

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA QUÍMICA
CURSO DE ENGENHARIA QUÍMICA**

**PROJETO DE SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR A PARTIR DE
SÓLIDO PARTICULADO QUENTE EM LEITO FLUIDIZADO RASO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Autor¹: Bruno Alves Figueroa Turini

Autor²: João Vitor Apolinário Ferreira

Orientadora: Prof^a Dr^a Maria Regina Parise



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Câmpus Ponta Grossa
Coordenação de Engenharia Química



TERMO DE APROVAÇÃO

PROJETO DE UM SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR DE SÓLIDOS PARTICULADOS QUENTES EM TROCADOR DE CALOR COM LEITO FLUIDIZADO RASO

por

Bruno Alves Figueroa Turini e João Vitor Apolinário Ferreira

Monografia apresentada no dia 21 de novembro de 2014 ao Curso de Engenharia Química da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho _____
(aprovado, aprovado com restrições ou reprovado).

Prof. Dr. Everton Moraes Matos
(UTFPR)

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramírez Behainne
(UTFPR)

Profa. Dra. Maria Regina Parise
(UTFPR)
Orientadora

Profa. Dra. Juliana Martins Teixeira de Abreu Pietrobelli
Responsável pelo TCC do Curso de Engenharia Química

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA QUÍMICA
CURSO DE ENGENHARIA QUÍMICA**

**PROJETO DE SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR A PARTIR DE
SÓLIDO PARTICULADO QUENTE EM LEITO FLUIDIZADO RASO**

Autor¹: **Bruno Alves Figueroa Turini**

Autor²: **João Vitor Apolinário Ferreira**

Orientadora: **Prof^a Dr^a Maria Regina Parise**

Curso: Engenharia Química

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso Superior de Engenharia Química da Departamento de Engenharia Química – DAENQ – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR -, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Químico.

Ponta Grossa, 2014

P.R. – Brasil

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA QUÍMICA
CURSO DE ENGENHARIA QUÍMICA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PROJETO DE SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR
A PARTIR DE SÓLIDO PARTICULADO QUENTE EM
LEITO FLUIDIZADO RASO**

Autor¹: **Bruno Alves Figueroa Turini**

Autor²: **João Vitor Apolinário Ferreira**

Orientadora: **Prof^a Dr^a Maria Regina Parise**

Prof^a. Dr^a. Maria Regina Parise, Orientadora

Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Departamento de Engenharia Química – DAENQ

Prof. Dr. Everton Moraes Matos, Membro Banca

Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Departamento de Engenharia Química – DAENQ

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramírez-Behainne, Membro Banca

Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Departamento de Engenharia Mecânica – DAMEC

Bruno Alves Figueroa Turini:

Dedico este trabalho aos meus digníssimos queridos pais, Meire e Wagner, que sempre me apoiaram e me motivaram em minha formação, sendo inspiração e exemplos de vida para mim.

À minha querida avó Marli, que com sua luta fez-me batalhar cada vez mais pelos meus princípios e quebrar os obstáculos. Ao meu avô Manoel, que sempre fez-me filosofar questões polêmicas. À minha irmã Fernanda, que sempre me fez perceber que a vida deve ser vivida com felicidade, mesmo que de criança. Aos meus tios Elbio e Eldo que sempre foram inspiração de estudo para mim.

Aos grandes amigos, Diego, Allan, Lenon, Pedro, Bruna, Francielle, Carla. À Dona Maria e toda sua família.

João Vitor Apolinário Ferreira:

Dedico este trabalho aos meus queridos pais, Giovana e Valtecy, que sempre conduziram e incentivaram minha educação formal, sendo exemplos de vida para mim.

Às minhas queridas irmã e avó, Mariana e Celeste, por me fazerem enxergar que, sem luta, não há vitória. Aos tios Fabiano e Marcelo, por serem exemplos de determinação e sucesso na vida.

Aos pais que a vida me presenteou, Nelci e Vitor, ao irmão Lucas, os tios Alberto e Rosa e a prima Thais.

À minha querida e sempre presente namorada, Bruna.

AGRADECIMENTOS

Certamente estes parágrafos não irão atender a todas as pessoas que fizeram parte dessa importante fase das nossas vidas. Portanto, desde já peço desculpas àquelas que não estão presentes entre essas palavras, mas elas podem estar certas de que fazem parte dos nossos pensamentos e de nossas gratidões.

Reverenciamos a Professora Dr^a. Maria Regina Parise pela sua amizade, apoio e dedicação ao nos orientar durante o desenvolvimento deste trabalho.

Agradecemos ao nosso padrinho, Prof. Dr. Jhon Jairo Ramírez-Behainne pela orientação e pelos momentos de aprendizado e difusão de conhecimentos. Seu jeito carinhoso e amável, sempre com um sorriso no rosto e disposto a nos receber para nossas conversas, ficará para sempre marcados em nossas vidas.

À toda a comunidade da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) – *Campus* Ponta Grossa gostaríamos de externar nossa satisfação em ter o apoio incondicional desta Instituição. Os incontáveis momentos de alegria, que este local nos proporcionou durante à Graduação, serão sempre lembrados. Além disso, um agradecimento à Diretoria de Graduação e Educação Profissional – DIRGRAD – pela concessão e suporte financeiro para realização deste trabalho.

À todos os colegas da faculdade, garantimos que foi uma enorme satisfação poder conviver com eles durante a realização da nossa Graduação e deste estudo.

Aos nossos Gestores, Everson Odilon Morais e Ricardo Machado Bocolovski, agradecemos pela oportunidade de aprender profundamente e ter vivenciado a Engenharia sob a sua forma mais prática e real. Agradecemos, também, aos Engenheiros Paulo Silva, Gerente de Projetos da Danone Brasil, e Milton Constantino, Engenheiro Elétrico da Sal Dina, pela amizade e por compartilhar suas experiências e conhecimento na Área de Energia e Utilidades.

Ao Engenheiro de Projetos da Danone Brasil, Daniel Campos, que se mostrou um grande amigo, agradeço a ajuda pela elaboração dos desenhos presentes neste trabalho.

Gostaríamos de deixar registrado também, o nosso reconhecimento às nossas famílias, pois acreditamos que sem o apoio delas seria muito difícil vencer esse desafio. E por último, e nem por isso menos importante, eu, João Vitor, agradeço a minha namorada Bruna Borges Mlynarczuck pelo carinho, amor e compreensão incondicional.

RESUMO

FERREIRA, João Vitor Apolinário. TURINI, Bruno Alves Figueroa, *Projeto de Sistema Recuperador de Calor a partir de Sólido Particulado Quente em Trocador de Calor com Leito Fluidizado Raso*, Ponta Grossa: Engenharia Química, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2014. 123 p. Graduação.

A recuperação de calor de gases ou sólidos particulados aquecidos é uma das aplicações viáveis dos sistemas fluidizados e, sendo corretamente aplicada, a utilização dessa energia pode trazer muitos benefícios para os processos industriais. Neste sentido, no presente trabalho foi elaborado um projeto de um sistema de recuperação de calor de sólidos particulados em leito fluidizado, através da aplicação de uma metodologia de projeto a partir de modelos matemáticos para um trocador de calor com leito fluidizado raso com tubo imerso. Foi projetado um sistema formado por um aquecedor a gás com leito fluidizado borbulhante, um trocador de calor com leito fluidizado raso e um sistema de transporte pneumático para promover o retorno dos sólidos ao aquecedor. O resfriamento das partículas foi realizado através do escoamento de água no interior de um tubo imerso no leito, em arranjo contracorrente, com uma corrente de sólidos com temperaturas de entrada e saída de 400°C e 100°C, respectivamente. O material sólido em estudo foi areia, com diâmetro médio de 254 µm, fluidizado com ar em trocador de calor com 450 mm de comprimento e 75 mm largura. O sistema foi projetado para operar em regime permanente para descargas de sólidos alterando entre 13 e 17 kg/h. O leito fixo possui altura de 60 mm e a relação entre a velocidade superficial do gás e a velocidade de mínima fluidização permanece na faixa de 1 a 6. O aquecimento dos sólidos particulados será promovido pelo aquecedor à GLP, até atingir a temperatura de 400°C. Após o descarregamento dos sólidos do trocador de calor, este é retomado novamente para o interior do aquecedor, por meio de transporte pneumático, visando uma maior eficiência energética e facilidade para operação do sistema. Foram realizados balanços de massa e energia entre as três correntes (água, ar e sólidos), buscando atingir altas taxas de transferência de calor com a menor área de troca térmica. O projeto foi avaliado visando a determinação da influência da alteração nas vazões mássicas das correntes

de materiais, na relação entre a velocidade superficial do gás e a velocidade de mínima fluidização, no diâmetro e na densidade da partícula, mantendo fixas as dimensões do equipamento. Para isso, foram levantados gráficos do comportamento térmico do sistema quando sujeito às diferentes condições operacionais. Os resultados mostraram que o sistema comporta-se de maneira oposta no que diz respeito ao valor do coeficiente global de transferência de calor. Com o aumento das vazões mássicas, o coeficiente global de transferência de calor apresenta uma tendência de aumento, porém quando o trocador de calor é sujeito às partículas de maior diâmetro, o valor do coeficiente global de transferência de calor tende a diminuir. Portanto, o estudo e o entendimento desses parâmetros mostraram-se importantes para a compreensão e projeto de equipamentos desta natureza.

Palavras chave: Leito fluidizado gás-sólido. Trocador de calor casco e tubo. Recuperação de energia. Coeficiente global de transferência de calor.

ABSTRACT

FERREIRA, João Vitor Apolinário. TURINI, Bruno Alves Figueroa, *Project of a Recovery Heat System from Hot Solid Particulate in Heat Exchanger with Shallow Fluidized Bed*, Ponta Grossa: Chemical Engineering, Federal University of Technology - Paraná, 2014. 123 p. Graduation.

Heat recovery of heated gases or solids particles is one of the viable applications of fluidized systems, and being properly applied, the utilization of this energy can bring many benefits to industrial processes. In this sense, the present paper a design of a system of heat recovery of particulate solids in fluidized bed by applying a design methodology from mathematical models for a heat exchanger with shallow fluidized bed with immersed tube was prepared. A system formed by a gas heater with bubbling fluidized bed, a heat exchanger shallow fluidized bed and pneumatic transport system, to promote the return of solids to the heater, was designed. The cooling of the particles was accomplished by water flow inside a tube immersed in the bed, countercurrent arrangement, with a stream of solids with inlet and outlet temperatures of 400°C and 100°C respectively. The solid test material was sand with a mean diameter of 254 μm fluidized with air in heat exchanger 450 mm long and 75 mm wide. The system was designed to operate in permanent regime for discharges of solids changing between 13 and 17 kg/h. The fixed bed has height of 60 mm and the relationship between superficial gas velocity and minimum fluidization velocity (u_0/u_{mf}) remains in the range of 1 to 6. The heating of the particulate solids is promoted by heating the LPG to reach to 400°C. After the unloading of the solid heat exchanger, it is taken back inside the heater by means of pneumatic transport, aiming at a higher energy efficiency and ease of operation of the system. Mass and energy balances between the three streams (water, air and solid) were performed, aiming to achieve high rates of heat transfer to the lower area of heat exchange. The project was evaluated in order to determine the influence of the change in mass flow rates of the material streams, in relationship between superficial gas velocity and minimum fluidization velocity, in diameter and density particle, while maintaining the dimensions fixed of the equipment. In this purpose, the thermal behavior of the system when

subjected to different operating conditions were raised. The results showed that the system behaves in an opposite way with respect to the value of the overall heat transfer coefficient. With increasing mass flow rates, the overall heat transfer coefficient presents an increasing trend, but when the heat exchanger is subjected to larger diameter particles, the value of the overall heat transfer coefficient tends to diminish. Therefore, the study and understanding of these parameters proved to be important for the understanding and design of equipment of this nature.

Keywords: Gas-solid fluidized bed. Shell and tube heat exchanger. Energy recovery. Overall heat transfer coefficient.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 01 - Comportamento da fluidização relacionando a queda de pressão no leito e a velocidade superficial do fluido..... | 28 |
| Figura 02 – Tipos de leitos de contato gás-sólido..... | 29 |
| Figura 03 – Diagrama de partículas de Geldart..... | 30 |
| Figura 04 – Tipos de trocadores de calor gás-sólido..... | 33 |
| Figura 05 - Sistema combustor de leito fluidizado com vórtice..... | 34 |
| Figura 06 – Esquema do queimador a gás.. .. | 36 |
| Figura 07 – Esquema de um recuperador de calor com correntes direta (ar-sólido) e indireta (água-sólido)..... | 44 |
| Figura 08 - Sistema de recuperação de calor..... | 50 |
| Figura 09 - Sistema experimental de recuperação de calor | 53 |
| Figura 10 - Banco de tubos e sonda de captação térmica em leito fluidizado..... | 55 |
| Figura 11 - Posição termopares no tubo | 56 |
| Figura 12 - Espectros de amplitude | 58 |
| Figura 13 - Dados de queda de pressão medidos em função do <i>tempo</i> | 59 |
| Figura 14 - Comportamento das bolhas acima do distribuidor | 74 |
| Figura 15 – Vista superior do aquecedor | 92 |

| | |
|---|-----|
| Figura 16 – Vista frontal do aquecedor | 92 |
| Figura 17 – Passo triangular dos furos da placa distribuidora | 93 |
| Figura 18 – Furos com rosca da placa distribuidora | 93 |
| Figura 19 – Furos com rosca da placa distribuidora | 93 |
| Figura 20 – Vista frontal do injetor Tuyere | 94 |
| Figura 21 – Corte do injetor Tuyere | 94 |
| Figura 22 – Vista lateral do injetor Tuyere | 95 |
| Figura 23 – Corte do injetor Tuyere..... | 95 |
| Figura 24 – Vistas da tubulação do transporte pneumático de sólidos | 97 |
| Figura 25 – Fluxograma da Metodologia de Projeto | 99 |
| Figura 26 – Esquema do Trocador de Calor: a) vista explodida; b) conjunto montado | 100 |
| Figura 27 – Esquema do Plenum: a) vista frontal; b) vista lateral; c) vista superior | 101 |
| Figura 28 – Esquema da Coifa | 102 |
| Figura 29 – Esquema da Casco | 103 |
| Figura 30 – Esquema da Placa Distribuidora: a) vista superior; b) espessura | 104 |

| | |
|--|-----|
| Figura 31 – Influência da descarga de sólidos | 108 |
| Figura 32 – Influência da descarga de água | 109 |
| Figura 33 – Influência da descarga de ar | 109 |
| Figura 34 – Influência do diâmetro e da densidade da partícula | 111 |
| Figura 35 – Área de transferência de calor em função do diâmetro da partícula ... | 111 |
| Figura 36 – Diâmetro do tubo requerido em função da área de transferência de calor | 113 |
| Figura 37 – Área da plataforma e Coeficiente global de transferência de calor em função da velocidade superficial do gás | 114 |
| Figura 38 – Relação da vazão de sólido x vazão do gás de combustão | 116 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|-----|
| Tabela 01 - Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor | 48 |
| Tabela 02 - Correlação do número de Reynolds para o distribuidor e coeficiente de atrito do orifício | 76 |
| Tabela 03 – Velocidades recomendadas para o dimensionamento dos dutos | 81 |
| Tabela 04 - Bitolas (U.S.S.G.) recomendadas para as chapas de aço em função do diâmetro | 82 |
| Tabela 05 – Espessuras das chapas de aço..... | 83 |
| Tabela 06 – Perda de carga em curvas | 85 |
| Tabela 07 – Comprimento equivalente em metros de duto reto..... | 85 |
| Tabela 08 – Vazões de combustível, comburente e gás de combustão | 89 |
| Tabela 09 – Resultados dos balanços de energia para o aquecedor: <i>start-up</i> | 90 |
| Tabela 10 – Relação de dimensões de tubos Norma NBR 5590 | 95 |
| Tabela 11 – Parâmetros de projeto fixados em cada simulação | 107 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | | |
|------------|---|--|
| AC | razão ar-combustível | $[\text{kg}_{\text{AR}}/\text{kg}_{\text{COMBUSTÍVEL}}]$ |
| A_i | área da secção reta da entrada do plenum | $[\text{m}^2]$ |
| Ar | número de Arquimedes: $Ar = \frac{d_p^3 g (\rho_s - \rho_g) \rho_g}{\mu_g^2}$ | $[-]$ |
| B | comprimento do trocador de calor | $[\text{m}]$ |
| C_D | coeficiente de arraste | $[-]$ |
| C_p | calor específico | $[\text{kJ}/\text{kg}.\text{K}]$ |
| d | diâmetro | $[\text{m}]$ |
| D_{duto} | diâmetro interno que deverá ter o duto | $[\text{m}]$ |
| D | diâmetro | $[\text{m}]$ |
| da | diâmetro de entrada do ar no plenum | $[\text{m}]$ |
| D_e | diâmetro equivalente do leito | $[\text{m}]$ |
| $DMLT$ | diferença média logarítmica de temperatura | $[^\circ\text{C}]$ |
| eb | distância dos orifícios à extremidade superior do injetor | $[\text{m}]$ |
| G | velocidade mássica do gás de fluidização | $[\text{kg}/\text{m}^2.\text{s}]$ |
| g | aceleração da gravidade | $[\text{m}/\text{s}^2]$ |
| H | altura | $[\text{m}]$ |
| Hb | altura dos injetores | $[\text{mm}]$ |
| h | coeficiente de transferência de calor convectivo | $[\text{W}/\text{m}^2.\text{K}]$ |
| \bar{h} | entalpia | $[\text{kJ}/\text{kg}]$ |
| k | condutividade térmica | $[\text{W}/\text{m}.\text{K}]$ |
| L | comprimento do tubo ou largura do trocador de calor | $[\text{m}]$ |
| L_t | comprimento equivalente da tubulação | $[\text{m}]$ |
| M | massa molar | $[\text{g}/\text{mol}]$ |
| \dot{m} | vazão (descarga) mássica | $[\text{kg}/\text{s}]$ |
| N | número de orifícios | $[-]$ |
| n | moles | $[\text{mols}]$ |
| \dot{n} | taxa molar | $[\text{mol}/\text{s}]$ |
| Nb | número de injetores na placa distribuidora | $[-]$ |

| | | |
|-----------|--|------------------------|
| Nu | número de Nusselt: $Nu = \frac{hd_t}{k_g}$ | [-] |
| P | pressão | [Pa] |
| P_e | pressão dos equipamentos | [mmca] |
| P_t | pressão total da tubulação em fase diluída | [kgf/cm ²] |
| p | passo triangular | [mm] |
| Pr | número de Prandtl: $Pr = \frac{C_p \mu}{k}$ | [-] |
| \dot{Q} | fluxo de calor | [W] |
| Q | vazão de ar a ser transportada pelo duto | [m ³ /s] |
| Re | número de Reynolds: $Re = \frac{\rho_g u_o d_t}{\mu_g}$ | [-] |
| S | área superficial da placa distribuidora | [m ²] |
| T | temperatura | [°C] |
| t | espessura da parede do injetor | [mm] |
| U | coeficiente global de transferência de calor | [W/m ² .K] |
| V | velocidade média recomendada para o tipo de contaminante | [m/s] |
| X | fração mássica de sólido transportado (kg sólidos / kg ar) | [-] |
| u | velocidade superficial | [m/s] |
| \dot{W} | potência de trabalho | [W] |

LISTA DE SOBRESCRITOS

0 estado padrão

LISTA DE SUBSCRITOS

| | |
|----------------|--|
| a | relativo à água |
| a_i | água na entrada |
| ar | ar atmosférico |
| avg | médio |
| a_s | água na saída |
| b | relativo a <i>bed</i> (leito) ou ao injetor |
| $bottom$ | inferior |
| $comb$ | combustível |
| d | <i>distributor</i> (distribuidor) ou relativo à fase de dimensionamento |
| e | emulsão |
| f | formação ou fluido |
| g | relativo ao gás |
| global | relativo ao coeficiente global de transferência de calor |
| gp | gás-sólido (gás-partícula) |
| gf | relativo ao gás fluidizante |
| g_f | gás na saída |
| g_i | gás na entrada |
| GLP | relativo ao combustível gás liquefeito de petróleo |
| in | entrada ou interno |
| j | relativo ao jato de ar que passa pelos orifícios dos injetores |
| \dot{J}_{mf} | relativo ao jato de ar de mínima fluidização que passa pelos orifícios dos injetores |
| L | relativo ao leito |
| $máx$ | máximo |
| mb | relativo à condição de mínimo borbulhamento |
| mf | relativo à condição de mínima fluidização |
| mp | mistura-parede |
| 0 | relativo à superfície do gás |
| o | relativo aos orifícios do injetor |
| out | saída ou externo |

| | |
|----------------------|---|
| <i>or</i> | relativo aos orifícios da placa de tuyeres |
| <i>P</i> | relativo aos produtos |
| <i>p</i> | relativo à partícula |
| <i>pl</i> | relativo à placa distribuidora |
| <i>plenum</i> | relativo ao plenum |
| <i>R</i> | relativo aos reagentes |
| <i>r</i> | real (fase de verificação) |
| <i>rad</i> | radiação |
| <i>ref</i> | estado de referência |
| <i>s</i> | relativo ao sólido/partícula ou unidade de área de plataforma |
| <i>s_f</i> | sólido na saída |
| <i>s_i</i> | sólido na entrada |
| <i>t</i> | relativo ao tubo |
| <i>top</i> | superior |
| <i>vc</i> | volume de controle |

LETRAS GREGAS

| | | |
|---------------|------------------------|----------------------|
| Δ | variação | [-] |
| ε | porosidade | [-] |
| η | eficiência | [-] |
| μ | viscosidade dinâmica | [kg/s.m] |
| ν | viscosidade cinemática | [m ² /s] |
| ρ | densidade | [kg/m ³] |
| φ | fator de redução | [-] |
| ϕ | esfericidade | [-] |

SUMÁRIO

| | |
|--|-----------|
| 1. INTRODUÇÃO | 22 |
| 1.1. Problema..... | 24 |
| 1.2. Objetivo Geral | 25 |
| 1.3. Objetivos Específicos | 25 |
| 1.4. Justificativa..... | 25 |
| 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... | 26 |
| 2.1. Queimador a Gás com Leito Fluidizado | 33 |
| 2.2. Combustão..... | 36 |
| 2.3. Transferência de Calor Gás-Sólido | 42 |
| 2.4. Recuperadores de Calor com Leito Fluidizado | 44 |
| 3. METODOLOGIA | 61 |
| 3.1. Projeto Termo-Hidráulico do Sistemas de Recuperação de Calor | 61 |
| 3.1.1. Metodologia para o projeto do trocador de calor | 62 |
| 3.1.2. Geração de geometria para o trocador de calor | 63 |
| 3.1.3. Verificação | 68 |
| 3.2. Projeto da Placa Distribuidora..... | 73 |
| 3.3. Projeto da Placa Distribuidora para o Aquecedor | 77 |
| 3.3.1. Geração da geometria do aquecedor | 77 |
| 3.3.2. Verificação | 79 |
| 3.4. Projeto da Tubulação de Reciclo das Partículas Sólidas | 81 |
| 3.5. Escolha do Ventilador para a Tubulação de Reciclo das Partículas Sólidas .. | 87 |
| 3.6. Análise de Dados | 87 |
| 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO..... | 88 |
| 4.1. Projeto do Aquecedor | 88 |
| 4.1.1. Velocidade de mínima fluidização e superficial do gás..... | 88 |
| 4.1.2. Vazão volumétrica de fluidização..... | 89 |
| 4.1.3. Balanço de energia no aquecedor | 90 |
| 4.1.4. Dimensionamento do aquecedor | 91 |
| 4.2. Projeto Transporte Pneumático das Partículas Sólidas | 95 |
| 4.3. Projeto Trocador de Calor com Leito Fluidizado e Placa Distribuidora | 97 |
| 4.4. Instrumentação | 104 |
| 4.4.1. Medidores de temperatura..... | 104 |

| | |
|---|-----|
| 4.4.2. Medidores de vazão..... | 105 |
| 4.4.3. Medidores de pressão | 106 |
| 4.5. Análises Operacionais do Trocador de Calor..... | 106 |
| 4.6. Análises Operacionais do Aquecedor | 114 |
| 5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..... | 116 |
| REFERÊNCIAS..... | 119 |

1. INTRODUÇÃO

A demanda por energia aumenta devido ao processo gradativo de desenvolvimento econômico do planeta, e face aos avanços tecnológicos e às necessidades crescentes pela utilização dessa própria energia. Sendo utilizada sob diversas formas, a energia está presente em todos os momentos e no cotidiano da sociedade. Diante desse cenário, cresce a preocupação em todo o mundo pela geração dessa energia de forma mais eficiente, através do uso racional das reservas energéticas existentes e pela busca por fontes de energia alternativa que sejam, ao mesmo tempo, viáveis economicamente.

A busca de soluções para os problemas energéticos requer entender quais são as alternativas existentes e escolher as mais adequadas. Essas escolhas poderão afetar os padrões locais de consumo e a qualidade de vida das populações.

A recuperação de calor faz representar uma destas soluções, pois proporciona um melhor aproveitamento da produção de utilidades como vapor, ar comprimido e refrigeração industrial e, conseqüentemente, pode propiciar uma considerável redução no consumo energético específico (kWh/ton) das fábricas.

O calor, necessariamente rejeitado para o funcionamento de alguns equipamentos, quando recuperado pode trazer não somente ganhos financeiros devido à redução do consumo de energia e da capacidade requerida para equipamentos de conversão de energia, mas também previne a poluição térmica para o meio ambiente, atendendo as exigências de políticas ecológicas cada vez mais rígidas e criteriosas.

Os benefícios econômicos da recuperação de calor incluem a redução dos custos dos combustíveis adquiridos e dos custos de capital de equipamentos de conversão de energia com menor capacidade. A economia propiciada por um sistema de recuperação de calor residual depende da quantidade e qualidade do calor residual recuperado, e dos equipamentos de recuperação de calor utilizados.

No que diz respeito ao aproveitamento de energia, a utilização de sólidos particulados aquecidos apresenta-se como um grande potencial de recuperação energética nos processos industriais. Na combustão de biomassa, por exemplo, o material que é utilizado para geração de vapor é submetido a altas temperaturas,

dentro de equipamentos conhecidos como geradores de vapor. Sendo um processo de combustão, são obtidos cinzas e/ou fuligem como resíduos da reação.

Estes sólidos residuais apresentam uma grande quantidade de energia armazenada, apresentando-se, assim, como potenciais candidatos à aplicação de um processo de recuperação de energia.

A partir do calor recuperado dessas partículas, uma possível alternativa seria a utilização dessa energia para pré-aquecer uma corrente de água, que poderá ser enviada posteriormente para uma central de água quente, gerando economia de energia e redução de custos, posto que, a quantidade de combustíveis e/ou o tempo de operação de equipamentos para elevar a temperatura dessa água a um determinado valor seriam, significativamente, reduzidos.

Em alguns ramos industriais, como a produção de fertilizantes compostos, os sólidos deixam o processo em temperaturas acima de 130 °C; na calcinação de minérios as partículas deixam a fornalha na temperatura aproximada de 530 °C; enquanto que na combustão de carvão em leito fluidizado e na gaseificação da biomassa, as cinzas deixam o reator em torno de 850 °C. Todos estes exemplos também constituem-se de potenciais aplicações para sistemas recuperadores de calor.

Nas indústrias de processos, geralmente, existem a constante geração de sólidos particulados, seja para produção de combustíveis e derivados do petróleo em petroquímicas ou produtos agrícolas, alimentícios, químicos, papel, assim como nas usinas metalúrgicas e siderúrgicas, entre muitos outros processos. A combustão de sólidos como o xisto, carvão, biomassa e outros combustíveis com elevado teor de carbono, resulta em uma grande quantidade de sólidos particulados lançados dos reatores com temperaturas que vão de 600 a 1000 °C.

Portanto, torna-se evidente a necessidade de aproveitamento da energia disponível por essas partículas, e que pode ser feito através da utilização de trocadores de calor que permitem o contato direto ou indireto com esse sólido através de uma ou mais correntes de fluido à uma menor temperatura.

Recuperadores de calor com leito fluidizado gás-sólido são trocadores onde ocorre a transferência de calor entre a suspensão gás-sólido e a superfície de troca térmica. A escolha do tipo de equipamento a ser utilizado é função de parâmetros como: características físico-químicas do particulado, quantidade de calor a ser retirada do sólido, descarga de ar disponível, dimensão e densidade das partículas, espaço

físico disponível para a instalação do equipamento, limitações de queda de pressão e da forma de operação do processo, fatores econômicos, entre outras condições.

Um trocador de calor com leito fluidizado operando de forma otimizada é aquele que apresenta elevados coeficientes de transferência de calor gás-partícula e mistura-parede por área de troca térmica disponível. Dentre as diferentes formas de operação e geometrias existentes, estudos realizados apontam para as vantagens da utilização de trocadores de calor com leito fluidizado raso contendo uma terceira corrente de tubos imersos, por onde circula um fluido frio em escoamento contracorrente em relação à suspensão gás-sólido.

O leito fluidizado raso apresenta uma importante característica de possuir bolhas de diâmetro reduzido. Isso resulta em grandes valores do coeficiente de transferência de calor mistura-parede, e baixa queda de pressão devido à pequena altura da mistura gás-sólido.

Dessa forma, o estudo da recuperação de calor mostra-se como uma importante ferramenta para o melhoramento de processos térmicos, buscando aliar eficiência de processos, sustentabilidade e ao mesmo tempo redução de custos operacionais.

Neste contexto, o trabalho apresentado a seguir tem como objetivo a realização de um projeto de um sistema de recuperação de calor com trocador de calor com leito fluidizado raso que consiga atender as exigências mencionadas anteriormente.

1.1. Problema

Qual o procedimento requerido para dimensionar e definir as condições operacionais de um recuperador de calor em leito fluidizado?

1.2. Objetivo Geral

Elaborar um Projeto de um Sistema de Recuperação de Calor de Sólidos Particulados em Leito Fluidizado Raso.

1.3. Objetivos Específicos

- Aplicar uma metodologia de projetos termo-hidráulico e pneumático para o dimensionamento dos equipamentos envolvidos no processo;
- Analisar os balanços de massa e energia do sistema sob diferentes condições de operação;
- Avaliar o comportamento e o potencial de recuperação e reaproveitamento de energia do sistema de fluidização proposto.

1.4. Justificativa

Este projeto se justifica na busca de soluções que garantam um reaproveitamento energético eficiente através do projeto de um sistema de recuperação de calor de sólidos particulados aquecidos, fonte de energia que usualmente é desprezada e acaba não sendo aproveitada da maneira mais adequada.

O sistema de recuperação de calor de sólidos particulados garante de maneira mais sustentável a utilização da energia em forma de calor proveniente de um resíduo industrial, além de apresentar um grande potencial de economia financeira.

Assim, essa pesquisa visa aplicar conceitos da tecnologia de fluidização na recuperação de calor de resíduos particulados a altas temperaturas, que podem ser encontrados nos mais variados ramos e processos industriais.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Fluidização é a operação na qual um leito de partículas sólidas entra em contato com um gás ou líquido, proporcionando à suspensão gás-sólido ou gás-líquido, um comportamento semelhante à de um fluido.

