da temperatura de saída com ganhos na taxa de transferência de calor global de 416%. Simulações realizadas variando a vazão mássica para duas condições de contorno (temperatura de parede constante e fluxo de calor constante na parede interna do leito fluidizado) demonstram as vantagens da utilização do cobre em relação ao aço como material de parede externa do trocador de calor, principalmente quando o gradiente de temperaturas entre a entrada da água e do leito, assim como o coeficiente convectivo suspensão-parede, são elevados. Para estimar a efetividade do trocador de calor em termos de uma melhor homogeneidade na distribuição do campo de temperaturas da água na região de escoamento anular, geometrias de trocador de calor contendo de duas a dez entradas e saídas foram incluídas na análise. A diminuição encontrada nos gradientes de temperatura na direção polar do escoamento com o aumento do número de entradas e saídas indica o crescimento gradativo da componente de velocidade axial sobre o da velocidade tangencial, refletindo em uma significativa melhoria na taxa de transferência de calor, especialmente em maiores vazões mássicas.

**Palavras-Chave:** Leito fluidizado. Trocador de calor tipo jaqueta. Fluidodinâmica computacional. Transferência de calor. Escoamento anular.

## ABSTRACT

PAES, Renato Marcon. **Computational simulation of water annular flow heat transfer heated by a bubbling fluidized bed heat exchanger**. 2019. 55 p. Bachelor Thesis (Bachelor Degree in Mechanical Engineering) – Federal University of Technology - Paraná. Ponta Grossa, 2019.

Fluidized beds are used in huge variety of applications, such as drying of solids, particle coating, catalytical cracking and also for thermal energy recovery. The behavior of a gas-solid system is similar to the fluids and the heat transfer between the bed and an object in contact with it is significantly higher when it comes to the same system in the absence of solid particles. This thesis compares, using real boundary conditions, experimental tests results of annular flow heat transfer in a bubbling fluidized bed heated jacket type heat exchanger with results found on computational simulation using the Ansys AIM Student software. Results of sixteen tests with different combinations of liquid mass flow, bed temperature and bed-to-wall convective coefficient were compared, resulting on gaps from as 0,05% to 1,89% on values for the outlet water temperature which was heated on its way through the heat exchanger annular region. The water temperature field in contact to the annular region external wall was presented. At given boundary conditions, increasing the mass flow ten times decreases 16 °C in outlet water temperature, resulting in a 416% higher global heat transfer rate. Simulations at different mass flows for two different boundary conditions (different bed temperature and bed-to-wall convective coefficient) shows advantages of a copper made than stainless steel-made heat exchanger, specially when the temperature gap between water and bed rise and the bed-to-wall convective heat transfer coefficient increases. To forecast the heat exchanger effectivity in terms of a better homogeneity in the annular flow region water temperature field distribution, two to ten inlets and outlets heat exchanger geometries were added into the analysis. The decrease of temperature gaps in annular flow's polar direction as the number of inlets and outlets increases means the axis velocity outperforms tangential velocity, resulting in a significantly improvement in heat transfer rates, specially in higher mass flows.

**Keywords:** Fluidized bed. Jacket type heat exchanger. Computational Fluid Dynamics. Heat transfer. Annular flow.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> – Foto da PCLA #1 ( <i>Powdered Catalyst Louisiana</i> ), em Baton Rouge, 1942.....	13
<b>Figura 2</b> – Esquema de um leito fluidizado para secagem de grãos .....	14
<b>Figura 3</b> – Sistema de reaproveitamento de calor de gases de exaustão .....	15
<b>Figura 4</b> – Regimes de fluidização .....	19
<b>Figura 5</b> – Exemplo de aplicações da transferência de calor em leito fluidizado .....	20
<b>Figura 6</b> – Renovação das partículas na superfície.....	24
<b>Figura 7</b> – Efeito da velocidade superficial do gás com a taxa de transferência de calor leito-superfície para partículas do tipo A e B de Geldart.....	25
<b>Figura 8</b> – Contribuição das componentes partícula convectiva e gás-convectiva com a variação do diâmetro de partícula .....	26
<b>Figura 9</b> – Mecanismos de transferência de calor dominante em função da temperatura do leito e do diâmetro da partícula .....	26
<b>Figura 10</b> – <i>Snapshots</i> do aquecimento do leito a partir do gás aquecido .....	28
<b>Figura 11</b> – Coeficiente de transferência de calor instantâneo suspensão-parede .....	29
<b>Figura 12</b> – Tubos concêntricos e a região anular.....	30
<b>Figura 13</b> – Trocador de calor com as condições de contorno consideradas.....	36
<b>Figura 14</b> – Malha gerada na geometria.....	39
<b>Figura 15</b> – Temperatura da água na região interna de escoamento.....	42
<b>Figura 16</b> – Temperatura da água em planos transversais ao eixo (Teste 1) .	43
<b>Figura 17</b> – Representação da posição do ponto de análise da temperatura...47	
<b>Figura 18</b> – Perfil de temperaturas com 2 entradas (a) e 10 entradas (b).....	48

## LISTA DE GRÁFICOS

<b>Gráfico 1</b> – Gráfico da variação de pressão pela velocidade superficial $\mu_0$ para partículas de areia com tamanho uniforme do tipo B de Geldart.....	22
<b>Gráfico 2</b> – Gráfico da variação de pressão pela velocidade superficial $\mu_0$ para partículas de areia com diâmetro variado $d_p$ entre 180 a 1400 $\mu m$ .....	22
<b>Gráfico 3</b> – Coeficiente de transferência de calor suspensão-parede com a variação da velocidade superficial do gás .....	27
<b>Gráfico 4</b> – Variação da temperatura do leito com o tempo .....	29
<b>Gráfico 5</b> – Valores de Nusselt ao longo da região anular para diâmetros hidráulicos 0,5 mm (a) e 2 mm (b).....	33
<b>Gráfico 6</b> – Perfil de temperatura do fluido na saída .....	33
<b>Gráfico 7</b> – Valores de Nusselt versus Reynolds .....	34
<b>Gráfico 8</b> – Comparação dos resultados obtidos via simulação e teste experimental.....	41
<b>Gráfico 9</b> – Evolução da temperatura esperada lidas pelas termoresistências localizadas no trocador de calor e comparação com os valores mínimo e máximo no mesmo plano .....	44
<b>Gráfico 10</b> – Variação da taxa de transferência de calor com o aumento da vazão mássica.....	45
<b>Gráfico 11</b> – Comparativo da taxa de transferência de calor entre as duas condições na mesma escala .....	46
<b>Gráfico 12</b> – Variação angular da temperatura em relação com o número de entradas e saídas.....	48
<b>Gráfico 13</b> – Taxa de transferência de calor global para diferentes números de entrada e saída .....	49



## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> – Aplicações de leito fluidizado por mecanismo dominante .....	20
<b>Tabela 2</b> – Valores de Nusselt referente a parede interna de um escoamento termicamente em desenvolvimento.....	31
<b>Tabela 3</b> – Valores experimentais obtidos por Turini (2017) para utilização e comparação com resultados das simulações.....	37
<b>Tabela 4</b> – Teste de malha para as simulações.....	40
<b>Tabela 5</b> – Resultados de temperatura de saída e taxa de transferência de calor global para as duas condições testadas.....	45
<b>Tabela 6</b> – Variação da temperatura em relação a teta para configurações de duas a dez entradas e saídas.....	47
<b>Tabela 7</b> – Taxa de transferência de calor global para diferentes configurações.....	49

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Letras Latinas

A	Área	[m <sup>2</sup> ]
Ar	Número de Arquimedes	[-]
C	Constante	[-]
c	Calor específico	[J/(kg.K)]
d, D	Diâmetro	[m]
g	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
h	Coeficiente convectivo	[W/m <sup>2</sup> k]
k	Condutividade térmica	[W/m.k]
N	Número de entradas e saídas de água	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Q	Quantidade de calor trocada	[J]
Re	Número de Reynolds	[-]
T	Temperatura	[°C]
u	Velocidade	[m/s]
x, L	Comprimento	[m]
z	Altura	[cm]

### Letras Gregas

$\varepsilon$	Fração de vazio no leito fixo	[-]
$\emptyset$	Esfericidade	[-]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\Delta P$	Variação de pressão	[Pa]

$\theta$	Distância circunferencial	[°]
r	Distância radial	[mm]

### Subscritos

conv	Convecção
e	Externo
g	Gás
gc	Gás-convectivo
h	Hidráulico
i	Interno
ii	Relativo à parede interna de uma região anular
L	Relativo ao leito fluidizado
leito	Região relativa ao leito fluidizado
max	Máximo
mf	Mínima fluidização
ml	Média logarítmica
p	Partícula
pc	Partícula-convectiva
ra	Radiação
r	Relativo à coordenada radial
sp	Suspensão Parede
t	Tempo
z	Relativo à coordenada axial
$\theta$	Relativo à coordenada polar
2	Relativo à condição de contorno do tipo 2 (subseção 2.6)
3	Relativo à condição de contorno do tipo 3 (subseção 2.6)

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	12
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO .....	12
1.2 OBJETIVOS .....	16
1.2.1 Objetivo Geral .....	16
1.2.2 Objetivos Específicos .....	16
1.3 JUSTIFICATIVA .....	16
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	17
2.1 DEFINIÇÃO DE FLUIDIZAÇÃO .....	17
2.2 SISTEMA DE LEITO FLUIDIZADO .....	17
2.3 APLICAÇÕES, VANTAGENS E DESVANTAGENS .....	19
2.4 FLUIDODINÂMICA DO LEITO FLUIDIZADO BORBULHANTE .....	21
2.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR LEITO-SUPERFÍCIE .....	23
2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM REGIÃO ANULAR DE ESCOAMENTO ANULAR .....	30
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	35
3.1 CARACTERÍSTICAS DO EXPERIMENTO .....	35
3.2 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL .....	35
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	41
<b>5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b> .....	50
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	52
<b>APÊNDICE A - Desenho do Trocador de Calor</b> .....	55

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A necessidade por derivados de petróleo sofreu um aumento contínuo e substancial a partir do começo do século XX, época em que a energia elétrica ainda era pouco presente nas residências e as lâmpadas de querosene estavam em seu auge. Até essa época, as formas de obtenção de querosene e outros derivados do petróleo estavam limitadas à destilação física do óleo cru (as primeiras reações químicas introduzidas na indústria petrolífera tinham como objetivo controlar o odor). Por volta de 1930, com a ascensão do motor a combustão para o transporte ferroviário, marítimo, rodoviário e aeronáutico, a elevada demanda levou os grandes produtores norte-americanos a procurarem uma nova forma de refinamento do óleo cru para garantir um combustível mais nobre, ou seja, com uma maior octanagem. O processo utilizado era o craqueamento térmico (*thermal cracking*), que utilizava o calor para quebrar as moléculas de hidrocarbonetos, mas se apresentava caro e ineficiente (AMERICAN CHEMICAL SOCIETY, 1998).

A revolução da indústria petrolífera veio quando o francês Eugene Houdry conheceu o trabalho de um farmacêutico, também francês, que produzia gasolina com auxílio de catalisadores e o convenceu a trabalhar na busca de um processo que fosse aplicável a uma escala industrial para produção de gasolina com alta octanagem, nascendo assim o processo Houdry, que culminou na construção do primeiro leito fixo de craqueamento catalítico com escala industrial, em 1937 (AMERICAN CHEMICAL SOCIETY, 1998).

Os direitos de utilização do método de craqueamento Houdry só poderia ser incorporado mediante elevado custo, o que levou as grandes empresas norte-americanas a criar o grupo denominado *Catalytic Research Associates* (formado por empresas que dominavam o mercado na época e atualmente: Exxon, Kellogg, Amoco, British Petroleum, Royal Dutch Shell, Texaco entre outras). Essa foi, até o projeto Manhattan, a maior força-tarefa em quantidade de cientistas trabalhando para alcançar um objetivo em comum, que resultou na construção da refinaria de Baton Rouge, começando a operar em 1940, como mostra a Figura 1.

O processo de quebra catalítica desenvolvido pela *Catalytic Research Associates* que operava em leito fluidizado teve êxito extraordinário e, somado com a

enorme necessidade de combustível devido à segunda guerra mundial, em apenas cinco anos após a construção da primeira planta em Baton Rouge, haviam 34 unidades em plena operação. A capacidade de produção aumentou de 50 para 210 milhões de barris/dia entre 1950 a 1992 (AMERICAN CHEMICAL SOCIETY, 1998).

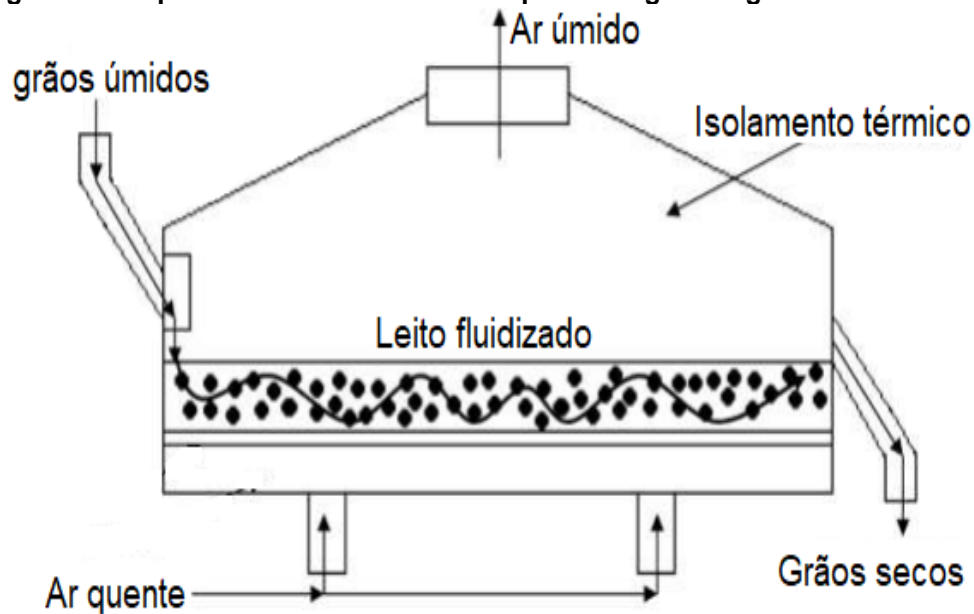
**Figura 1 - Foto da PCLA #1 (*Powdered Catalyst Louisiana*), em Baton Rouge, 1942.**



**Fonte: *American Chemical Society* (1992, p. 1).**

Novas aplicações para o leito fluidizado surgiram ao longo do tempo e hoje o processo está presente em indústrias de diferentes segmentos com diferentes funcionalidades, químicas ou físicas: gaseificação de sólidos, quebra de hidrocarbonetos, ustulação de minérios (*ore roasting*), transferência de calor (aplicação de interesse deste trabalho), solidificação de gotas para obtenção de grânulos, secagem de sólidos (muito utilizado na produção de *commodities* agrícolas, representado na Figura 2), revestimento de partículas/objetos, adsorção (adesão de moléculas de um fluido para uma superfície sólida), entre outras.

Figura 2 – Esquema de um leito fluidizado para secagem de grãos.



Fonte: Murthy e Joshi (2007).