Todos os tipos de leito necessitam de um vaso com uma base porosa através da qual o fluido pode ser introduzido no leito. A forma exata da base porosa é uma importante escolha do projeto, a exemplificar: placa com grande número de buracos pequenos perfurados, bloco de cerâmica sinterizado, chafarizes ou tampões de bolha (*bubble caps*). Conforme Howard (1989), qualquer que seja a construção, a função mais importante da base porosa é que ela distribua o fluido através da base do leito uniformemente. A base porosa é, portanto, chamada de distribuidor.

A interação gás-sólido apresenta características particulares e vantagens que permitem à engenharia de fluidização se destacar como uma boa alternativa para diversos ramos e processos industriais.

O contato gás-sólido está intensamente relacionado à velocidade superficial do gás (u_0) utilizada para fluidização. Para baixas velocidades do gás, observa-se que este simplesmente flui através dos interstícios entre as partículas que permanecem estacionárias no leito. Sendo assim, a velocidade superficial do gás não é suficiente para romper o arranjo do material sólido no leito e sua concentração volumétrica se mantém constante, caracterizando desta forma um tipo de contato gás-sólido denominado de leito fixo.

Com o aumento progressivo da velocidade do gás através do leito, alcança-se um ponto onde as partículas estão suspensas pelo fluxo gasoso ascendente e, nesse momento, a força de atrito entre as partículas e o fluido se igualam ao peso das partículas, a componente vertical da força compressiva entre partículas adjacentes desaparecem e a queda de pressão através de qualquer região do leito (ΔP_L) é igual ao peso do fluido e das partículas nessa região. Para esta situação, o leito encontra-se em uma condição de fluidização incipiente ou em condição de mínima fluidização e, por isso, a velocidade superficial do gás no qual esse fenômeno ocorre é denominada de velocidade de mínima fluidização (u_{mf}). Nesta fase, o leito começa a apresentar comportamentos fluidodinâmicos.

Oka (2004) estabelece que no estado fluidizado, as partículas sólidas flutuam, movendo-se de maneira caótica, chocando-se umas com as outras, e as suas interações são breves, e as forças entre as partículas são fracas.

A fluidização gás-sólido na maioria dos materiais suspensos é acompanhada pela geração de bolhas. O princípio da formação de bolhas ocorre quando se obtém a velocidade de fluidização mínima para a maioria dos tipos de partículas. Este estado é conhecido como não-homogêneo, agregado ou de fluidização borbulhante. Ressalta-se que leito com partículas do tipo “A” de Geldart não apresentam bolhas na condição de mínima fluidização.

Segundo Tardin et al. (1997), sob velocidade crescente do gás, com a ocorrência das primeiras bolhas, a altura do leito eleva-se e a pressão cai abruptamente (condição de mínima fluidização). Esse efeito é pontual, justamente pelo fato da ligeira expansão que o leito de partículas sofre com a mínima fluidização. Com o aumento da velocidade, a queda de pressão e a altura do leito aumentam. Segundo Howard (1989), experiências com diferentes materiais de fluidização têm sugerido que as propriedades de leitos fluidizados são significativamente influenciadas pelo tipo de material, forma, tamanho e características das partículas. Assim, o comportamento de um material de fluidização borbulhante não pode ser utilizada como um parâmetro para o comportamento de qualquer outro material, mesmo aparentemente semelhante.

A Figura 01 apresenta o gráfico $\Delta P_L \times u_{mf}$, utilizado para obtenção da velocidade de mínima fluidização do leito a partir dos dados obtidos da queda de pressão e da variação da velocidade superficial do gás de fluidização.

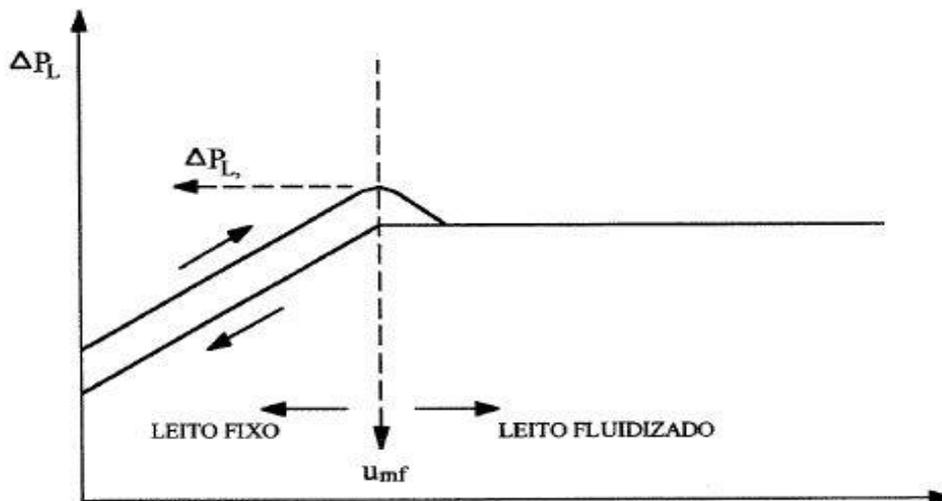


Figura 01 - Comportamento da fluidização relacionando a queda de pressão no leito e a velocidade superficial do fluido.

Fonte: Howard, 1989. p. 37.

Aumentando-se ainda mais a vazão do gás, além da condição de mínima fluidização, instabilidades no sistema, como formação de bolhas e de canais preferencias de escoamento, são observados (Howard, 1989). Primeiramente, as partículas tendem a se rearranjar para fornecer mais espaços entre elas e dessa forma, permitir a passagem do fluxo crescente do gás. Com isso, a porosidade do leito (ϵ_L) sofre um aumento e o leito passa por um processo de expansão. A magnitude dessa expansão aliada ao aumento na velocidade de fluidização depende da natureza físico-química das partículas constituintes do leito.

Aumentando a velocidade de fluidização, o gás em excesso começa a atravessar o leito sob a forma de bolhas e, dessa forma, a velocidade que o gás adquire é chamada de velocidade mínima de borbulhamento (u_{mb}). Essas bolhas podem, em caso de aumento da vazão de gás, arrastar partículas mais finas do leito. Tratando-se de colunas com diâmetro reduzido, pode surgir o aparecimento de bolhas que ocupam todo o diâmetro do leito caracterizando o leito com regime de escoamento pistonado ou “*slugging bed*”, fazendo com que a porção acima do leito seja arrastada para cima, como se fosse um pistão.

Para vazões ainda maiores de gás, a agitação do leito torna-se mais violenta e o movimento das partículas mais intenso, caracterizando o regime de fluidização turbulento. Ainda é possível, através de um incremento no aumento da velocidade do gás, transportar os sólidos particulados para fora do leito juntamente com o gás. Nesta situação o regime de fluidização é denominado de “*lean-phase*” com o transporte pneumático dos sólidos. A Figura 02 apresenta os tipos de regimes de fluidização

mencionados e normalmente obtidos quando partículas do Grupo B de Geldart, são utilizadas.

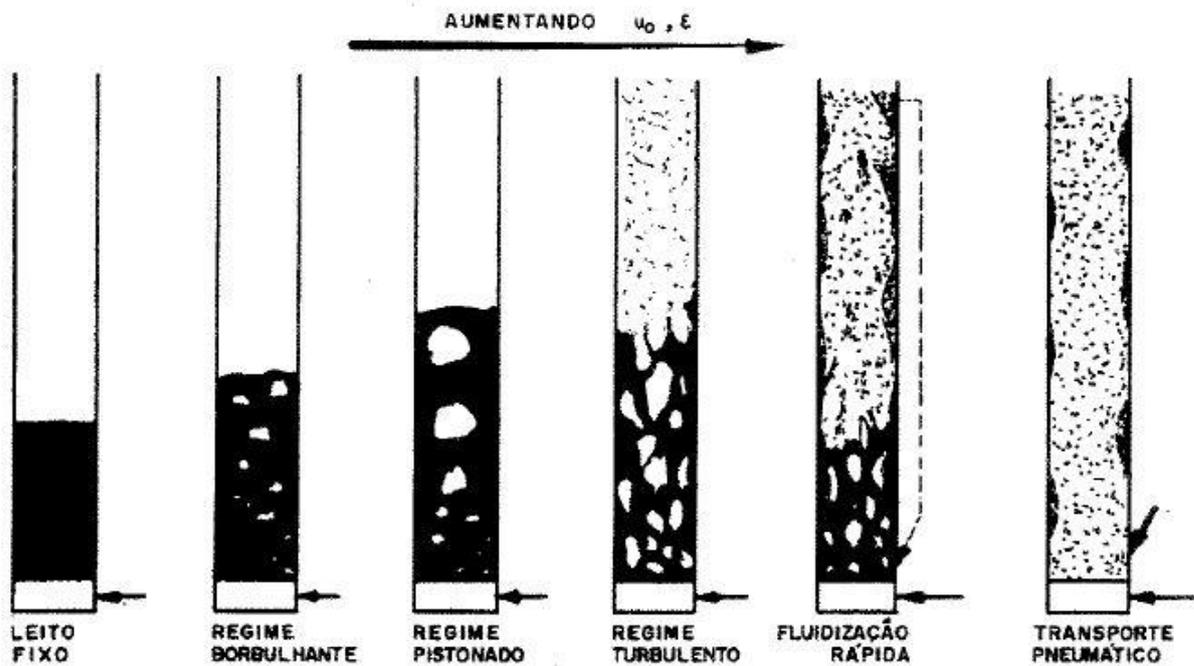


Figura 02 – Tipos de leitos de contato gás-sólido.
Fonte: Rodriguez, 1998, p. 6.

Em 1973, Geldart propôs uma classificação empírica de materiais granulares baseado no seu comportamento quando submetidos a um processo de fluidização sob condição ambiente. O Diagrama de Geldart observado na Figura 03, resume as relações observadas e demonstra a influência do tamanho da partícula e da diferença de densidade entre a fase fluida e as partículas sólidas.

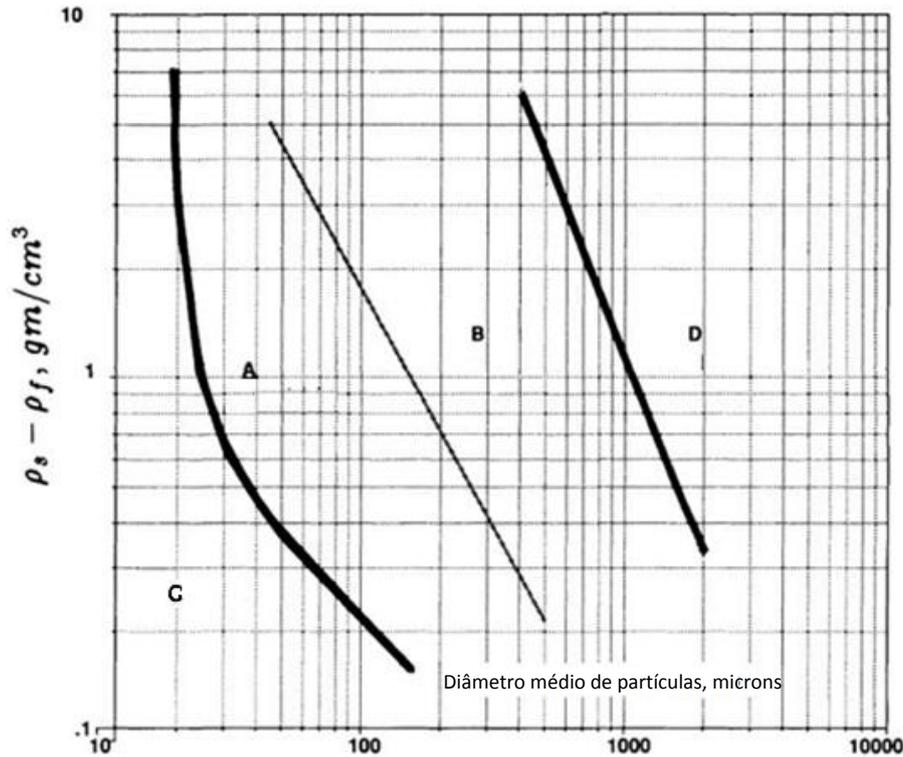


Figura 03 – Diagrama de partículas de Geldart.

Fonte: Kunii e Levenspiel, 1991. p. 78.

No Grupo C de Geldart, as partículas são muito finas, com diâmetros menores que $30 \mu\text{m}$ e possuem uma densidade muito baixa de sólidos. De acordo com Howard (1989), as forças interparticulares contribuem de forma muito mais influente do que a força gravitacional sobre essas partículas, levando à uma dificuldade muito grande de fluidizar tais sólidos. A distribuição irregular do gás no leito, através da formação de canais preferenciais de escoamento do gás de fluidização pela passagem em zonas de menor resistência, é uma das principais dificuldades existentes na fluidização desse tipo de partículas. Exemplos de sólidos pertencentes desse grupo: amido, farinha, pó de vidro e talco.

O grupo A de Geldart é caracterizado por partículas finas, com diâmetro variando de 20 a $100 \mu\text{m}$ e densidade de partícula inferior a 1400 kg/m^3 , sendo classificadas como partículas capazes de sofrer intensa fluidização. Essas partículas formam uma estrutura com alta capacidade de expansão quando submetidas a velocidades superiores à de mínima fluidização e, como resultado, observa-se a expansão homogênea do leito antes do surgimento das primeiras bolhas, caracterizando a fluidização como particulada ou homogênea.

Para o grupo B de Geldart, as partículas geralmente apresentam diâmetros de 40 a 500 μm e a densidade entre 1400 e 4500 kg/m^3 . O leito formado por partículas do grupo B possui uma estabilidade e resistência à variação de velocidades muito menor de expansão, se comparados às partículas do grupo A, de tal modo que quando submetidos a velocidades ligeiramente superiores a u_{mf} , observa-se a expansão do leito e o surgimento de bolhas com a conseqüente redução na concentração volumétrica de sólido no leito, caracterizando a fluidização agregativa ou heterogênea.

Um exemplo típico de partícula pertencente desse grupo é a areia, e por isso, os sólidos que compõe esse grupo são comumente chamados “*sandlike*”, por apresentarem comportamento semelhante ao da areia sob processo de fluidização.

Já o Grupo D de Geldart, caracteriza-se por materiais com comportamento oposto aos outros grupos, pois apresentam diâmetros maiores que 600 μm , e densidade elevada de sólidos. Requer uma velocidade de gás muito superior para a fluidização do leito e o gás que o atravessa promove uma mistura de baixa eficiência sob um regime de borbulhamento quando comparados ao Grupo A e B. Exemplos de partículas pertencentes desse grupo são: grãos em geral, minérios metálicos e carvão usado no processo de gaseificação.

Os tipos de leitos fluidizados citados, com foco nos grupos A e B de Geldart, são considerados como possuindo “fase-densa”, podendo ou não apresentar partículas sólidas arrastadas pelas bolhas na região acima do leito. Quando essas partículas sólidas são arrastadas, observa-se a redução na concentração do material sólido na coluna devido ao aumento da profundidade do leito fluidizado. A partir da denominada altura crítica de arraste (“*transport disengaging height*” – TDH) observa-se que a concentração de sólidos permanece constante, sendo esse um parâmetro importante no projeto de um sistema operando com leito fluidizado.

Além do leito fluidizado convencional, existem vários outros tipos de equipamentos que operam com sistemas de contato gás-sólido, como o leito deslizante, leito de jorro, leito fluidizado circulante e o leito fluidizado raso.

O leito fluidizado raso é caracterizado pela pequena altura do leito, com a relação altura do leito fixo e diâmetro da coluna igual a unidade, onde se verifica a ausência ou apenas a presença de bolhas com diâmetros reduzidos além de apresentar relativamente pequena queda de pressão devido à pequena altura da suspensão-parede em relação a outros regimes de fluidização. Possui aplicações em processos de secagem e de aquecimento/resfriamento de partículas sólidas, uma vez

que apresenta elevadas taxas de transferência de calor e de massa envolvendo gás-partícula e suspensão-parede.

Para execução de projetos de sistemas que utilizam o contato gás-sólido é necessário o conhecimento dos fenômenos transferência de quantidade de movimento e principalmente transferência de calor e de massa envolvidos no regime em questão, que variam de forma expressiva entre os diferentes tipos de regimes apresentados anteriormente. Uma grande quantidade de variáveis afeta as características e o comportamento de fluidização entre os de fundamental importância são o diâmetro, as propriedades termofísicas das partículas e do gás de fluidização, a geometria aplicada ao sistema de fluidização e a temperatura de operação do leito.

Howard (1989) fez uma breve introdução sobre os processos que utilizam fluidização. De acordo com o autor, a tecnologia envolvendo o contato e a interação entre sólidos e fluidos tem sido aplicada significativamente em muitos processos industriais, como na combustão, gaseificação de combustíveis sólidos, reaproveitamento de resíduos sólidos, secagem e aquecimento de partículas, calcinação, recuperação de calor de sólidos, oxidação ou redução de minérios, tratamento de superfície de metais, craqueamento catalítico e térmico e operações químicas, petroquímicas e bioquímicas.

Um estudo sobre a recuperação de calor utilizando leitos fluidizados foi realizada por Rodriguez (1998) que justifica o uso desta operação pelos bons resultados obtidos em relação às taxas de transferência de calor obtidas em relação a outros processos envolvendo sólidos particulados como leitos fixos, leitos deslizantes e transporte pneumático.

O autor ainda cita alguns exemplos clássicos encontrados na literatura do emprego de recuperadores de calor industriais como o recuperador com leito fluidizado raso proposto por Virr e Willians (1982), com potencial de recuperação de calor de 2 MW, gerando uma economia anual de US\$ 50.000,00 devido à economia de uma média de 5,1 toneladas de óleo combustível por dia que deixaram de ser consumidas após a instalação do recuperador de calor. Em seguida, um exemplo nacional de aplicação de um sistema de recuperação de calor com leito fluidizado projetado pela Petrobras S.A para recuperar o calor de cinzas provenientes de uma caldeira piloto de 1MW com leito fluidizado circulante e que gerou uma recuperação de energia de 40 kW (Tardin et al. 1997 apud Rodriguez, 1998).

Na Figura 04 apresentam-se alguns tipos comuns de construção de trocadores de calor com contato gás-sólido:

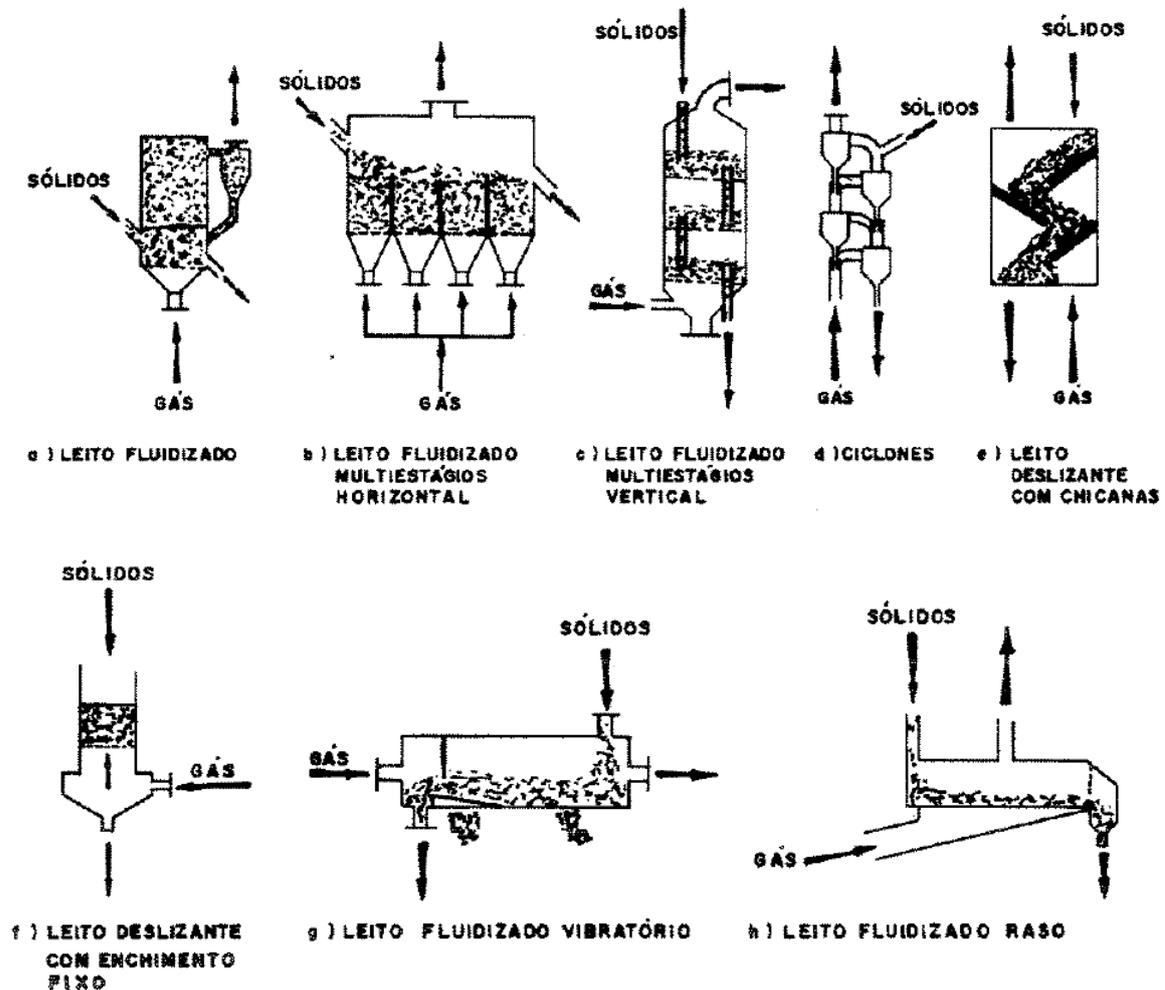


Figura 04 – Tipos de trocadores de calor gás-sólido.
Fonte: Pécora e Goldstein, 1989, ENEMP, p. 299-310.

2.1. Queimador a Gás com Leito Fluidizado

O queimador a gás com leito fluidizado é um equipamento com a função de queimar o gás combustível e aquecer partículas sólidas com o calor gerado a partir da combustão. O queimador é composto pelo plenum (câmara de admissão de ar e de gás GLP), placa distribuidora com seus bicos injetores, coluna de fluidização com transferência de calor.

No plenum, o gás GLP (gás liquefeito de petróleo) é queimado com o ar atmosférico a partir de uma centelha que dá a ignição necessária para que ocorra a reação de combustão. Para que não ocorra desperdício de combustível e nem cargas

faltantes para a combustão, são realizados cálculos, a fim de averiguar as características possíveis da combustão.

A exemplificar tem-se o esquema na Figura 05 de um combustor de leito fluidizado com vórtice (VFBC) apresentado por Chyang et al (2012). Para interpretar a distribuição de temperaturas em VFBC, é necessário o cálculo do oxigênio consumido para a construção do modelo da fração de combustão. Uma das hipóteses aplicadas é o VFBC é dividido em duas partes, isto é, zona de leito e uma zona de bordo livre. A zona de leito é definida como a zona entre o distribuidor e a superfície do leito. A zona de bordo livre é da superfície do leito para a saída de VFBC. Para uma dada condição de operação, quando o perfil de temperatura na câmara de combustão é mantido constante, considera-se um estado de equilíbrio. Uma vez que o estado de equilíbrio é estabelecido, a concentração de oxigênio nos gases de combustão é medida e registrada para o cálculo.

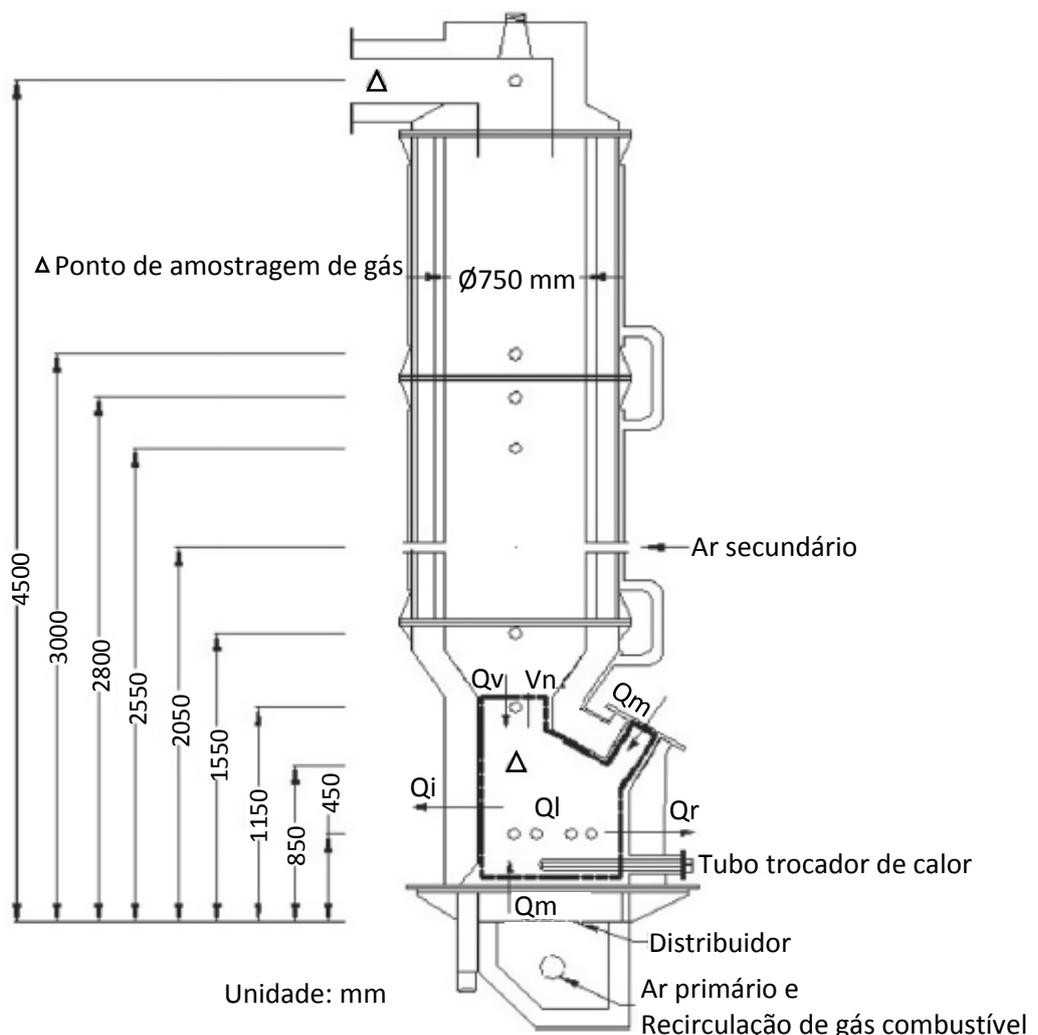


Figura 05 - Sistema combustor de leito fluidizado com vórtice.
Fonte: Chyang, 2012, p. 185.

Assim que queimado, o gás é uniformizado pela placa distribuidora e adicionado na coluna de fluidização através dos bicos injetores (tuyeres). O projeto de uma placa distribuidora é bastante importante para que não ocorra uma defluidização, ou a presença de canais preferenciais, o que poderia comprometer todo o processo e a taxas de transferência de calor.

A distribuição de fluido uniforme é essencial para o funcionamento eficiente do equipamento de processamento químico, como reatores, misturadores, queimadores, trocadores de calor, extrusão, e chaminés de fiação têxtil. Segundo Perry (1997), para obter uma distribuição ideal, a devida atenção deve ser dada ao comportamento de fluxo no distribuidor, as condições a montante e a jusante do distribuidor, e os requisitos de distribuição do equipamento de fluxo. Perry (1997) ainda afirma que mesmo que os princípios de distribuição de fluidos tenham sido bem desenvolvidos por mais de três décadas, eles são frequentemente negligenciados pelos projetistas de equipamento, e uma fração significativa de equipamentos de processo sofre desnecessariamente de má distribuição, e por consequência, da defluidização.

Na coluna de fluidização o sólido fluidizado é a areia, e o agente fluidizante é o próprio gás queimado. Além disso, o gás queimado não tem só a função de fluidizar a areia, mas também de aquecê-la através da transferência de calor de contato gás-sólido. Nesse ponto, é importante calcular o coeficiente de transferência de calor gás-sólido, pois esse coeficiente será utilizado nos cálculos posteriores do trocador de calor do sistema de recuperação de calor.

O queimador a gás é baseado segundo o esquema da Figura 06:

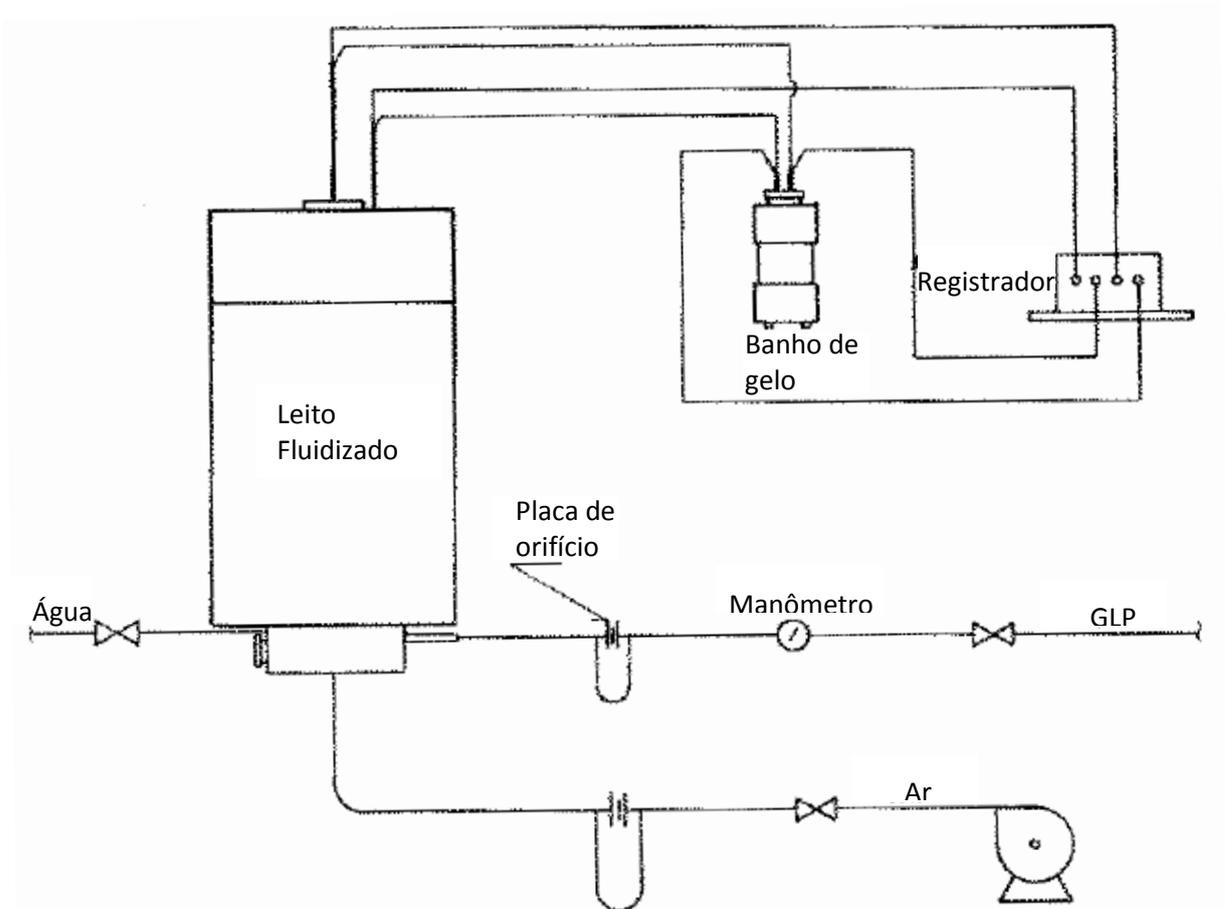


Figura 06 – Esquema do queimador a gás.
Fonte: Galvani, 1991, p. 19.