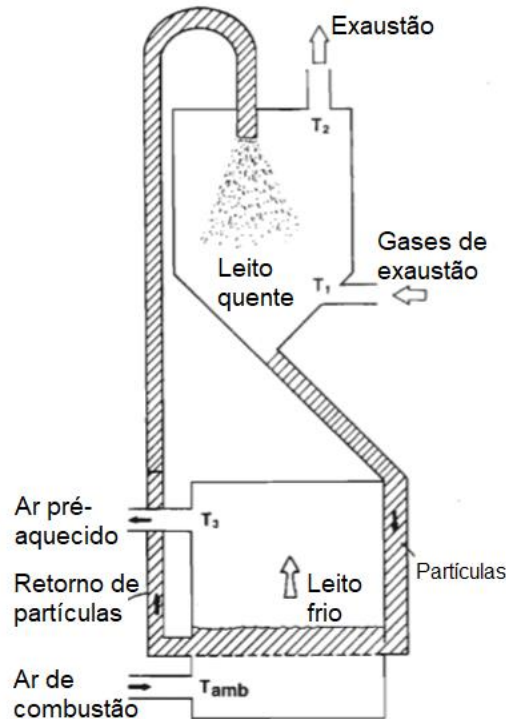
Do ponto de vista térmico, o leito fluidizado apresenta temperatura praticamente uniforme e, portanto, calor deve ser adicionado ou retirado através da superfície que envolve o leito para mantê-la constante. Coeficientes de transferência de calor em leitos fluidizados são, geralmente, de uma a duas ordens de grandezas maiores se comparado com o mesmo escoamento sem as partículas sólidas (KUNII, 1991). Devido a esta característica sua utilização em trocadores de calor para reaproveitamento de energia térmica (proveniente de gases de exaustão de um gerador a combustível ou as cinzas de uma caldeira, por exemplo) é viável e resulta em grande economia nas indústrias. Para aproveitar ao máximo essa aplicação, necessita-se de um controle dos inúmeros parâmetros que influenciam nos valores do do coeficiente convectivo de transferência de calor, que é o objeto de estudo desse trabalho.

O primeiro trocador de calor para reaproveitamento de energia por leito fluidizado foi desenvolvido para reverter a ineficiência das indústrias de alumínio, onde um elevado consumo de eletricidade (aproximadamente 15 MWh por tonelada) e mais de 60% de perda de energia térmica no processo (o gás de exaustão chega a 1100 °C) encarecem a produção (SVVIDES; LOVATT, 2008).

Em um sistema recirculante como o da Figura 3, partículas são aquecidas pelos gases de exaustão ao descenderem por gravidade (em contracorrente), no leito

aquecido, e seguem para o leito frio, onde a partícula será resfriada para pré-aquecer o gás de combustão para então, retornar ao leito aquecido.

**Figura 3 - Sistema de reaproveitamento de calor de gases de exaustão.**



Fonte: *Patch e Cole (1986)*.

Sistemas que utilizam ou são operados a leito fluidizado são cuidadosamente projetados para atender às necessidades da aplicação, o que envolve muitas condições de contorno. Os aplicativos de fluidodinâmica computacional podem ser utilizados para viabilizar o tempo e o custo que seriam necessários para realizar testes experimentais em busca de aperfeiçoar o sistema em questão. As vantagens de se utilizar CFD levaram a Boeing a passar de 100 a 200 simulações em 1973 para mais de 20 mil em 2002 (JOHNSON et al., 2003), alavancado pelos desenvolvimentos de novos algoritmos e da capacidade de processamento dos computadores.



## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo Geral

Este trabalho de conclusão de curso tem como objetivo geral analisar, por meio de simulação computacional, a transferência de calor na região do escoamento anular que recebe a passagem de água aquecida por um trocador de calor de leito fluidizado borbulhante.

### 1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar simulações computacionais utilizando um aplicativo CFD nas condições de contorno experimentais apresentadas no trabalho de Turini (2017);
- Comparar o valor da temperatura de saída da água aquecida para vários casos experimentais de interesse;
- Alterar a geometria da alimentação da água no trocador de calor a fim de prever o comportamento do perfil de temperaturas do líquido durante a sua passagem pela região anular.

### 1.4 JUSTIFICATIVA

Este trabalho busca propor uma via alternativa para avaliar as características da transferência de calor suspensão-parede em um trocador de calor tipo jaqueta operado com leito fluidizado borbulhante, dispensando montagens, procedimentos experimentais e custos dos insumos envolvidos na construção e avaliação de um protótipo real. Com a aplicação do aplicativo CFD será possível construir cenários (conjunto de condições de contorno) sem precisar de muito investimento e tempo de execução. Assim, comparando os resultados de diferentes cenários, poderão ser identificadas maneiras mais eficientes e/ou econômicas para operar o trocador de calor em estudo.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma breve revisão da literatura sobre o assunto de interesse. Assim, são abordados principalmente os fundamentos da fluidização e da transferência de calor em leito fluidizado, incluindo aspectos relacionados especificamente ao trocador de calor tipo jaqueta.

### 2.1 DEFINIÇÃO DE FLUIDIZAÇÃO

A fluidização é uma condição adquirida por um sistema multifásico composto por uma mistura de fluido (gás ou líquido) e partículas que leva essa mistura ter comportamento semelhante ao de um fluido. Masayuki Horio (2010, p.6) define fluidização como “fenômeno natural ou condição produzida artificialmente na qual partículas sólidas, incluindo corpos de quaisquer tamanhos, são livrados do atrito interno causado por forças externas ou intra-articulares”. As forças de gravidade e eletromagnéticas (ou de coesão) causam atrito interno, que pode ser eliminado por arrasto mediante a ação de um fluido com movimento ascendente ou por forças eletromagnéticas (caso a partícula seja ferromagnética), por vibração ou por alguma outra força repulsiva (HORIO, 2010). Kunii e Levenspiel (1991, p.1) definem fluidização como “a operação pela qual as partículas sólidas são transformadas em um estado líquido através da suspensão em um gás ou líquido”.

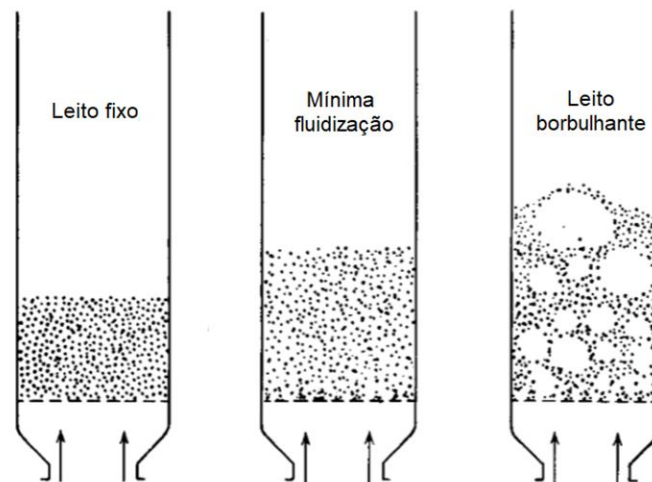
### 2.2 SISTEMA DE LEITO FLUIDIZADO

O sistema de leito fluidizado mais simples pode ser construído com apenas quatro componentes: um vaso (normalmente cilíndrico), uma placa distribuidora de gás, as partículas (leito) e um compressor ou bomba. No entanto, em aplicações específicas, o sistema também pode contar com elementos como aquecedores internos/externos, ciclones, alimentadores de partícula/*spray* e dispositivos para remoção de partículas, entre outros. Na indústria, leitos fluidizados operam com tamanho de partícula na faixa de 15  $\mu\text{m}$  a 6 mm, velocidade do gás entre 0,01 m/s a 10 m/s, diâmetro do leito de 0,1 m a 10 m, e profundidade do leito de alguns centímetros a 10 m. O comportamento fluidodinâmico das partículas no leito está

intimamente relacionado com o tamanho médio das partículas, com a sua densidade e a do meio fluido (GELDART, 1986).

Durante a fluidização, o comportamento do leito se assemelha ao de um fluido, tendo, portanto, aumento linear da pressão com a distância abaixo da superfície, mergulho de objetos mais densos que o leito e movimento característico de ondas na superfície (análogo à queda de um objeto numa piscina em repouso, por exemplo). Para uma mesma massa total, quanto menor o diâmetro médio das partículas, maior será a relação entre a área superficial pelo volume dessas partículas compactadas, que juntamente com a constante movimentação aleatória dessas partículas no leito, refletem na elevada transferência de calor entre a superfície das partículas e o gás e na uniformidade de temperatura do leito, mesmo quando submetido a reações altamente endotérmicas ou exotérmicas (GELDART, 1986).

A velocidade ascendente do gás dentro do leito, que determinará a existência ou não da fluidização, a depender principalmente do diâmetro médio das partículas e de sua densidade. Em baixas velocidades, as partículas permanecem em repouso no fundo do leito, caracterizando o leito fixo. A força de arrasto provocada nas partículas aumenta diretamente com o aumento da velocidade do gás e quando o arrasto se equivale a força peso, o estado de mínima fluidização é alcançado e as partículas entram em suspensão. Em maiores velocidades, ocorre uma expansão do leito não muito além do volume ocupado na condição de mínima fluidização e, dependendo da classificação da partícula, bolhas podem surgir na condição mínima de fluidização (para partículas do tipo B e D de Geldart), após a velocidade mínima de fluidização (tipo A) ou não surgir, no caso das partículas do tipo C, que apresentam força coesiva expressiva, devido a seu pequeno diâmetro (BASU, 2006). O comportamento das partículas no leito fixo, na condição de mínima fluidização, e o leito fluidizado borbulhante pode ser observado na Figura 4.

**Figura 4 – Regimes de fluidização.**

Fonte: Adaptado de KUNII & LEVENSPIEL (1991).

### 2.3 APLICAÇÕES, VANTAGENS E DESVANTAGENS

No ramo da fluidização, a participação acadêmica nos problemas e necessidades da indústria tem sido importante. Esta relação guia os cientistas a solucionar os problemas que não estavam bem claros ou problemas completamente novos, expandindo o *know-how* e abrindo portas para novas aplicações. Desde o primeiro gaseificador de carvão *Winkler*, que representou o primeiro uso comercial de grande relevância de um leito fluidizado entrando em operação em 1926 (KUNII; LEVENSPIEL, 1991), muitas outras aplicações foram viabilizadas (como já descrito no Capítulo 1) e estão presentes nas mais diversas indústrias. A Tabela 1 aborda algumas dessas aplicações de acordo com o mecanismo dominante.

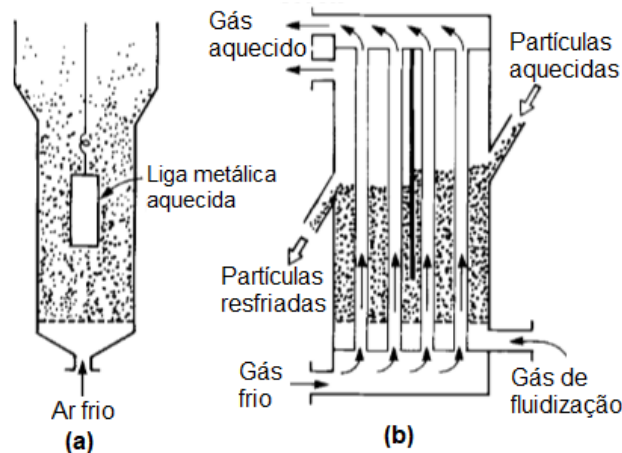
**Tabela 1 – Aplicações de leito fluidizado por mecanismo dominante.**

Processos industriais					
Físico			Químico		
Mecanismo Dominante	Transferência de calor e/ou massa entre gás/partículas	Transferência de calor e massa entre partículas ou partícula/superfície	Transferência de calor entre leito/superfície	Reações gás/gás com partículas catalisadoras	Reações gás/partícula com transformação da partícula
Aplicações	Secagem de sólidos; absorção de solventes; congelamento de alimentos	Revestimento plástico de partículas; revestimento de fármacos (pilulas); mistura de sólidos; granulação	Tratamento térmico de fibras têxteis, fios, borracha, vidro e componentes térmicos; banhos de temperatura constante	Quebra catalítica; manufatura de acrilonitrila, anidrido ftálico e polietileno	Combustão e gaseificação de carvão; incineração de rejeitos; tetracloreto de titânio

Fonte: Adaptado de Geldart (1986).

Neste trabalho, uma maior atenção será dada ao mecanismo de transferência de calor entre partícula/superfície, em virtude de ser o tema sob estudo. Características como elevada difusão térmica, coeficiente convectivo do conjunto gás-sólido e temperatura uniforme contribuem para que leitos fluidizados sejam extensivamente utilizados na indústria para transferir energia térmica. Aplicações em processos de tratamento térmico de ligas metálicas (a) e de reaproveitamento do calor (b) são apresentados na Figura 5.

**Figura 5 – Exemplo de aplicações da transferência de calor em leito fluidizado.**



Fonte: Adaptado de Kunii e Levenspiel (1991).

A recuperação de calor industrial foi e ainda é explorada com um objetivo primário de redução de custos no gasto dos combustíveis, trazendo junto a redução da emissão de gases de efeito estufa.

Kunii e Levenspiel (1991) e Basu (2006) descrevem as vantagens da utilização dos trocadores de calor em leito fluidizado, sendo algumas delas:

- Fácil controle das operações devido o escoamento gás-sólido se assemelhar com o de um fluido.
- Temperatura constante em todo o leito devido à intensa movimentação das partículas.
- Aplicável em operações de larga escala.
- Devido a elevada taxa de transferência de calor, uma menor área superficial é necessária na construção de trocadores de calor, diminuindo seu tamanho e economizando material.

Quanto à desvantagem:

- Erosão dos vasos (ou tubos) por abrasão pode ser grave.

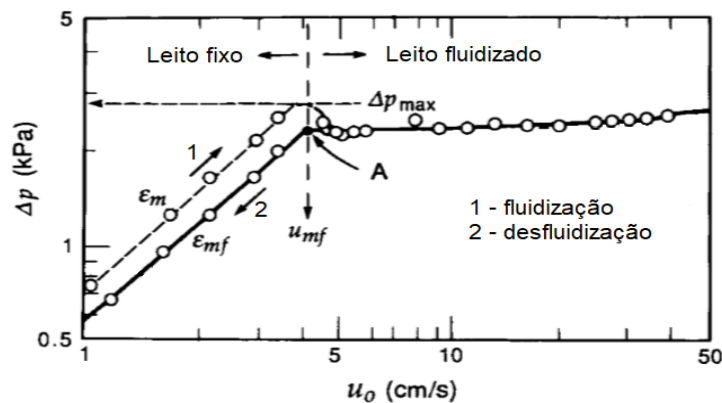
#### 2.4 FLUIDODINÂMICA DO LEITO FLUIDIZADO BORBULHANTE

Para compreender a fluidodinâmica de um leito fluidizado em regime borbulhante (LFB), é necessário analisar o comportamento das suas duas fases: a de bolha e a de emulsão (esta fase apresenta comportamento semelhante à condição de mínima fluidização). A fase de bolhas é responsável pela constante mistura das partículas que estão na fase de emulsão, resultando em uniformidade de temperatura e elevado coeficiente de transferência de calor no leito. Uma das características do LFB é a distribuição uniforme do gás através de um distribuidor no fundo do leito. Geldart (1986, p.54) afirma que as bolhas em leitos fluidizados a gás são análogas às bolhas em líquidos viscosos, consideração que possibilitou a observação do comportamento das bolhas por meio da utilização de líquidos viscosos transparentes; porém, as bolhas em leitos fluidizados e em líquidos viscosos se diferenciam na interface entre bolha/emulsão e bolha/líquido. Na condição de leito fixo, o aumento da velocidade superficial do gás de fluidização eleva a perda de carga devido às forças de arrasto, de acordo com a correlação de Ergun (1952 apud BASU, 2006):

$$\frac{\Delta P}{L} = 150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu U}{(\phi d_p)^2} + 1,75 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{\rho_g U^2}{\phi d_p} \quad (1)$$

onde  $\varepsilon$  é a fração de vazio no leito fixo,  $\phi$  a esfericidade da partícula,  $\mu$  a viscosidade dinâmica e  $\rho_g$  a massa específica do gás. Kunii e Levenspiel (1991) afirmam que o leito deixa de ser fixo ao atingir a velocidade superficial crítica  $u_{mf}$ , que caracteriza a condição de mínima fluidização (Gráficos 1 e 2). Essa condição ocorre no momento em que a força de arrasto do gás ascendente se iguala à força peso das partículas.