2.2. Combustão

A combustão é uma reação química com rápida oxidação dos reagentes do combustível, sendo este, o composto ou a mistura de compostos a ser queimada. Já o comburente é o agente oxidante, como por exemplo, o gás oxigênio ($O_{2(g)}$). Como resultado da combustão, temos os chamados produtos de combustão, como dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), vapor d'água ($H_2O_{(g)}$), óxidos de nitrogênio (NO_x), óxidos de enxofre (SO_x).

Uma combustão completa ocorre quando todo combustível é queimado e se formam apenas dióxido de carbono, vapor d'água, dióxido de enxofre (SO_2) e a quantidade de nitrogênio (N_2) permanece inalterada, ou seja, não há formação de óxidos deste composto. Ou ainda, segundo Moran e Shapiro (2006), a combustão é

completa quando todo o carbono presente no combustível é queimado e forma dióxido de carbono, todo o hidrogênio é queimado e forma água, todo enxofre é queimado e forma dióxido de enxofre e todos os outros elementos são completamente oxidados.

Uma combustão é dita incompleta quando parte do combustível não é queimada, e se formam também os produtos dióxido de carbono, monóxido de carbono, vapor d'água, nitrogênio e dióxido de enxofre.

É importante lembrar, que os produtos gerados em uma combustão dependem diretamente da origem do combustível. Um combustível hidrocarboneto formará os compostos com carbono, hidrogênio e oxigênio, apenas. Já um combustível que contenha substâncias orgânicas, como o carvão, formará compostos com carbono, hidrogênio, oxigênio, enxofre. O nitrogênio só é formado em uma reação de combustão, quando o ar atmosférico é usado como agente oxidante, ou em casos mais raros, o combustível contenha substâncias aminas, amidas ou nitrilas.

No contexto das regulamentações ambientais cada vez mais graves devido ao aquecimento global, novos processos de leito fluidizado estão atualmente em desenvolvimento para produzir energia e produtos químicos a partir de matérias-primas de biomassa e gás natural. Laviolette (2011) afirma que a combustão é inerente a muitos desses processos, que incluem a oxidação seletiva de alcanos, gaseificação de biomassa, a combustão de matérias-primas não convencionais (biomassa e co-combustão) e muitas outras. Conforme Laviolette (2011), a combustão pode envolver diversos hidrocarbonetos presentes na matéria-prima ou produzidos a partir de fracionamento térmico durante a reação.

Um bom conhecimento do processo de combustão e as condições de funcionamento necessárias para a combustão completa na região de leito fluidizado é essencial para o desenho de processos e segurança durante a operação, inicialização e desligamento.

Normalmente, para se obter um menor custo, usa-se ar atmosférico em relação ao oxigênio puro como agente oxidante. Os cilindros de oxigênio são caros, pois para separar o oxigênio do ar e acondicioná-lo requer procedimentos de liquefação, pressurização, e segurança, que são processos dispendiosos. Portanto, o ar atmosférico é mais bem aceito, já que sua disponibilidade é enorme, é gratuito e possui oxigênio.

Basu (2006) comenta, exemplificando, que o custo do combustível constitui uma grande parte do custo de operação de uma caldeira em leito fluidizado. Um ganho

de até 0,5-1,0% na eficiência de combustão pode salvar uma grande quantidade de dinheiro em termos de custo operacional da caldeira sobre sua vida útil. Uma vez que a despesa em combustível é muito maior do que em sorventes, o impacto da eficiência da combustão no custo de funcionamento é maior do que a do desempenho da utilização de sorvente na caldeira. Basu (2006) ainda completa afirmando que uma compreensão tanto qualitativa como quantitativa do processo de combustão é de fato muito importante para o desenho racional de uma caldeira.

Para que de fato uma combustão seja dada como completa, nos procedimentos experimentais, costuma-se utilizar ar em excesso em relação ao valor estequiométrico de ar atmosférico para a reação. Dessa forma, garante-se que todo o combustível é queimado, oxidado, e a combustão é completa, com rendimento energético maior, com menor custo de operação. O oxigênio puro é usado em situações críticas como corte ou soldagem, ou quando se necessita de um alto potencial comburente, como é o caso do comburente para ônibus espaciais que utilizam oxigênio líquido.

A produção de óxidos de nitrogênio durante uma combustão com ar atmosférico não é desejada, pois são altamente poluentes. Para que isso não ocorra o controle da temperatura de combustão é fundamental. A altas temperaturas, começam a se formar os óxidos de nitrogênio precedentes do ar; já a temperaturas mais brandas, o nitrogênio é inerte na reação de combustão.

O ar atmosférico, para a modelagem matemática de uma combustão, baseia-se em uma estequiometria de 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio em base molar de acordo com Moran e Shapiro (2006). Contudo se o ar utilizado for úmido o vapor d'água presente neste ar deve ser considerado nos cálculos, e a estequiometria acima já não é mais válida. Assim, para se descobrir a composição estequiométrica de um ar úmido, realiza-se uma análise imediata que gera a composição em base mássica.

Toda combustão é a reação de um combustível, substância inflamável, com um comburente, agente oxidante. A mistura de ar e combustível é muito importante para se obter a relação almejada dos dois reagentes. A razão ar-combustível é a relação de proporcionalidade mássica, molar ou volumétrica entre o ar atmosférico e o combustível a ser queimado.

O cálculo para queimadores a gás equivale-se ao cálculo para a combustão, já que nos queimadores a gás ocorre o fenômeno da combustão. Os cálculos baseiam-se em Moran e Shapiro (2006).

A razão ar-combustível, AC, é dada da seguinte maneira, segundo Moran e Shapiro (2006):

$$AC = \frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de combustível}} = \frac{\text{mols de ar} \times M_{ar}}{\text{mols de combustível} \times M_{comb}} = \frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de combustível}} \left(\frac{M_{ar}}{M_{comb}} \right) \quad (2.1)$$

onde:

M_{ar} = massa molar de ar

M_{comb} = massa molar de combustível

Outro conceito aplicado à combustão é o ar teórico. Ar teórico é a quantidade mínima de ar para que ocorra uma combustão completa, sem a geração de oxigênio nos produtos. Geralmente, o ar fornecido para a combustão é dado em percentual de ar teórico. Assim sendo, 135% de ar teórico significa que se têm 35% de ar em excesso, e 75% de ar teórico significa que se têm 25% de deficiência de ar.

O primeiro passo a ser dado para o projeto de um combustor são os cálculos estequiométricos e a razão ar-combustível. O segundo passo é a avaliação da entalpia do sistema reagente.

Para sistemas reagentes, como é o caso de uma reação de combustão, deve-se estabelecer um estado de referência padrão. É definido pela CNTP (Condições normais de temperatura e pressão) como estado-padrão a temperatura de 298,15 K (25°C) e pressão de 1 atm. Embora a União Internacional de Química Pura e Aplicada, IUPAC (*International Union of Pure and Applied Chemistry*), recomende a pressão de 1 bar, a escolha da referência da CNTP não resulta em qualquer ambiguidade ou diferença.

A partir do estado de referência é possível calcular a entalpia de formação dos compostos. A entalpia de formação (\bar{h}_f^o) é a energia liberada ou absorvida quando o composto é formado a partir de seus elementos, estando o composto e os elementos a temperatura e pressão padrões. As entalpias de formação da maioria dos compostos existentes hoje estão tabeladas. Formas estáveis de substâncias têm as suas entalpias de formação consideradas zero, por definição. Por exemplo, H₂, O₂, N₂ têm entalpia de formação igual a zero.

De acordo com Moran e Shapiro (2006), para se calcular a entalpia específica de um determinado composto em qualquer estado que não seja o estado-padrão, a seguinte equação é válida:

$$\bar{h} = \bar{h}_f^o + \Delta\bar{h} = \bar{h}_f^o + [\bar{h}(T, P) - \bar{h}(T_{ref}, P_{ref})] \quad (2.2)$$

onde:

\bar{h} = entalpia no estado não-padrão

$\bar{h}(T, P)$ = entalpia na temperatura T e pressão P

\bar{h}_f^o = entalpia de formação padrão

$\Delta\bar{h}$ = variação de entalpia

$\bar{h}(T_{ref}, P_{ref})$ = entalpia no estado de referência

Toda combustão é uma reação exotérmica, ou seja, libera calor. Para dimensionar a quantidade de calor liberada em um sistema reagente de combustão, aplica-se a lei de conservação da energia da seguinte forma:

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_c} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_c} = \bar{h}_p - \bar{h}_R \quad (2.3)$$

onde:

\dot{Q}_{vc} = taxa de calor no volume de controle

\dot{W}_{vc} = potência de trabalho no volume de controle

\dot{n}_c = taxa molar de combustível

\bar{h}_p = entalpia dos produtos da combustão

\bar{h}_R = entalpia dos reagentes da combustão

Ou ainda:

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_c} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_c} = \sum_P n_{out} (\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h})_{out} - \sum_R n_{in} (\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h})_{in} \quad (2.4)$$

onde:

P = produtos

out = saída

R = reagentes

in = entrada

n = moles

O poder calorífico de um combustível é um valor igual ao módulo da entalpia de combustão. O poder calorífico superior (PCS) é obtido quando toda a água formada por combustão é um líquido. O poder calorífico inferior (PCI) é obtido quando toda a água formada por combustão é vapor. Conforme Moran e Shapiro (2006), o valor do poder calorífico superior excede o valor do poder calorífico inferior pela energia que seria necessária para vaporizar o líquido formado.

Com efeitos desprezíveis de energias potencial e cinética, e trabalho ausente, a energia liberada na combustão é transferida do combustor somente de duas formas. Ou a energia é liberada na saída dos produtos de combustão, ou a energia é liberada pela transferência de calor para a vizinhança. Quanto menor for a transferência de calor, mais isolado termicamente será o combustor, e maior será a energia carregada com os produtos de combustão, e assim mais alta será a temperatura dos produtos.

Lembrando-se que sistemas reagentes adiabáticos não absorvem e nem liberam energia, isto é, a interação de calor é nula, possibilitando aos produtos atingirem uma temperatura máxima limite nesse tipo de sistema. O nome dado a essa temperatura é temperatura adiabática de chama ou temperatura de combustão adiabática.

O balanço de energia para um sistema adiabático fica da seguinte maneira:

$$0 = \bar{h}_P - \bar{h}_R \quad (2.5)$$

$$\bar{h}_P = \bar{h}_R \quad (2.6)$$

Ou ainda:

$$0 = \sum_P n_{out} (\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h})_{out} - \sum_R n_{in} (\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h})_{in} \quad (2.7)$$

$$\sum_P n_{out} (\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h})_{out} = \sum_R n_{in} (\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h})_{in} \quad (2.8)$$

$$\sum_P n_{out} \bar{h}_{out} = \sum_R n_{in} \bar{h}_{in} \quad (2.9)$$

A determinação da temperatura adiabática de chama necessita de iterações com as entalpias tabeladas dos produtos. Admite-se uma temperatura de saída dos produtos, a fim de se calcular a entalpia de entrada dos reagentes a uma determinada temperatura. A iteração cessa no momento em que os valores de entalpia de entrada e de saída se igualam ou os valores aproximam-se satisfatoriamente. Quando isso ocorre, tem-se a temperatura correlacionada às entalpias calculadas.

Para um determinado combustível e para uma temperatura e pressão especificadas dos reagentes, a temperatura adiabática de chama máxima ocorre para a combustão completa com a quantidade de ar teórico. Segundo Moran e Shapiro (2006), o valor medido da temperatura dos produtos de combustível pode ser, porém, várias centenas de graus abaixo da temperatura adiabática de chama máxima calculada, por várias razões:

- Uma vez que uma quantidade de oxigênio adequada tenha sido suprida para permitir a combustão completa, o fornecimento de uma quantidade de ar adicional dilui os produtos da combustão, baixando sua temperatura;
- A combustão incompleta também tende a reduzir a temperatura dos produtos, e a combustão é raramente completa;
- As perdas de calor podem ser reduzidas mas não totalmente eliminadas;
- Em consequência das altas temperaturas alcançadas, alguns dos produtos de combustão podem dissociar-se. As reações de dissociação endotérmicas baixam a temperatura dos produtos.

2.3. Transferência de Calor Gás-Sólido

A utilização de leito fluidizado borbulhante tem boa aplicação nos estudos que envolvem a obtenção de altas taxas de transferência de calor. É importante diferenciar

a transferência de calor em leito fluidizado da combustão em leito fluidizado: a grande diferença está na função desempenhada pelo sólido particulado.

Na combustão em leito fluidizado, o sólido particulado é um combustível, isto é, está susceptível a entrar em combustão pelo aumento de temperatura e de sua mistura com o comburente. Já na transferência de calor em leito fluidizado, o sólido particulado é somente um veículo para a transferência de energia, podendo dessa forma ser aquecido ou resfriado, mantendo-se inerte e sem alteração das suas características. Assim, a semelhança entre os dois casos consiste unicamente na troca térmica entre o material e o sistema à que ele está disposto.

Para Howard (1989), uma ação borbulhante no leito fluidizado promove boa mistura das partículas, contribuindo para homogeneizar a temperatura do leito, e assim, otimizar a transferência de calor.

Várias correlações matemáticas foram propostas para a previsão do coeficiente de transferência de calor gás-partícula, entre essas, pode-se citar a de Coulson e Richardson (1968), que é bastante utilizada:

$$\frac{h_{gp}d_p}{k_g} = 0,11 Re_p^{1,28} \quad (2.10)$$

onde:

h_{gp} = coeficiente de transferência de calor gás-sólido

d_p = diâmetro médio da partícula

k_g = condutividade térmica do gás

Re_p = Número de Reynolds para a partícula

A correlação de Kunii e Levenspiel (1969), para previsão do coeficiente de transferência de calor gás-partícula:

$$\frac{h_{gp}d_p}{k_g} = 0,3 Re_p^{1,3} \quad (2.11)$$

2.4. Recuperadores de Calor com Leito Fluidizado

Recuperadores de calor com leito fluidizado são equipamentos que promovem o contato direto entre as correntes fria e quente, neste caso, entre o material sólido particulado e o gás de fluidização, sendo possível a inserção de uma terceira corrente visando um maior aproveitamento da energia térmica disponível no sistema. Essa terceira corrente está em contato indireto com o meio bifásico gás-sólido, localizada nas paredes ou em tubos imersos no leito.

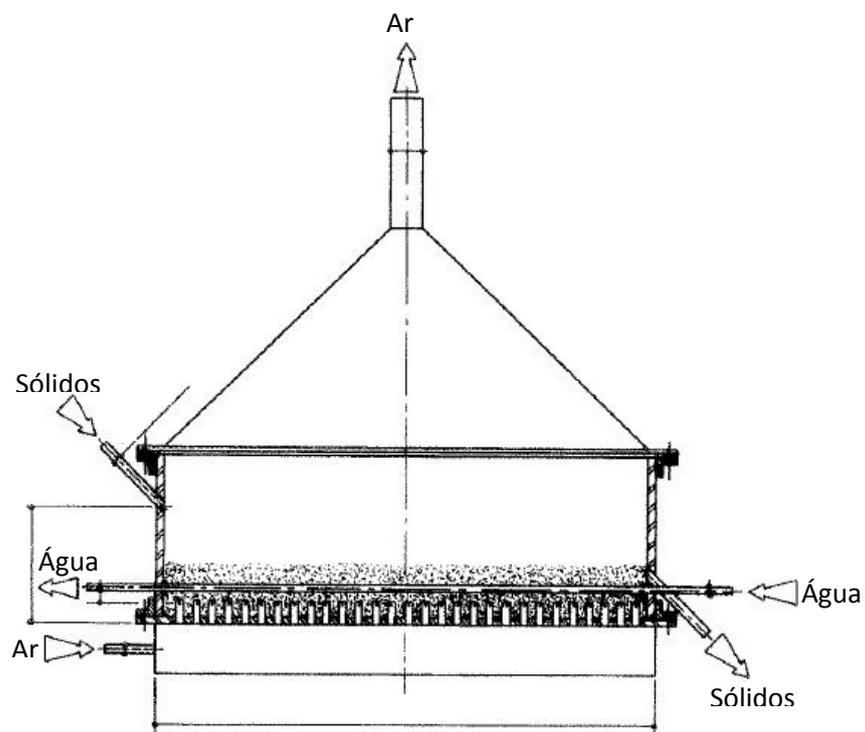


Figura 07 – Esquema de um recuperador de calor com correntes direta (ar-sólido) e indireta (água-sólido). Fonte: Parise, 2000, p. 37.

Pesquisas desenvolvidas por Vreedenberg (1957), McGaw (1975), Grewal e Saxena (1980), entre outros, em busca de correlações para a previsão da transferência de calor nesses sistemas já foram amplamente divulgadas, porém há uma carência em trabalhos que focam no aproveitamento da energia, muitas vezes descartada, contida nos resíduos sólidos particulados.

A transferência de calor entre um leito fluidizado e um tubo horizontal imerso foi estudada por Vreedenberg (1957), onde se buscou medir os coeficientes de troca térmica do leito fluidizado para as superfícies imersas resfriadas. Nesse trabalho foi

estudada a relação entre diferentes variáveis e quais os seus efeitos sobre o sistema, sendo estas: temperatura do leito, velocidade do gás de fluidização, diâmetro e densidade da partícula e diâmetro do tubo imerso. Outra variável importante, o diâmetro do leito, permaneceu-se constante, com 0,565 m nos experimentos.

O estudo tinha como objetivo a elaboração de correlações para os diferentes grupos de partículas, classificadas por Vreedenberg como leves e finas ou pesadas e grossas, uma vez que apresentam comportamentos diferentes, principalmente em relação à passagem do gás de fluidização pelo leito dessas partículas, como relatado pelo autor.

Como resultados de sua pesquisa, Vreedenberg propôs as seguintes correlações para prever o coeficiente de transferência de calor gás-partícula para partículas finas e partículas pesadas respectivamente:

$$Nu_{gp} = 0,66 \left[\left(\frac{GD_t \rho_s (1-\varepsilon)}{\rho_f \mu_L \varepsilon} \right) \right]^{0,44} Pr^{0,3} \quad (2.12)$$

$$Nu_{gp} = 420 \left[\left(\frac{GD_t \rho_s}{\rho_f \mu_L} \right) \left(\frac{\mu_L^2}{d_p^3 \rho_s^2 g} \right) \right]^{0,3} Pr^{0,3} \quad (2.13)$$

onde:

G = velocidade mássica do gás de fluidização [$\text{kg/m}^2.\text{s}$]

D_t = diâmetro externo do tubo [m]

ρ_s = densidade das partículas [kg/m^3]

ε = porosidade do leito

ρ_f = densidade do fluido [kg/m^3]

μ_L = viscosidade dinâmica do gás na temperatura do leito [kg/s.m]

d_p = diâmetro médio das partículas [mm]

g = aceleração gravitacional [m/s^2]

Pr = Número de Prandtl

Um trocador de calor com leito fluidizado raso e superfícies de aquecimento imersas foi estudado por Elliot (1975), que recomendou sua utilização devido à grande

vantagem de não permitir a formação de bolhas, que reduzem a eficiência da transferência de calor. Ali e Broughton (1977) também escreveram sobre o potencial de utilização de leito fluidizados raso como trocadores de calor e compararam as suas características às de leitos fluidizados profundos, avaliando os seguintes parâmetros: queda de pressão no leito e na placa distribuidora, TDH, expansão do leito, coeficiente de transferência de calor sólido-parede, diâmetro do tubo imerso, quantidade de tubos, entre outros.

McGaw (1975) construiu um leito fluidizado raso em escala laboratorial para investigar sua teoria proposta para o sistema, uma vez que o autor considerava as teorias já existentes insatisfatórias para explicar o comportamento da transferência de calor gás-partícula. Para isso, foram realizados testes onde houve a variação de diâmetro da partícula, profundidade do leito, velocidade de fluidização e vazão mássica de sólidos e ar de fluidização. Após realizada as análises, a correlação obtida pelo autor para previsão do coeficiente de transferência de calor foi a seguinte:

$$\frac{hd_p}{k_g} = 0,353 \left(\frac{\rho_g u d_p}{\mu_g} \right)^{0,9} \left(\frac{d_p}{Z_T} \right)^{0,47} \left(\frac{d_p}{P} \right)^{0,19} \left(\frac{d_p}{D} \right)^{-0,19} \quad (2.14)$$

onde:

h = coeficiente transferência de calor gás-partícula [W/m².K]

d_p = diâmetro da partícula [mm]

k_g = condutividade térmica do gás [W/m.K]

ρ_g = densidade do gás [kg/m³]

u = velocidade superficial do gás de fluidização [m/s]

μ_g = viscosidade dinâmica do gás [kg/s.m]

Z_T = profundidade do leito fluidizado [cm]

P = distância entre orifícios da placa distribuidora [mm]

D = diâmetro do orifício da placa distribuidora [mm]

Percebe-se através desses trabalhos que os leitos fluidizados têm sido muito utilizados como trocadores de calor por apresentarem altos coeficientes de transferência térmica para superfícies imersas e de manter a temperatura uniforme entre as fases. Deste modo, possui uma alta capacidade de recuperação de calor e

de reaproveitamento de energia. Por apresentar propriedades térmicas singulares, o emprego de leitos fluidizados rasos apresenta-se como uma boa alternativa para tecnologia de fluidização aplicada a processos de transferência de calor, e por isso pesquisadores buscam esclarecer completamente o seu comportamento fluidodinâmico.

Nesse contexto, Suo (1976) iniciou seu trabalho analisando o cenário energético da época e enfatizou sobre a utilização de leitos fluidizados nos processos de recuperação de energia, visto que o emprego de trocadores de calor comuns para este propósito estava se tornando um grande problema por apresentar um alto custo de construção, as dimensões dos equipamentos estavam muito grandes e os projetos não estavam conseguindo suprir as exigências térmicas dos processos.

O autor determinou em sua pesquisa as diferenças dos métodos de cálculo entre trocadores de calor com leitos fluidizados e trocadores de calor de geometria “padrão” e apresentou as equações da forma mais adequada para os dois tipos de construção, e as soluções foram expressas sob a forma gráfica.

Grewal e Saxena (1980) realizaram uma revisão bibliográfica sobre o estudo das correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor entre o tubo imerso no leito e a mistura bifásica e a partir disso fizeram novos experimentos para formular uma nova correlação capaz de expressar de forma mais adequada o comportamento térmico do sistema. Estas correlações são usadas para prever a área de transferência de calor, área da seção transversal do leito, queda de pressão do leito, temperaturas finais das correntes do processo e potência necessária para operação do sistema.

Os autores fizeram uma análise crítica de cada correlação já existente na época abordando os pontos positivos e negativos de cada uma e fazendo a comparação, por meio de gráficos, com a correlação obtida através de seus experimentos. A Tabela 01 demonstra as correlações que existiam na literatura anteriores ao trabalho de Grewal e Saxena.

Tabela 01 – Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor disponíveis.

| Referência | Correlações |
|---------------------------|--|
| Vreedenberg | $Nu_{gp} = 420 \left[\left(\frac{GD_t \rho_s}{\rho_f \mu_L} \right) \left(\frac{\mu_L^2}{d_p^3 \rho_s^2 g} \right) \right]^{0,3} Pr^{0,3}$ |
| Andeen and Glicksman | $Nu_{gp} = 900(1 - \varepsilon) \left[\left(\frac{GD_t \rho_s}{\rho_f \mu_L} \right) \left(\frac{\mu_L^2}{d_p^3 \rho_s^2 g} \right) \right]^{0,326} Pr^{0,3}$ |
| Petrie <i>et al.</i> | $Nu_{gp} = 14 \left(\frac{G}{G_{mf}} \right)^{1/3} Pr^{1/3} \left(\frac{D_t}{d_p} \right)^{2/3}$ |
| Ainshtein | $Nu_{gp} = 5,76(1 - \varepsilon) \left(\frac{G d_p}{\mu_L \varepsilon} \right)^{0,34} Pr^{0,33} \left(\frac{H_L}{D_L} \right)^{0,16} \left(\frac{D_t}{d_p} \right)$ |
| Gelperin <i>et al.</i> | $Nu_{gp} = 4,38 \left[\frac{1}{6(1 - \varepsilon)} \left(\frac{G d_p}{\mu_L} \right) \right]^{0,32} \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right) \left(\frac{D_t}{d_p} \right)$ |
| Genetti <i>et al.</i> | $Nu_{gp} = \frac{11(1 - \varepsilon)^{0,5}}{1 + \left[\frac{0,2512}{\left(\frac{G d_p}{\mu_L} \right)^{0,24} (d_p/0,000203)^2} \right]^2} \left(\frac{D_t}{d_p} \right)$ |
| Ternovskaya and Korenberg | $Nu_{gp} = 2,9 \left[\left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right) \left(\frac{G d_p}{\mu_L} \right) \right]^{0,4} Pr^{0,33} \left(\frac{D_t}{d_p} \right)$ |

Fonte: Grewal e Saxena, 1980, p. 1506.

Os autores propuseram uma nova correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, h_{gp} , onde foram investigadas variáveis de diferentes tipos de materiais, relacionando o diâmetro e densidade de partícula, velocidade de fluidização, o tamanho e o diâmetro do tubo imerso, profundidade do leito, fluxo de calor além de avaliar o tipo da placa distribuidora sobre o sistema. A correlação obtida por Grewal e Saxena está descrita a seguir:

$$Nu_{gp} = 47(1 - \varepsilon) \left(\frac{GD_T \rho_s}{\rho_g \cdot \mu_g} \frac{\mu_g^2}{d_p^3 \rho_s^2 g} \right)^{0,325} \left(\frac{\rho_s C_{ps} D_T^{3/2} g^{1/2}}{k_g} \right)^{0,23} Pr^{0,30} \quad (2.15)$$

onde:

ε = porosidade do leito

D_T = diâmetro externo do tubo [m]

ρ_s = densidade das partículas [kg/m³]

ρ_g = densidade do fluido [kg/m³]

μ_L = viscosidade dinâmica do gás de fluidização [kg/s.m]

d_p = diâmetro médio das partículas [mm]

g = aceleração gravitacional [m/s²]

C_{ps} = calor específico de partículas sólidas [kJ/kg.K]

k_g = condutividade térmica ar [W/m.K]

Pr = Número de Prandtl

Brookes e Reay (1980) descreveram em detalhe os vários tipos de equipamentos para recuperação de calor existentes na época. Os autores focaram seus estudos nos aspectos que mais influenciam na seleção de um equipamento e os principais tipos disponíveis, com temperatura de operação de no máximo 400°C, assim como suas características individuais.

Considerando as características dos trocadores de calor com leito fluidizado, foram analisadas a geometria compacta, a alta taxa de transferência de calor, capacidade de operar com correntes a temperaturas muito distintas e a fácil manutenção. A falta de exemplos industriais e dificuldade de compreensão foram apontados pelos autores como limitações para esse regime.

Abubakar e Tarasuk (1983) estudaram a influência da altura do leito, H_L , e da vazão de gás, \dot{m}_g , sobre a transferência de calor entre um leito fluidizado raso e um tubo horizontal imerso aquecido eletricamente, em condições de regime permanente. Verificaram, utilizando partículas de carvão com 165 e 480 mm de diâmetro, que a altura do leito, a distância entre o tubo imerso e a placa distribuidora, e a velocidade superficial do gás são parâmetros que influenciam o coeficiente de transferência de calor mistura-parede. Esse trabalho resultou em uma correlação para previsão de H_L :

$$\frac{H_L \cdot d_t}{k_g} = 1135(1 - \varepsilon) Pr^{0,3} \left(\frac{Re_t}{Ar} \right)^{0,776} \left(\frac{L_t}{L_f} \right)^{0,145} \quad (2.16)$$

onde:

$$Re_t = \frac{\rho_g u_0 d_t}{\mu_g} \quad (2.17)$$

e $\frac{L_t}{L_f}$ é a razão entre a altura do tubo em relação à placa distribuidora e a altura total do leito.

Vedamurthy et al. (1990) pesquisaram modelos computacionais tendo como base dados experimentais existentes na literatura, relacionando coeficiente de transferência de calor, fluxo mássico do gás, diâmetro do tubo, natureza da partícula e passo relativo. Os resultados obtidos pelos autores provaram que a geração dos projetos de leitos fluidizados a partir da utilização de modelos computacionais podem ser eficientes, isto é, ajudam a otimização para a geração da geometria e também nos cálculos da potência exigida pelo sistema.

Caputo, Cardarelli e Pelagagge (1994) verificaram a contribuição de diferentes parâmetros no comportamento de um sistema de recuperação de calor com leito fluidizado gás-sólido operando em regime transiente. O estudo foi realizado em uma planta de alimentação de alto forno, composta essencialmente por dois leitos fluidodinâmicos: o leito de sinterização e o leito de resfriamento, conforme mostrado na Figura 08.

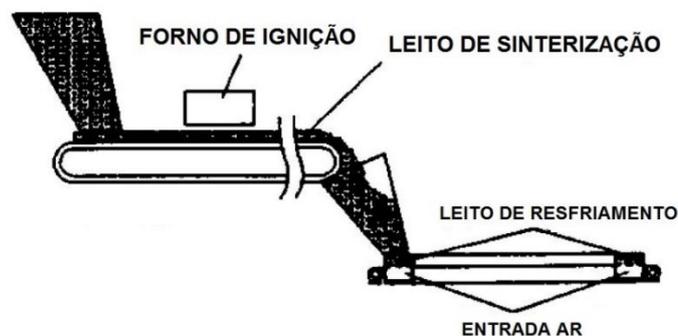


Figura 08 – Sistema de recuperação de calor.
Fonte: Caputo et al., 1994, p. 90.

Uma mistura de minério de ferro, coque e alguns aditivos foi usada como matéria-prima para alimentar o leito de sinterização. O forno de ignição provoca a combustão das camadas superiores da matéria-prima. A combustão se propaga em direção às camadas subjacentes, até o fundo do leito de sinterização ser atingido. O material sinterizado, no final do leito aparece como um sólido contínuo, poroso e permeável com temperaturas muito variadas entre as camadas. O material chegou ao leito de resfriamento sob diferentes formas e granulometrias e dessa forma a fração

de espaços vazios do leito de resfriamento foi estimado como sendo 0,4, a densidade do material de 2700 kg/m³ e a densidade do leito de 1600 kg/m³.

O objetivo principal da pesquisa era o desenvolvimento de uma metodologia para otimização do processo de recuperação de calor, visando alcançar um processo mais econômico, através da utilização de um leito fluidizado operando em condições transientes. Dessa forma, o comportamento térmico do sistema de resfriamento, e conseqüentemente a capacidade de recuperação de energia, pôde ser caracterizado e o comportamento do sistema avaliado a partir do estudo de diferentes projetos de construção e condições de operação do leito.

Os parâmetros analisados a serem otimizados foram: a vazão mássica e temperatura de entrada no leito de sinterização, a vazão mássica e temperatura do ar de entrada no leito de resfriamento e a geometria do sistema. Portanto, a pesquisa contribuiu para a implementação de um novo modelo capaz de representar toda a planta de recuperação de calor além de observar o comportamento da transferência de calor ao longo de todo processo. Deste modo, a avaliação da recuperação efetiva do calor e, por conseguinte, as vantagens econômicas que possam ser alcançadas, será possível.

Rodriguez (1998), verificou a influência da variação do diâmetro de partícula, d_p , descarga de sólidos, \dot{m}_s , e de gás, \dot{m}_g , sobre o coeficiente de transferência de calor suspensão-parede, em trocador de calor com leito fluidizado raso contendo tubos horizontais imersos, em condições de regime estacionário. O material sólido utilizado foi areia com diâmetro médio de partículas de 254 a 385 μm tendo sido previamente aquecida através da combustão de gás liquefeito de petróleo (GLP) em leito fluidizado até, aproximadamente, 850°C. O sólido quente era alimentado de forma contínua no trocador de calor onde foi fluidizado com ar entrando à temperatura ambiente.

A altura do leito fluidizado foi mantida em 80 mm e a relação (u_o/u_{mf}) na faixa de 1,2 a 3,2. Os tubos, dispostos em arranjo triangular e com diâmetro externo de 6,5 mm, foram resfriados com água escoando em contracorrente em relação ao escoamento do material sólido. Foram medidas as temperaturas de entrada e saída da água e do gás e as temperaturas do leito ao longo do comprimento do trocador de calor para a determinação de h_L .

O autor observou um perfil assintótico da temperatura do leito ao longo do comprimento, apresentando variações acentuadas na região próxima à entrada de

sólidos. Também verificou-se que o coeficiente de transferência de calor diminuiu ao longo do trajeto percorrido pelos sólidos ao longo do trocador, diminuindo também com o aumento do diâmetro das partículas. Segundo Rodriguez, isto ocorreu devido ao fato de menores partículas apresentarem maior área superficial por unidade de volume de leite, ($m^2_{\text{superfície}}/m^3_{\text{leite}}$), aumentando dessa forma a eficiência na troca térmica com a superfície. Além disso, foi observado um aumento no valor do coeficiente de transferência de calor com a elevação das descargas de gás e sólidos.

Esse aumento da vazão em uma dessas correntes, concluiu o autor, provocou um incremento da componente horizontal da velocidade dos sólidos, resultando na elevação do coeficiente de transferência de calor suspensão-parede do tubo.

Parise (2000) realizou o estudo do resfriamento de partículas sólidas através do sistema experimental de recuperação de calor, esquematizado na Figura 09, consistindo de três componentes principais: silo para armazenagem do sólido particulado; combustor para aquecimento do sólido e trocador de calor com leite fluidizado onde o sólido era resfriado através da passagem de água fria em tubo imerso no leite. A passagem do sólido para a câmara de combustão foi feita por meio de uma válvula pneumática de alimentação operada a partir do controle de vazão de ar injetado na válvula. A descarga dos sólidos quentes que deixa o combustor em direção ao trocador de calor foi controlada através de uma válvula cônica com resfriamento interno. Os sólidos quentes, provenientes do combustor, alimentavam e percorriam o trocador de calor com leite fluidizado raso sendo coletados em um reservatório de sólidos colocado sob a tubulação de saída de sólidos do trocador.

A câmara de combustão e a válvula pneumática foram alimentadas com ar proveniente de dois ventiladores centrífugos, Marelli, de 5 cv, 5,94 m³/min, 500 mmca e 7,5 cv, 10 m³/min, 788 mmca, dispostos em série e suas vazões volumétricas foram medidas através de rotâmetros. O trocador de calor foi alimentado separadamente com ar impulsionado por um compressor radial Elan tipo CRE 01, de 0,5 cv, 1,0 m³/min e 1000 mmca. A descarga de sólidos que alimentava o combustor e o trocador de calor foi controlada por cronômetros e balanças eletrônicas com precisão de 100 g e 20 g, respectivamente. A descarga de água que alimentava o trocador de calor foi medida através de tubo Venturi calibrado. A descarga de ar que alimentava o trocador de calor foi medida através de uma placa de orifício com diâmetro de orifício de 19,885 mm.

- 1 SILO
- 2 VÁLVULA DE ALIMENTAÇÃO PNEUMÁTICA
- 3 BALANÇAS
- 4 ROTÂMETROS
- 5 SOPRADORES
- 6 CÂMARA DE COMBUSTÃO
- 7 VÁLVULA CÔNICA
- 8 PLACA DE ORIFÍCIO
- 9 RESERVATÓRIO DE SÓLIDOS
- 10 VENTURI
- 11 TROCADOR DE CALOR
- 12 TERMOPARES
- 13 PLACA DE AQUISIÇÃO DE DADOS
- 14 MICROCOMPUTADOR

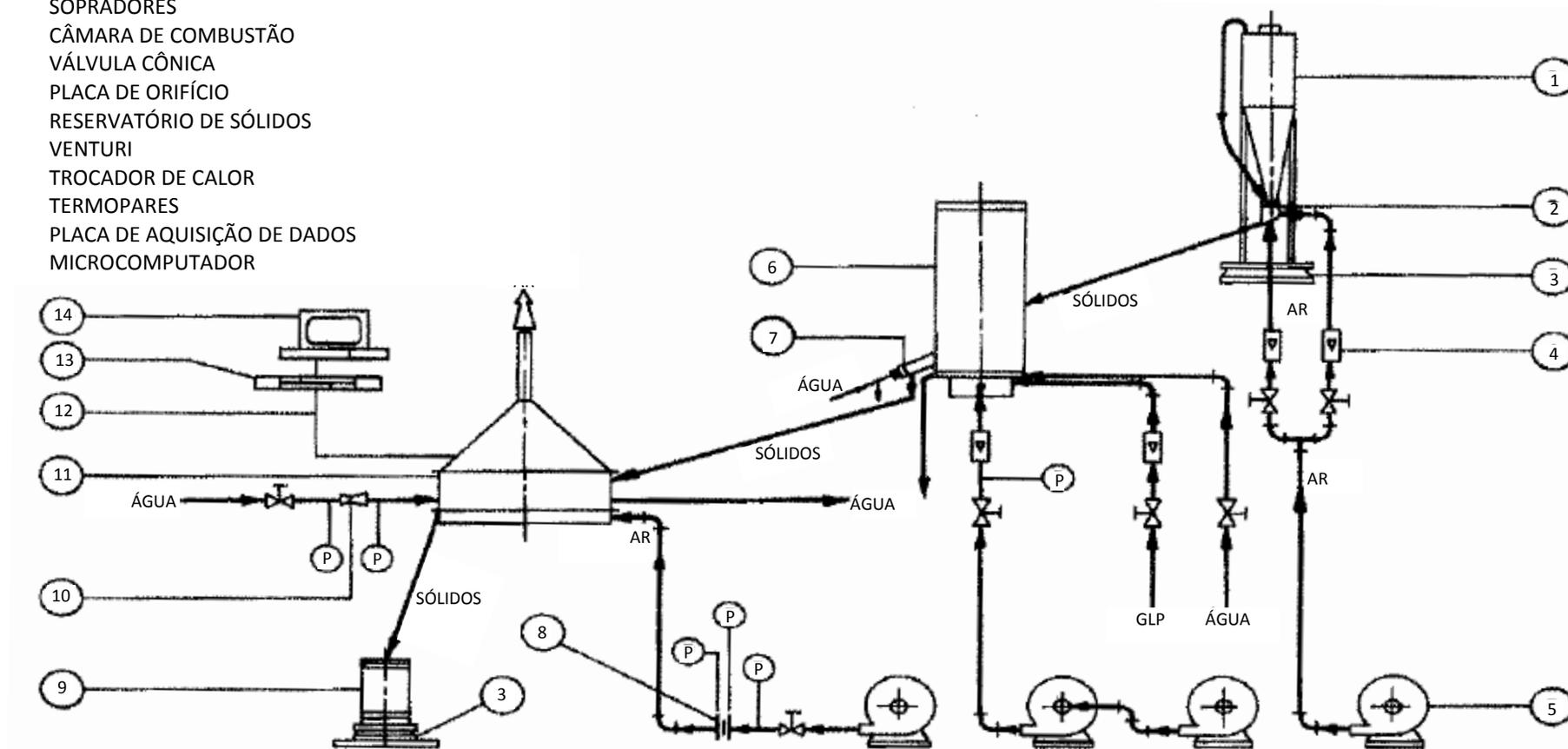


Figura 09 – Sistema experimental de recuperação de calor.
Fonte: Parise, 2000, p. 30.

Kim et al. (2002), realizaram uma pesquisa para verificar a influência das propriedades das bolhas e emulsão formadas durante o contato com uma superfície horizontal de troca térmica sobre os coeficientes de transferência de calor médio e local, h_{avg} e h_i respectivamente, em trocadores de calor com leito fluidizado. Nesse estudo, foi avaliado o efeito da variação da velocidade superficial do gás de fluidização, u_o , responsável pelas alterações das propriedades das bolhas e emulsão que estão relacionadas diretamente aos valores atingidos pelos coeficientes de transferência de calor. A altura do leito mantinha-se constante em 0,37 m para todas as condições experimentais.

O objetivo principal do experimento foi propor um modelo para previsão dos coeficientes médios de transferência de calor no leito fluidizado a partir da variação na velocidade do gás, de 0 a 0,20 m/s, e observar o comportamento das partículas no sistema em relação as características do leito e da emulsão formados ao redor do tubo aquecido, que tinha a temperatura controlada a partir da utilização de uma resistência no interior desse tubo.

O material sólido utilizado foi areia com diâmetro médio de 240 μm e densidade aparente de 2582 kg/m^3 e o experimento foi realizado em um trocador de calor com leito fluidizado, de seção retangular, feito de acrílico transparente com dimensões de 0,34 x 0,48 x 0,60 m com banco de tubos horizontais imersos, cada um com dimensões de 0,34 m comprimento x 25,4 mm diâmetro externo, dispostos em arranjo triangular com passo de 0,08 m. O esquema detalhado do sistema experimental é mostrado na Figura 10.

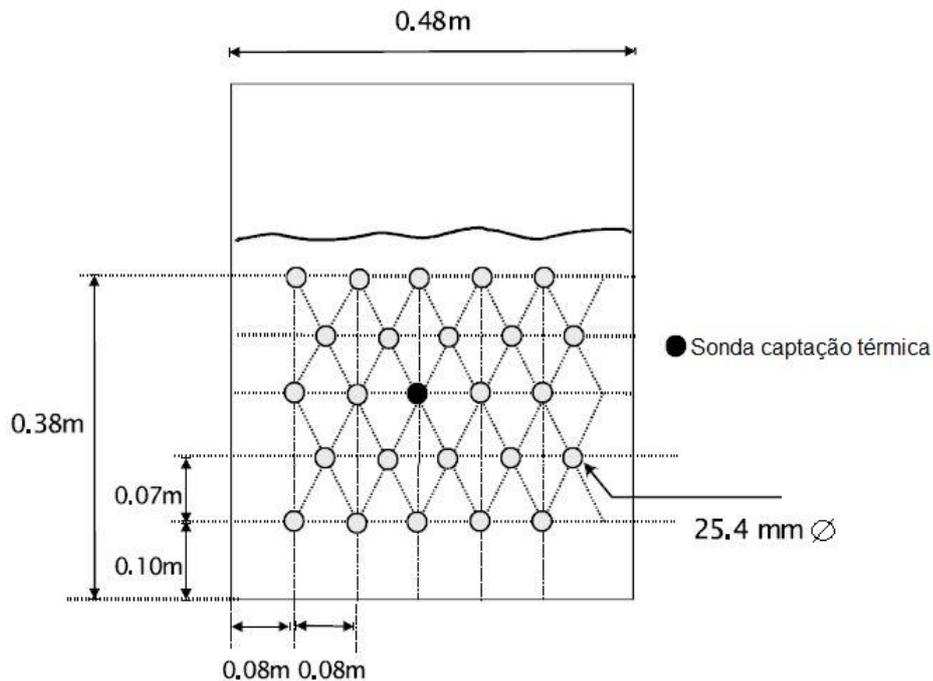


Figura 10 – Banco de tubos e sonda de captação térmica em leito fluidizado.
Fonte: Kim, 2002, p. 400.

A sonda de captação térmica é feita de uma haste de cobre, onde existe um espaço determinado para acomodar uma resistência elétrica, responsável pela geração de calor e, conseqüentemente, elevação da temperatura do tubo. Para minimizar as perdas de calor, a haste de cobre foi revestida com teflon. Pelo fato da temperatura do tubo ser maior do que a do leito, o processo de troca térmica é inverso do que normalmente acontece em um trocador de calor com leito fluidizado e portanto a transferência de calor acontece do tubo para o leito.

A temperatura do sistema foi controlada por um gerador de corrente contínua e, desta forma, o fluxo de calor era determinado através da medida da tensão (V) e da corrente (I) empregada no gerador. Para registrar os valores da temperatura dos tubos, 5 termopares foram instalados ao longo do diâmetro do tubo separados de um ângulo de 45° cada um como mostrado na Figura 11.

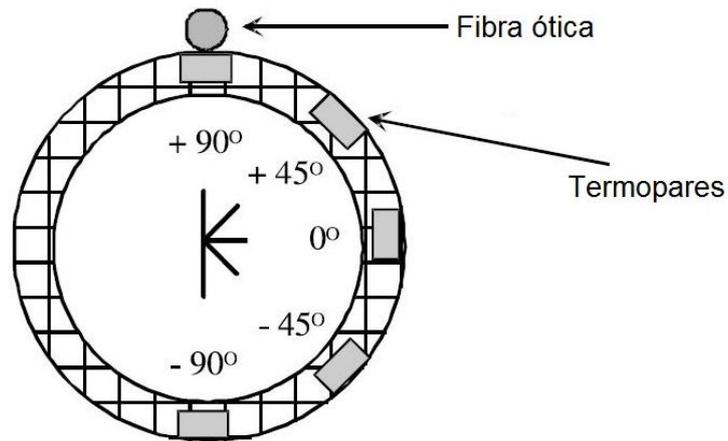


Figura 11 – Posição termopares no tubo.
Fonte: Kim, 2002, p. 401.

Os autores compararam os valores obtidos experimentalmente para o coeficiente de transferência de calor médio, h_{avg} , com correlações clássicas propostas na literatura e observaram que o modelo proposto por eles para previsão do valor de h_{avg} está de acordo e apresenta resultados semelhantes quando comparados às correlações mencionadas no trabalho. A equação apresentada por Kim e Ahn (2002) está representada a seguir:

$$h_{avg} = \frac{5}{8}h_{bottom} + \frac{3}{8}h_{top} \quad (2.18)$$

sendo:

$$h_{bottom} = (1 - \delta_b) \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{k_e \rho_e c_e} \frac{1}{\sqrt{t_e}} + \delta_b h_g \quad (2.19)$$

$$Nu_{top} = 47,56 Re^{0,43} Pr^{0,33} \left(D/d_p \right)^{-0,74} \left(C_{ps}/C_{pg} \right)^{-1,69} \quad (2.20)$$

e

h_{bottom} = coeficiente de transferência de calor na seção inferior do tubo [W/m².K]

h_{top} = coeficiente de transferência de calor na seção superior do tubo [W/m².K]

δ_b = fração de bolhas

k_e = condutividade térmica da fase de emulsão [W/m.K]

ρ_e = densidade da emulsão [kg/m³]

c_e = capacidade térmica da emulsão [J/kg.K]

t_e = tempo de contato médio da fase emulsão [s]

h_g = coeficiente de transferência de calor da fase bolha [W/m².K]

Nu_{top} = número de Nusselt na seção superior do tubo, hd_p/k_g

Os autores concluíram que o coeficiente de transferência de calor aumenta com o incremento da velocidade superficial do gás de fluidização até um valor máximo. O coeficiente local de transferência de calor exibiu um máximo valor na região de 0°, localizado na região central do tubo como mostrado pela Figura 10. A frequência de bolhas aumenta e o tempo de contato da emulsão diminui com o incremento na velocidade de gás.

A fração de bolhas exibiu maiores valores e um tempo de contato menor na parte inferior do tubo em relação à parte superior. O coeficiente de transferência de calor local aumenta com o incremento da frequência de bolhas e diminui com o tempo médio de contato com a fase de emulsão. O tempo médio de contato da fase de emulsão e a fração de bolhas foram correlacionadas com o número de Froude.

Outro trabalho sobre leito fluidizado raso foi realizado por Brzic et. al. (2005), que utilizaram ar como gás de fluidização e partículas sólidas de óxido de alumínio (Al₂O₃), com diâmetros médios de 1 mm e 1,8 mm e densidade de 1080 kg/m³, ambos pertencentes ao Grupo D de Geldart.

De acordo com os autores, o objetivo da pesquisa era investigar o comportamento fluidodinâmico dessas partículas sólidas “grosseiras”, em um leito fluidizado raso, uma vez que a literatura existente sobre esse tipo de partículas foi considerada limitada em comparação às pesquisas realizadas com partículas dos Grupos A e B de Geldart.

Foram observadas a influência de alguns fatores nos experimentos, entre eles a temperatura do sistema, que foi de 20 e 500°C e a velocidade superficial do gás de fluidização, que variou de 0 a 4,5 m/s. Para a determinação e o estudo do comportamento dos regimes de fluidização, os autores utilizaram método gráfico

clássico a partir da variação da queda de pressão em função da velocidade superficial do gás de fluidização como mostra a Figura 2 e análises de espectros de amplitude. Este último método consiste em traçar gráficos de Amplitude x Frequência, isto significa que, os dados experimentais são tratados nos domínios do tempo e frequência com o objetivo de avaliar, de forma qualitativa, as diferentes estruturas apresentadas pelo leito quando este passa pelos regimes de fluidização em estudo (Figura 12).

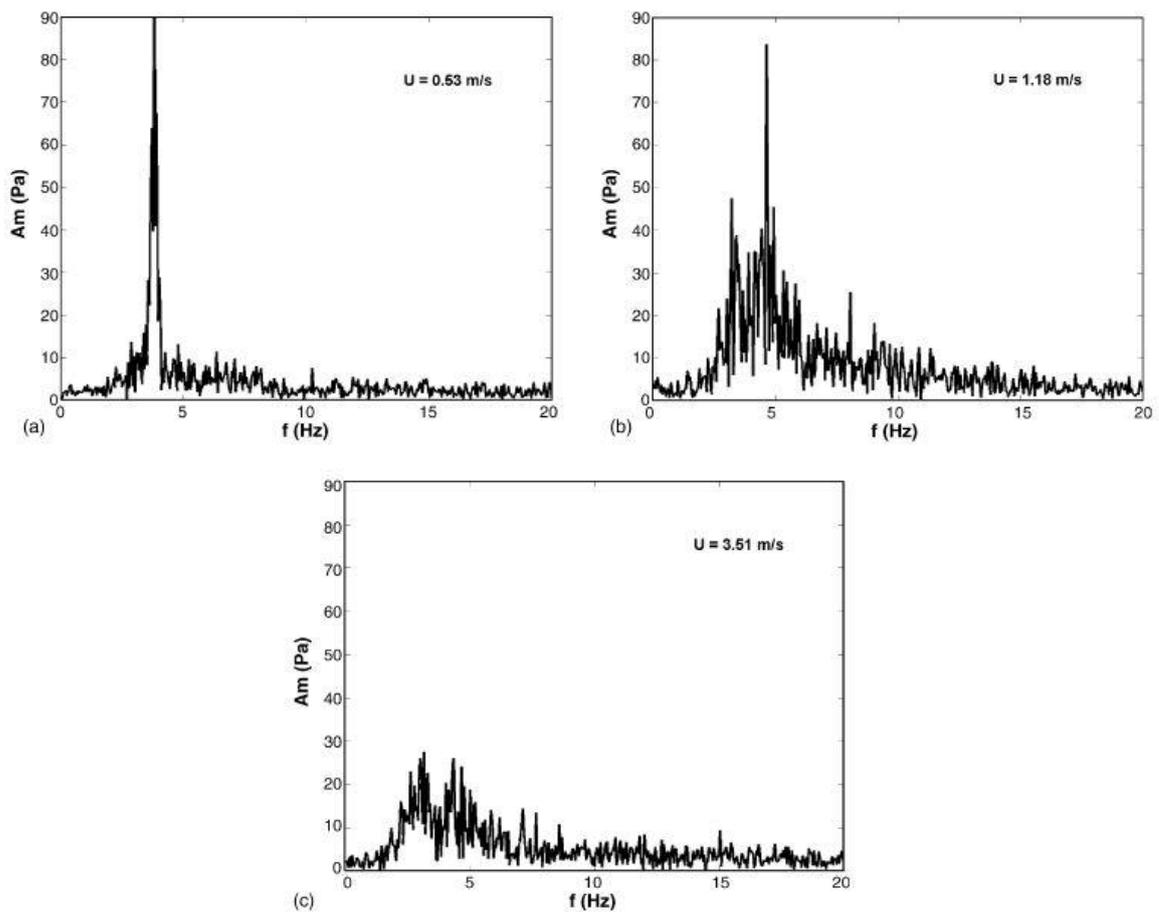


Figura 12 – Espectros de amplitude obtidos no leito com partículas de 1,8 mm e 500°C. a) leito em regime borbulhante; b) regime pistonado e c) regime turbulento
 Fonte: Brzic et al., 2005, p. 5.

Para a avaliação do sistema no domínio do tempo, é utilizado um tipo de gráfico demonstrado pela Figura 13.

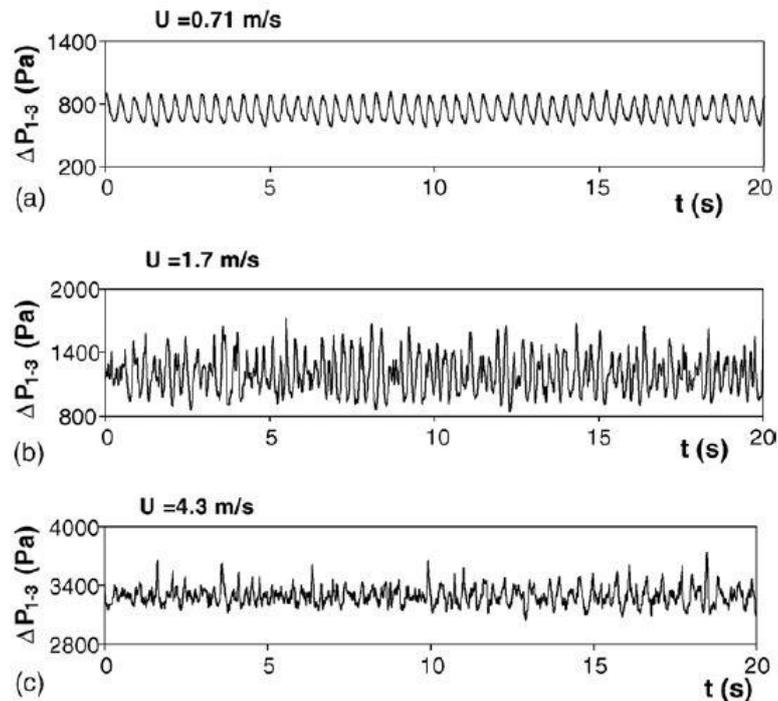


Figura 13 – Dados de queda de pressão medidos em função do tempo para os regimes: a) regime borbulhante, b) regime pistonado e c) regime turbulento

Fonte: Brzic et al., 2005, p. 4.

A construção desse tipo de gráfico é possível a partir da análise dos dados experimentais obtidos de queda de pressão (ΔP_{1-3}) em função do tempo (s), onde o prefixo 1-3 significa que os gráficos foram traçados para os regimes de fluidização 1 (regime borbulhante), 2 (regime pistonado) e 3 (regime turbulento) respectivamente. Dessa forma, os autores afirmam que, embora a observância das flutuações dos sinais de pressão sejam subjetivas, as diferenças em magnitude dessas flutuações e a aleatoriedade apresentada por elas, são óbvias. Uma breve discussão sobre as características fluidodinâmicas do leito sob cada regime de fluidização é realizada pelos autores a partir da comparação do comportamento observado na prática com os gráficos da Figura 13.

Como resultado das experiências realizadas, Brzic et al. (2005) chegaram à conclusão que as partículas de óxido de alumínio, quando imersos em leito fluidizado raso num intervalo de velocidades superficiais de 0-0,45 m/s, atravessam 3 regimes diferentes de fluidização com o aumento da velocidade superficial do gás de fluidização, sendo estes: regime borbulhante, regime pistonado e regime turbulento. Uma nova correlação foi proposta pelos autores para o cálculo da velocidade de transição (U_c), que representa a velocidade em que há transição do regime pistonado

para o regime turbulento, e esta foi comparada às correlações experimentais existentes na literatura. A correlação proposta neste trabalho foi a seguinte:

$$Re_c = 0,326Ar^{0,52} \quad 2 \times 10^3 < Ar < 2 \times 10^6 \quad (2.21)$$

onde:

$$Ar = \text{Número de Arquimedes}, \frac{gd_p^3(\rho_p - \rho_f)\rho_f}{\mu^2} \quad (2.22)$$

Izquierdo-Barrientos et al. (2013) estudaram a capacidade de armazenamento de energia de um leito fluidizado preenchido com partículas do compósito Rubitherm®-GR50 de pequeno diâmetro, $d_p=0,54$ mm, caracterizado como um material capaz de sofrer mudança de fase (*granular phase change material*, PCM). Ar foi usado como gás de fluidização e o objetivo do trabalho era avaliar o rendimento de um leito fluidizado contendo PCM como um sistema eficiente de armazenamento de energia no processo de aquecimento e de recuperação térmica na ausência de fornecimento de energia, sob condições estacionárias de operação.

Os autores compararam o desempenho entre a utilização do leito fluidizado de partículas PCM com o leito fixo e leito fluidizado contendo partículas de areia, ambos materiais pertencentes ao Grupo B de Geldart. Foram verificadas a influência da altura do leito a partir de 3 experimentos, variando de 100 a 300 mm, e da descarga de gás de fluidização no leito em 4 experimentos, variando de 375 a 625 L/min. O sistema experimental era composto por um tubo cilíndrico de aço inoxidável onde as partículas estavam inseridas, sendo 5 kg de Rubitherm®-GR50 e 9 kg de areia.

O ar quente a uma temperatura máxima de 65°C, enviado à coluna por um soprador e aquecido por resistências elétricas, era uniformemente distribuído através do leito, em sentido ascendente, ao passar por uma placa distribuidora contendo 300 furos com diâmetros de 2 mm. Abaixo da placa distribuidora encontrava-se uma fina tela para impedir que os sólidos caíssem no plenum. Todos os dados coletados relativos à temperatura e pressão eram conectados e enviados a um sistema de aquisição de dados para um monitoramento contínuo do procedimento experimental.

Izquierdo-Barrientos et al. (2013) chegaram à conclusão que partículas PCM são materiais alternativos para serem utilizados em sistemas fluidizados com objetivo

de aumentar a eficiência de armazenamento de energia do sistema na forma de calor latente. Através dos experimentos realizados no trabalho, observaram que o PCM apresentou um comportamento térmico bastante eficiente, tanto em presença de leito fixo quanto em leito fluidizado, proporcionando resultados equivalentes ou em alguns casos resultados superiores em comparação com as partículas de areia se tratando de recuperação de energia.

As análises da influência da altura do leito e da descarga de gás de fluidização demonstraram que o leito formado por partículas de PCM demora um pouco mais de tempo para alcançar uma temperatura estipulada em comparação à um leito formado por partículas de areia. Porém, os valores de eficiências obtidos são maiores e com o aumento na vazão de gás o tempo de equilíbrio térmico é reduzido consideravelmente.

3. METODOLOGIA

Neste tópico são apresentados a base metodológica e a sequência de cálculos utilizados para a realização dos projetos do trocador de calor com leito fluidizado raso, da placa distribuidora com orifícios, do aquecedor a gás, da placa distribuidora com bicos injetores (*tuyeres*) e do sistema de transporte pneumático para a recirculação de partículas para o interior do aquecedor.

3.1. Projeto Termo-Hidráulico do Sistemas de Recuperação de Calor

Neste tópico são apresentados os desenvolvimentos das metodologias de projeto para um trocador de calor com leito fluidizado raso com tubo imerso, de acordo com o trabalho realizado por Rodriguez (1998) e para a placa distribuidora de acordo com o Método de Kunii e Levenspiel (1991). O sistema de recuperação de calor de particulado quente pode ser dividido em duas partes principais: o trocador de calor propriamente dito e a placa distribuidora.

3.1.1. Metodologia para o projeto do trocador de calor

O projeto do trocador de calor envolve cálculos relativos à transferência de calor entre as três correntes (ar, sólidos e água), além da análise das perdas de carga envolvidas.

A metodologia de projeto para o trocador consiste basicamente nas seguintes etapas:

1. Especificação do trocador;
2. Geração de geometrias;
 - Definições preliminares;
 - Dimensionamento;
3. Verificação do trocador;
 - Verificação de parâmetros geométricos críticos;
 - Cálculo da carga térmica real (\dot{Q}_{r_s});
 - Cálculo da diferença média logarítmica de temperaturas real ($DMLT_r$);
 - Cálculo das perdas de pressão
 - Avaliação do desempenho;
4. Análise de otimização.

A especificação inclui dados do processo e do projeto mecânico e considerações sobre o material de fabricação mais adequado. Os dados de processo consistem de:

- Vazão, composição e fase dos fluidos;
- Temperatura de entrada e saída dos fluidos;
- Carga térmica;
- Propriedades térmicas dos fluidos;
- Pressões de operação;
- Perda de pressão aceitáveis;
- Outras informações que possam ser relevantes para processo.

3.1.2. Geração de geometria para o trocador de calor

A geração de geometrias pode ser subdividida em definições preliminares e dimensionamento.

- Definições preliminares

Visando a obtenção de um trocador de calor otimizado, busca-se a menor área de plataforma com uma respectiva baixa queda de pressão global, o que exige uma pequena profundidade do leito. Porém não próximo de um leito fluidizado muito raso ($H_L \leq 30$ mm), pois a transferência de calor poderia ser prejudicada pela possível não uniformidade (mistura) do leito.

Portanto, de acordo com Rodriguez (1998), para o resfriamento do particulado quente, a melhor opção converge para o uso do trocador de calor com leito fluidizado raso gás-sólido ($H_L \leq 100$ mm), com água escoando no interior de tubos imersos.

Para o dimensionamento do trocador de calor foram utilizadas as seguintes hipóteses:

1. Regime permanente;
2. Temperatura uniforme em cada seção vertical do leito;
3. Leito horizontalmente adiabático;
4. A temperatura média do leito, T_L , é a média aritmética entre a temperatura de entrada dos sólidos, T_{s_i} , e a temperatura de saída dos sólidos, T_{s_f} ;
5. A temperatura de saída do gás, T_{g_f} , é igual a temperatura média do leito;
6. A temperatura inicial do leito, para a etapa de geração de geometria, $T_{L_{id}}$, é admitida como sendo a média aritmética entre a temperatura de entrada dos sólidos e a temperatura de entrada do gás, T_{g_i} ;
7. A temperatura final do leito, T_{L_f} , é admitida como sendo a temperatura de saída dos sólidos;
8. O calor retirado pela água escoando nos tubos imersos representa 75% do calor perdido pelo material sólido no trocador.