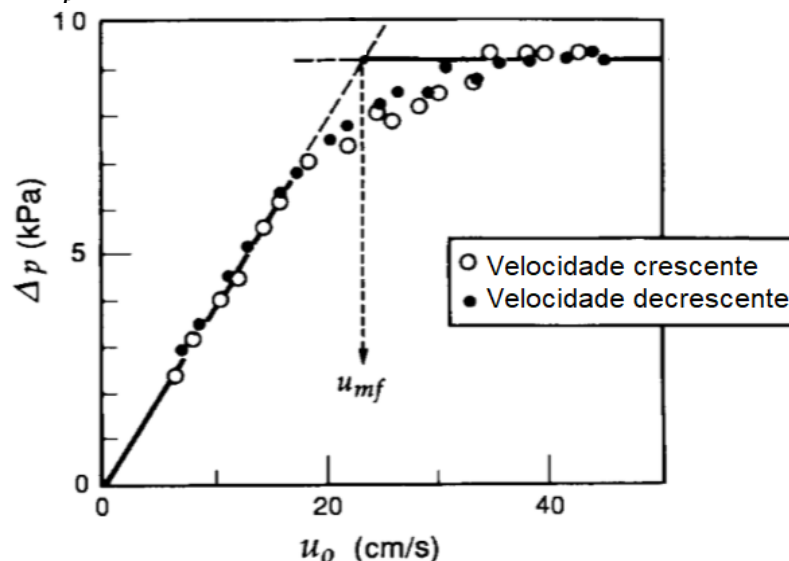
**Gráfico 1 – Variação de pressão pela velocidade superficial  $u_0$  para partículas de areia com tamanho uniforme do tipo B de Geldart.**



Fonte: Adaptado de Kunii e Levenspiel (1991).

O comportamento típico da variação de pressão em relação à velocidade superficial do gás percolando o leito pode ser observado no Gráfico 2.

**Gráfico 2 – Variação de pressão pela velocidade superficial  $u_0$  para partículas de areia com diâmetro variado  $d_p$  entre 180 a 1400  $\mu\text{m}$ .**



Fonte: Adaptado de Kunii e Levenspiel (1991).

A força de arrasto é apresentada por Basu (2006), sendo esta:

$$F_D = \Delta PA = AL(1 - \varepsilon)(\rho_p - \rho_g)g \quad (2)$$

onde A é a área de seção transversal e L a altura do leito. Das equações (1) e (2) obtém-se uma expressão para a velocidade de mínima fluidização,  $U_{mf}$  por meio do número de Reynolds:

$$Re_{mf} = \frac{u_{mf} d_p \rho_g}{\mu} = [C_1^2 + C_2 Ar]^{0,5} - C_1 \quad (3)$$

sendo Ar o número de Arquimedes:

$$Ar = \frac{\rho_g(\rho_p - \rho_g)g d_p^3}{\mu^2} \quad (4)$$

Os valores das constantes empíricas  $C_1$  e  $C_2$  foram obtidas por Grace (1982 apud BASU, 2006), tendo os valores de 27,2 e 0,0408, respectivamente. A velocidade superficial do gás na fase de emulsão é aproximadamente o mesmo valor de  $U_{mf}$ . Expressões para determinar variáveis de interesse como diâmetro de volume equivalente das bolhas, expansão do leito, velocidade terminal da partícula e transição entre regimes de fluidização estão disponíveis na literatura (KUNNI; LEVENPIEL, 1991).

## 2.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR LEITO-SUPERFÍCIE

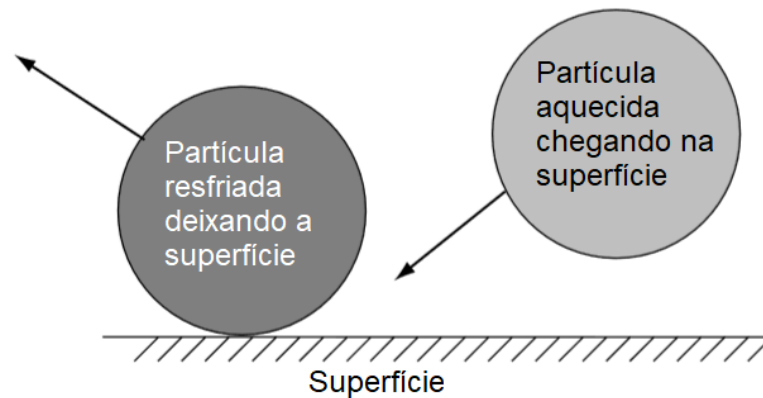
Em leitos fluidizados borbulhantes, Molerus e Wirth (1997) afirmam que os fatores que influenciam o coeficiente de transferência de calor leito-superfície,  $h_{leito}$ , são: ambientais, devido a aceleração local da gravidade  $g$ ; intrínsecos à partícula, como o diâmetro  $d_p$ , a densidade  $\rho_p$ , o calor específico  $c_p$  e a condutividade térmica  $k_p$ ; e intrínsecos ao gás, como a viscosidade dinâmica  $\mu$ , a massa específica  $\rho_g$ , o calor específico  $c_g$  e a condutividade térmica  $k_g$ . O coeficiente de transferência de calor entre a superfície e o leito é formado por três componentes dominantes (GELDART, 1986) pelo qual o calor é transferido do leito à superfície ou vice-versa. Desse modo:

$$h_{leito} = h_{pc} + h_{gc} + h_{ra} \quad (5)$$



A componente partícula-convectiva ( $h_{pc}$ ) é a contribuição de transferência pela constante renovação de partículas que passam pela região adjacente à superfície. Esta renovação, causada pelo movimento ascendente das bolhas (Figura 6), é resultado do comportamento das bolhas. Quanto maior a fração de tempo em que a superfície está em contato com a fase de emulsão, maior será a taxa de transferência de calor dessa componente.

**Figura 6 – Renovação das partículas na superfície.**

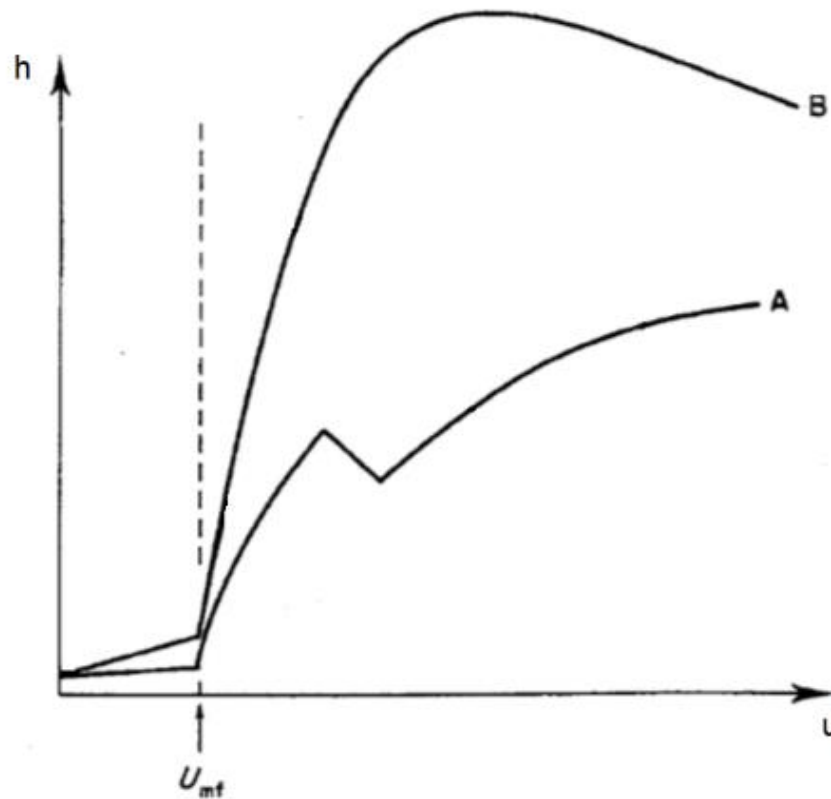


**Fonte: Adaptada de Basu (2006, p. 191).**

Portanto, com o aumento da velocidade superficial do gás a partir do valor de  $u_{mf}$ , a intensificação das bolhas contribui na renovação das partículas, elevando  $h_{pc}$  até o ponto em que o aumento na fração de tempo em que a fase bolha está em contato com a superfície impede o aumento permanente de  $h_{pc}$ , implicando num ponto de máximo  $h_{leito}$  com o aumento da velocidade superficial do gás  $u$ , conforme ilustrado pela Figura 7.

A contribuição de  $h_{pc}$  em  $h_{leito}$  é expressiva para partículas com tamanho de partícula na faixa de  $40 \mu m \leq d_p \leq 1 mm$  (GELDART, 1986). Geldart também relata que a capacidade térmica do material das partículas Geldart tem fundamental relevância na efetividade do transporte de energia térmica pelo leito.

**Figura 7 – Efeito da velocidade superficial do gás com a taxa de transferência de calor leito-superfície para partículas do tipo A e B de Geldart.**



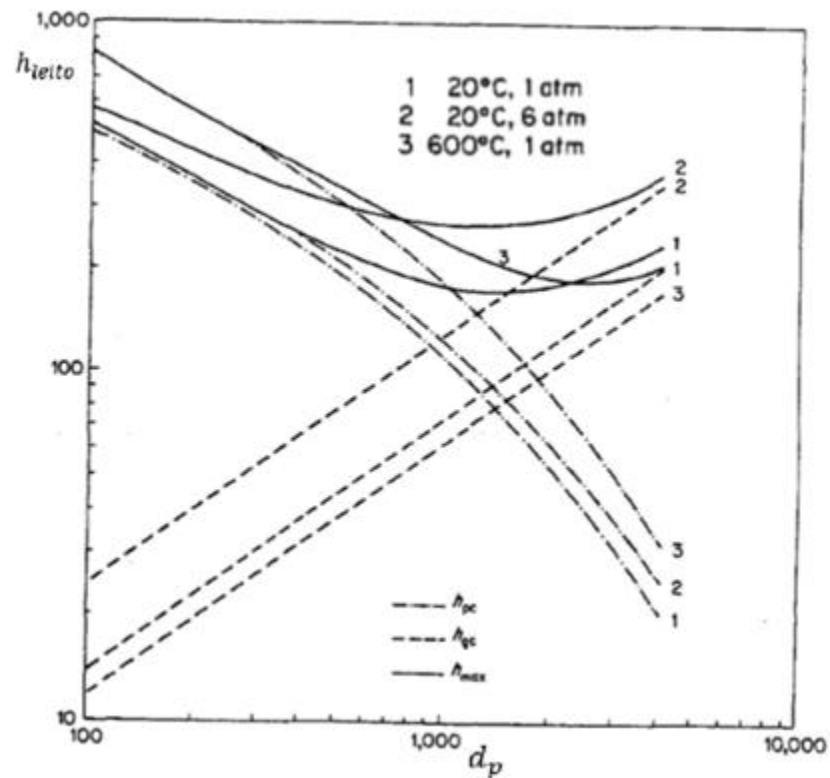
Fonte: Adaptada de Geldart (1986, p.224).

A componente gás-convectivo ( $h_{gc}$ ) torna-se significativa para partículas de maior diâmetro ( $d_p > 800 \mu m$ ) do grupo D de Geldart, quando operando à elevadas pressões estáticas. O escoamento do gás nos interstícios do leito nestas condições é turbulento ou em transição.

Botterill, Teoman e Yüregün (apud GELDART, 1986), relacionaram a contribuição relativa de  $h_{pc}$  e  $h_{gc}$  para  $h_{leito}$  com a variação de diâmetro da partícula  $d_p$  em três condições: (1) 20 °C e 1 atm, (2) 20 °C e 6 atm e (3) 600°C e 1 atm (Figura 8).

Segundo Rohsenow (1998), a componente de radiação  $h_{ra}$  começa a torna-se relevante em altas temperaturas (acima de 600 °C), comum em operações como combustão e gaseificação de combustíveis sólidos.

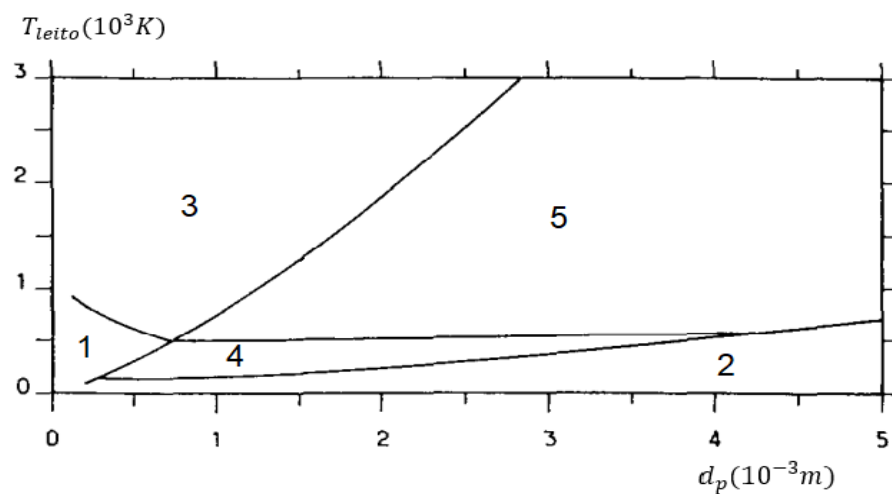
Figura 8 – Contribuição das componentes partícula-convectiva e gás-convectiva com a variação do diâmetro de partícula.



Fonte: Geldart (1986).

Flamant et al. (1991) propuseram os mecanismos que mais contribuem para  $h_{leito}$  em função da temperatura do leito  $T_{leito}$  e do diâmetro da partícula  $d_p$  (Figura 9).

Figura 9 – Mecanismos de transferência de calor dominante em função da temperatura do leito e do diâmetro da partícula.

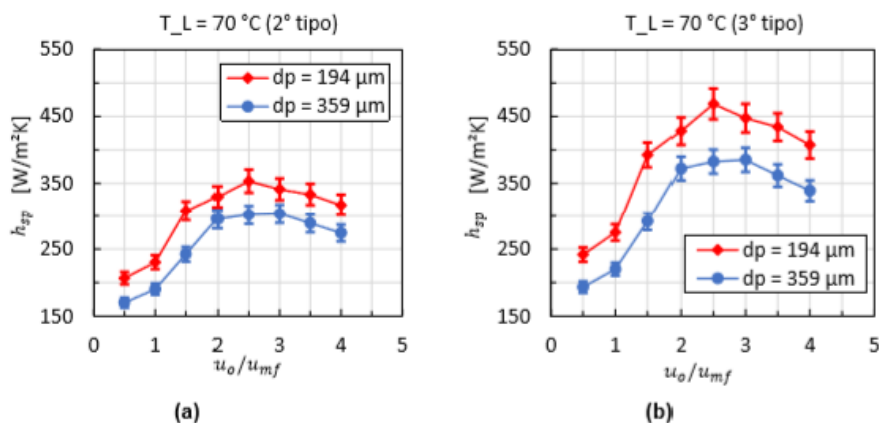


Fonte: Adaptada de Flamant et al. (1991).