- Dimensionamento

Tem por objetivo estimar a área de troca térmica, A , e da área de plataforma, S .

A área de plataforma pode ser estimada pela seguinte equação:

$$S = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g \cdot u_0} \quad (3.1)$$

onde \dot{m}_g é a vazão mássica do gás fluidizante (no caso ar), ρ_g é a densidade do gás na temperatura de entrada e u_0 é a velocidade superficial do gás.

A velocidade superficial do gás, u_0 , é admitida como sendo:

$$u_0 = 4 \cdot u_{mf} \quad (3.2)$$

Por sua vez, a velocidade de mínima fluidização, u_{mf} , é prevista através da equação de Ergun, com a aproximação clássica de Wen e Yu (1966):

$$u_{mf} = \frac{\mu_g}{d_p \rho_g} \left\{ \left[(33,7^2) + \frac{0,0408 \cdot d_p^3 \cdot \rho_g (\rho_s - \rho_g) \cdot g}{\mu_g^2} \right]^{1/2} - 33,7 \right\} \quad (3.3)$$

Todas as propriedades físicas da Equação 3.3 são calculadas à temperatura média do leito, T_L , que foi admitida anteriormente como sendo igual à temperatura de saída do gás fluidizante, T_{gf} , e calculada através da Equação 3.4:

$$T_L = \frac{T_{s_i} + T_{s_f}}{2} = T_{gf} \quad (3.4)$$

onde T_{s_i} e T_{s_f} referem-se as temperaturas do particulado sólido na entrada e saída respectivamente.

A descarga de gás, \dot{m}_g , é obtida através da seguinte relação:

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{Q}_{dg}}{c_g(T_{gf} - T_{gi})} \quad , \quad (3.5)$$

onde \dot{Q}_{dg} é a energia retirada do particulado sólido pelo gás fluidizante (valor que é estimado inicialmente) e c_g é o calor específico do gás.

Desprezando as perdas para o ambiente, o balanço de energia no trocador pode ser expresso pela Equação 3.6, permitindo a obtenção de \dot{Q}_{ds} :

$$\dot{Q}_{ds} = \dot{Q}_{da} + \dot{Q}_{dg} + \dot{Q}_{rad} \quad , \quad (3.6)$$

onde \dot{Q}_{da} representa a energia retirada pela água escoando no interior dos tubos imersos no leito (valor estimado inicialmente), \dot{Q}_{ds} é a taxa de calor que se deseja retirar do particulado quente e \dot{Q}_{rad} é o calor transferido pelo sólido particulado para os tubos por radiação, porém de acordo com Howard (1989), a radiação é desprezível para temperaturas do leito abaixo de 600°C e portanto será desconsiderada do cálculo, uma vez que o leito irá operar com temperaturas inferiores à 600°C. Dessa forma o balanço de energia representado pela Equação 3.6 torna-se:

$$\dot{Q}_{ds} = \dot{Q}_{da} + \dot{Q}_{dg} \quad (3.7)$$

Sendo assim:

$$\dot{Q}_{ds} = \dot{m}_s c_s (T_{si} - T_{sf}) \quad (3.8)$$

e

$$\dot{m}_s c_s (T_{si} - T_{sf}) = \dot{m}_a c_a (T_{af} - T_{ai}) + \dot{m}_g c_g (T_{gf} - T_{gi}) \quad , \quad (3.9)$$

onde T_{a_i} e T_{a_f} são, respectivamente, as temperaturas da água na entrada e saída do trocador, c_s é o calor específico do particulado sólido, c_a é o calor específico da água, \dot{m}_s é o fluxo mássico de particulado sólido e \dot{m}_a é o fluxo mássico de água no interior dos tubos.

Em função da hipótese número 8, a energia retirada pelo fluxo de ar, \dot{Q}_{d_g} , representa 25% da energia que se deseja retirar do particulado sólido, \dot{Q}_{d_s} , o que define a descarga de gás, \dot{m}_g . Portanto, através da Equação 3.1, pode-se obter a área da plataforma, S , do trocador.

A área de transferência de calor necessária para a energia destinada à água é obtida através da seguinte equação:

$$A = \frac{\dot{Q}_{d_a}}{U_d \cdot DMLT_d} \quad , \quad (3.10)$$

onde U_d é o coeficiente global de transferência de calor estimado e $DMLT_d$ é a diferença média logarítmica de temperatura estimada. Tem-se que:

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_{mp_d}} + \frac{1}{h_{a_d}} \quad , \quad (3.11)$$

onde h_{mp_d} e h_{a_d} são os coeficientes estimados de transferência de calor “mistura-parede” e de convecção forçada no interior dos tubos, respectivamente.

Para o cálculo inicial de h_{mp_d} é preciso considerar o prejuízo, quanto à transferência de calor, acarretado pelo feixe de tubos. Portanto, de acordo com Botterill (1986), utiliza-se apenas 70% do valor máximo do coeficiente de transferência de calor mistura-parede. Sendo assim:

$$h_{mp_d} = 0,70 \cdot h_{mp_{d_{máx}}} \quad (3.12)$$

Para o cálculo de $h_{mp_{d_{máx}}}$ é utilizada a correlação de Zabrodsky (1976), válida para partículas do grupo B de Geldart (unidades no Sistema Internacional):

$$h_{mpd_{m\acute{a}x}} = 35,8(\rho_g)^{0,2}(k_g)^{0,6}(d_p)^{-0,36} \quad (3.13)$$

O coeficiente de transfer\ecencia de calor no interior dos tubos, h_{a_d} , \e9 estimado mediante a suposi\c7\ao de que ele \e muito maior do que o coeficiente de transfer\ecencia de calor mistura-parede, h_{mp_d} . Portanto, como sugerido por Howard (1989), considera-se que h_{mp_d} corresponde a 5% do valor de h_{a_d} . Dessa forma, teremos:

$$h_{a_d} = \frac{h_{mp_d}}{0,05} \quad (3.14)$$

Para o c\alculo da diferen\c7a m\e dia logar\itmica de temperaturas, $DMLT_d$, sup\oe-se um leito com as seguintes temperaturas de entrada e sa\ida, respectivamente:

$$T_{L_{i_d}} = \frac{T_{s_i} + T_{g_i}}{2} \quad (3.15)$$

e

$$T_{L_f} = T_{s_f} \quad , \quad (3.16)$$

portanto, a $DMLT_d$ fica:

$$DMLT_d = \frac{(T_{L_{i_d}} - T_{a_f}) - (T_{L_f} - T_{a_i})}{\ln\left(\frac{(T_{L_{i_d}} - T_{a_f})}{(T_{L_f} - T_{a_i})}\right)} \quad (3.17)$$

Para o c\alculo do comprimento da tubula\c7\ao imersa no leito, L_T , arbitra-se o di\ametro externo do tubo, d_t , sendo que:

$$L_T = \frac{A}{\pi \cdot d_t} \quad (3.18)$$

Para a obtenção do arranjo de tubos e volume do leito, foram feitas algumas considerações partindo da necessidade de um leito fluidizado raso verticalmente isotérmico e horizontalmente adiabático, tendo sido adotados:

- Relação mínima de 6:1 entre o comprimento e a largura do trocador de calor;
- Altura máxima do leito de 100 mm, caracterizando o leito raso, o que está de acordo com a maioria das plantas industriais e trabalhos experimentais encontrados na literatura;
- Caso seja necessário, o tubo de comprimento L_T deverá ser dividido em vários tubos formando fileiras em arranjo triangular. Neste caso o passo, p , entre os tubos variou entre 25 e 70 mm, com a finalidade de minimizar as perdas na transferência de calor devido à redução do coeficiente de transferência de calor mistura-parede, h_{mp} .

3.1.3. Verificação

A verificação consiste na avaliação do desempenho termo-hidráulico do trocador proposto através do procedimento anterior. Ela permite determinar se a configuração atende a carga térmica desejada, \dot{Q}_{d_s} , através da obtenção da carga térmica realmente trocada, \dot{Q}_{r_s} , isto é, se $\dot{Q}_{r_s} \approx \dot{Q}_{d_s}$, e também se o sistema está trabalhando dentro das perdas de pressão admissíveis.

- **Verificação de parâmetros geométricos críticos**

Conhecendo-se a geometria e as condições de processo que devem ser obedecidas pelo trocador, a verificação dos parâmetros geométricos compreende a confirmação do atendimento de eventuais requisitos: disponibilidade de espaço físico, arranjo do escoamento, número de tubos e diâmetro dos tubos.

- **Cálculo da carga térmica real**

A carga térmica real, \dot{Q}_{r_s} , é dada pelo seguinte balanço de energia:

$$\dot{Q}_{r_s} = \dot{Q}_{r_a} + \dot{Q}_{r_g} \quad (3.19)$$

A real carga térmica destinada à água, \dot{Q}_{r_a} , é calculada a partir da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{r_a} = A \cdot U_r \cdot DMLT_r \quad (3.20)$$

onde a área de transferência de calor, A , foi obtida na etapa de dimensionamento.

- **Cálculo do coeficiente global de transferência de calor real, U_{real}**

O coeficiente global de transferência de calor real, U_r , é calculado através de:

$$\frac{1}{U_r} = \frac{1}{h_{mp_r}} + \frac{1}{h_{a_r}} + R_t + R_{depósito} \quad (3.21)$$

onde h_{mp_r} e h_{a_r} são os coeficientes de transferência de calor reais mistura-parede e de convecção forçada no interior dos tubos, respectivamente.

Para o cálculo inicial de h_{mp_r} , é preciso considerar o efeito na transferência de calor, acarretada pelo feixe de tubos. Quanto mais tubos haverá mais transferência de calor. Portanto de acordo com o autor, será utilizado um fator de correção, f , para o h_{mp_r} , variando de 0,90 à 0,75 de acordo com o passo encontrado no feixe de tubos, ou seja:

$$h_{mp_r} = f \cdot h_{mp_r máx} \quad (3.22)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor máximo real, $h_{mpr_{máx}}$, será utilizada a correlação experimental para leitos fluidizados rasos proposta por Andeen e Glicksmann (1976):

$$\frac{h_{mpr_{máx}} \cdot d_t}{k_g} = 900(1 - \varepsilon) \left[\left(\frac{\dot{m}_g \cdot d_t \cdot \rho_s}{A \cdot \rho_g \cdot \mu_g} \right) \left(\frac{\mu_g^2}{d_p^3 \cdot \rho_s^2 \cdot g} \right) \right]^{0,326} \left(\frac{\mu_g \cdot c_s}{k_g} \right)^{0,3} \quad (3.23)$$

onde obtêm-se o valor da porosidade do leito, ε , através da correlação de Babu et al (1978):

$$\varepsilon = (1 - \varepsilon_{mf}) \left(1 + \frac{14,34(u_0 - u_{mf})^{0,738} d_p^{1,006} \rho_s^{0,376}}{u_{mf}^{0,937} \rho_g^{0,126}} \right) \quad (3.24)$$

e

$$\varepsilon_{mf} = 1 - \frac{m_s}{\rho_s A_L H_L} \quad (3.25)$$

onde ε_{mf} representa a porosidade do leito na condição de mínima fluidização e A_L a área transversal do leito estipulada a partir do espaço físico disponível para construção e dos requisitos do sistema.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do fluido no interior dos tubos real, $h_{a,r}$, utiliza-se uma correlação clássica para convecção forçada no interior dos tubos. Porém, antes é preciso conhecer o regime de escoamento através do cálculo do número de Reynolds para o escoamento da água no interior dos tubos:

$$Re = \frac{\rho_a u_a d_{in}}{\mu_a} \quad (3.26)$$

onde, ρ_a é a densidade da água, u_a é a velocidade média de escoamento da água, μ_a é a viscosidade dinâmica da água e d_{in} é o diâmetro interno do tubo. As propriedades citadas são obtidas para a temperatura média da água,

$$\bar{T}_a = \frac{T_i + T_f}{2} \quad (3.27)$$

Para o cálculo da vazão mássica da água, tem-se que:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{ra}}{c_a(T_{af} - T_{ai})} \quad (3.28)$$

e a velocidade média de escoamento na seção é:

$$u_0 = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a \left(\frac{\pi d_{in}^2}{4} \right)} \quad (3.29)$$

Para escoamento turbulento usa-se a correlação clássica de Sieder-Tate (1936):

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (3.30)$$

A partir do resultado obtido pela Equação 3.30, calcula-se o valor de h_{ar} mediante a seguinte equação:

$$h_{ar} = \frac{Nu \cdot k_a}{d_{in}} \quad (3.31)$$

As resistências de depósito, $R_{depósito}$, e a da parede dos tubos, R_t , da equação (3.21) foram consideradas desprezíveis nos cálculos.

- **Cálculo das perdas de pressão**

A queda de pressão é definida como sendo:

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_{pl} \quad (3.32)$$

com

$$\Delta P_L = \rho_s + (1 - \varepsilon)H_L g \quad (3.33)$$

onde, H_L é a altura do leito fixo (m) e g a aceleração gravitacional (m/s²)

A componente ΔP_{pl} é calculada através da correlação proposta por Basu (1984):

$$\Delta P_{pl} = \Delta P_L \left\{ 0,01 + 0,2 \left[1 - e^{\left(\frac{-D_e}{2H_L}\right)} \right] \right\} \quad (3.34)$$

onde o diâmetro equivalente do leito, D_e , é dado por:

$$D_e = \frac{4S}{2L+2B} \quad (3.35)$$

De acordo com a literatura o valor mínimo para ΔP_{pl} é 3,44 kN/m². Caso a equação (3.35) forneça um valor menor, deve-se adotar 3,44kN/m².

A potência do soprador de ar é dada por:

$$\dot{W} = \frac{\Delta P \cdot \dot{m}_g}{\rho_g} \quad (3.36)$$

- **Avaliação do desempenho**

Calculado \dot{Q}_{rs} , se $\left| \frac{\dot{Q}_{rs} - \dot{Q}_{ds}}{\dot{Q}_{ds}} \right| \leq 10\%$ e $\Delta P < \Delta P_{disponível}$, o trocador de calor com leito fluidizado raso está dimensionado para a carga térmica desejada e dentro dos limites de queda de pressão aceitáveis. Se o erro para a carga térmica for maior do que o especificado (no caso 10%) e/ou a queda de pressão disponível for ultrapassada, deve-se gerar uma nova geometria e fazer uma nova verificação.

Caso o trocador dimensionado apresentar queda de pressão muito inferior ao valor máximo permitido, pode-se testar uma nova geometria visando um melhor aproveitamento operacional.

3.2. Projeto da Placa Distribuidora

De acordo com Yang (2003), a placa distribuidora (também denominada distribuidor) em um leito fluidizado visa proporcionar uma fluidização uniforme e estável através de toda seção do leito, prevenindo a formação de canais preferenciais de escoamento do gás de fluidização na placa e zonas mortas, operando por longos períodos sem uma depreciação considerável, minimizando o retorno de sólidos para dentro da câmara de distribuição de ar (plenum) e o atrito do material presente no leito e por último proporcionando suporte necessário do peso do material sólido presente no leito principalmente durante os processos de *start-up* e *shut-down* do sistema.

Geldart (1985), afirma que placas distribuidoras tem o objetivo de proporcionar uma rápida dispersão de alimentação de sólidos para evitar a segregação e a sedimentação de partículas no distribuidor e evitar que ocorra flutuações na temperatura do leito o que pode causar uma rápida defluidização de todo o leito.

As placas distribuidoras são usualmente classificadas em termos da direção em que o ar atravessa a sua seção transversal, podendo ser ascendente, lateral ou descendente. Dentre essas 3 classificações, muitos tipos e diferentes projetos de construção de placas distribuidoras foram obtidas para as mais diversificadas aplicações industriais. Dos tipos mais comuns de construção estão as Placas Distribuidoras Perfuradas, que apresentam fluxo de gás ascendente/descendente, os *Tuyeres* e *Bubble Caps*, de fluxo lateral, e *Pipe Grids* e *Spargers*.

Kunii e Levenspiel (1991) aconselham que dentre as muitas possibilidades de construção dos distribuidores, somente uma análise criteriosa e a experiência podem decidir qual é a melhor combinação para determinada aplicação.

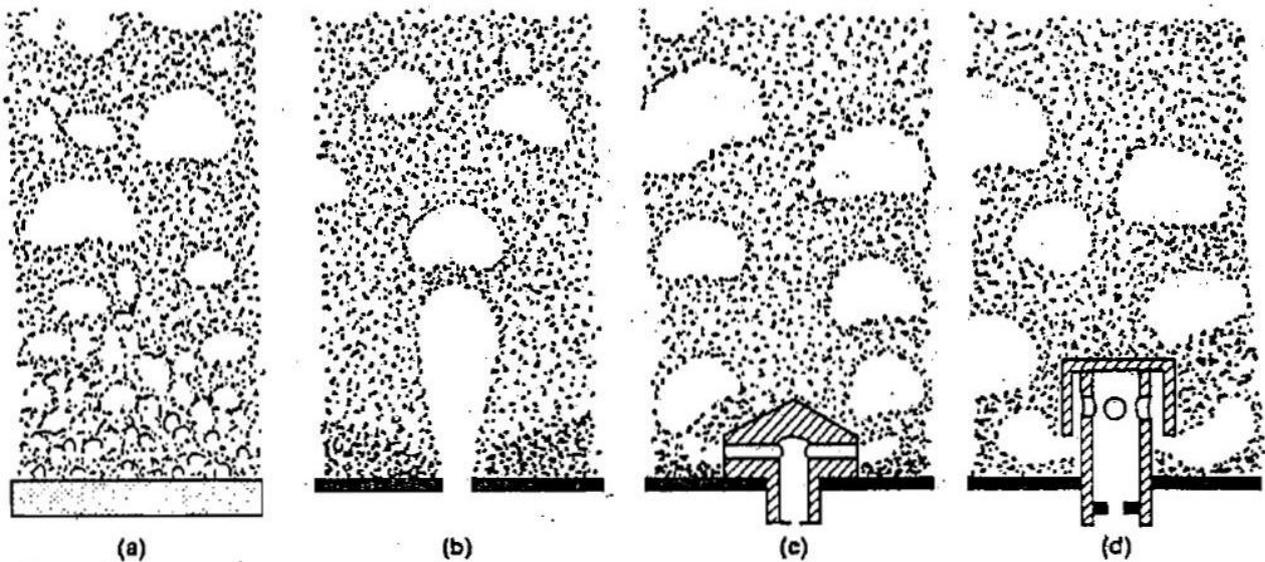


Figura 14 – Comportamento das bolhas acima de alguns tipos de distribuidores; a) placa porosa; b) placa perfurada; c) tuyeres tipo bocal; d) tuyeres tipo *bubble-cap*
 Fonte: Kunii e Levenspiel, 1991. p. 99.

Porém, existem alguns parâmetros de projeto importantes que ajudam na determinação e escolha da placa mais apropriada, entre eles: forma de penetração desejada do gás através da placa (*jet penetration*), queda de pressão exigida na placa distribuidora, arranjo e distância entre furos, características físico-químicas do material sólido presente no leito, condições de operação do sistema, como temperatura, pressão e regimes de fluidização e por fim análise econômica para o tipo de aplicação desejada que envolve cálculos de consumo de potência necessária para manter o sistema operando de forma estável.

Realizada a etapa de análise de parâmetros, o tipo de distribuidor escolhido para aplicação no trabalho foi de Placas Perfuradas e todo modelo matemático de geração de geometria para esse tipo de placa será exposto a seguir, segundo o Método de Kunii e Levenspiel (1991).

De acordo com Kunii e Levenspiel (1991), placas distribuidoras perfuradas podem ser projetadas adotando-se os princípios da Teoria dos Orifícios e considerando que a queda de pressão na placa represente uma pequena fração da pressão total. A partir dessas considerações, os seguintes procedimentos podem ser aplicados.

Primeiro, determina-se a queda de pressão total mínima permitida no leito, Δp_b , através da seguinte equação:

$$\Delta p_b = \frac{(1-e_{mf})(\rho_s-\rho_g)gH_{mf}}{g_c} \quad (3.37)$$

Onde:

Δp_b = queda de pressão do leito (Pa)

e_{mf} = porosidade na condição de mínima fluidização (adimensional)

ρ_s = densidade do sólido (kg/m³)

ρ_g = densidade do gás de fluidização (kg/m³)

g_c = aceleração gravitacional (m/s²)

H_{mf} = altura do leito na condição de mínima fluidização (m)

g_c = fator de conversão (adimensional)

Da Teoria dos Orifícios, podemos calcular o valor de Δp_d , assumindo que:

$$\Delta p_d = 0,3\Delta p_b \quad (3.38)$$

Sendo:

Δp_d = queda de pressão no distribuidor

A seguir, faz-se necessário a determinação do coeficiente do orifício, $C_{d,or}$. Para isso, é preciso saber qual é o regime de escoamento no distribuidor, portanto, calcula-se o número de Reynolds:

$$Re_t = \frac{d_t u_0 \rho_g}{\mu_g} \quad (3.39)$$

d_t = diâmetro equivalente do leito (m)

u_0 = velocidade de mínima fluidização (m/s)

ρ_g = densidade do gás de fluidização (kg/m³)

μ_g = viscosidade do gás de fluidização (kg/m.s)

A partir do valor encontrado para Re , utiliza-se a Tabela 02 para encontrar o valor do coeficiente do orifício, $C_{d,or}$.

Tabela 02 – Correlação do número de Reynolds para o distribuidor e coeficiente de atrito do orifício.

| Re_t | 100 | 300 | 500 | 1000 | 2000 | >3000 |
|------------|------|------|------|------|------|-------|
| $C_{d,or}$ | 0,68 | 0,70 | 0,68 | 0,64 | 0,61 | 0,60 |

Fonte: Kunii e Levenspiel, 1991. p. 105.

Para o cálculo da velocidade do gás através dos orifícios do distribuidor, u_{or} , utiliza-se a seguinte Equação:

$$u_{or} = C_{d,or} \left(\frac{2\Delta p_d}{\rho_g} \right)^{1/2} \quad (3.40)$$

Determina-se a relação entre a velocidade de mínima fluidização, u_o , e a velocidade superficial do gás no distribuidor, u_{or} , que fornece a fração de área livre da placa distribuidora. Essa razão não poderá fornecer um valor superior a 0,1, isto é, 10%.

$$\frac{u_o}{u_{or}} \times 100 = \text{fração de área aberta} < 10\% \quad (3.41)$$

Agora, calcula-se o número de orifícios por unidade de área do distribuidor, N_{or} , estipulando os diâmetros dos orifícios de acordo com a necessidade do projeto. Dessa forma tem-se que:

$$N_{or} = \frac{4u_o}{\pi d_{or}^2 u_{or}} \quad (3.42)$$

Finalizando, com o valor de N_{or} é possível obter a quantidade de orifícios real a ser utilizada no distribuidor através da multiplicação pela área do leito:

$$N_{o,real} = N_{or} \cdot A \quad (3.43)$$

3.3. Projeto da Placa Distribuidora para o Aquecedor

A uniformidade da distribuição inicial de gás de fluidização depende principalmente do projeto do distribuidor. A mistura de partículas e o grau de contato entre o gás de fluidização e a superfície das partículas são fortemente influenciadas pelo comportamento das bolhas de gás através do leito ascendente.

A seguir apresenta-se a modelagem matemática do projeto da placa distribuidora para o queimador a gás, segundo o método de Basu (1984). A metodologia é dividida em geração da geometria e verificação.

3.3.1. Geração da geometria do aquecedor

A placa distribuidora a ser gerada é do tipo perfurada com bicos injetores Tuyere.

O diâmetro dos orifícios dos injetores, d_{or} , é admitido igual a 4 vezes o diâmetro médio do material sólido, como recomendado por Basu (1984), como mostra a Equação 3.44:

$$d_{or} = 4 \cdot d_p \quad (3.44)$$

O diâmetro interno dos injetores é obtido pela Equação 2.13, onde são admitidos o número de orifícios, N_o , e a espessura da parede, t , de cada injetor:

$$d_b = 1,5 d_{or} \sqrt{N_o} \quad (3.45)$$

O coeficiente de descarga dos orifícios dos injetores, Cd_{or} , é calculado por:

$$Cd_{or} = 0,82 \left(\frac{t}{d_{or}} \right)^{0,13}, \quad (3.46)$$

e a velocidade do gás através do orifício é calculada por:

$$u_{or} = \sqrt{2 C d_{or}^2 \frac{\Delta P_{pl}}{\rho_g}} \quad (3.47)$$

onde:

ΔP_{pl} = queda de pressão na placa distribuidora

ρ_g = densidade do gás

O número de orifícios, N_{or} , e o número de injetores, Nb_s , por unidade de área de plataforma, são dados respectivamente por:

$$N_{or} = \frac{u_o}{u_{or}} \frac{4}{\pi \cdot d_{or}^2} \quad (3.48)$$

onde:

u_o = velocidade superficial do gás

e

$$Nb_s = \frac{N_{or}}{N_o} \quad (3.49)$$

e, o número de injetores da placa distribuidora é:

$$Nb = Nb_s \cdot S \quad (3.50)$$

onde:

S = área superficial da placa distribuidora

O passo triangular dos injetores, p_b , e a distância entre os orifícios e a extremidade superior do injetor, eb , são respectivamente calculados por:

$$p_b = \frac{1}{\sqrt{Nb_s \cdot \text{sen } 60^\circ}} \quad (3.51)$$

e

$$eb = \frac{1}{g^{0,2}} \left[\frac{6 (u_o - u_{mf})}{\pi \cdot N_{or}} \right]^{0,4} \quad (3.52)$$

onde:

u_{mf} = velocidade de mínima fluidização do gás

g = aceleração da gravidade, 9,81 m/s²

A altura dos injetores, Hb , foi admitida como sendo o dobro do passo dos injetores, isto é:

$$Hb = 2p_b = \frac{2}{\sqrt{Nb_s \cdot \sin 60^\circ}} \quad (3.53)$$

3.3.2. Verificação

Nesta seção, as condições operacionais da placa distribuidora gerada são testadas, sendo que a verificação da placa distribuidora é dividida nos seguintes passos:

- Distribuição uniforme do gás através dos orifícios da placa:

$$\Delta P_{plenum} = \frac{\Delta P_{pl}}{100} \quad (3.54)$$

onde

$$\Delta P_{plenum} = \rho g \frac{(u_o \frac{S}{Ai})}{2g} \quad (3.55)$$

e

$$Ai = \frac{\pi (da)^2}{4} \quad (3.56)$$

onde:

da = diâmetro de entrada do plenum

- Operação estável dos orifícios do injetor:

$$\frac{16 \rho_g u_o}{(d_{or}^2 \pi N_{or} C d_{or})^2} > 800 \quad (3.57)$$

- Comprovação de canalização (não formação de canais preferenciais no leito):

$$\frac{u_{or}}{\sqrt{2g \frac{\Delta P_L}{\rho_g}}} < 1 \quad (3.58)$$

onde:

ΔP_L = queda de pressão no leito

- Comprovação da operação total dos orifícios:

$$\frac{\left(1 - \frac{2}{\pi}\right) H b \cdot \rho_s (1 - \varepsilon_{mf}) g}{1 - \left(\frac{u_{mf}}{u_o}\right)^2} < \Delta P_{pl} \quad (3.59)$$

onde:

ρ_s = densidade do sólido

ε_{mf} = porosidade do leito na mínima fluidização

- Comprovação da eliminação de zonas mortas:

$$\left[0,62 (u_j - u_{jmf}) d_b^2\right]^{0,45} + d_b > p_b \quad (3.60)$$

onde:

d_b = diâmetro dos injetores

$$u_j = \frac{u_o}{\frac{\pi}{4} d_b^2 N b_s} \quad (3.61)$$

e

$$u_{jmf} = \frac{u_{mf}}{\frac{\pi}{4} d_b^2 N b_s} \quad (3.62)$$

- Porcentagem de abertura:

$$0,5 \leq 100 N_{or} \frac{\pi}{4} d_{or}^2 \leq 3 \quad (3.63)$$

3.4. Projeto da Tubulação de Reciclo das Partículas Sólidas

O projeto da tubulação de reciclo das partículas sólidas segue a metodologia de Clezar e Nogueira (1999). Primeiro, deve-se levar em conta o contaminante a ser transportado pelo ar através dos dutos de ventilação. A Tabela 03 mostra as velocidades recomendadas para certos contaminantes nos dutos de ventilação.

Tabela 03 – Velocidades recomendadas para o dimensionamento dos dutos

| Contaminante | Velocidades Recomendadas (m/s) |
|---|---------------------------------------|
| Gases e vapores | 5 a 6 |
| Fumos | 7 a 10 |
| Poeira fina | 10 a 13 |
| Poeira média | 18 a 20 |
| Poeira grossa | 20 a 23 |
| Partículas grandes, materiais úmidos | > 23 |

Fonte: Clezar e Nogueira, 1999, p.212.

No caso deste projeto, a partícula utilizada é areia, cujo diâmetro médio de partícula é de 253,5 μm , podendo esta ser considerada uma poeira fina, isto é, a velocidade de gás recomendada para o seu transporte é de 10 a 13 m/s.

O escoamento é tratado como incompressível, segundo Clezar e Nogueira (1999), apesar da velocidade ser relativamente alta. As perdas de carga não levam em consideração o material contaminante do ar.

Adotando-se uma velocidade, para uma vazão estipulada, encontra-se o diâmetro da tubulação pela equação da continuidade:

$$Q = V \cdot A = V \cdot \frac{\pi D_{duto}^2}{4} \quad (3.64)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} \quad (3.65)$$

onde:

Q = vazão de ar a ser transportada, m³/s

V = velocidade média recomendada para o tipo de contaminante, m/s

D_{duto} = diâmetro interno que deverá ter o duto, m

Na ventilação industrial os dutos são normalmente confeccionados a partir de chapas de aço calandradas. A Tabela 04 apresenta as bitolas das chapas de aço recomendadas para a construção dos dutos, em função do diâmetro dos mesmos e da categoria de serviço.

Tabela 04 – Bitolas (U.S.S.G.) recomendadas para as chapas de aço em função do diâmetro

| D (cm) | A | B | C |
|----------------|----------|----------|----------|
| ≤ 20 | 24 | 22 | 20 |
| 20 a 46 | 22 | 20 | 18 |
| 46 a 76 | 20 | 18 | 16 |
| > 76 | 18 | 16 | 14 |

Fonte: Clezar e Nogueira, 1999, p.213.

onde:

A = contaminante não abrasivo, serviço normal;

B = contaminante abrasivo, concentração fraca, serviço severo;

C = contaminante abrasivo, concentração alta, serviço muito severo.

A Tabela 05 apresenta as espessuras aproximadas em milímetros, correspondentes às bitolas “U.S.S.G.” (*U.S. Standard Gauge*).

Tabela 05 – Espessura das chapas de aço

| Bitola (U.S.S.G.) | Espessura (mm) |
|-------------------|----------------|
| 24 | 0,64 |
| 22 | 0,79 |
| 20 | 0,95 |
| 18 | 1,27 |
| 16 | 1,59 |
| 14 | 1,98 |

Fonte: Clezar e Nogueira, 1999, p.213.

Logo após o dimensionamento do duto pela arbitragem da velocidade, faz-se necessário o balanceamento estático do sistema. Sendo assim, calcula-se a perda de carga na linha de reciclo de particulado. A linha de reciclo tem duas seções retas e duas curvas. Admitindo-se o material de aço inoxidável 304 L, tem-se uma rugosidade de 0,00016 m.