Na figura 9 tem-se: (1) partícula-convectiva, (2) gás-convectiva, (3) partícula-convectiva + radiação, (4) partícula-convectiva + gás-convectiva e (5) caracterizada pela presença de todos os mecanismos.

Turini (2017) determinou experimentalmente os coeficientes de transferência de calor suspensão-parede de um trocador do tipo jaqueta operado em leito fluidizado com diâmetro interno de 0,08 m, temperatura do leito de 70 °C, partículas de areia do tipo B de Geldart com  $d_p$  iguais a 194  $\mu\text{m}$  e 359  $\mu\text{m}$  com a razão  $u/u_{mf}$  variando de 0,5 a 4,0 em incrementos de 0,5. O calor fornecido pelo leito é utilizado para aquecer água que escoar na região anular do trocador de calor, no mesmo sentido do gás de fluidização e a uma vazão mássica de 3,62 kg/h. O Gráfico 3 apresenta os resultados obtidos por Turini (2017).

**Gráfico 3 – Coeficiente de transferência de calor suspensão-parede com a variação da velocidade superficial do gás.**



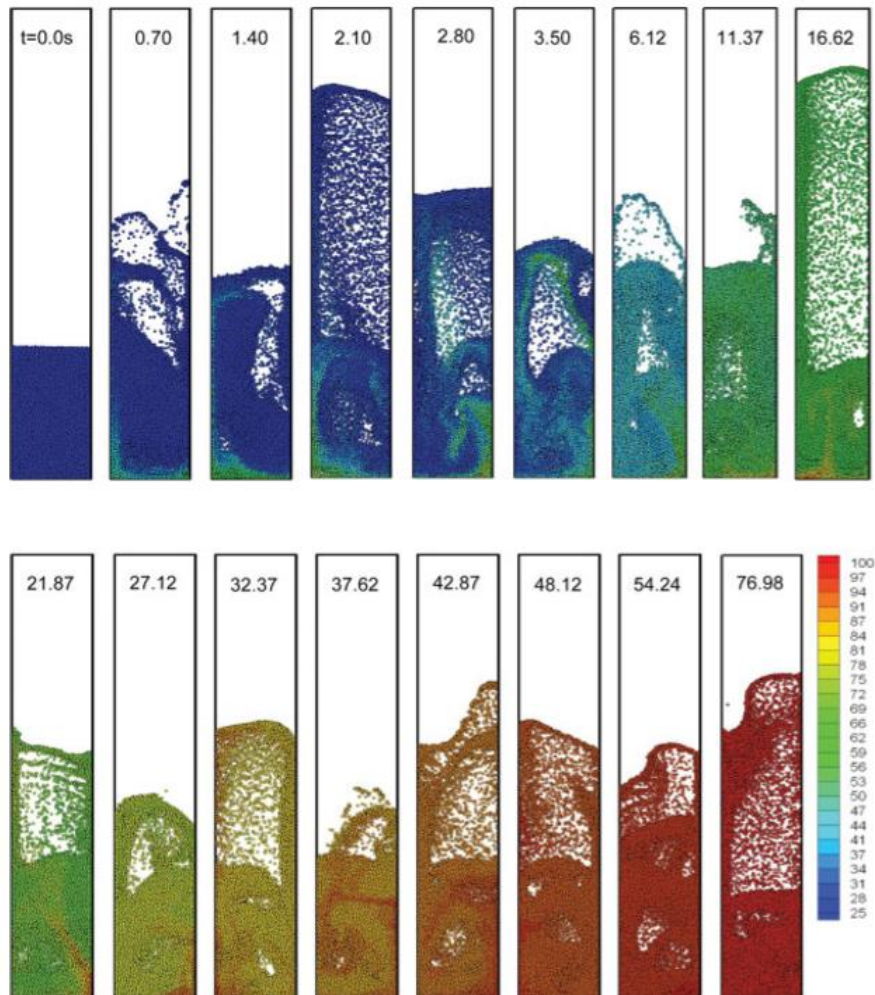
Fonte: Turini (2017, p. 91).

O gráfico 1<sup>a</sup> mostra os resultados obtidos para a condição de contorno do segundo tipo – fluxo de calor uniforme na parede interna da região anular e parede externa adiabática e o gráfico 1b mostra os resultados obtidos para a condição de terceiro tipo – temperatura uniforme (diferente da temperatura do fluido na entrada) na parede interna da região anular e parede externa isolada termicamente. Os gráficos obtidos por Turini (2017) evidenciam o valor de  $h_{max}$  quando o sistema em questão opera com  $u/u_{mf} = 2,5$  ou  $3,0$  a depender do tamanho médio de partícula  $d_p$ . Conclui-se também que o tamanho  $d_p$  é inversamente proporcional ao coeficiente suspensão-parede  $h_{sp}$ , estando de acordo com a literatura.

Zhou e Yu (2009) realizaram testes com simulação computacional de um leito fluidizado que demonstra didaticamente a transferência de calor do gás de fluidização

com velocidade superficial  $u = 1,2 \frac{m}{s}$  e temperatura  $T_g = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  para partículas com  $d_p = 3 \text{ mm}$ , conforme mostra a Figura 10.

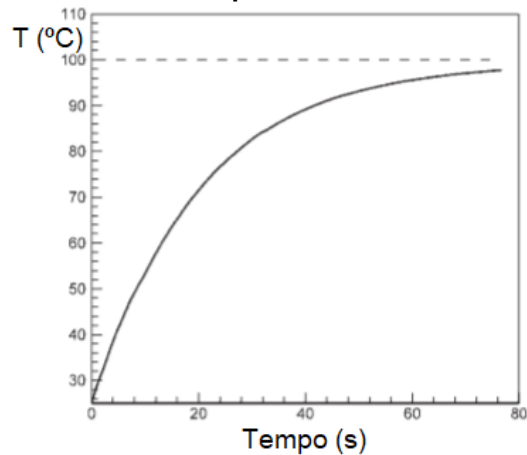
**Figura 10 – Snapshots do aquecimento do leito a partir do gás aquecido.**



Fonte: Zhou e Yu (2009, p. 875).

As partículas se encontravam inicialmente a uma temperatura  $T_p = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  e em repouso, caracterizando um leito fixo. Após 76,98 segundos, a temperatura do leito se estabiliza com a temperatura do gás. A variação da temperatura com o tempo da rápida transferência de calor no leito pode ser observada no Gráfico 4.

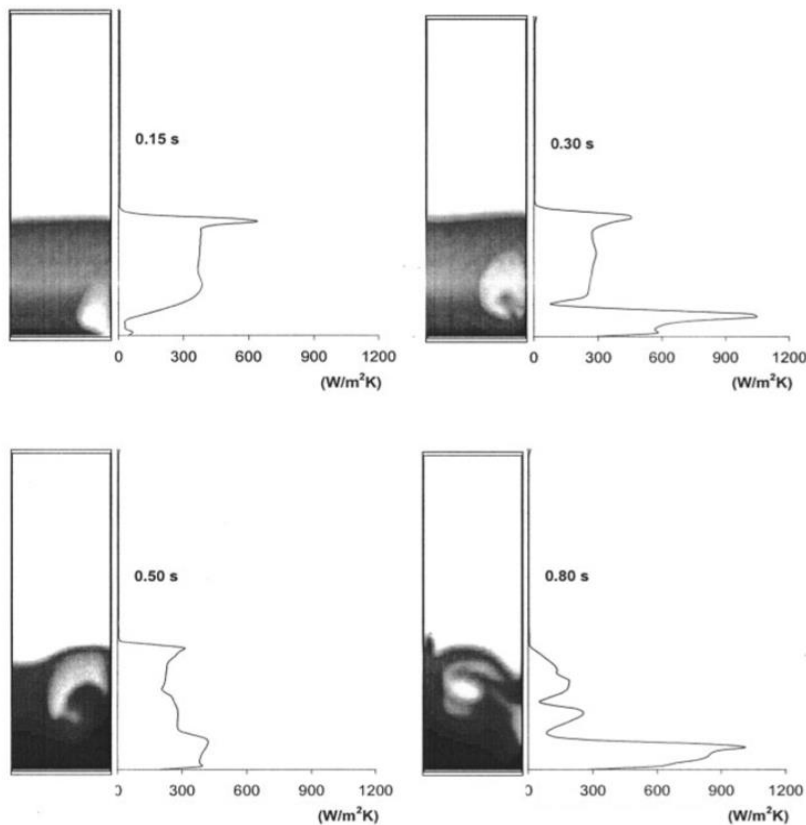
**Gráfico 4 – Variação da temperatura do leito com o tempo.**



Fonte: Zhou e Yu (2009, p. 876).

Patil et al. (2005) demonstrou, por meio de simulação computacional, a variação temporal do coeficiente de transferência de calor suspensão-parede para quatro instantes de tempo em um leito com tamanho de partícula  $d_p = 3 \text{ mm}$  e velocidade superficial de um jato pulsante com duração de 0,25 s entre intervalos também com duração de 0,25 s,  $u = 5 \frac{m}{s}$  onde  $u_{mf} = 0,08 \frac{m}{s}$  (Figura 11).

**Figura 11 – Coeficiente de transferência de calor instantâneo suspensão-parede.**



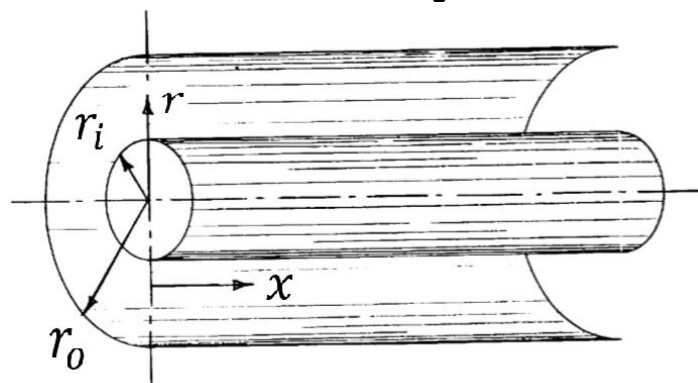
Fonte: Patil et al. (2005, p. 65).

Os resultados obtidos por Patil et al. (2005) evidenciam a intensificação da transferência de calor suspensão-parede nos instantes e locais em que a fase de emulsão densa se encontra adjacente à parede. Após a passagem da bolha, a fase de emulsão do interior do leito ocupa o espaço e, nessa movimentação, as partículas são comprimidas contra a parede, o que resulta nos picos de transferência de calor.

## 2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM REGIÃO DE ESCOAMENTO ANULAR

Uma região de escoamento anular refere-se ao espaço confinado por duas superfícies cilíndricas, sendo esta uma das geometrias utilizadas em trocadores de calor do tipo jaqueta. A Figura 12 esquematiza o caso típico de tubos concêntricos.

Figura 12 – Tubos concêntricos e a região anular.



Fonte: Reynolds et al. (1972, p. 1).

A passagem de fluido por essa região caracteriza um escoamento interno, e o calor pode ser transferido através da superfície interna e/ou externa. Rohsenow (1998) descreve as soluções para quatro tipos de condições de contorno de maior interesse, definidas como:

- Temperatura uniforme (diferente da temperatura de entrada) em uma parede e outra parede com temperatura uniforme igual à temperatura do fluido (tipo 1).
- Fluxo de calor uniforme em uma parede e a outra adiabática (tipo 2).
- Temperatura uniforme (com temperatura diferente do fluido na entrada) e a outra adiabática (tipo 3).
- Fluxo de calor uniforme em uma parede e a outra mantida à temperatura do fluido na entrada.

As soluções para as quatro condições de contorno na condição de escoamento termicamente desenvolvido e para perfil térmico em desenvolvimento estão disponíveis na literatura. Como um dos objetivos do presente trabalho é validar os resultados obtidos por Turini (2017), a Tabela 2 mostra os valores do número de Nusselt  $Nu_{ii,2}$  e  $Nu_{ii,3}$  para o escoamento em desenvolvimento. O subscrito  $ii$  significa que os valores de  $Nu$  se aplicam a parede interna, local por onde a transferência de calor ocorre, e os subscritos 2 e 3 fazem referência às condições de contorno do tipo 2 e 3, respectivamente, descritas anteriormente. A coordenada axial adimensional do comprimento hidrodinâmico  $x^*$  é determinada por:

$$x^* = \frac{x/D_{e,anular}}{Re_D Pr_{\acute{a}gua}} \quad (9)$$

onde  $x$ , no interesse de estudo desse trabalho, é a coordenada axial do comprimento hidrodinâmico que varia de zero até o comprimento da jaqueta d'água, uma vez que para o escoamento em questão o escoamento se mantém em desenvolvimento hidrodinâmico por toda a sua extensão. Os valores de  $Nu$  apresentam pouca variação no intervalo  $0,1 < x^* < 1$  e uma média ponderada deve ser utilizada com os valores de  $Nu$  disponíveis na literatura para obter um valor de  $h_{conv,m\acute{e}dio}$  no intervalo de comprimento axial  $0 < x^* < 0,1$ . O raio adimensional  $r^*$  é a razão entre  $r_i$  e  $r_e$  (Figura 12). O experimento realizado por Turini (2017) apresenta uma região anular com  $0,5 < r^* < 1$ .

**Tabela 2 – Valores de Nusselt referente a parede interna de um escoamento termicamente em desenvolvimento.**

$r^*$	$x^*$	$Nu_{ii,2}$	$Nu_{ii,3}$
0,5	0,05	6,353	5,785
0,5	0,1	6,192	5,738
0,5	0,5	6,181	5,738
0,5	1,0	6,181	5,738
1,0	0,05	5,546	4,902
1,0	0,1	5,395	4,861
1,0	0,5	5,85	4,861
1,0	1,0	5,385	4,861

Fonte: Adaptada de Shah e London (apud ROHSENOW; HARTNETT; CHO, 1998, pp. 5.40-5.42)



O coeficiente médio de transferência de calor convectivo na parede interna da região anular do trocador de calor tipo jaqueta é dado por:

$$h_{conv, \acute{a}gua} = \frac{Nu_D k_{\acute{a}gua}}{D_{e, anular}} \quad (6)$$

sendo o diâmetro equivalente da região anular o diâmetro hidráulico, dado por:

$$D_{e, anular} = 2(r_e - r_i) = D_h \quad (7)$$

O coeficiente médio de transferência de calor convectivo na parede interna da região anular do trocador de calor tipo jaqueta também pode ser determinado por:

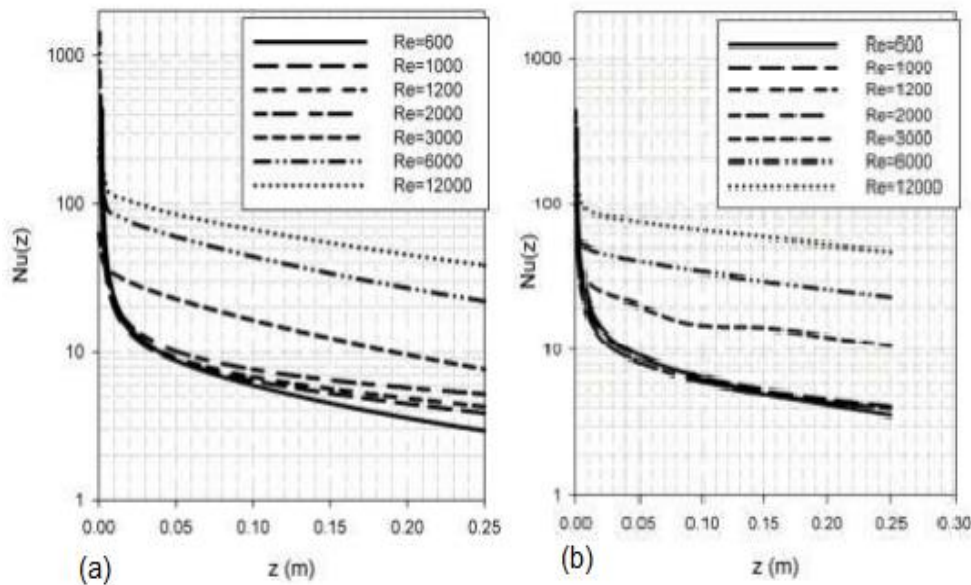
$$h_{conv, \acute{a}gua} = \frac{Q}{A \Delta T} \quad (8)$$

onde  $Q$  é a quantidade de calor trocada através da parede,  $A$  a área superficial da parede interna da região anular e  $\Delta T$  o gradiente de temperatura entre a parede interna e o fluido. A quantidade de calor trocada pode ser determinada conhecendo-se as temperaturas de entrada e saída do fluido que escoam pela região anular:

$$Q = \dot{m} c_p (T_{sai} - T_{entra}) \quad (9)$$

Ugurlubilek e Uralcan (2012) realizaram testes numéricos e experimentais para determinar o coeficiente convectivo do escoamento de água líquida pela região anular de tubos concêntricos com diâmetro hidráulico pequeno, levando em consideração: regime permanente, fluido incompressível, propriedades constantes, parede interna adiabática, parede externa com temperatura constante e condição de não deslizamento nas paredes. Kandlikar (2002 apud UGURLUBILEK; URALCAN, 2012) determina que a região anular é definida como macro para  $d_h > 3 \text{ mm}$ , mini para  $200 \mu\text{m} < d_h < 3 \text{ mm}$  e micro quando  $10 \mu\text{m} < d_h < 200 \mu\text{m}$ . O número de Reynolds variou de 600 a 12000. Verificou-se que a transição do regime laminar para turbulento ocorre em  $Re \cong 2000$ , que os valores de  $Nu$  local apresentam variação desprezível para valores de  $Re < 2000$  mas aumentam com o aumento do número de Reynolds em regime turbulento, conforme verificado no Gráfico 5b.

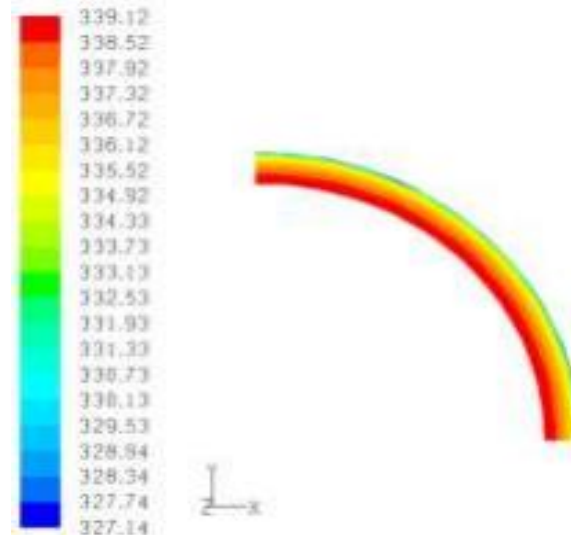
**Gráfico 5 – Valores de Nusselt ao longo da região anular para diâmetros hidráulicos 0,5 mm (a) e 2 mm (b).**



Fonte: Ugurlubilek e Uralcan (2012, p. 10).

Em regiões anulares com diâmetro hidráulico ainda menores, a variação de  $Nu$  local torna-se relevante entre os escoamentos laminares, conforme mostra o Gráfico 5a. O Gráfico 6 mostra o perfil de temperaturas da seção transversal do escoamento na saída, para  $Re = 12000$  e  $d_h = 2$  mm. Os resultados numéricos e experimentais obtidos do coeficiente convectivo para o escoamento laminar em micro e mini regiões anulares estão de acordo com as correlações propostas na literatura para macrorregiões anulares. Para escoamento turbulento, os resultados numéricos e experimentais de  $Nu$  obtidos foram cerca de 9-36% e 18-36% maiores, respectivamente, do que os resultados obtidos por correlações para macro regiões anulares.

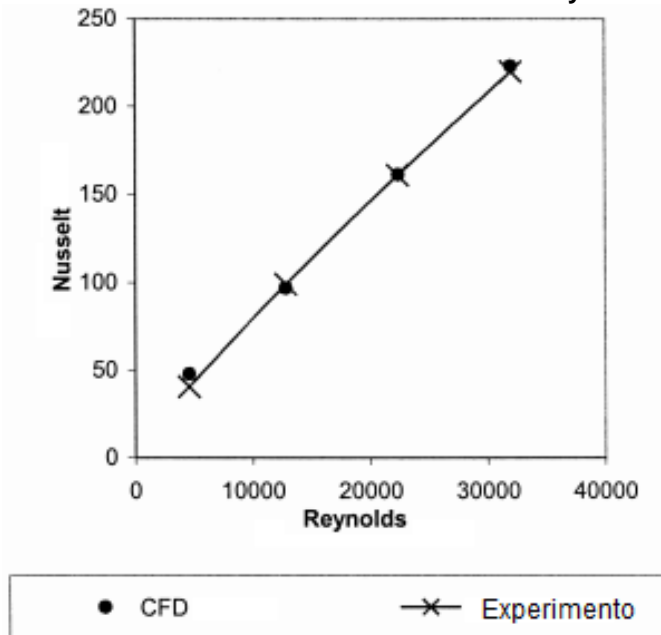
**Gráfico 6 – Perfil de temperatura do fluido na saída.**



Fonte: Ugurlubilek e Uralcan (2012, p. 10)

Dirker, Vyver e Meyer (2004) realizaram experimentos e simulações com trocadores de calor de tubos concêntricos para validar correlações da literatura que normalmente expressam valores de Nusselt em função dos números de Prandtl, Reynolds e da razão do diâmetro anular  $r^*$ . Água aquecida que se movimentava pelo tubo interno foi refrigerada por água fria escoando pela região anular em contracorrente, na posição horizontal. Os autores utilizaram o método de volumes finitos para resolver as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia (condução e convecção). A simulação computacional apresentou uma média de 13,6% de desvio em relação às correlações de Dittus-Boelter, Sieder e de Petukhov. Comparada com a correlação empírica obtida nos experimentos, a simulação apresentou erro de 9%, conforme mostra o Gráfico 7 (para  $r^* = 1,6$ ).

**Gráfico 7 – Valores de Nusselt versus Reynolds.**



Fonte: Dirker, Vyver e Meyer (2004, p. 28).

Dirker, Vyver e Meyer (2004) chegaram a conclusão de que para  $r^* < 2,5$ , as correlações de Dittus-Boelter e a de McAdams são as mais apropriadas e, para  $r^*$  maiores, a correlação de Stein e Begell é a recomendada.

### 3. METODOLOGIA

A validação dos resultados experimentais obtidos por Turini (2017) foi realizada apenas para a região do escoamento anular da água aquecida no trocador de calor tipo jaqueta, excluindo-se a modelagem do escoamento multifásico referente ao leito fluidizado borbulhante. Dados experimentais referentes ao coeficiente de transferência de calor suspensão-parede  $h_{sp}$  e as respectivas vazões mássicas de água no escoamento anular, foram utilizados para determinar o perfil de temperaturas desenvolvido na jaqueta d'água e a intensidade da transferência de calor obtida em alguns dos 32 testes realizados por Turini (2017).

#### 3.1 CARACTERÍSTICAS DO EXPERIMENTO

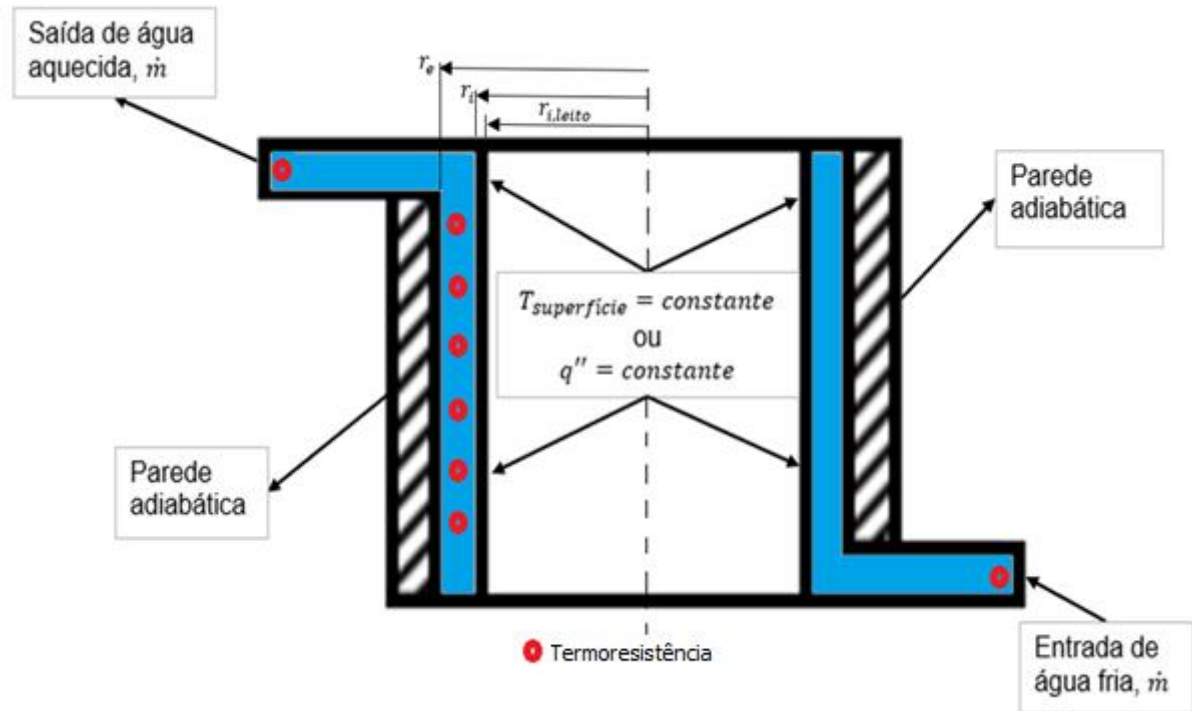
Turini (2017) realizou uma avaliação experimental do coeficiente de transferência de calor suspensão-parede em leito fluidizado borbulhante monitorado pelo método da frequência central gaussiana. O leito utilizou areia quartzosa com dois diâmetros médio de partícula  $d_p = 194 \mu m$  e  $359 \mu m$ , que com ajuda de um aquecedor elétrico localizado na passagem do gás de fluidização, se mantém a temperaturas controladas de 50 °C e 70 °C. O leito aquece a água que escoar a vazões mássicas de 1,81 kg/h a 4,52 kg/h, em regime laminar, através de uma região anular que apresenta um diâmetro hidráulico  $d_h = 0,008$  m. O dispositivo de troca térmica permite a instalação de até 6 termoresistências PT-100 ao longo do comprimento axial da jaqueta d'água, cujas leituras de temperatura, mesmo não sendo obtidas por Turini (2017), foram previstas pelas simulações realizadas no presente trabalho. Cabe ressaltar que as únicas leituras de temperatura da água registradas experimentalmente por Turini (2017) correspondem às da entrada e saída do trocador de calor.

#### 3.2 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

O esquema do trocador de calor tipo jaqueta construído por Turini (2017) é apresentado na Figura 13. As dimensões do dispositivo podem ser verificadas no

Anexo A deste trabalho. O material de construção do trocador de calor é aço inoxidável AISI 304. Simulações foram realizadas com este material e também com cobre para comparação.

Figura 13 – Trocador de calor com as condições de contorno consideradas.



Fonte: Adaptado de Turini (2017, p. 67).

As duas temperaturas de leito testadas e os valores de  $h_{sp}$  obtidos por Turini (2017) são utilizadas para caracterizar a transferência de calor por convecção na superfície interna que está em contato com o leito fluidizado. Com quatro vazões mássicas distintas e uma temperatura fixa da água na entrada do trocador de calor, foram realizadas 16 simulações para determinar o perfil de temperaturas do escoamento na região anular e a temperatura da água na saída do trocador de calor. Essas combinações das condições de contorno a serem simuladas correspondem aos 16 primeiros testes realizados por Turini (2017), conforme resumidos na Tabela 3.

**Tabela 3 – Valores experimentais obtidos por Turini (2017) para utilização e comparação com resultados das simulações**

Teste	$T_L$	$\dot{m}_{\text{água}}$	$T_{\text{sai,água}}$	$h_{sp}$
1	50	1,81 kg/h	47,9	353,83
2	50	2,71 kg/h	45,2	353,83
3	50	3,61 kg/h	42,6	353,83
4	50	4,52 kg/h	40,5	353,83
5	70	1,81 kg/h	66,7	360,09
6	70	2,71 kg/h	62,2	360,09
7	70	3,61 kg/h	58,0	360,09
8	70	4,52 kg/h	54,4	360,08
9	50	1,81 kg/h	47,4	307,89
10	50	2,71 kg/h	44,3	307,88
11	50	3,61 kg/h	41,6	307,88
12	50	4,52 kg/h	39,4	307,88
13	70	1,81 kg/h	65,8	313,69
14	70	2,71 kg/h	60,9	313,68
15	70	3,61 kg/h	56,4	313,68
16	70	4,52 kg/h	52,7	313,68

Fonte: Turini (2017, p. 80).

A taxa global de transferência de calor, assumindo paredes adiabáticas, é dada por:

$$Q_{global} = \dot{m}_{\text{água}} c_{p,\text{água}} (T_{\text{sai,água}} - T_{\text{ent,água}}) \quad (10)$$

### 3.2.1 Equações governantes

As equações que descrevem o escoamento de um fluido newtoniano, conhecidas como equações de Navier-Stokes, derivam das leis de conservação da física. Para o caso, considera-se aproximação de fluido incompressível (massa específica constante).

A equação da continuidade em coordenadas cilíndricas é dada por:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

As três equações de *momentum* são:

Coordenada radial  $r$ :

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V_\theta^2}{r} = \\ - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{V_r}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] + f_r \end{aligned} \quad (12)$$

Coordenada polar  $\theta$ :

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_\theta}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} - \frac{V_r V_\theta}{r} = \\ - \frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \nu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} - \frac{V_\theta}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] + f_\theta \end{aligned} \quad (13)$$

Coordenada axial  $z$ :

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = \\ - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right] + f_z \end{aligned} \quad (14)$$

Finalmente, a equação da conservação da energia em coordenadas cilíndricas é dada por:

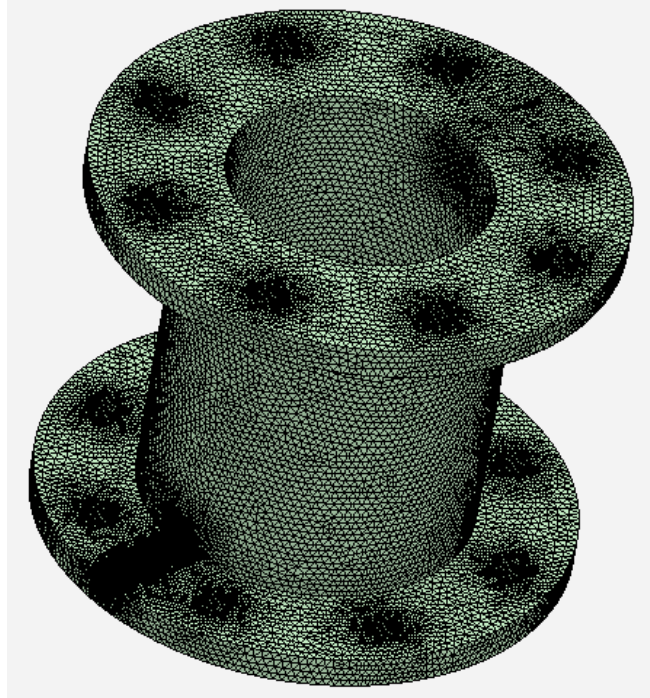
$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \phi \quad (15)$$

sendo  $T$  a temperatura absoluta e  $\phi$  a dissipação que representa o trabalho para vencer as forças viscosas.