- **Cálculo da pressão dinâmica do escoamento:**

$$P_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot V^2 \quad (3.66)$$

onde:

P_v = pressão dinâmica ou pressão de velocidade do escoamento, Pa;

ρ_{ar} = densidade do ar à temperatura de operação, kg/m³;

V = velocidade média recomendada para o tipo de contaminante, m/s.

- **Verificação do regime do escoamento:**

$$Re = \frac{V \cdot D_{duto}}{\nu_{ar}} \quad (3.67)$$

onde:

Re = número de Reynolds;

V = velocidade média recomendada para o tipo de contaminante, m/s;

D_{duto} = diâmetro interno que deverá ter o duto, m;

ν_{ar} = viscosidade cinemática do ar à temperatura de operação, m²/s.

- **Cálculo do coeficiente de atrito:**

- Para regime laminar tem-se uma determinação analítica:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.68)$$

- Para regime turbulento, tem-se a correlação de Wood, citada por Clezar e Nogueira:

$$f = a + b \cdot Re^{-c} \quad (3.69)$$

onde os coeficientes a, b, c são:

$$a = 0,53 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_{duto}}\right) + 0,094 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_{duto}}\right)^{0,225} \quad (3.70)$$

$$b = 88 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_{duto}}\right)^{0,44} \quad (3.71)$$

$$c = 1,62 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_{duto}}\right)^{0,134} \quad (3.72)$$

- **Cálculo da perda de carga unitária:**

A perda de carga unitária em dutos de seção circular é dada pela equação de Darcy-Weisbach, citada por Clezar e Nogueira:

$$\frac{\Delta P}{L} = f \cdot \frac{1}{D_{duto}} \left(\frac{V^2}{2}\right) \cdot \rho_{ar} \quad (3.73)$$

- **Cálculo da perda de carga contínua:**

Calcula-se a perda de carga em todo o comprimento do duto:

$$\Delta P_c = \frac{\Delta P}{L} \cdot L \quad (3.74)$$

- **Cálculo da perda de carga nos acidentes (entrada, curvas e saída):**

$$\Delta P = \kappa \cdot P_v \quad (3.75)$$

Para definir o valor do fator κ de uma curva, utiliza-se a Tabela 06:

Tabela 06 – Perda de carga em curvas

| r/d | Fator (κ) |
|-------------|------------------------------------|
| 2,75 | 0,25 |
| 2,50 | 0,22 |
| 2,25 | 0,26 |
| 2,00 | 0,27 |
| 1,75 | 0,32 |
| 1,50 | 0,39 |
| 1,25 | 0,55 |

Fonte: Clezar e Nogueira, 1999, p.42.

Para determinar o comprimento equivalente de uma curva, utiliza-se a Tabela 07:

Tabela 07 – Comprimento equivalente em metros de duto reto

| Diâmetro (mm) | Cotovelo de 90° | | |
|----------------------|--------------------------|------|------|
| | Raio de Curvatura | | |
| | 1,5d | 2,0d | 2,5d |
| 75 | 1,4 | 0,9 | 0,7 |
| 100 | 2,0 | 1,3 | 1,1 |
| 125 | 2,6 | 1,7 | 1,4 |
| 150 | 3,2 | 2,2 | 1,8 |
| 175 | 3,9 | 2,6 | 2,2 |
| 200 | 4,6 | 3,1 | 2,5 |
| 250 | 6,0 | 4,0 | 3,3 |
| 300 | 7,4 | 5,0 | 4,1 |
| 350 | 8,9 | 6,0 | 5,0 |

| | | | |
|-------------|------|------|------|
| 400 | 10,0 | 7,0 | 5,8 |
| 450 | 12,0 | 8,1 | 6,7 |
| 500 | 14,0 | 9,2 | 7,6 |
| 600 | 17,0 | 11,0 | 9,5 |
| 700 | 21,0 | 14,0 | 11,0 |
| 800 | 24,0 | 16,0 | 13,0 |
| 900 | 28,0 | 19,0 | 15,0 |
| 1000 | 32,0 | 21,0 | 18,0 |
| 1200 | 39,0 | 26,0 | 22,0 |
| 1400 | 47,0 | 32,0 | 26,0 |
| 1600 | 55,0 | 37,0 | 31,0 |
| 1800 | 64,0 | 43,0 | 36,0 |
| 2000 | 72,0 | 49,0 | 40,0 |

Fonte: Clezar e Nogueira, 1999, p.46.

O transporte de sólidos no sistema de reciclo de sólidos é dado em fase diluída, onde o sólido se distribui uniformemente no ar. Santos (2009) prediz a correlação para perda de carga em transporte pneumático em fase diluída em dutos:

$$\Delta P_t = \left[1,68 \cdot L_t \cdot (X + 3,5) \cdot \frac{V^{1,8}}{D^{1,22}} + 0,138\varphi \cdot X \cdot V^2 + \Delta P_e \right] \cdot 10^{-4} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad (3.76)$$

onde:

ΔP_t = queda de pressão total da tubulação em fase diluída (kgf/cm²)

L_t = comprimento equivalente da tubulação (m)

X = fração mássica de sólido transportado (kg de sólidos / kg de ar)

V = velocidade de transporte (m/s)

D = diâmetro interno do duto (mm)

φ = fator de redução

ΔP_e = queda de pressão dos equipamentos (mmca)

3.5. Escolha do Ventilador para a Tubulação de Reciclo das Partículas Sólidas

A escolha do ventilador próprio para a tubulação de reciclo de sólidos deve suprir a perda de carga gerada pelo atrito do ar e das partículas com a parede da tubulação. Para tanto, o ventilador é escolhido pela sua potência fornecida ao sistema, como segue:

$$\dot{W} = \frac{\Delta P_t \cdot Q}{\eta} \quad (3.77)$$

onde:

\dot{W} = potência no motor (W)

ΔP_t = queda de pressão total da tubulação em fase diluída (Pa)

Q = vazão de ar (m³/s)

η = eficiência do ventilador

3.6. Análise de Dados

Como método de avaliação de dados foi utilizado o *software* Excel[®], versão 2013, onde foram geradas todas as planilhas de cálculos e de avaliação de parâmetros de projeto determinadas pela modelagem matemática referente a cada etapa do processo.

As informações adquiridas a partir da literatura serviram de base para o desenvolvimento da pesquisa, no que diz respeito principalmente aos cálculos e a modelagem matemática realizados para o dimensionamento e a forma de operação dos equipamentos envolvidos no projeto do sistema de recuperação de calor. Assim, equipamentos de maior importância para o processo como o Queimador à Gás de Partículas com Leito Fluidizado Borbulhante e o Trocador de Calor com Leito Fluidizado Raso e suas respectivas Placas Distribuidoras têm seus cálculos de dimensionamento e toda a modelagem matemática utilizada apresentados no tópico Referencial Teórico.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste tópico serão apresentados os resultados obtidos em relação ao dimensionamento dos equipamentos e a avaliação por meio do levantamento de gráficos do funcionamento do aquecedor a gás e do trocador de calor conforme os limites de operação de projeto estabelecidos.

4.1. Projeto do Aquecedor

O projeto do aquecedor seguiu o Método de Basu (1984), descrito nos itens 3.3.1 e 3.3.2 deste trabalho. As informações, comentários e a própria discussão dos elementos chaves para o delineamento dos resultados estão descritos nos próximos itens.

4.1.1. Velocidade de mínima fluidização e superficial do gás

A velocidade de mínima fluidização é calculada a partir da correlação de Carman-Kozeny, descrita em Parise (2000):

$$u_{mf} = \frac{0,0055 \cdot \varepsilon_{mf}^3 \cdot (\rho_s - \rho_{gás}) \cdot g \cdot d_p^2}{(1 - \varepsilon_{mf}) \cdot \mu_{gás}} \quad (4.1)$$

Para a verificação do arraste de partículas é importante avaliar a relação entre a velocidade terminal (V_t) e a velocidade de mínima para fluidização (u_{mf}). No regime de Stokes esta relação é expressa por:

$$\frac{V_t}{u_{mf}} = \frac{g D_p^2 (\rho_s - \rho_{gás})}{18 \mu} \frac{150 \mu}{g D_p^2 (\rho_s - \rho_{gás}) \phi^2} \frac{(1 - \varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3} \quad (4.2)$$

A velocidade de mínima fluidização de projeto encontrada foi de 0,0953 m/s, e a velocidade terminal foi de 3,366 m/s. Logo qualquer velocidade de gás entre a velocidade de mínima fluidização e a velocidade terminal fluidizará as partículas sem arrastá-las. A razão da equação (4.2) foi de 35,31. Sendo assim, a velocidade

superficial do gás foi admitida como seis vezes a velocidade de mínima fluidização. Essa consideração só foi feita devido à verificação do parâmetro de porcentagem de abertura, descrita na Equação (3.63). Vale ressaltar, que o diâmetro dos orifícios dos injetores, d_{or} , é admitido igual a 4 vezes o diâmetro médio do material sólido. De acordo com as Equações (3.47) e (3.48), denota-se que o fator determinante de verificação da porcentagem de abertura é a velocidade superficial do gás. Portanto, a velocidade superficial do gás foi de 0,5721 m/s.

4.1.2. Vazão volumétrica de fluidização

O diâmetro do aquecedor é admitido como sendo 0,30 m. Sendo assim, a área de seção reta transversal do aquecedor é de 0,071 m². A vazão volumétrica de mínima fluidização, cujo valor foi de 0,00674 m³/s, é dada por:

$$Q_{mf} = u_{mf} \times (\text{área de seção reta do aquecedor}) \quad (4.3)$$

Fazendo-se todos os balanços de massa, chega-se aos resultados expressos na Tabela 08:

Tabela 08 – Vazões de combustível, comburente e gás de combustão.

| | |
|---|---|
| Vazão mássica do gás de combustão na mínima fluidização ($\dot{m}_{gás\ de\ combustão}$) | 7,26 x 10 ⁻³ kg/s |
| Vazão mássica de GLP na mínima fluidização (\dot{m}_{GLP}) | 4,02 x 10 ⁻⁴ kg/s |
| Vazão mássica de ar na mínima fluidização (\dot{m}_{ar}) | 6,85 x 10 ⁻³ kg/s |
| Vazão volumétrica de GLP na mínima fluidização (Q_{GLP}) | 2,07 x 10 ⁻⁴ m ³ /s |
| Vazão volumétrica de ar na mínima fluidização (Q_{ar}) | 5,79 x 10 ⁻³ m ³ /s |

4.1.3. Balanço de energia no aquecedor

O balanço de energia realizado no aquecedor tem a finalidade de mensurar o quanto de energia será fornecida para manter o sistema operando de forma contínua e segura.

Inicialmente, o balanço energético é realizado para o *startup* do processo, isto é, quando ainda não há corrente de retorno de sólidos do trocador de calor. Em seguida, um novo balanço de energia é necessário, uma vez que, atingido o tempo de residência dos sólidos no trocador de calor, estes começam a retornar para o aquecedor e uma nova condição energética é estabelecida.

Os resultados obtidos para os balanços de energia na entrada e saída do *startup* estão representados na Tabela 09:

Tabela 09 – Resultados dos balanços de energia para o aquecedor: *startup*

| Entrada <i>startup</i> | | Saída <i>startup</i> | |
|---|-----------------|---|-----------------|
| Entalpia do gás de combustão ($h_{gás\ de\ combustão}$) | 81.271,45 kJ/kg | Entalpia do gás de combustão ($h_{gás\ de\ combustão}$) | 23.396,72 kJ/kg |
| Temperatura do gás de combustão ($T_{gás\ de\ combustão}$) | 2.250,7 K | Temperatura do gás de combustão ($T_{gás\ de\ combustão}$) | 673,15 K |
| Vazão mássica do gás de combustão ($\dot{m}_{gás\ de\ combustão}$) | 156,72 kg/h | Vazão mássica do gás de combustão ($\dot{m}_{gás\ de\ combustão}$) | 156,72 kg/h |
| Calor específico da areia ($C_{p, areia}$) | 0,82 kJ/kg°C | Calor específico da areia ($C_{p, areia}$) | 0,82 kJ/kg°C |
| Temperatura da areia (T_{areia}) | 298,15 K | Temperatura da areia (T_{areia}) | 673,15 K |
| Vazão mássica da areia (\dot{m}_{areia}) | 15 kg/h | Vazão mássica da areia (\dot{m}_{areia}) | 15 kg/h |

Como resultado, a potência fornecida pelo aquecedor obtida é mantida constante e igual a 2.518,2 kW. Por isso, com o reciclo de partículas quentes a uma temperatura de 50 °C (323,25 K), a vazão mássica do gás de combustão é recalculada, obtendo-se 156,71 kg/h.

A economia de combustível é dada pelo erro percentual relativo entre as vazões mássicas do gás de combustão no *startup* e na recuperação de particulado. Logo, houve uma economia de combustível de 0,0034%.

4.1.4. Dimensionamento do aquecedor

Nesta seção é mostrado o resultado do dimensionamento do aquecedor. Salientando-se que todos os cálculos utilizados estão presentes nas equações (3.44) a (3.53). Os valores da altura e espessura do aquecedor foram admitidos e a altura de mínima fluidização, (H_{mf}), foi considerada igual ao valor do diâmetro do leito.

- Diâmetro dos orifícios de saída dos injetores(d_{or}): 0,00101 m;
- Número de orifícios de saída por injetor(N_o): 6;
- Diâmetro de entrada interno dos injetores (d_b): 0,004 m;
- Diâmetro do leito: 0,30 m;
- Altura de mínima fluidização (H_{mf}): 0,20 m;
- Altura do aquecedor: 3,00 m;
- Espessura da placa distribuidora: 0,010 m;
- Queda de pressão no leito (ΔP_b): 2235,7 Pa;
- Queda de pressão calculada no distribuidor (ΔP_b): 258,3 Pa;
- Queda de pressão admitida no distribuidor (ΔP_b): 3440 Pa;
- Queda de pressão no aquecedor (ΔP): 5675,7 Pa;
- Potência do soprador de gás: 38,25 W;
- Velocidade do gás através do orifício: 65,43 m/s;
- Número de orifícios da placa distribuidora por metro quadrado (N_{or}): 10.826;
- Número de injetores da placa distribuidora (N_b): 128;

- Passo triangular de injetores (p_b): 0,025 m;
- Distância entre os orifícios e a extremidade superior do injetor (e_b): 0,0148 m;
- Altura dos injetores (H_b): 0,051 m;
- Queda de pressão no *plenum*: 34,40 Pa.

Após a distribuição em passo triangular, verificou-se o número de 121 injetores. As vistas cotadas do aquecedor podem ser visualizadas nas Figuras 15 a 19:

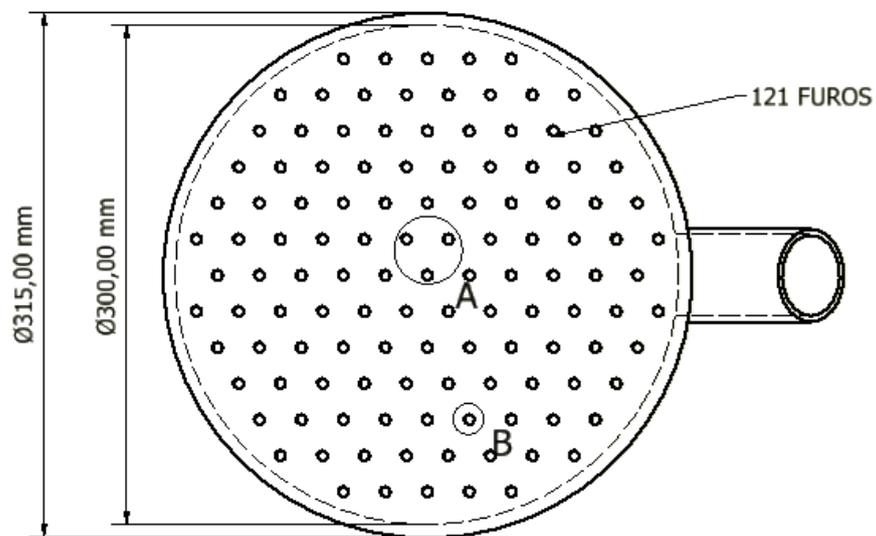


Figura 15 – Vista superior do aquecedor.

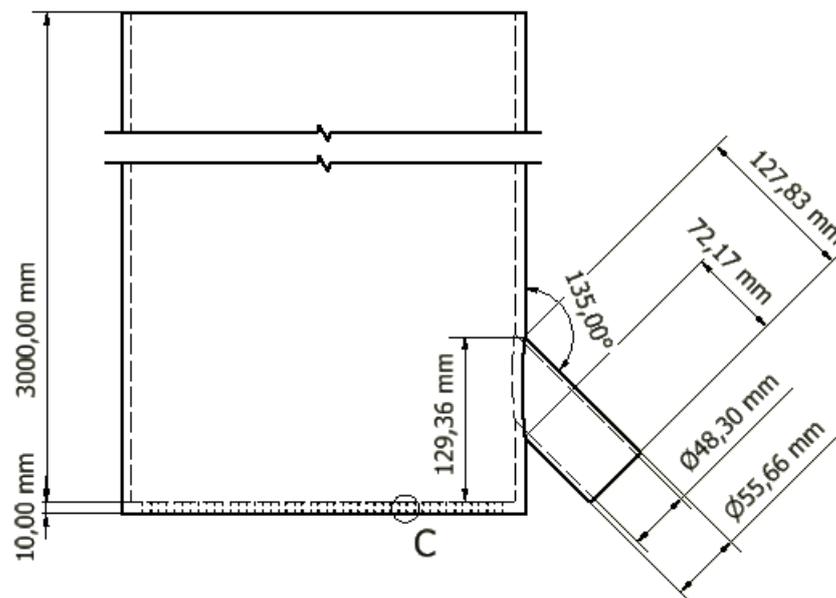


Figura 16 – Vista frontal do aquecedor.

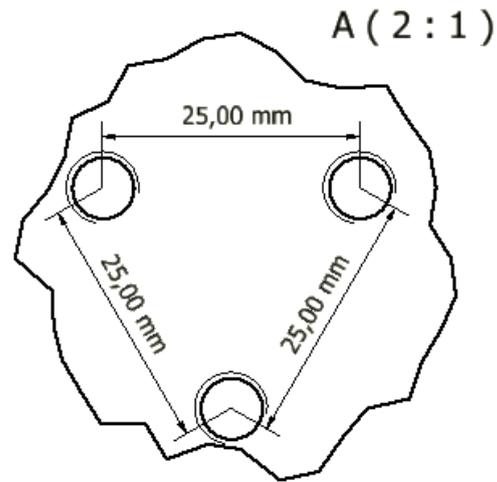


Figura 17 – Passo triangular dos furos da placa distribuidora.

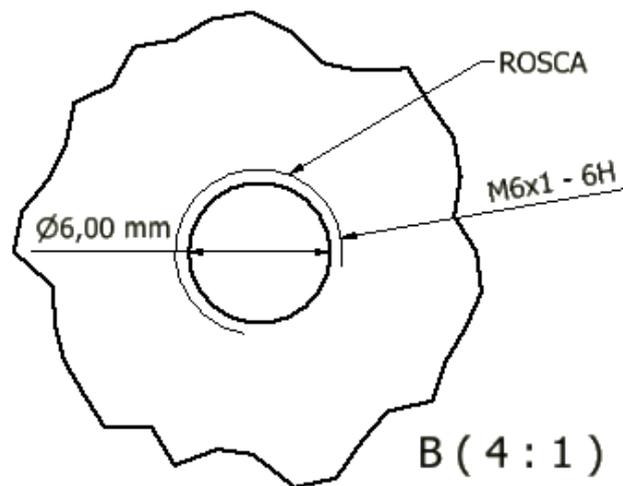


Figura 18 – Furos com rosca da placa distribuidora

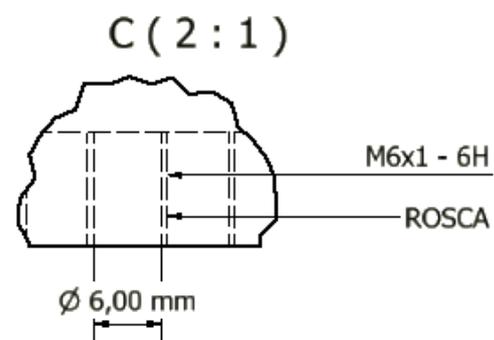


Figura 19 – Furos com rosca da placa distribuidora

As vistas cotadas do injetor Tuyere podem ser visualizadas nas Figuras 20 a 23:

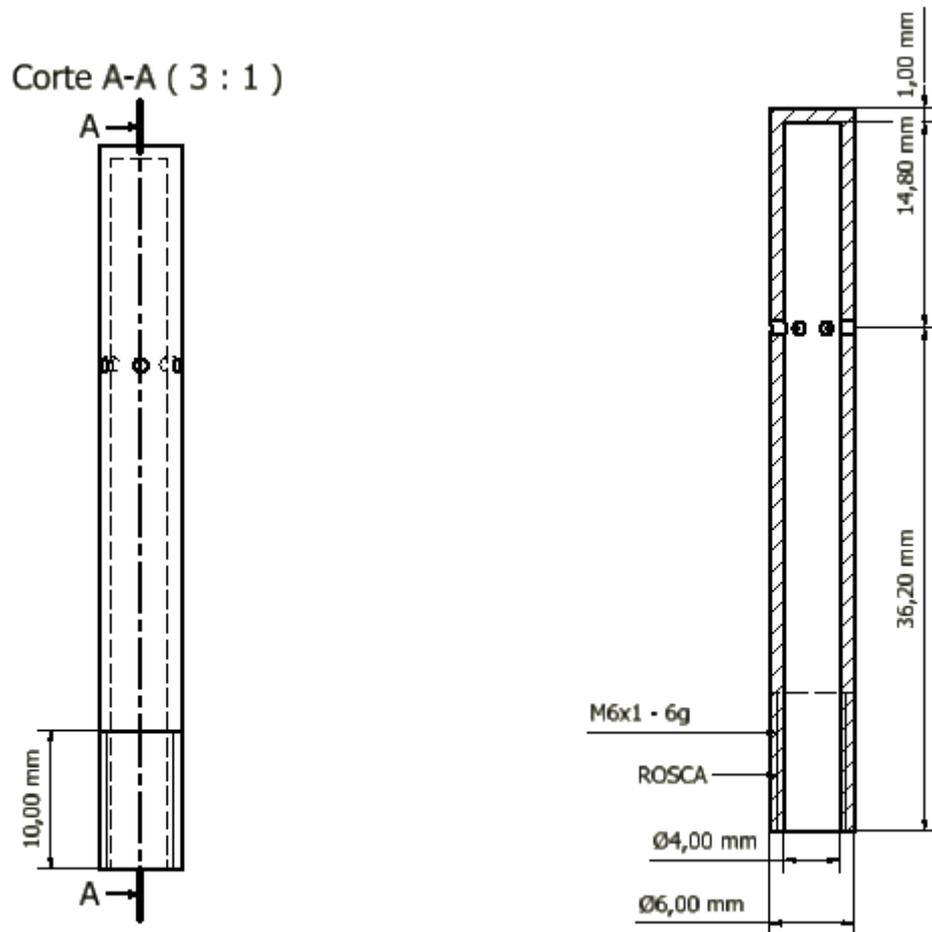


Figura 20 – Vista frontal do injetor Tuyere.

Figura 21 – Corte do injetor Tuyere.

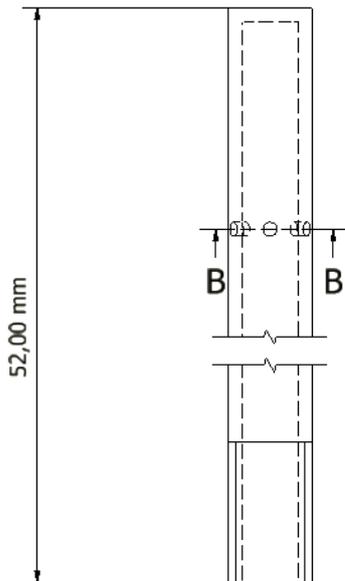


Figura 22 – Vista lateral do injetor Tuyere.

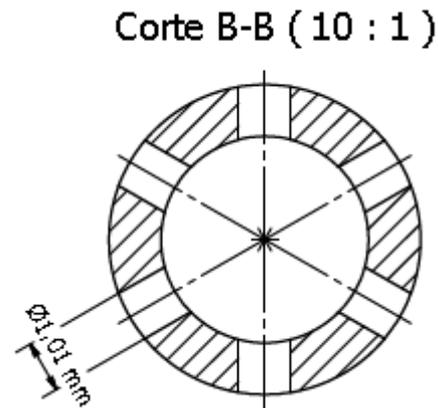


Figura 23 – Corte do injetor Tuyere.

4.2. Projeto Transporte Pneumático das Partículas Sólidas

Para o dimensionamento da tubulação pela qual os sólidos resfriados, oriundos da saída do trocador de calor, são reenviados para o aquecedor, utilizou-se a Tabela 10, que segue a Norma NBR 5590 para Schedule 40. Para o projeto, escolheu-se o tubo de diâmetro interno igual a 1 ½ in.

Tabela 10 – Relação de dimensões de tubos Norma NBR 5590

| Schedule 40 - Norma NBR 5590 | | | | Schedule 80 - Norma NBR 5590 | | | |
|------------------------------|-------------|-------------|--------------|------------------------------|-------|-----------|--------------|
| Diâmetro | | Espessura | Peso teórico | Diâmetro | | Espessura | Peso teórico |
| pol. | mm | mm | kg/m | pol. | mm | mm | kg/m |
| 1/2" | 21,3 | 2,77 | 1,26 | 1/2" | 21,3 | 3,73 | 1,62 |
| 3/4" | 26,7 | 2,87 | 1,68 | 3/4" | 26,7 | 3,91 | 2,19 |
| 1" | 33,4 | 3,38 | 2,5 | 1" | 33,4 | 4,55 | 3,23 |
| 1.1/4" | 42,2 | 3,56 | 3,38 | 1.1/4" | 42,2 | 4,85 | 4,46 |
| 1.1/2" | 48,3 | 3,68 | 4,05 | 1.1/2" | 48,3 | 5,08 | 5,4 |
| 2" | 60,3 | 3,91 | 5,43 | 2" | 60,3 | 5,54 | 7,47 |
| 2.1/2" | 73 | 5,16 | 8,62 | 2.1/2" | 73 | 7,01 | 11,4 |
| 3" | 88,9 | 5,49 | 11,28 | 3" | 88,9 | 7,62 | 15,25 |
| 3.1/2" | 101,6 | 5,74 | 13,56 | 3.1/2" | 101,6 | 8,08 | 18,6 |
| 4" | 114,3 | 6,02 | 16,06 | 4" | 114,3 | 8,56 | 22,29 |

| | | | | | | | |
|-----|--------|-------|-------|-----|--------|-------|--------|
| 5" | 141,3 | 6,55 | 21,75 | 5" | 141,3 | 9,52 | 30,92 |
| 6" | 168,3 | 7,11 | 28,23 | 6" | 168,3 | 10,97 | 42,51 |
| 8" | 219,1 | 8,18 | 42,48 | 8" | 219,1 | 12,7 | 64,56 |
| 10" | 273,05 | 9,27 | 60,23 | 10" | 273,05 | 15,1 | 95,87 |
| 12" | 323,84 | 10,31 | 79,64 | 12" | 323,84 | 17,47 | 131,88 |

Fonte: Aços Continente, 2014.

Os resultados listados a seguir foram calculados pelas equações (3.64) a (3.77).

- Velocidade do ar: 13 m/s;
- Vazão volumétrica de ar: 0,024 m³/s
- Unidades de duto: 2;
- Unidades de curva ($r/d=2$): 2;
- Comprimento de cada duto: 5,47 m;
- Temperatura de trabalho: 62,5 °C
- Número de Reynolds: 21.389,03;
- Pressão estática na saída do ventilador: 484 Pa;
- Pressão dinâmica na saída do ventilador: 90 Pa;
- Queda de pressão total na tubulação: 574 Pa;
- Razão de sólidos no ar: 0,1639;
- Queda de pressão total na tubulação com partículas: 676 Pa;
- Eficiência do ventilador: 70%;
- Potência motriz necessária do ventilador: 23 W.

As vistas cotadas estão representadas na Figura 24.

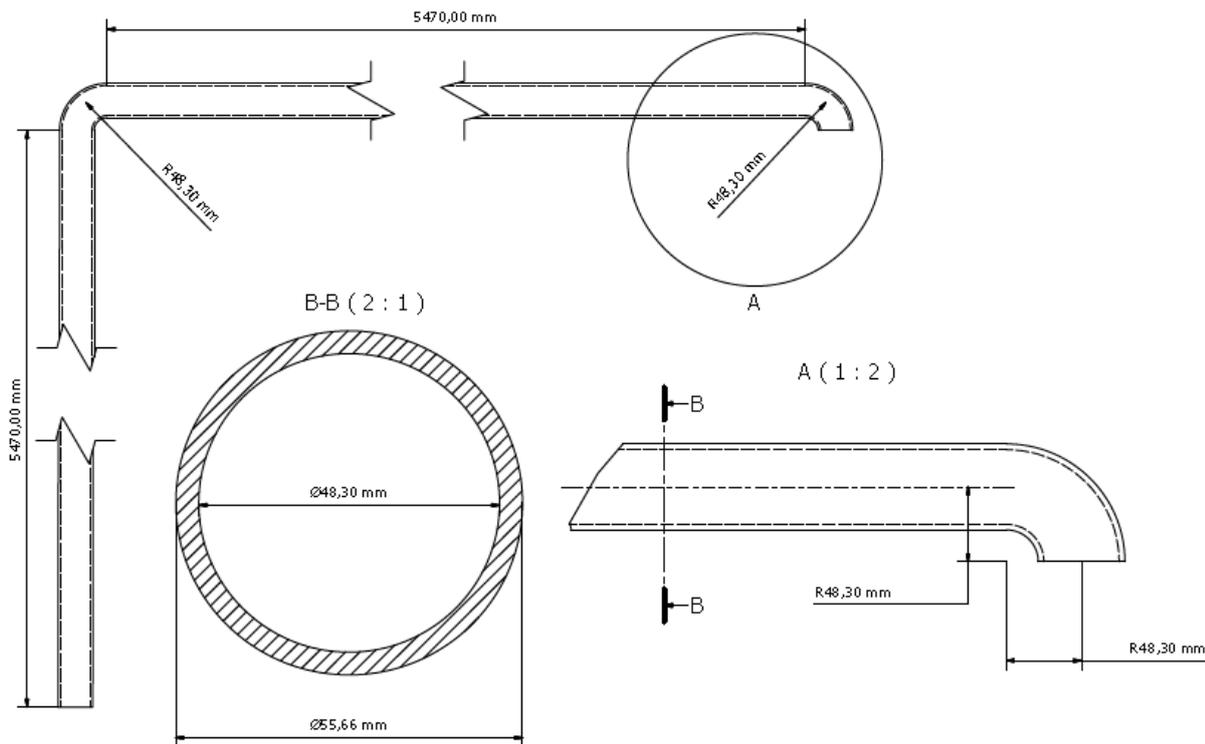


Figura 24 – Vistas da tubulação do transporte pneumático dos sólidos

4.3. Projeto Trocador de Calor com Leito Fluidizado e Placa Distribuidora

Foi implementado uma rotina computacional no *software* Excel para resolver os cálculos para o dimensionamento do trocador de calor de acordo com a proposta apresentada no Capítulo 3. O projeto do trocador, assim como o projeto da placa distribuidora foram acoplados, permitindo a análise conjunta e a obtenção de várias configurações possíveis para as condições operacionais desejadas, procurando-se obter um dimensionamento que melhor atendesse às exigências energéticas estipuladas e a otimização do sistema de recuperação de calor com leito fluidizado raso. O algoritmo que descreve o processo está esquematizado na Figura 25.