A geometria foi criada no aplicativo *Autodesk Inventor 2019* com as dimensões do desenho do trocador de calor disponibilizado por Turini (2017). Necessária para a simulação, a criação da região de escoamento (*fluid flow volume*), foi realizada com o aplicativo *Ansys Design Modeler*, por meio da ferramenta *fill*.

A malha foi gerada automaticamente através de um método que prioriza o refinamento da malha, adaptando-se às curvaturas da geometria e região de escoamento. Na resolução máxima, 351.598 nós formaram 991.799 elementos tetraédricos, caracterizando uma malha bastante refinada (Figura 14).

Figura 14 – Malha gerada na geometria.



Fonte: Autoria própria.

Quanto mais refinada a malha, maior a precisão da simulação, porém eleva-se o custo computacional. Por esse motivo, é comum utilizar malhas grosseiras em regiões que não são de interesse ou que geram poucas chances de criar problemas de estabilidade do método numérico e malhas finas nos outros casos. As condições físicas aplicadas para a simulação foram: vazão mássica de água na entrada  $\dot{m}$ , temperatura da água de entrada  $T_{\text{água,entra}}$ , pressão manométrica nula na saída, região (face cilíndrica interna) de contato com o leito fluidizado experimentando um coeficiente convectivo  $h_{sp}$  a uma temperatura de corrente livre  $T_{\text{leito}}$  (ou  $T_{\infty}$ ) e demais faces isoladas termicamente (adiabáticas).

Um teste de malha foi realizado para analisar a precisão da simulação em função do número de elementos (volumes finitos). Utilizando as condições de contorno referentes ao Teste 1 da Tabela 3, foram obtidas temperaturas de saída da água para cada nível de refinamento da malha, bem como o tempo total da simulação e o número de iterações. O resultado é apresentado na Tabela 4.



**Tabela 4 – Teste de malha para as simulações.**

Nós	Elementos	$T_{saída}$	Iterações	Tempo
26925	74317	46,2	52	46s
39143	106641	46,2	51	49s
56550	152566	46,2	57	58s
72279	194703	46,1	50	68s
91411	248415	46,1	51	79s
132384	358262	46,1	50	94s
173849	468617	46,1	48	115s
351598	991799	46,0	46	194s

Fonte: Autoria própria.

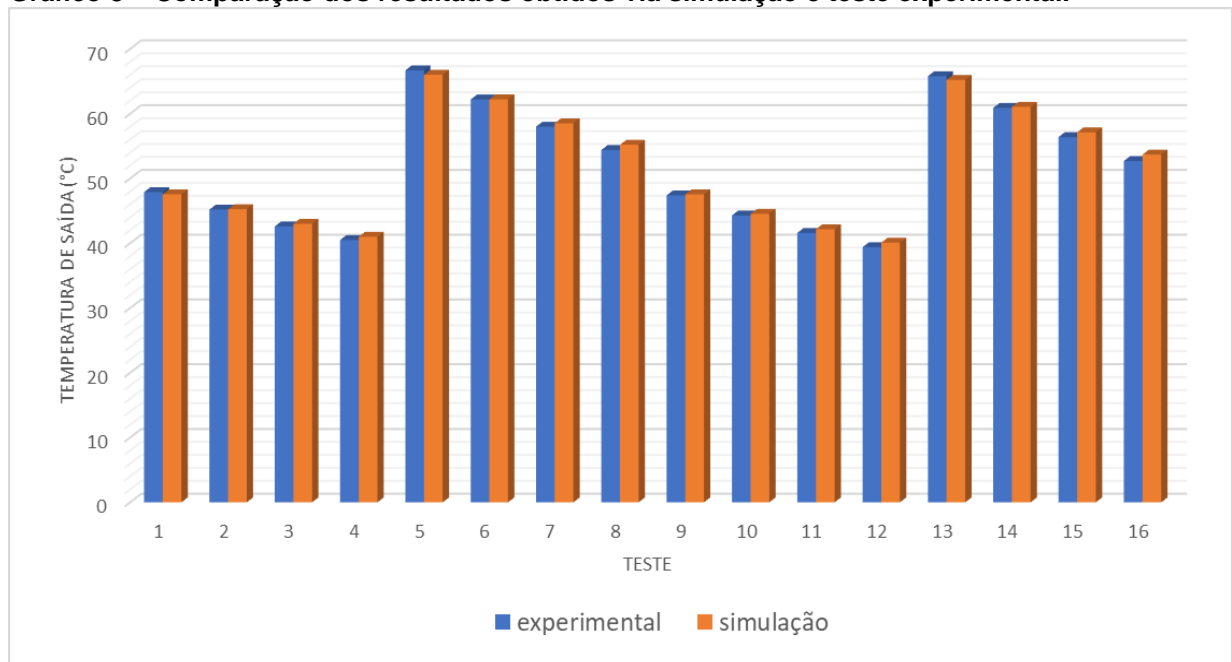
As temperaturas de saída da água apresentaram 0,43% de variação entre o menor e o maior refinamento de malha testada. Apesar do custo computacional no nível máximo do refinamento da malha apresentar-se ineficiente tendo em vista que a variação da variável de interesse está dentro da tolerância aceitável, optou-se pelo uso de uma malha mais refinada, uma vez que o tempo de simulação foi considerado pequeno dentro do cronograma do estudo.

As simulações foram realizadas em um computador com as seguintes configurações: processador Intel i5 8400, 8GB de memória RAM DDR4 2400hz com Windows 10.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As simulações com as condições de contorno dos 16 primeiros testes realizados por Turini (2017) demonstraram elevada confiabilidade dos resultados obtidos ao comparar as temperaturas de saída da água, apresentando pouca divergência: o resultado mais próximo foi observado no Teste 6, com variação de apenas 0,05%. A maior divergência ocorreu no Teste 16, com variação de 1,89%. O Gráfico 8 traz a comparação dos valores experimentais e simulados em todos os testes considerados.

**Gráfico 8 – Comparação dos resultados obtidos via simulação e teste experimental.**



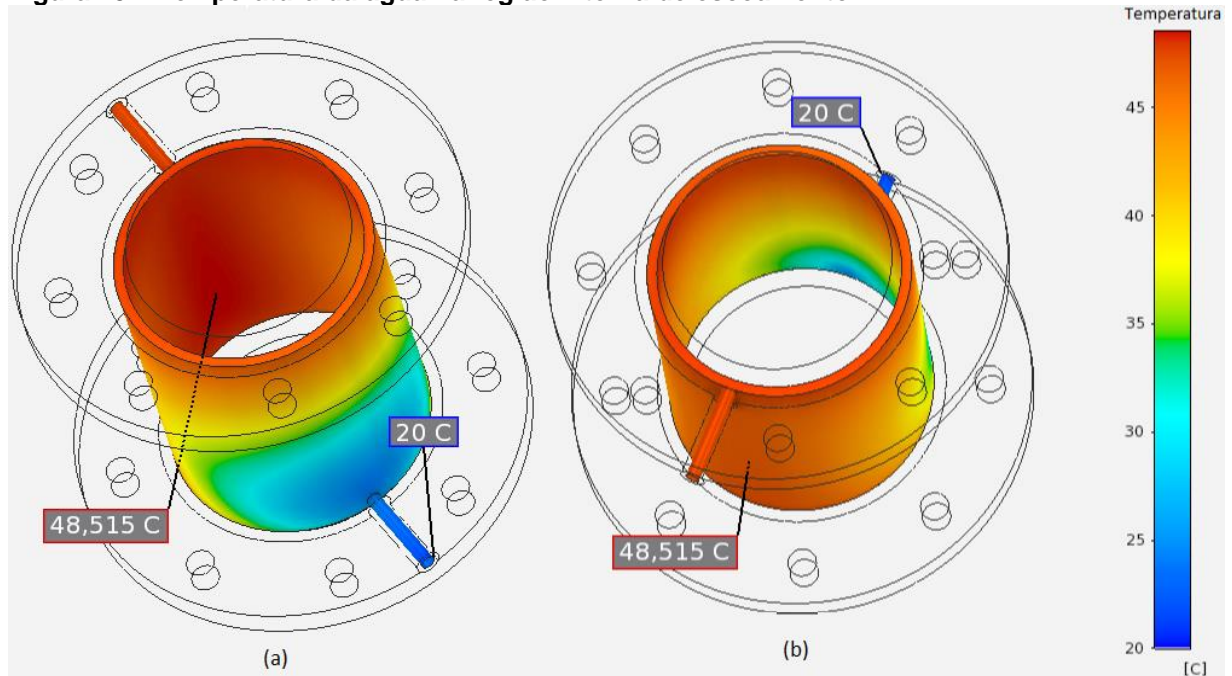
Fonte: Autoria própria.

Com a configuração de entrada e saída radial da água, o escoamento dentro da região anular é composto por duas componentes: axial e polar. Portanto, é esperado um perfil de temperaturas diferente daquele apresentado por um escoamento puramente axial.

Ao impor as condições de contorno do Teste 1 ( $T_{leito} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $h_{sp} = 353,83 \text{ W/m}^2\text{K}$  e  $\dot{m} = 1,81 \text{ kg/h}$ ) pode-se observar o campo de temperaturas em

toda a superfície interna da região de escoamento, inclusive nos tubos axiais de entrada e saída (Figura 15).

**Figura 15 – Temperatura da água na região interna de escoamento.**

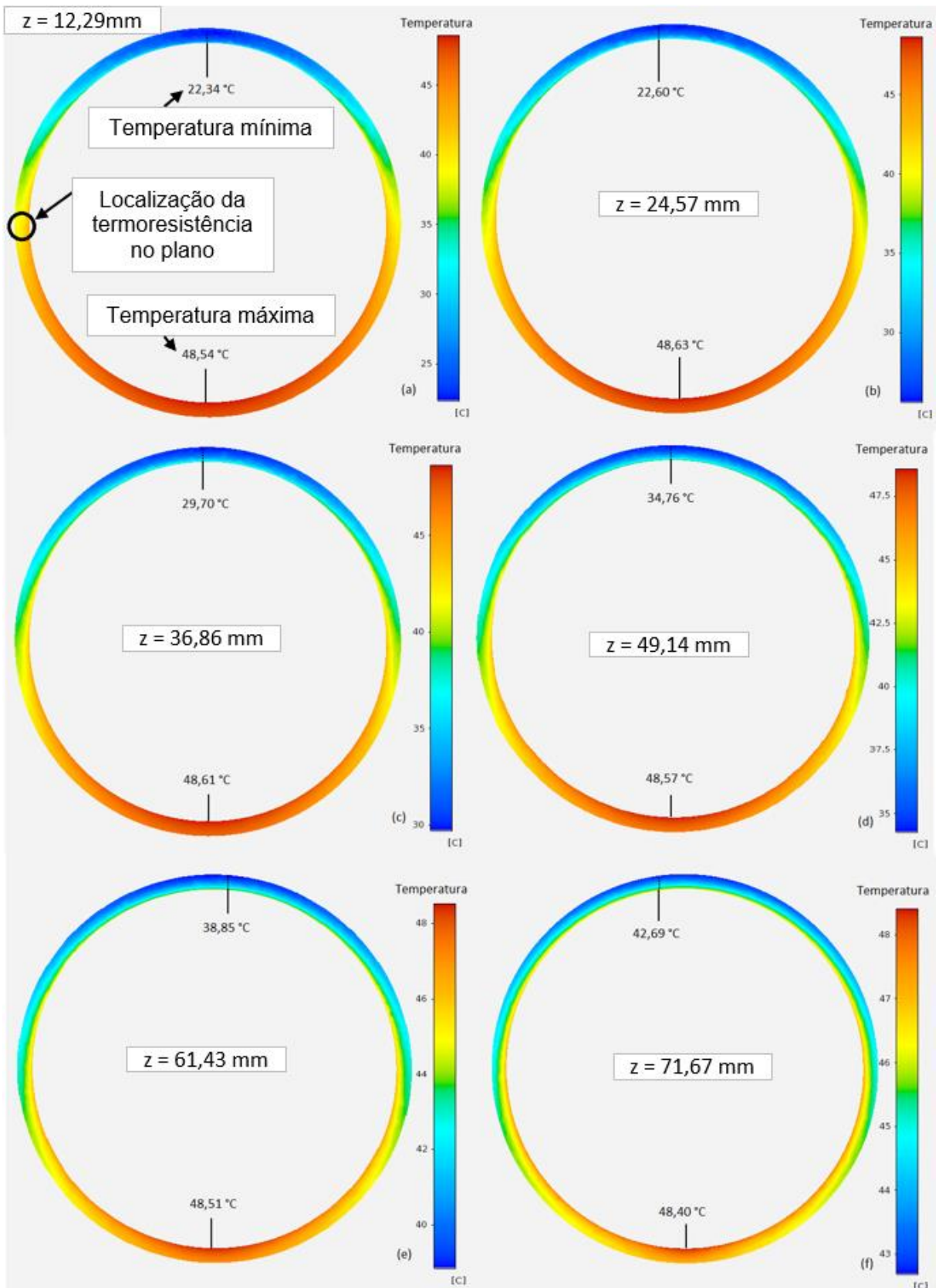


Fonte: Autoria própria.

Os resultados mostram que a menor temperatura se localiza no mesmo plano da região de entrada da água e que a maior temperatura,  $T_{máx} = 48,515 \text{ } ^\circ\text{C}$  foi atingida na região de interface com o tubo interno. O formato das isotermas é consequência da combinação das componentes de velocidade axial e polar do escoamento fluido.

Os campos de temperatura apresentados na Figura 15 sugerem a tendência nos valores a serem lidos pelas seis termoresistências (a localização destas é representada pelo círculo preto na figura 16a) que não foram exploradas por Turini (2017). Cortes transversais igualmente espaçados do escoamento na região anular e suas distribuições de temperaturas indicam, para qualquer posição no plano, uma aproximação das leituras esperadas de temperatura que as termoresistências apresentariam. A altura  $z$ , a partir da superfície inferior do trocador de calor, para cada plano está indicada na Figura 16.