Foi estabelecido que o dimensionamento do equipamento deveria atender e operar satisfatoriamente dentro de uma faixa de operação delimitada pela capacidade térmica permitida para o projeto. Assim, foram admitidos os seguintes dados de entrada:

- Vazão mássica de sólidos (\dot{m}_s) = 15 kg/h
- Temperatura dos sólidos de entrada (T_{si}) = 400°C
- Temperatura dos sólidos de saída (T_{sf}) = 100°C
- Temperatura de entrada da corrente de água (T_{ai}) = 20°C
- Temperatura de saída da corrente de água (T_{af}) = 65°C
- Temperatura de entrada do gás de fluidização (T_{gi}) = 20°C
- Diâmetro do tubo de água (d_t) = 15 mm
- Diâmetro da partícula (d_p) = 253,5 μm
- Densidade da partícula (ρ_s) = 2650 kg/m³
- Calor específico do sólido (C_{p_s}) = 823 J/kg.°C
- Porosidade de mínima fluidização (ε_{mf}) = 0,57

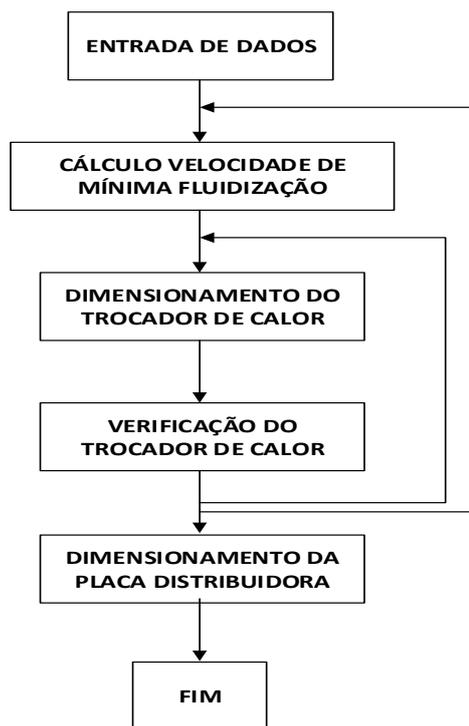
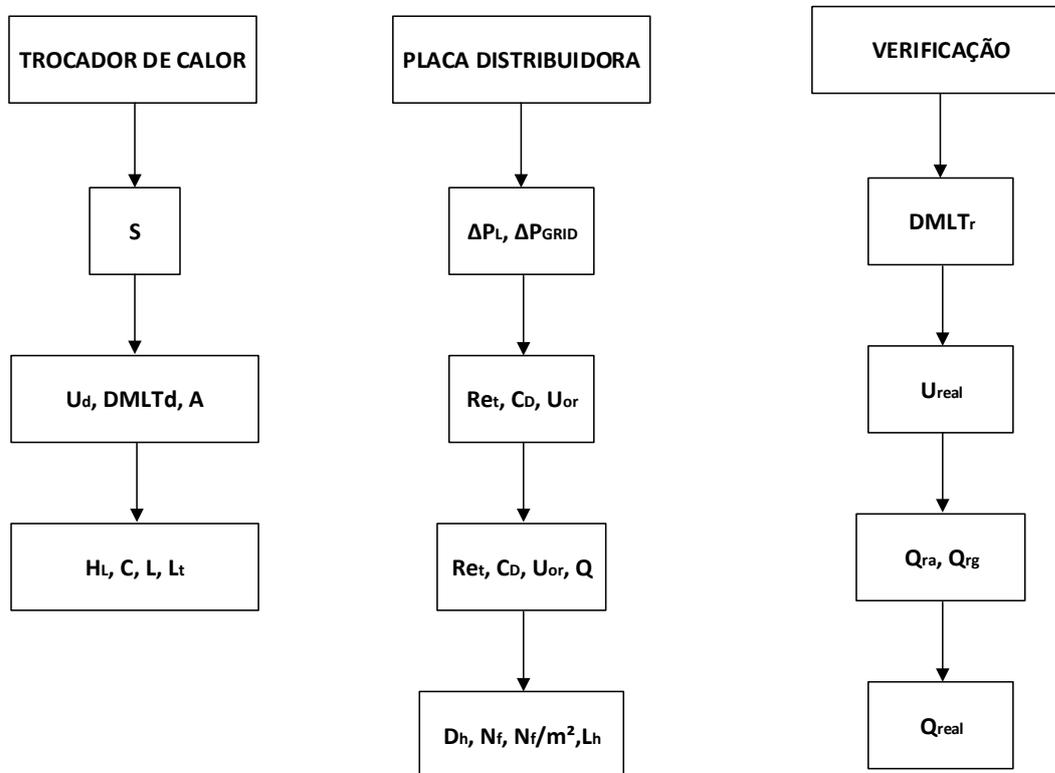
PROGRAMA PRINCIPAL**ROTINAS OBJETO**

Figura 25 – Fluxograma da Metodologia de Projeto
Fonte: Própria

O trocador de calor, esquematizado na Figura 26, é composto por quatro principais estruturas: a coifa, o casco, a placa distribuidora e a câmara de distribuição de ar (plenum).

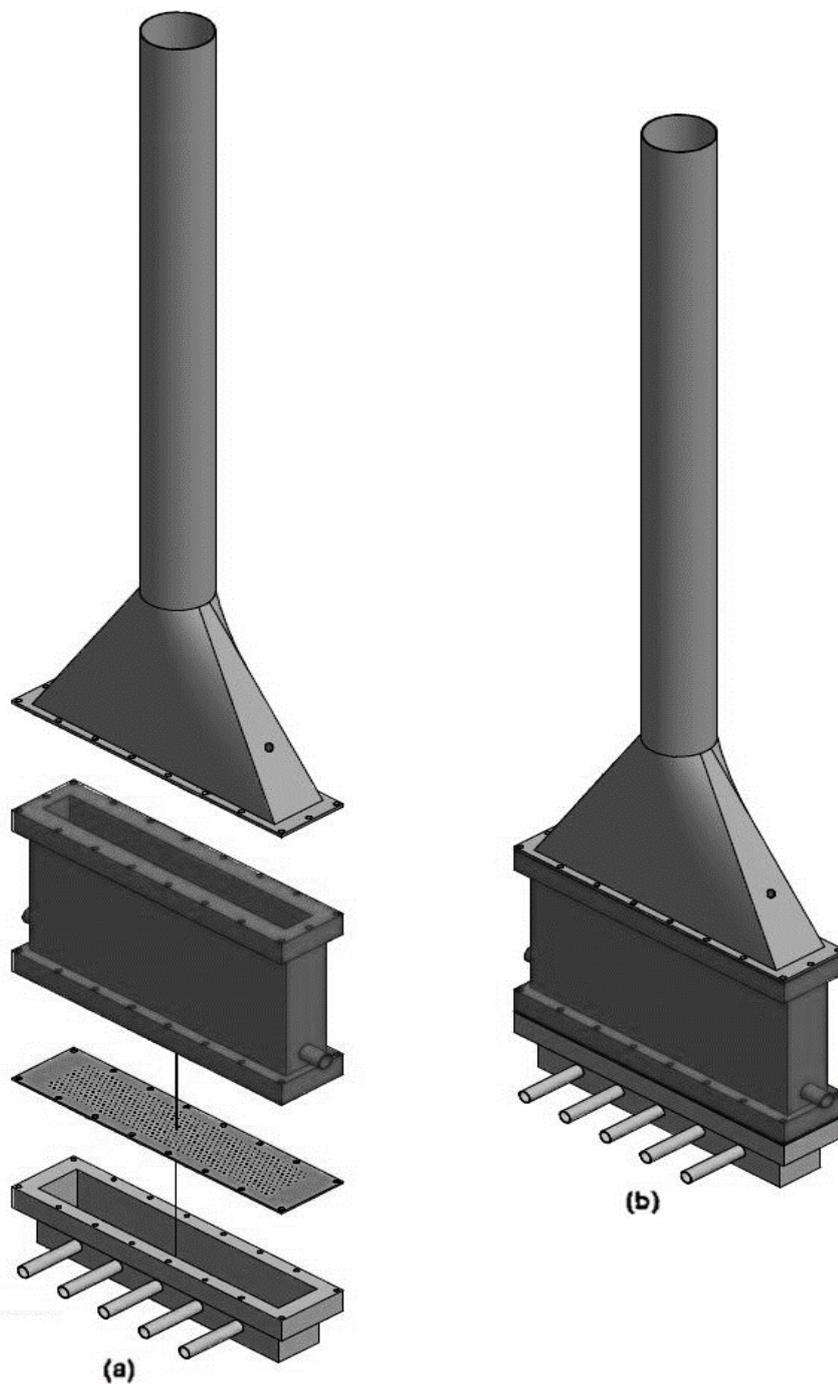


Figura 26 – Esquema do Trocador de Calor: a) vista explodida; b) conjunto montado
Fonte: Própria

O plenum possui 5 entradas de ar distribuídas uniformemente ao longo de todo comprimento do trocador e cada uma com 20 mm de diâmetro, para impedir a formação de canais preferenciais de escoamento do gás de fluidização e, dessa forma, alimentar a placa distribuidora da forma mais eficiente possível. Essa alimentação de ar para o trocador é promovida por um compressor radial com potência nominal de 0,5 cv, 1,4 m³/min e 1200 mmca, que foi escolhido por melhor atender as necessidades do projeto e garantir uma operação estável na distribuição de ar para o sistema. A Figura 27 mostra detalhadamente o projeto do plenum com as dimensões reais utilizadas neste trabalho.

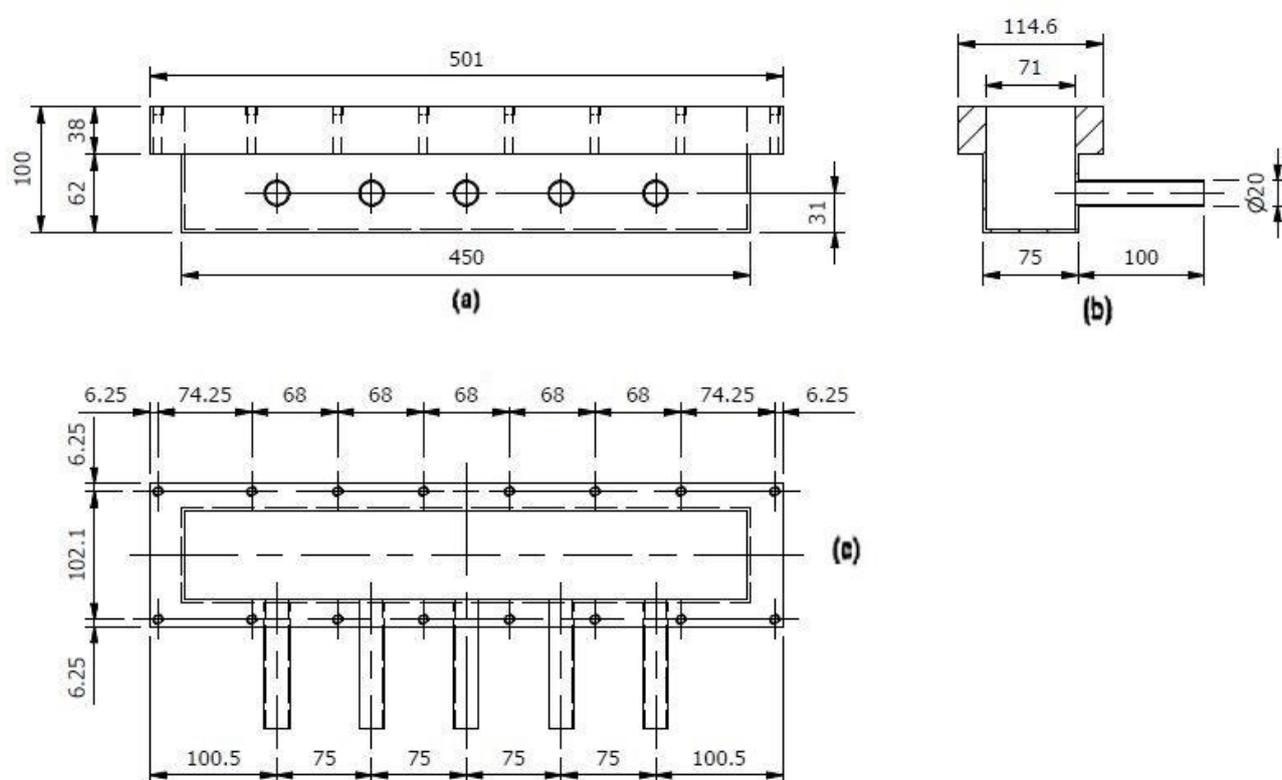


Figura 27 – Esquema do Plenum: a) vista frontal; b) vista lateral; c) vista superior
Fonte: Própria

A coifa possui em uma de suas extremidades, um tubo de 13 mm para entrada do particulado quente proveniente do aquecedor a gás. Além disso, possui uma chaminé central para saída do ar de fluidização, composta de 1,5 m de altura e diâmetro de 100 mm, onde poderá ser instalado um sensor de temperatura para registrar a temperatura de saída do ar. A Figura 28 apresenta o esquema da coifa.

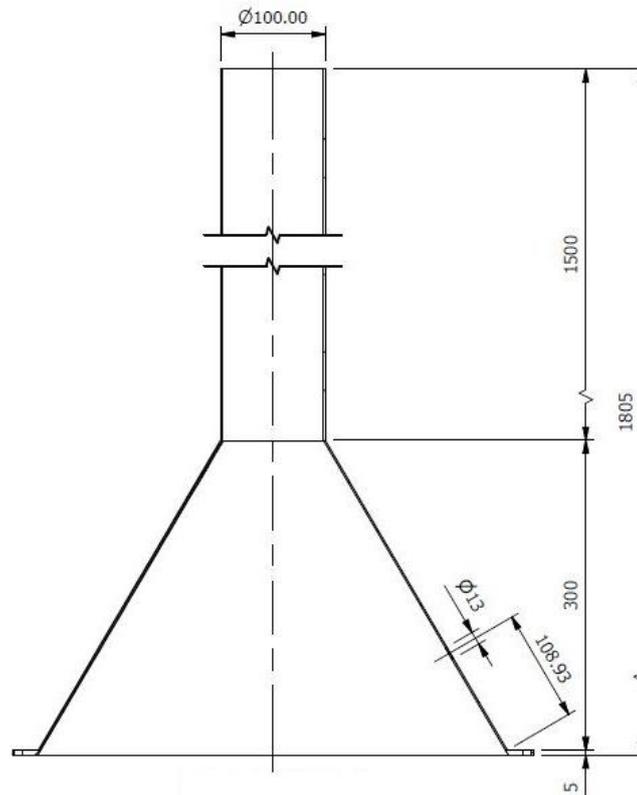


Figura 28 – Esquema da Coifa
Fonte: Própria

O casco está esquematizado na Figura 29. Este possui seção retangular medindo (7,5 x 45) cm² e altura de 30 cm. Possui 1 tubo de aço inoxidável com diâmetro interno de 15 mm e comprimento de 45 cm, disposto longitudinalmente ao longo do trocador e que estará imerso no leito de partículas. A água que irá escoar pelo tubo, a uma vazão volumétrica média de 13 L/h, irá ser captada diretamente de uma torneira e, portanto, entrará no sistema a temperatura ambiente, sendo completamente descartada para o ralo após a passagem pelo trocador. O casco possui ainda, lateralmente, uma saída para o particulado sólido, que irá ser levado, via transporte pneumático, de volta para o aquecedor a gás. Outras dimensões importantes, relacionadas ao casco, também podem ser visualizadas a partir da Figura 29:

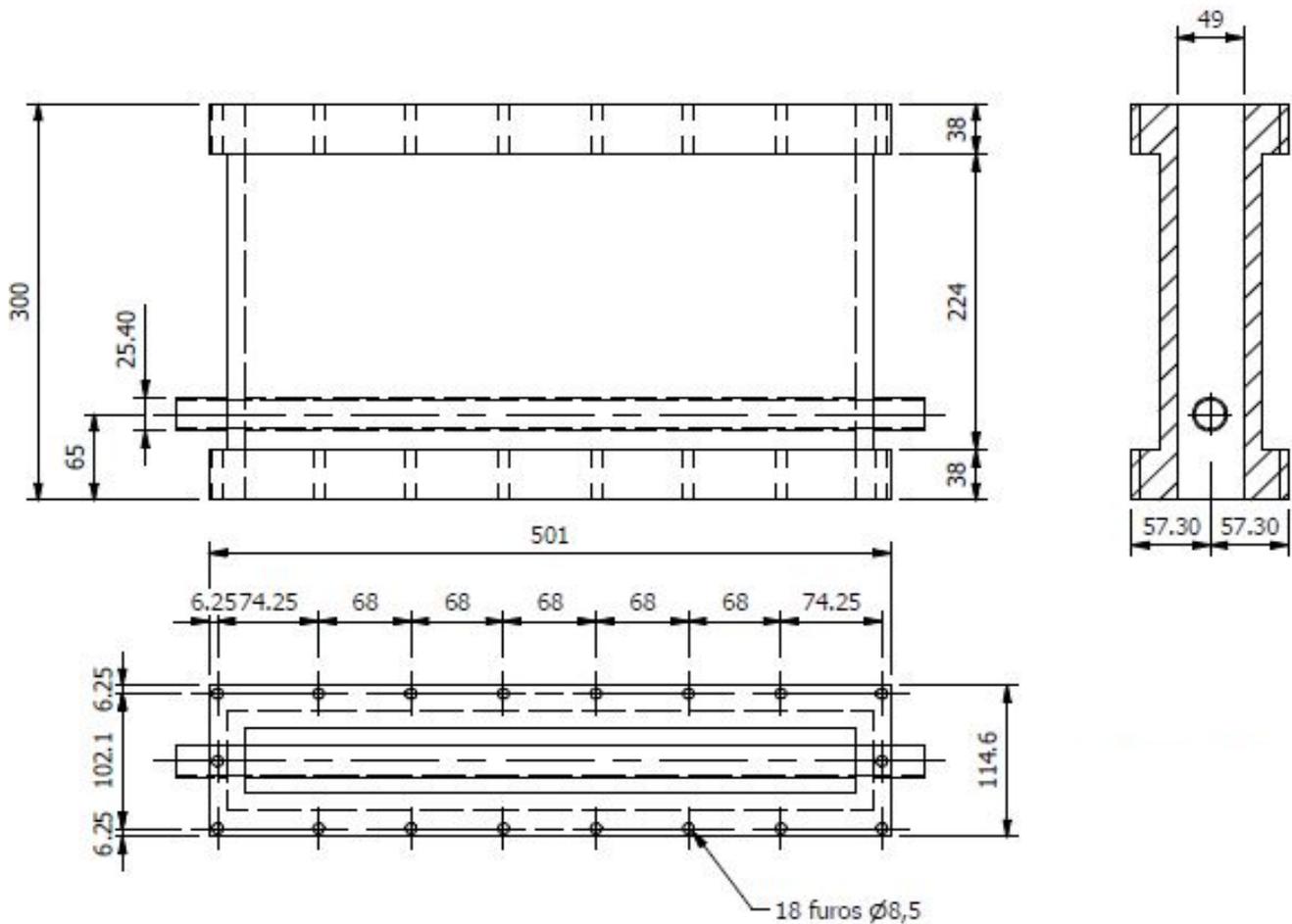


Figura 29 – Esquema do Casco
Fonte: Própria

A placa distribuidora possui espessura de 3 mm e 519 orifícios, dispostos em arranjo triangular. Os orifícios consistem de furos com 1 mm de diâmetro e separados de uma distância de 8,67 mm entre si. A velocidade superficial do gás (u_o) é de 0,16 m/s e a velocidade através do orifício (U_{or}), calculada pela equação (3.40), é de 13 m/s. Dessa forma, a relação entre a velocidade de mínima fluidização e a velocidade superficial do gás no distribuidor, $\frac{u_o}{u_{or}}$, que fornece a fração de área livre da placa distribuidora, é igual a 0,0121 ou 1,21%. Um esquema da placa distribuidora é apresentado pela Figura 30.

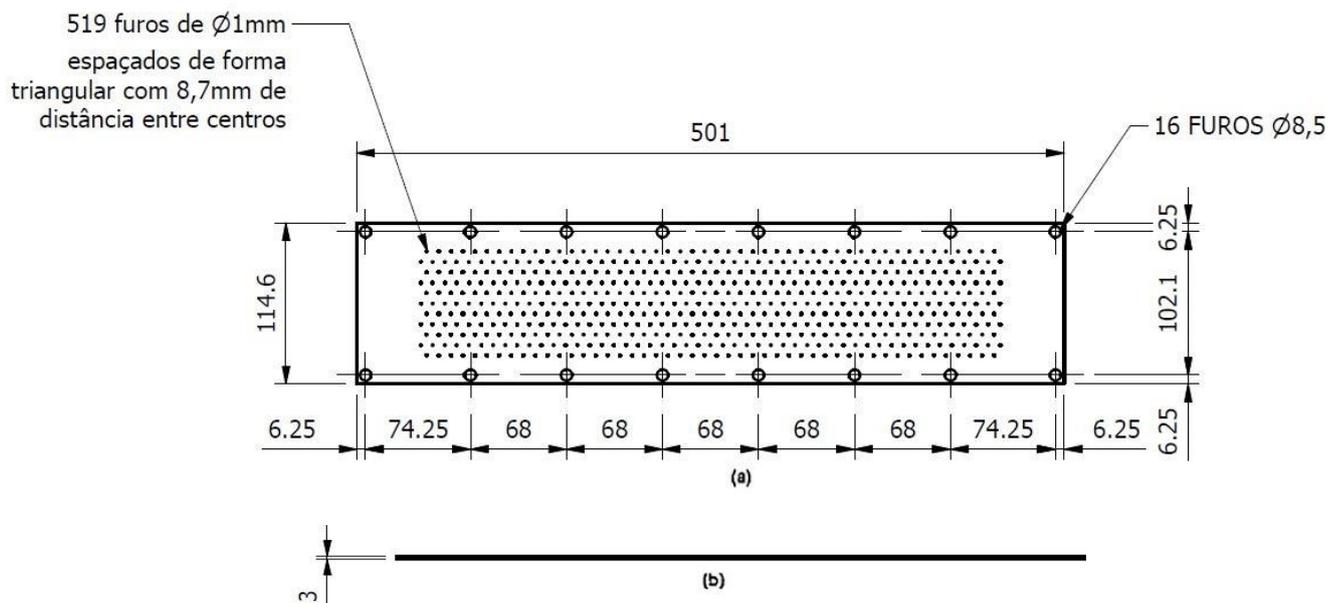


Figura 30 – Esquema da Placa Distribuidora: a) vista superior; b) espessura
Fonte: Própria

4.4. Instrumentação

Fundamental para manter o correto funcionamento do sistema, o projeto inclui um sistema de instrumentação para a obtenção de todas as medidas necessárias, que consiste na utilização de medidores de temperatura, medidores de vazão e medidores de pressão.

4.4.1. Medidores de temperatura

A temperatura deve ser medida em alguns pontos principais ao longo do sistema projetado. Para o aquecedor, o medidor tem a função de monitorar a temperatura da câmara de combustão sendo inserido no interior do leito fluidizado.

Ao deixar o aquecedor, os sólidos são enviados ao trocador de calor que apresenta alguns pontos importantes para medição:

- Ao longo do seu comprimento (T_{L1} a T_{Lx}): para uma melhor avaliação, medidores de temperatura devem mensurar a variação de temperatura sofrida pelas partículas quentes enquanto estas se deslocam e estar dispostos ao longo de todo comprimento do trocador de calor;
- Entrada dos sólidos (T_{si}): os sólidos quentes, oriundos do aquecedor, entram no sistema de recuperação de calor através de um tubo localizado na coifa do trocador e, dessa forma, a instalação de um medidor de temperatura nesse ponto é necessária para garantir a informação correta a respeito da energia que está contida nesses sólidos;
- Saída do ar (T_{gs}): para certificar que os parâmetros de projeto estejam corretos e garantir a operação do trocador e preciso realizar a medição da temperatura na saída do ar na chaminé da coifa do trocador;
- Controlar o estado de regime permanente: quanto ao equilíbrio térmico do trocador com o ambiente, um medidor de temperatura é utilizado do lado externo da parede do casco do trocador, garantindo que as perdas térmicas possam ser controladas e minimizadas ao máximo;
- Sistema de circulação de água: as temperaturas de entrada (T_{ai}) e saída de água (T_{as}) do trocador são monitoradas através da utilização de 2 medidores, presentes imediatamente na entrada e na saída do tubo de água do trocador de calor;
- Entrada de ar (T_{ge}): um medidor é instalado no plenum, para certificar a qual temperatura o ar atmosférico está sendo utilizado para fluidização do sistema.

4.4.2. Medidores de vazão

A vazão mássica de ar (\dot{m}_{ar}) destinada ao trocador de calor deverá ser realizada através de placas de orifício, medindo-se a pressão a montante e a queda de pressão através da placa. A vazão volumétrica de GLP e de água no trocador serão obtidas através de rotâmetros.

Os cálculos referentes ao dimensionamento dos sistemas medição de vazão, não foram realizados neste trabalho.

4.4.3. Medidores de pressão

As medidas de pressão serão realizadas utilizando-se manômetros transdutores de pressão.

A medida de pressão a montante e da queda de pressão através da placa de orifício permite a determinação da descarga da corrente de ar (\dot{m}_{ar}), destinada ao trocador de calor.

Além dessas medidas, outros pontos de instalação de medidores de pressão são necessários:

- Queda de pressão através do leito do trocador de calor (ΔP_b);
- Queda de pressão na placa distribuidora do trocador de calor (ΔP_d);
- Queda de pressão na placa distribuidora com injetores do tipo *Tuyeres* do aquecedor (ΔP_a);

Essas medidas são utilizadas para o controle da altura dos leitos fluidizados (H_L) no aquecedor, no trocador de calor e para a determinação da porosidade do leito no trocador (ϵ).

4.5. Análises Operacionais do Trocador de Calor

No presente tópico são apresentados os resultados de projeto obtidos a partir das simulações realizadas, nos quais as descargas de sólido, gás e água variaram entre 13 e 17 kg/h; 3,9 e 4,6 kg/h; 15 e 19 kg/h, respectivamente. Para cada simulação,

a vazão de uma das três correntes era alterada, enquanto as outras duas permaneciam constantes, assim como as dimensões de projeto do trocador de calor. Dessa forma, pôde-se avaliar a influência e qual o comportamento apresentado pelo sistema de fluidização devido ao acréscimo na vazão de cada uma das correntes. Além disso, foi verificada a influência dos parâmetros diâmetro e densidade da partícula no coeficiente de transferência de calor mistura-parede (h_{mp}), calcula a partir da (Equação 3.12). A altura do leito fluidizado permaneceu fixa e igual a 60 mm e para cada simulação, foram fixados os parâmetros que encontram-se esquematizados na Tabela 11.*

Os resultados obtidos, a partir da metodologia apresentada no Capítulo 3, compreendem:

- Apresentação das condições operacionais e dos valores obtidos para o coeficiente de transferência de calor global (U) em função da variação das vazões de sólidos, ar e água, segundo a análise térmica para cada simulação; e
- Demonstrar a influência e compreender de que forma as alterações dos parâmetros relacionados à descarga das correntes e às propriedades físicas da partícula, contribuem sobre o comportamento do trocador de calor.

Tabela 11 – Parâmetros de projeto fixados em cada simulação

| | |
|---|----------|
| Temperatura de entrada do sólido (T_{si}) | 400°C |
| Temperatura de entrada de água (T_{wi}) | 20°C |
| Temperatura de entrada de ar (T_{ai}) | 20°C |
| Velocidade superficial do gás (u_o) | 0,16 m/s |
| Largura do trocador de calor | 75 mm |
| Comprimento do trocador de calor | 450 mm |
| Altura do leito fluidizado (H_L) | 60 mm |
| Comprimento do tubo (L_t) | 450 mm |

As Figuras 31 a 33 mostram as condições operacionais e os valores de U_{global} e das temperaturas das correntes fixadas segundo a análise global para o trocador de calor variando as vazões de sólidos, água e ar, respectivamente. Ressalta-se que a porosidade foi mantida constante nos cálculos que deram origem aos gráficos mencionados.