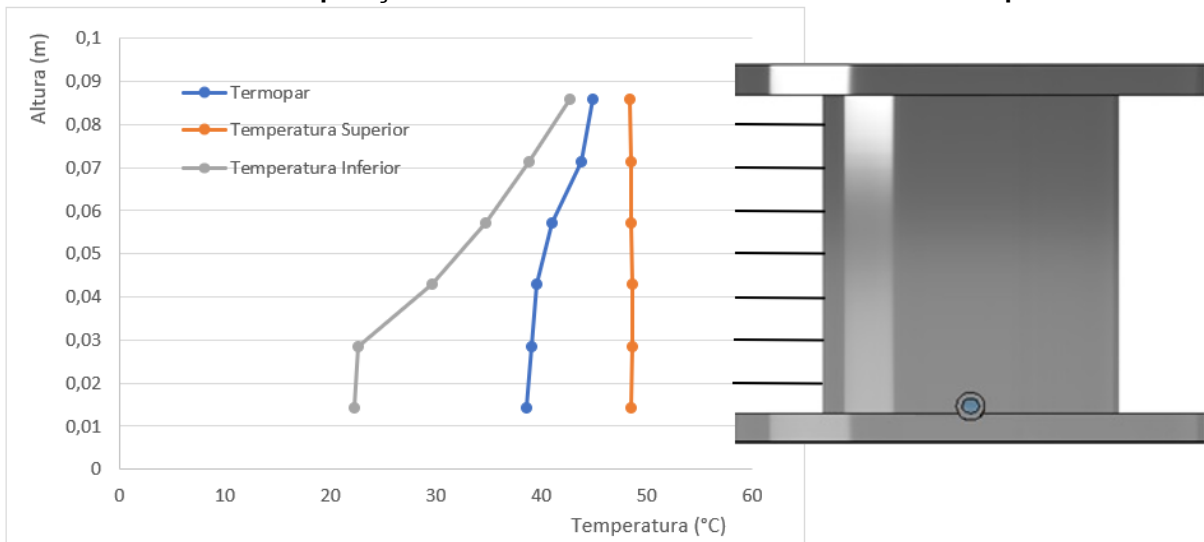
Figura 16 – Temperatura da água em planos transversais ao eixo (Teste 1).



Fonte: Autoria própria.

Os seis cortes equidistantes ao longo da coordenada axial que compreende toda a região de escoamento demonstram a evolução do campo de temperaturas com o aumento da altura da jaqueta d'água. Observa-se que as temperaturas máximas pouco variam com a alteração da altura do plano, quando comparada com as das temperaturas mínimas. Os valores da temperatura no local exato das termoresistências foram obtidos por meio da leitura da temperatura no ponto correspondente (localizados a 90 graus das temperaturas mínima ou máxima, representado pela circunferência indicada na Figura 16a). É válido comparar os resultados obtidos (Gráfico 9) com as temperaturas máximas e mínimas da Figura 16, visto que a temperatura das termoresistências se encontram nos mesmos planos.

**Gráfico 9 – Evolução da temperatura esperada lidas pelas termoresistências localizadas no trocador de calor e comparação com os valores mínimo e máximo no mesmo plano.**



**Fonte: Autoria própria.**

A confiabilidade da simulação foi comprovada anteriormente com o auxílio do Gráfico 8 e é proveitoso utilizar-se dessa constatação para verificar o comportamento do trocador de calor extrapolando as condições de contorno. A fim de observar a variação da eficiência do trocador de calor com o uso de um material de construção de maior condutividade térmica, foram realizadas simulações com dois valores de coeficiente de transferência de calor parede-partícula:  $h = 353,83 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $T_{\infty} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (condição 1) e  $h = 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $T_{\infty} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (condição 2), utilizando aço inox AISI 304 e cobre. A simulação considera propriedades termofísicas da água constante, portanto devido ao maior gradiente de temperaturas, a condição 2 está sujeita a erros maiores que a condição 1. Também é considerado que a pressão submetida à água é suficiente para a água não mudar de fase durante o escoamento.

Com as simulações, foram obtidas as temperaturas de saída da água para cada caso, sendo estas utilizadas na Equação (14) para determinar a taxa de transferência de calor global do trocador de calor (Tabela 5).

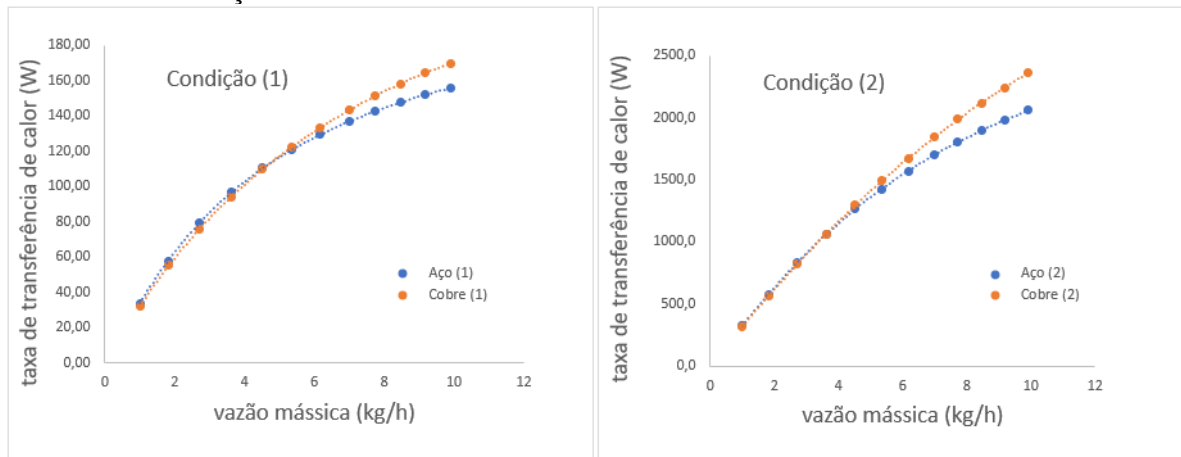
**Tabela 5 – Resultados de temperatura de saída e taxa de transferência de calor global obtidos para as duas condições testadas.**

Condição 1					Condição 2				
$\dot{m}$ (kg/h)	$T_{saída,aço}$ (°C)	$T_{saída,cobre}$ (°C)	$\dot{q}_{total,aço}$ (W)	$\dot{q}_{total,cobre}$ (W)	$\dot{m}$ (kg/h)	$T_{saída,aço}$ (°C)	$T_{saída,cobre}$ (°C)	$\dot{q}_{total,aço}$ (W)	$\dot{q}_{total,cobre}$ (W)
1,00	49,22	47,52	33,96	31,98	1,00	298,45	292,83	323,62	317,09
1,81	47,55	46,38	57,96	55,49	1,81	293,65	286,94	575,66	561,54
2,71	45,25	43,96	79,54	75,46	2,71	284,36	280,17	832,63	819,44
3,61	43,02	42,36	96,56	93,81	3,61	272,84	273,33	1060,82	1062,88
4,52	41,01	40,90	110,37	109,80	4,52	260,46	266,26	1263,20	1293,66
5,35	39,42	39,70	120,69	122,44	5,35	249,40	259,78	1425,50	1490,00
6,17	38,04	38,62	129,41	133,57	6,17	238,85	253,30	1570,20	1673,88
7,00	36,82	37,63	136,83	143,41	7,00	228,89	246,83	1699,44	1845,39
7,73	35,87	36,83	142,51	151,14	7,73	220,66	241,20	1802,09	1986,55
8,45	35,01	36,09	147,52	158,08	8,45	212,92	235,65	1895,64	2118,99
9,18	34,24	35,40	151,97	164,34	9,18	205,64	230,18	1981,02	2242,90
9,91	33,54	34,76	155,95	169,98	9,91	198,79	224,82	2059,05	2358,82

Fonte: Autoria própria.

Os resultados da Tabela 4 são visualizados no Gráfico 10.

**Gráfico 10 – Variação da taxa de transferência de calor com o aumento da vazão mássica.**

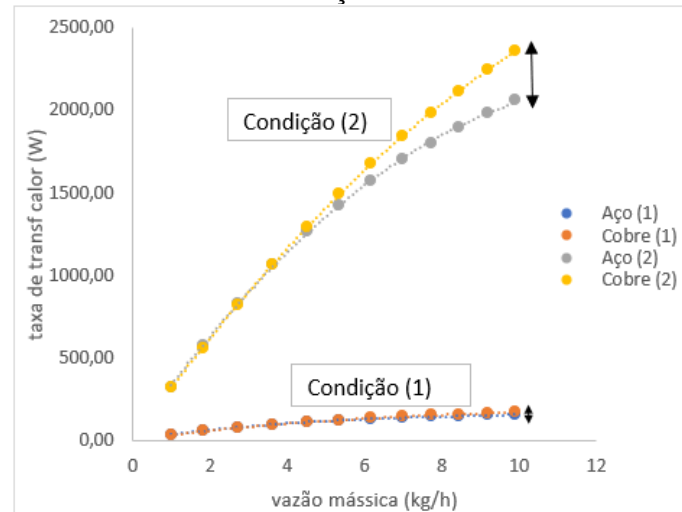


Fonte: Autoria própria.

É observado um comportamento semelhante nas duas condições: em valores de vazão mássica abaixo de um certo ponto crítico, o trocador de calor feito de cobre (linha laranja do Gráfico 10) traz menor eficiência que um trocador de calor que fosse feito de aço inoxidável (linha azul do Gráfico 10). Para a condição 1 tem-se  $\dot{m}_{crítico} \approx 4,8 \text{ kg/h}$  e  $\dot{m}_{crítico} \approx 3,5 \text{ kg/h}$  para a condição 2. O resultado esperado coloca o trocador de calor feito de cobre como mais eficiente por oferecer menor resistência térmica devido à sua elevada condutividade (aproximadamente 20 vezes maior que a

do aço inoxidável). A diferença de troca térmica global entre o aço e o cobre é observada com o aumento da vazão mássica, a depender também de maiores gradientes de temperatura e coeficiente convectivo, como no caso da condição 2. Esse fato pode ser observado quando os Gráficos 10a e 10b são colocados na mesma escala (Gráfico 11).

**Gráfico 11 – Comparativo da taxa de transferência de calor entre as duas condições na mesma escala.**



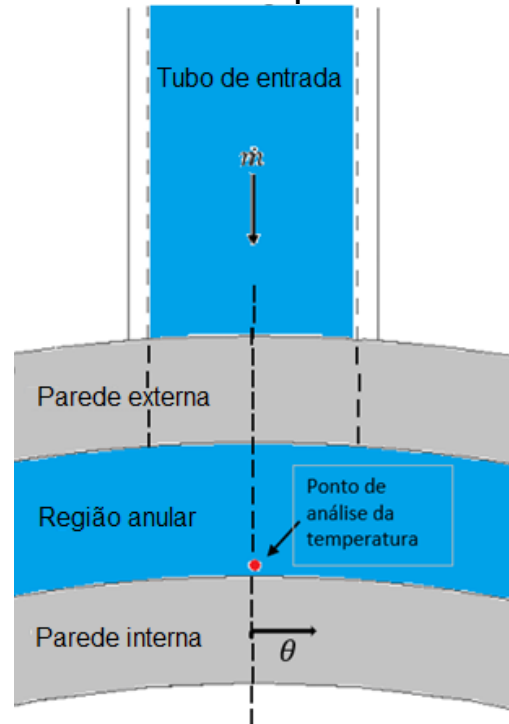
Fonte: Autoria própria.

Na condição 2, a linha amarela representa o cobre e a linha cinza representa o aço inoxidável. A condição 1 é representada pelas mesmas cores que o Gráfico 10. Em termos absolutos, a diferença entre as taxas de transferência de calor total nos trocadores de calor fabricados com aço inoxidável ou cobre tende a crescer com o aumento dos gradientes de temperatura,  $T_{\text{água,entra}}$  e  $T_{\text{leito}}$ , e também com o aumento da vazão mássica de água  $\dot{m}$ . Como já descrito, essa diferença é atribuída à maior condutividade térmica do cobre  $k_{\text{cobre}}$ .

Modificando agora a configuração do trocador de calor em relação as entradas e saídas, é possível aproximar o escoamento da água através da região anular como puramente axial. Ao adicionar entradas e saídas mantendo a vazão mássica, as componentes polares da velocidade do escoamento tendem a diminuir cada vez mais, alterando a distribuição de temperaturas do escoamento. A Tabela 6 resume os testes realizados para determinar a razoabilidade de considerar um escoamento puramente axial e suas consequências. As condições utilizadas são  $h = 353,83 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $T_{\infty} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (condição de convecção 1), com  $\dot{m} = 1,81 \text{ kg/h}$ . As temperaturas foram determinadas em pontos a uma distância radial e altura constantes  $r = 43,5 \text{ mm}$  e  $Z =$

4 mm (a partir do plano em que o trocador de calor está apoiado), respectivamente. O ângulo  $\theta = 0^\circ$  é sempre referente ao centro de uma das entradas, e é ilustrado a partir da vista superior de um corte perpendicular ao eixo da região anular, conforme a Figura 17.

**Figura 17 – Representação da posição do ponto de análise da temperatura.**



Fonte: Autoria própria.

Sendo ângulo  $\theta = 15^\circ$ , determinado a partir do ângulo  $\theta = 0^\circ$ , independente da direção, pois o perfil de temperaturas é simétrico em relação a linha tracejada da Figura 17. A unidade das temperaturas é grau Celsius. N representa o número de entradas e saídas de água no trocador de calor.

**Tabela 6 – Variação da temperatura em relação a teta para configurações de duas a dez entradas e saídas.**

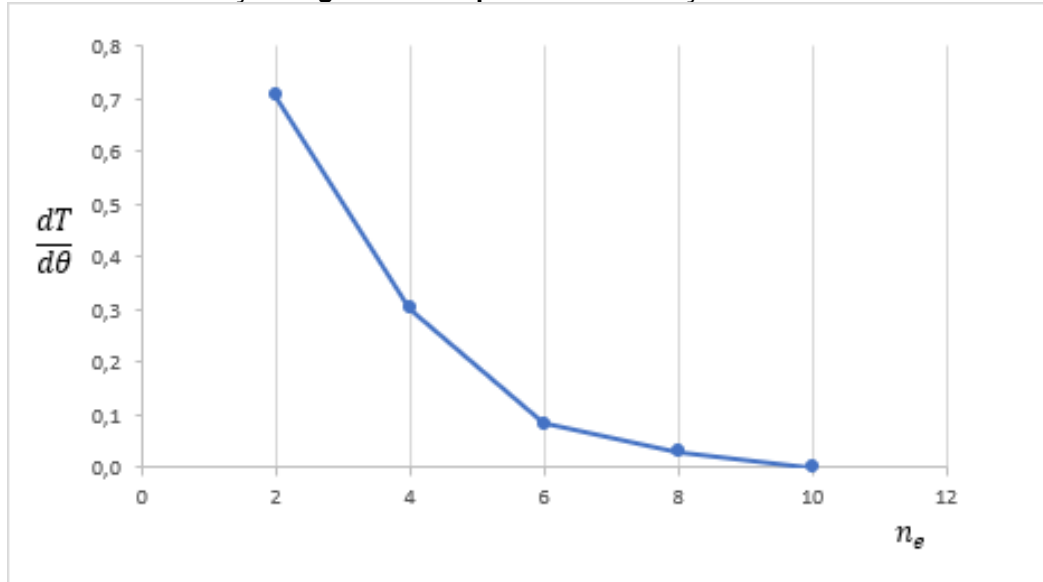
$N$	$T_{\theta=0^\circ}$	$T_{\theta=15^\circ}$	$dT/d\theta$
2	25,67	36,29	0,7078
4	40,19	44,72	0,3025
6	45,31	46,56	0,0832
8	46,69	47,15	0,0307
10	49,81	49,80	0,0001

Fonte: Autoria própria.



Com os resultados obtidos na Tabela 6, a razoabilidade de se fazer uma consideração de escoamento puramente axial a partir de um determinado número de entradas e saídas pode ser verificada no Gráfico 12.

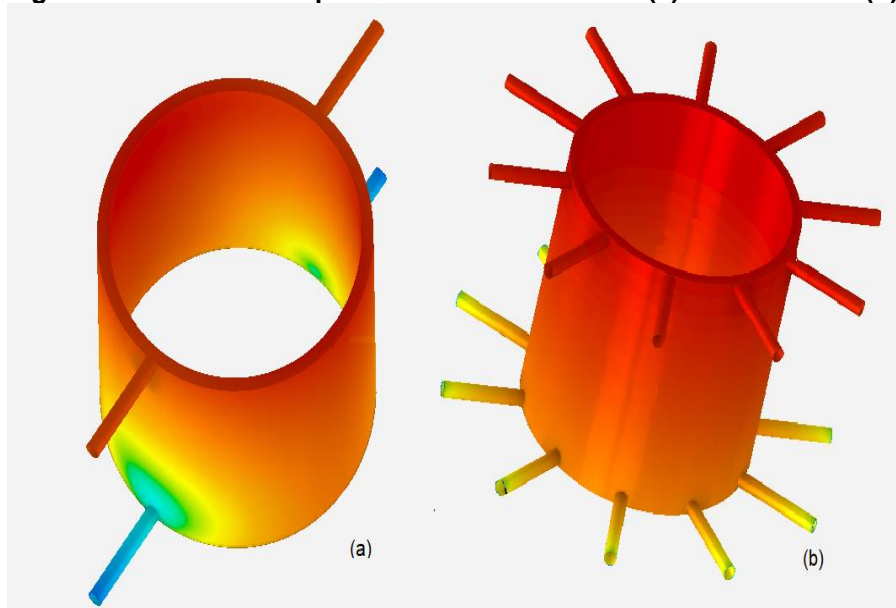
**Gráfico 12 – Variação angular da temperatura em relação com o número de entradas e saídas.**



Fonte: Autoria própria.

Observa-se, com as condições de contorno impostas, que a variação da temperatura na direção polar é insignificante se o trocador de calor for construído com 10 entradas e 10 saídas. Os perfis de temperatura da superfície externa da região de escoamento para 2 e para 10 entradas e saídas podem ser comparados na Figura 18a e 18b.

**Figura 18 – Perfil de temperaturas com 2 entradas (a) e 10 entradas (b).**



Fonte: Autoria própria.

Obtendo-se valores para a temperatura de saída da água para as diferentes configurações do trocador de calor e variando-se também a vazão mássica ( $\dot{m}_1 = 1,81 \text{ kg/h}$  e  $\dot{m}_2 = 18,1 \text{ kg/h}$ ) pode-se determinar a situação com a maior taxa de transferência de calor global  $\dot{q}_{total}$ , em Watts, calculada a partir da Equação (14). A Tabela 7 resume os resultados obtidos.

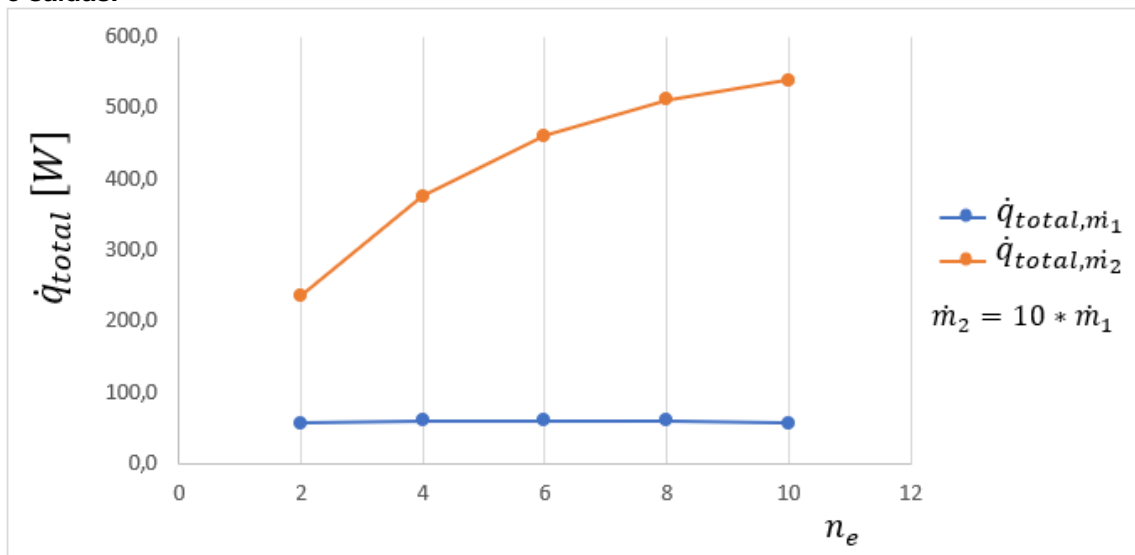
**Tabela 7 – Taxa de transferência de calor global para diferentes configurações.**

$N$	$T_{saída,m_1}$	$T_{saída,m_2}$	$\dot{q}_{total,m_1}$	$\dot{q}_{total,m_2}$
2	47,70	31,55	56,7	236,3
4	49,52	38,34	60,4	375,1
6	49,67	42,51	60,7	460,4
8	49,68	44,99	60,7	511,1
10	47,72	46,33	56,7	538,5

Fonte: Autoria própria.

Os resultados da Tabela 7 também podem ser visualizados no gráfico no Gráfico 13.

**Gráfico 13 – Taxa de transferência de calor global para diferentes números de entradas e saídas.**



Fonte: Autoria própria.

É evidente a relação entre o número de entradas e a taxa de transferência de calor global. Conclui-se que, a depender da vazão, mantendo as condições de contorno convectiva e a temperatura de entrada da água, o máximo valor de  $\dot{q}_{total}$  será alcançado quando o número de entradas e saídas permitir a aproximação de escoamento puramente axial, evidenciando que as componentes de velocidade na direção polar atuam, neste caso, como um fator que dificulta à transferência de calor.

## 5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As dezesseis simulações computacionais referentes aos testes experimentais realizados por Turini (2017) apresentaram valores de temperatura de saída da água muito similares, sendo a menor variação encontrada no Teste 6, com 0,05%, e a maior no Teste 16, com 1,89%. Aumentando apenas a vazão mássica da simulação em dez vezes, ocorre a diminuição de 16 °C da temperatura de saída, com ganhos na taxa de transferência de calor global de 128%, como demonstram os dados da Tabela 7.

Testes com diferentes vazões mássicas em duas diferentes condições de contorno, para o cobre e para o aço como material de construção do trocador de calor, mostram que a contribuição da elevada condutividade térmica do cobre na maior taxa de transferência de calor global é diretamente proporcional ao gradiente de temperatura entre o leito e a água na entrada, ao coeficiente convectivo suspensão-parede e ao aumento da vazão mássica. Portanto, a depender das condições de contorno (baixos gradientes de temperatura, baixo coeficiente convectivo suspensão-parede e, principalmente, baixa vazão mássica), o aço inoxidável apresentará uma taxa de transferência de calor similar ao cobre, com a vantagem de ser resistente à corrosão e a maiores pressões e temperaturas de operação, algo necessário em muitas aplicações.

Para explorar a relação entre o perfil de velocidades do escoamento com o campo de temperaturas e a eficiência do trocador de calor, geometrias do trocador de calor com duas a dez entradas foram estudadas para simular o escoamento. Os resultados mostraram que uma diminuição na variação da temperatura na direção polar se faz efetiva com o aumento do número de entradas e saídas da água. Isso ocorre também com o perfil de velocidades do escoamento: com o aumento do número de entradas, a velocidade axial predomina sobre a velocidade na direção polar, sendo possível a consideração de escoamento puramente axial quando o trocador de calor possuir uma configuração de 10 entradas e 10 saídas (no caso em questão). Foi observado também que a contribuição de um escoamento puramente axial para a taxa de transferência de calor global é diretamente proporcional ao gradiente de temperaturas entre o leito e a temperatura de entrada da água, ao coeficiente convectivo suspensão-parede e ao aumento na vazão mássica.

Para trabalhos futuros sugere-se a inclusão da simulação do escoamento gás-sólido do leito fluidizado borbulhante, a fim de poder reproduzir melhor as situações

dos experimentos já realizados. Além disso, sugere-se a implementação das termoresistências ao longo do comprimento da jaqueta d'água do trocador de calor, a fim de realizar as comparações plano a plano simuladas no presente trabalho.

## REFERÊNCIAS

AMERICAN CHEMICAL SOCIETY. **The Fluid Bed Reactor**. National Historic Chemical Landmarks. 1998 Disponível em: <http://www.acs.org/content/acs/en/education/whatischemistry/landmarks/fluidbedreactor.html>. Acesso em: 10 jun. 2018.

BASU, P.. **Combustion and Gasification in Fluidized Beds**. USA, Taylor & Francis, 2006, 473 p.

DIRKER, J., VYVER, V. D., MEYER, J. P.. Convection Heat Transfer in Concentric Annuli, **Experimental Heat Transfer**, n. 17, pp. 19-29. 2004.

FLAMANT, G., FATAH, N., FLITRIS, Y.. Wall-to-bed heat transfer in gas-solid fluidized beds: prediction of heat transfer regimes. **Powder Technology**, 69, pp. 223-230, 1991.

GELDART, D.. **Gas Fluidization Technology**. UK, University of Bradford, 468 p.,1986.

HORIO, Masayuki.. Fluidization – Past & Future. **Engineering Conferences International**, Gyeong-ju, 2010.

JOHNSON, F. T., TINOCO, E. N., YU, N. J.. Thirty Years of Development and Application of CFD at Boeing Commercial Airplanes, Seattle, **American Institute of Aeronautics and Astronautics**.

KUNII, D.; LEVENSPIEL, O.. **Fluidization Engineering**. 2. ed. Boston, London, Singapore, Sydney, Toronto, Wellington: Butterworth-Heinemann, 1991. (Series in Chemical Engineering)

MOLERUS, O., WIRTH, K. -E.. **Heat Transfer in Fluidized Beds**. Erlangen-Nürnberg, Chapman & Hali, 1997.

MURTHY, Z. V. P., JOSHI, D.. Fluidized Bed Drying of Aonla (*Emblica officinalis*). **Drying Technology**, 25, pp. 883-889, 2007.

PATCH, K. D., COLE, W. E.. Fluidized-Bed Waste-Heat Recovery System Advances. **Thermo Electron Corporation**. Waltham, pp. 43-49, jun. 1986.

PATIL, D. J., SMIT, J., ANNALAND, M. V. S., KUIPERS, J. A. M.. Wall-to-Bed Heat Transfer in Gas-Solid Bubbling Fluidized Beds, *American Institute of Chemical Engineers*, n. 52, pp. 58-74. 2005.

REYNOLDS, W. C., LUNDBERG, R. E., KAYS, W. M.. Heat transfer with laminar flow in concentric annuli with constant and variable wall temperature with heat flux, **National Aeronautics and Space Administration**, Stanford. 1963.

ROHSENOW, W. M., HARTNETT, J. P., CHO, Y. I.. **Handbook of Heat Transfer**: McGraw-Hill, 3rd ed. New York, 1998, 1501 p.

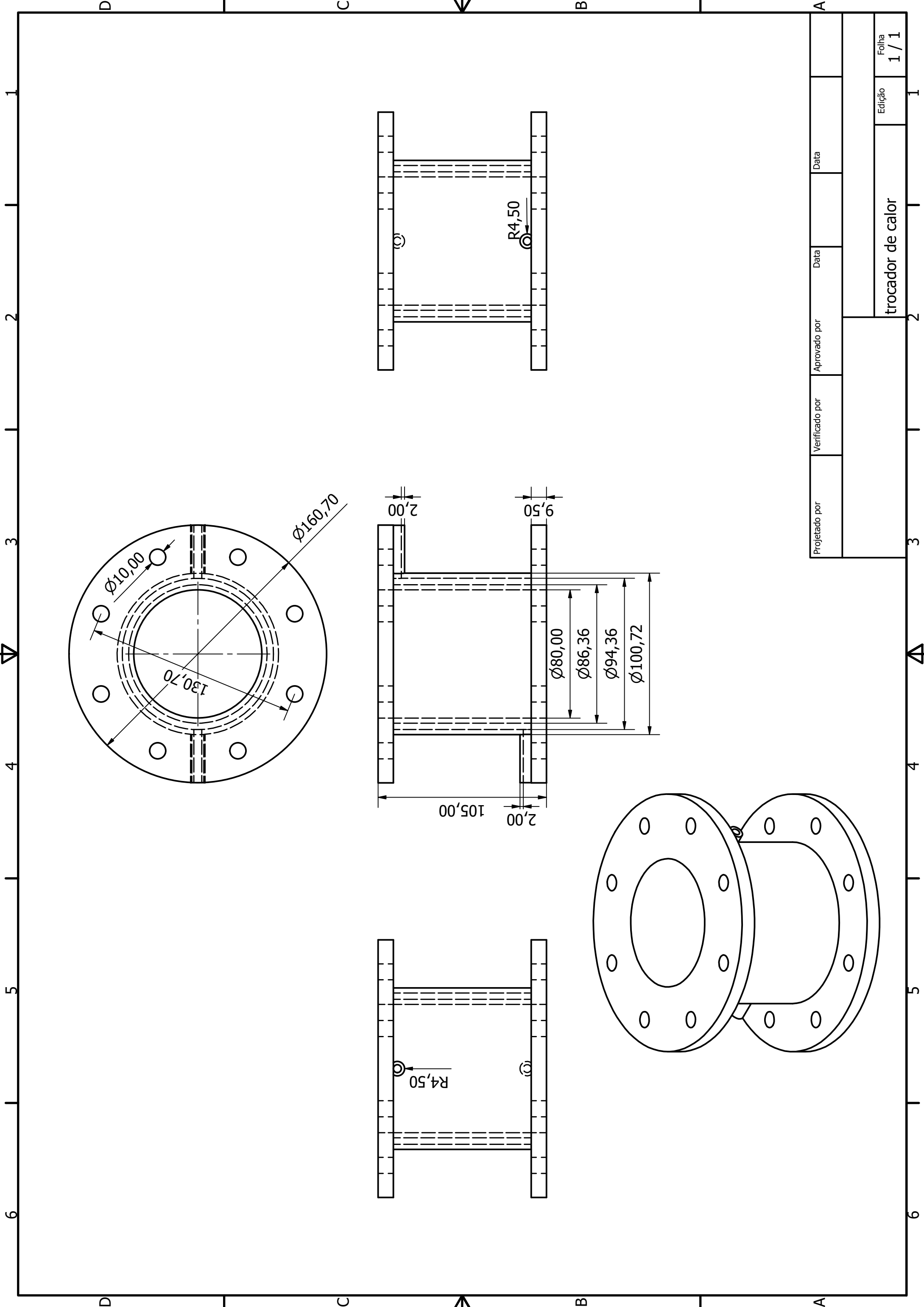
SAVVIDES, N., LOVATT, H. C.. Waste Heat Recovery from Aluminium Smelter: Thermoelectric Energy Conversion Technology, **Australian Aluminium Council**. 2008.

TURINI, Bruno Alves Figueroa. **Avaliação experimental do coeficiente de transferência de calor suspensão-parede em leito fluidizado borbulhante monitorado pelo método da frequência central gaussiana**. 2017. 131 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2017.

UGURLUBILEK, N., URALCAN, I. Y.. Thermohydraulic Analysis of Concentric Annular Tube Having Narrow Gap, **J. of Thermal Science and Technology**, Gumussuyu, pp. 143-155. 2013.

ZHOU, Z. Y., YU, A. B.. Particle Scale Study of Heat Transfer in Packed and Bubbling Fluidized Beds. **AIChE Journal**, Sydney, pp. 868-884, mar. 2009.

## **ANEXO A – DESENHO DO TROCADOR DE CALOR**



Projetoado por	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
trocador de calor			Edição		1 / 1
			Folha		1 / 1