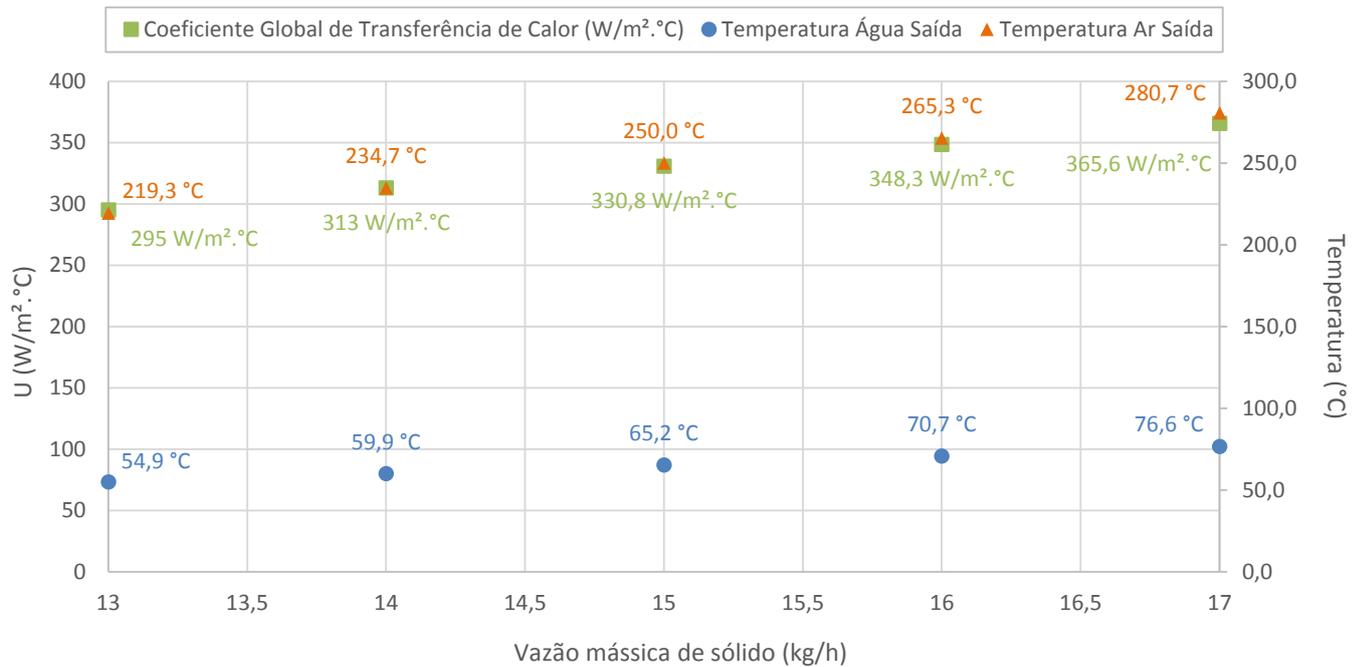


Figura 31 – Influência da descarga de sólidos
Fonte: Própria

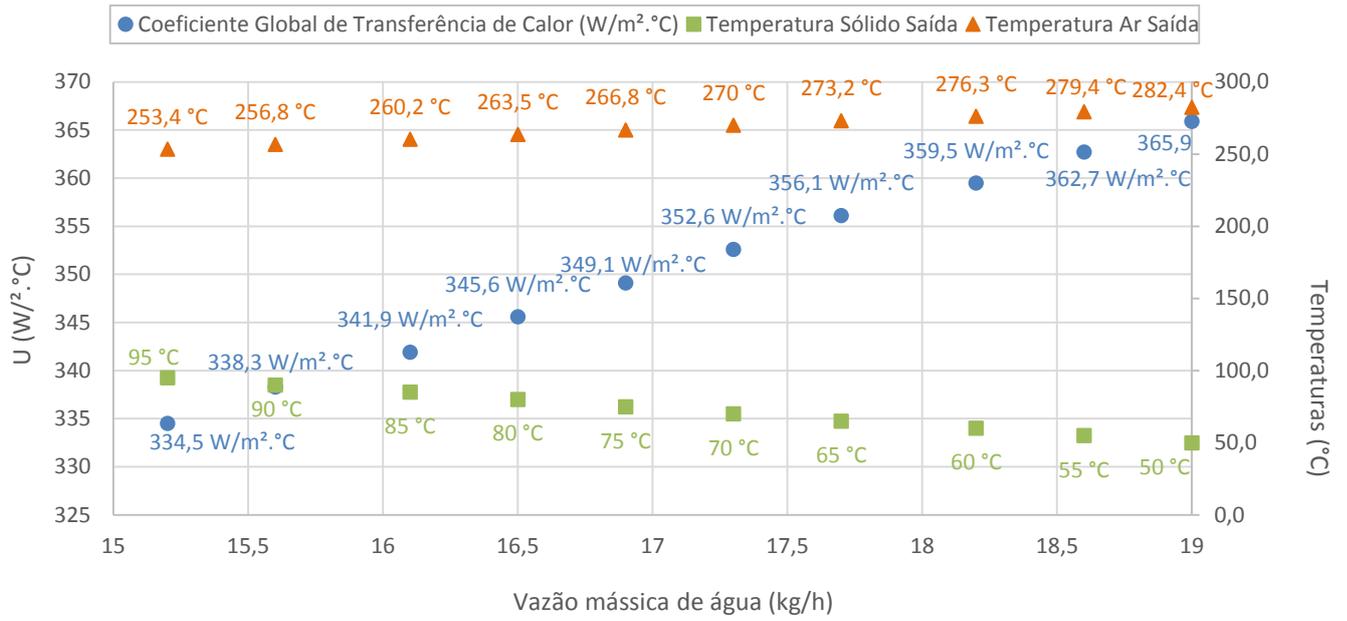


Figura 32 – Influência da descarga de água

Fonte: Própria

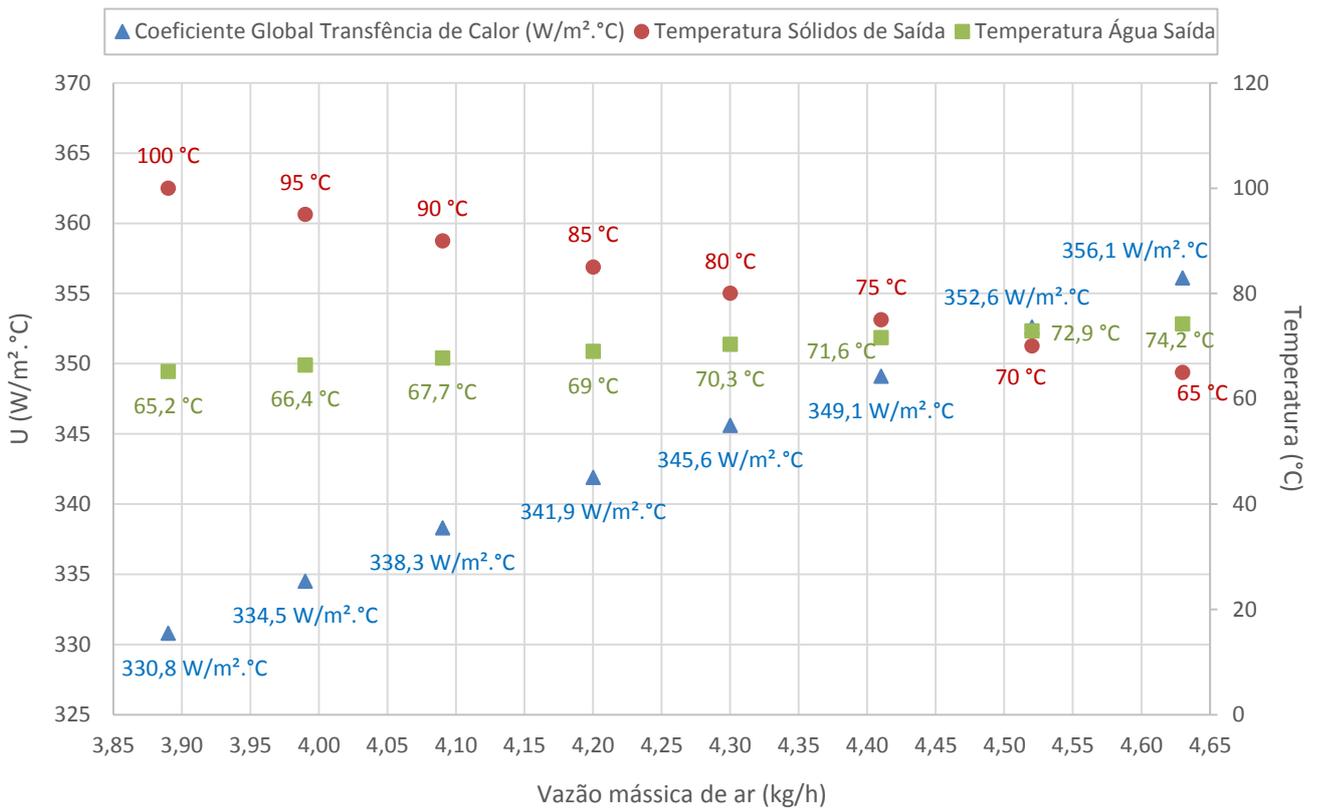


Figura 33 – Influência da descarga de ar

Fonte: Própria

A partir dessas figuras, pode-se observar o comportamento do leito, no que diz respeito à temperatura final das correntes de sólidos, água e ar ao deixar o trocador de calor. Percebe-se também que nos três casos mostrados nessas figuras existe uma forte influência do aumento das descargas, \dot{m}_s , \dot{m}_a e \dot{m}_g , sobre o coeficiente de transferência de calor global (U_{global}). Deve-se observar que, quando a descarga das correntes era elevada, surge certa tendência de aumento dos valores para o coeficiente de transferência de calor. Esse comportamento pode ser explicado em função do aumento da velocidade das partículas na direção de escoamento (menor tempo de residência), indicando o aumento da contribuição da parcela partícula-convectiva no processo de transferência de calor. Além disso, nota-se que, ao aumentar as descargas das correntes de água e ar e mantendo-se fixa a vazão de sólidos, o coeficiente de transferência de calor também aumentava, comportamento que é explicado devido a um aumento da parcela partícula-convectiva, causada pela maior passagem de gás pelo leito, e do aumento da parcela do coeficiente de transferência de calor relacionado ao escoamento da água no interior do tubo ($h_{\text{água}}$), que será mais turbulento conforme for o acréscimo na vazão de água.

A influência para o trocador de calor com leito fluidizado raso proposto da alteração do diâmetro, 100 a 300 μm , e da densidade, 600 a 3000 kg/m^3 , da partícula pode ser visualizada a partir das Figuras 34 e 35.

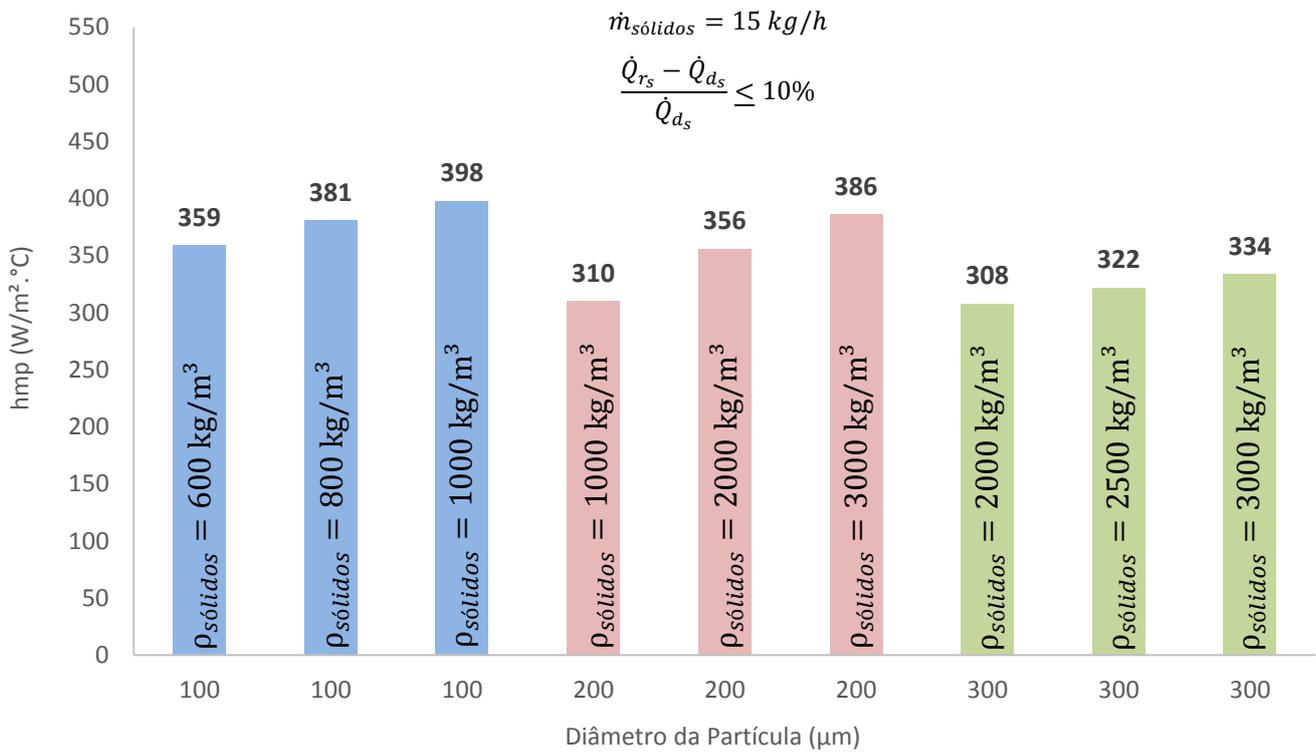


Figura 34 – Influência do diâmetro e da densidade da partícula

Fonte: Própria

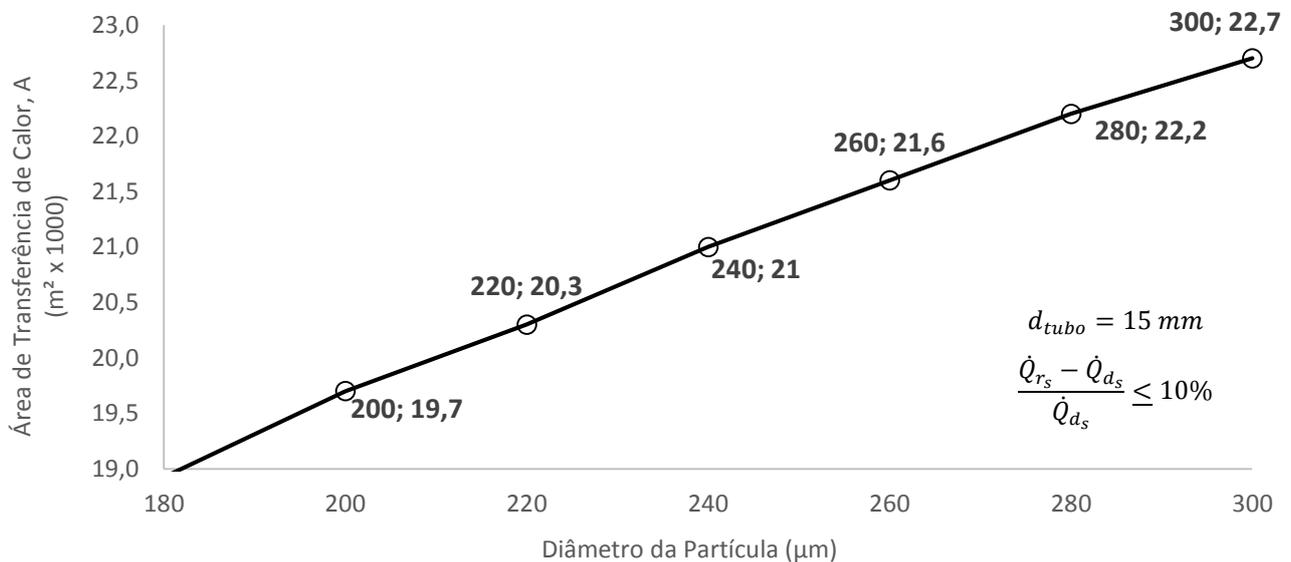


Figura 35 – Área de transferência de calor em função do diâmetro da partícula

Fonte: Própria

A Figura 34 apresenta o comportamento obtido em relação à transferência de calor quando aplica-se uma variação de diâmetro e densidade da partícula para uma

carga térmica fixa e mantendo a vazão de sólidos constante em 15 kg/h. A escala de variação para o (diâmetro das partículas x densidade) foi determinada a partir da análise da Figura 3, para o Grupo B de Partículas de Geldart, que é o objeto de estudo deste trabalho.

O coeficiente de transferência de calor mistura-parede, calculado através da equação de Zabrodsky (1976), mostrada na Equação (3.13), e avaliado pelo trabalho de Boterill (1986), diminui com o aumento do diâmetro das partículas e a área de transferência de calor apresenta a tendência oposta. Essa equação avalia o estado ideal de transferência de calor para equipamentos que operam através de leitos fluidizados e, a partir dela, é possível saber qual é a maior taxa possível de troca térmica que poderá ser alcançada pelo sistema. A tendência qualitativa encontrada, está de acordo com o descrito na literatura e nos trabalhos realizados por: Parise (2000), Rodriguez (1998) e Grewal e Saxena (1980). A redução do coeficiente de transferência de calor mistura-parede com o aumento do diâmetro da partícula é devido principalmente ao aumento do termo gás-convectivo entre o tubo e a primeira fila de partículas. O aumento desse termo aumenta a resistência ao fluxo de calor. Além disso, a área superficial das partículas por unidade de volume do leito é maior para partículas pequenas, ou seja, partículas pequenas são mais eficientes na transferência de calor com superfícies imersas. É possível observar também que, para um mesmo diâmetro, partículas com maiores densidades apresentam comportamento oposto, ou seja, alcançam maiores taxas de transferência de calor. Como mostrado pela Figura 34, o aumento do coeficiente de transferência de calor com o aumento da densidade do leito de partículas acontece, principalmente, devido a maior compactação do leito, diminuindo a sua porosidade e provocando o aumento na taxa de transferência de calor para o tubo imerso.

A partir da Figura 35 observa-se que, quanto maior for o diâmetro da partícula, maior será a área de transferência de calor necessária. Portanto, mantendo constante o comprimento do tubo, a densidade da partícula e a vazão mássica de ar, será preciso que o tubo imerso apresente maior diâmetro para garantir que o sistema continue operando dentro dos limites estipulados caso haja a necessidade da utilização de partículas com diâmetros diferentes do diâmetro de projeto, 253,5 μm . A Figura 36 mostra os resultados obtidos para essa nova situação.

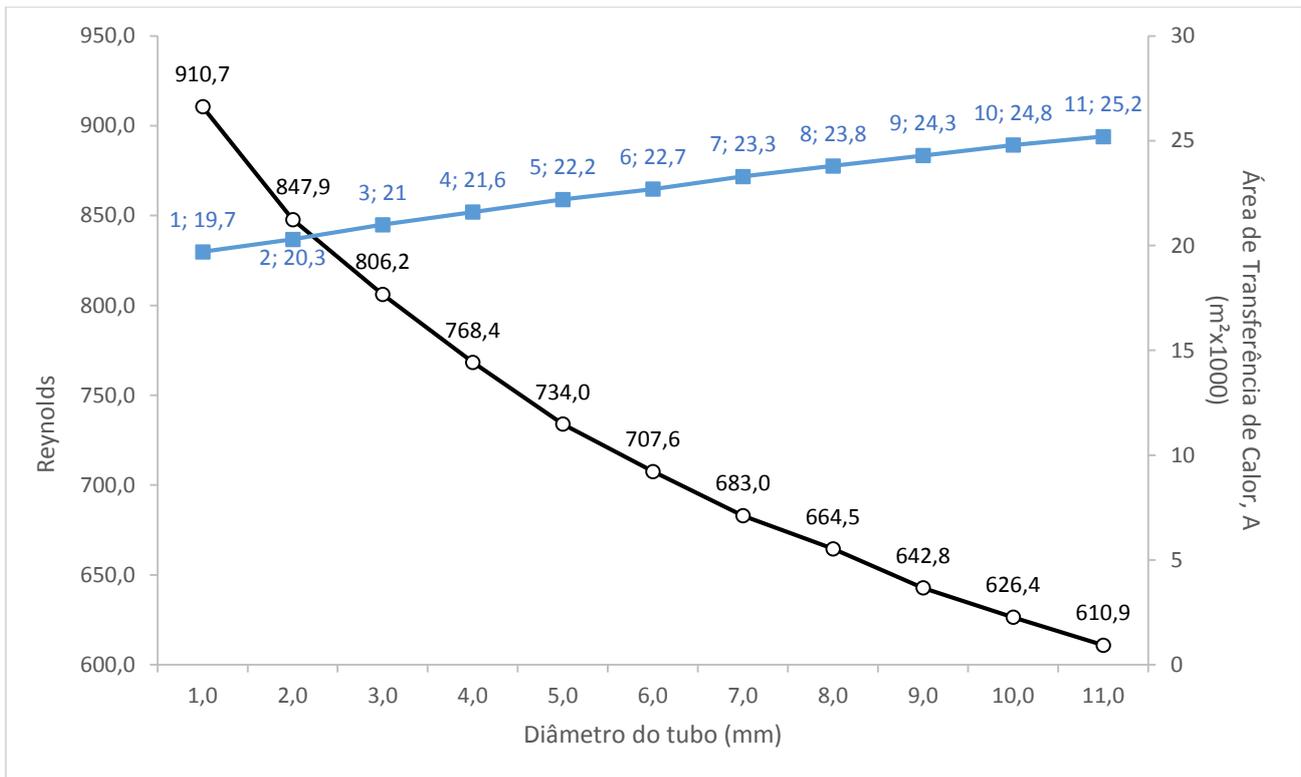


Figura 36 – Diâmetro do tubo requerido em função da área de transferência de calor

Fonte: Própria

Na Figura 37 é mostrado o comportamento apresentado pelo sistema em relação a área da plataforma do trocador de calor e ao coeficiente global de transferência de calor quando sujeito a um aumento da velocidade superficial do gás. Com o incremento na velocidade do gás e, mantendo a sua vazão constante, houve uma redução da área da plataforma e um ligeiro aumento no coeficiente global de transferência de calor, comportamento também observado por Rodriguez (1998) e Vedamurthy et al (1990). A partir do uso da correlação de Andeen e Glicksman (1976) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor mistura-parede, (Equação 3.23), comprova-se que com o incremento da velocidade do gás esse coeficiente irá aumentar e, conseqüentemente, aumentará o coeficiente global de transferência de calor.

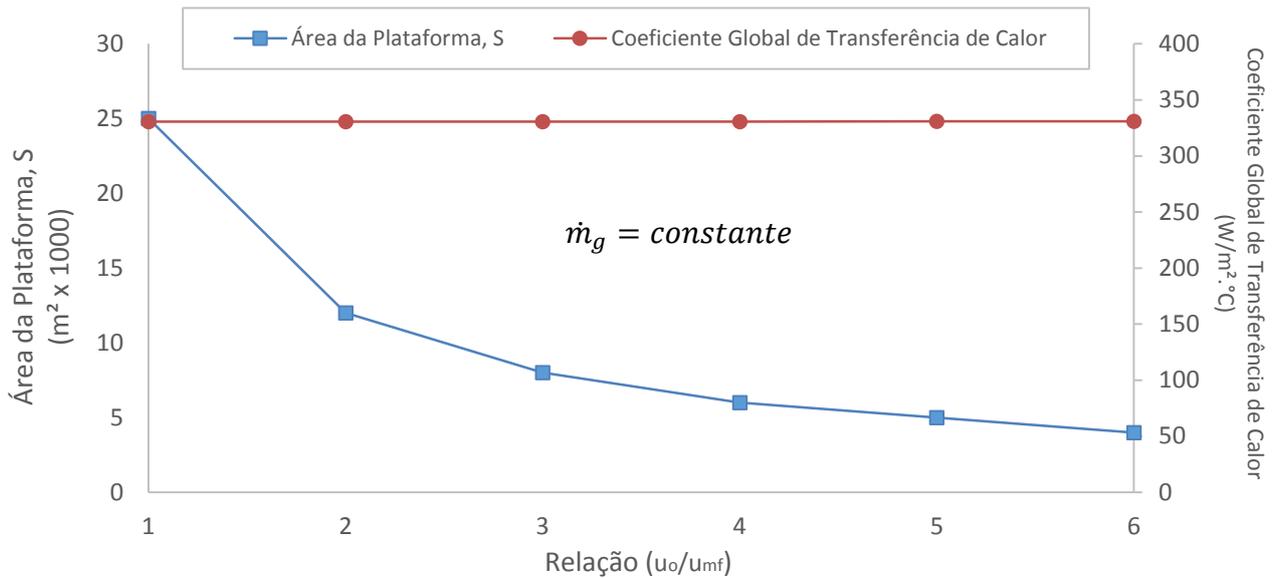


Figura 37 – Área da plataforma e Coeficiente global de transferência de calor em função da velocidade superficial do gás

Fonte: Própria

Vale lembrar que, para as análises feitas para o levantamento das Figuras 34 à 37, todas as configurações estruturais e que dizem respeito ao dimensionamento do trocador de calor permaneceram constantes. Portanto, para garantir uma condição básica de operação do equipamento, este deve seguir o que afirma o tópico “Avaliação de Desempenho”, no capítulo 3. Por isso, o dimensionamento do trocador de calor escolhido para o presente trabalho, irá atender dentro de um limite específico de faixas de operação em relação aos parâmetros de projeto. Assim, todas as figuras ilustradas neste trabalho foram construídas dentro desses limites, procurando sempre evitar qualquer desvio que possa comprometer a confiabilidade dos resultados e a segurança do processo.

4.6. Análises Operacionais do Aquecedor

Para a faixa de validade de operação do trocador de calor do presente trabalho, a vazão mássica de sólido particulado deve permanecer entre 13 e 17 kg/h. A temperatura de entrada da areia no trocador de calor é de 400 °C, sendo esta a mesma temperatura da areia na saída do aquecedor. Com base nessas informações,

sabe-se que a temperatura de areia na saída do queimador deve ser mantida constante. Para tanto, a relação entre as vazões de gás de combustão e de areia devem obedecer a uma proporcionalidade, para que a areia saia à temperatura desejada de 400 °C.

De acordo com o item 4.1.3, a potência gerada pelo aquecedor nas condições descritas de balanço energético é de 2.518,2 kW. Assim sendo, para manter a potência constante do aquecedor, e, por conseguinte, a temperatura de saída da areia, ao aumentar a vazão de areia, deve-se aumentar a vazão de gás de combustão e vice-versa.

O sistema possui dois tipos de funcionamento: no *startup* e com reciclo de partículas. Conforme o tópico 4.1.3, a temperatura da areia na entrada do aquecedor no *startup* é de 25 °C, e a temperatura da areia na entrada do aquecedor com reciclo de partículas é de 50 °C.

A partir desses dados, é evidente que para uma mesma vazão de sólidos, a areia com maior temperatura fornecerá uma maior energia ao sistema. Para que se mantenha o balanço energético, faz-se necessário reduzir a vazão de gás de combustão, quando a temperatura de entrada da areia é incrementada a uma mesma vazão de areia. Diminuindo-se a vazão de gás de combustão, tem-se uma economia de combustível gasto para o aquecimento do sólido.

A Figura 38 mostra, tanto no *startup* quanto no sistema com reciclo de partículas, o comportamento das vazões de gás de combustão com a vazão de areia. A Figura 38 apresenta, também, a economia percentual de gás de combustão para o aquecimento de areia, para cada vazão específica de areia. Essa economia é dada pela diferença percentual entre as vazões do gás de combustão, logo abaixo:

$$Economia\ de\ combustível\ (\%) = \frac{|vazão\ no\ startup - vazão\ no\ reciclo|}{vazão\ no\ startup} \times 100 \quad (4.4)$$

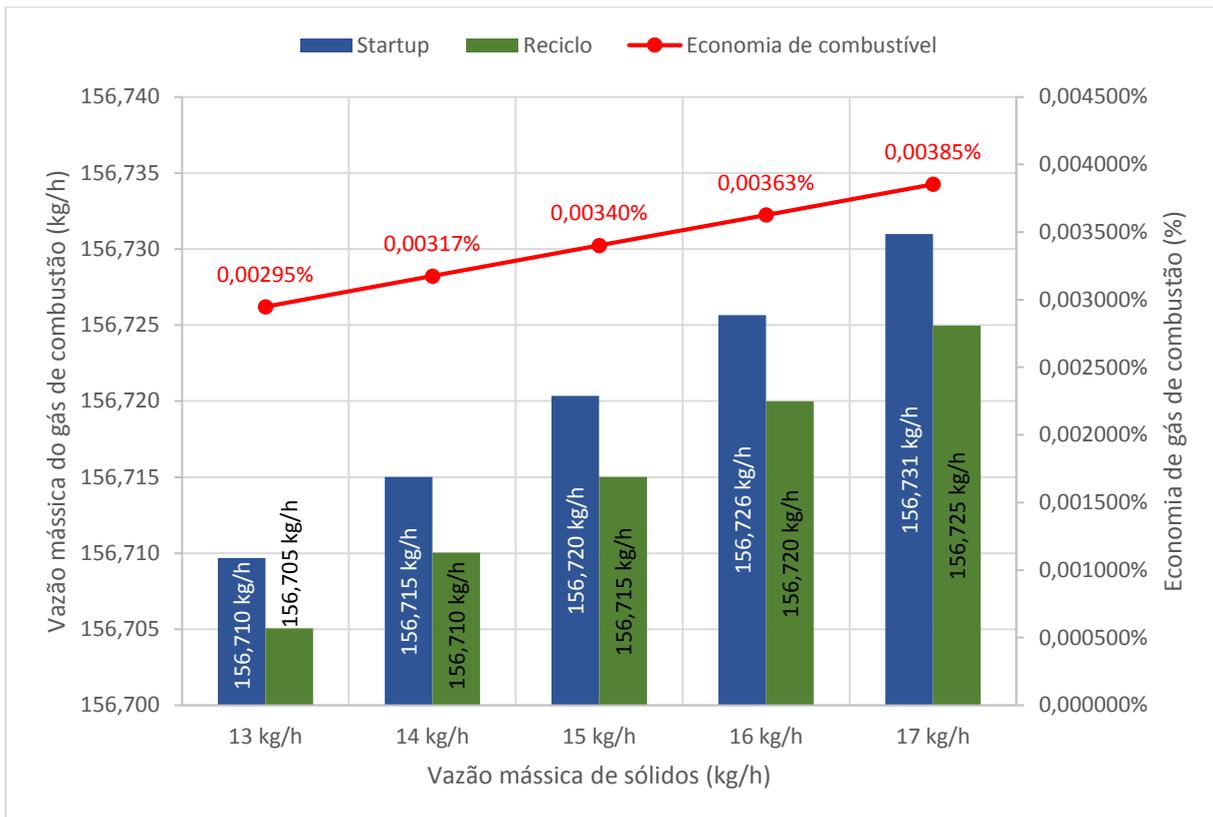


Figura 38 - Relação da vazão de sólido x vazão do gás de combustão
Fonte: Própria

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

No presente trabalho foi realizado o projeto e o estudo de um trocador de calor com leito fluidizado raso aplicando uma metodologia de projetos termo-hidráulico e pneumático para o dimensionamento dos equipamentos envolvidos no processo, realizando balanços de massa e energia para o sistema sob diferentes condições de operação e avaliando o potencial de recuperação e o comportamento do sistema de fluidização proposto.

As análises dos resultados, obtidos a partir do dimensionamento dos equipamentos e da avaliação dos parâmetros de projeto, permitiram as seguintes conclusões:

- O valor do coeficiente global de transferência de calor (U_{global}) no leito raso aumenta com o incremento da descarga de sólidos; devido ao aumento da

velocidade das partículas na direção de escoamento, indicando o aumento da contribuição da parcela partícula-convectiva no processo de transferência de calor.

- Mantendo as vazões de duas correntes constantes, verificou-se que o aumento da descarga da terceira corrente provocava um aumento no valor do coeficiente global de transferência de calor (U_{global}), assim como as temperaturas de saída ($T_{\text{saída}}$) atingidas pelas correntes que se mantinham constantes, devido a um aumento da parcela partícula-convectiva no caso do aumento da vazão de ar e do aumento da parcela do coeficiente de transferência de calor relacionado ao escoamento da água no interior do tubo ($h_{\text{água}}$).
- Para uma mesma descarga de sólidos e mantendo o diâmetro do tubo constante, o aumento do diâmetro da partícula provoca uma redução no coeficiente de transferência de calor mistura-parede (h_{mp}), indicando que partículas menores promovem melhores taxas de transferência de calor. Entretanto, os efeitos do aumento do diâmetro poderão ser parcialmente compensados caso haja um aumento simultâneo na densidade da partícula;
- Mantendo uma vazão constante e aumentando a velocidade superficial do gás, a área de plataforma é diminuída (Lei da continuidade). Como efeito consequente desse processo, o coeficiente de transferência de calor global sofre um ligeiro incremento. Este deve-se sobretudo à melhor mistura gás-sólido provocada pelo aumento da velocidade superficial do gás, contribuindo, dessa maneira, para uma melhor transferência de calor;
- A aplicação da metodologia utilizada para a realização do projeto mostrou-se eficiente e capaz de atender as exigências térmicas e fluidodinâmicas determinadas para operação, uma vez que os balanços de massa e energia empregados apresentaram resultados dentro dos limites aceitáveis e determinados pela literatura;

Como sugestões para trabalhos futuros propõe-se:

- A construção e montagem do projeto;
- Estudo para a determinação de qual o tipo de válvula será mais adequada para realizar o transporte de sólidos do reservatório para o aquecedor e deste para o trocador de calor. Após o estudo, realizar a execução do projeto das válvulas escolhidas;
- Aprimorar o sistema de circulação de água no trocador de calor, buscando uma maior eficiência na utilização deste recurso. Isso pode ser realizado por meio da instalação de um sistema de circulação em circuito fechado para a água de resfriamento. Para tanto, a água deverá ser resfriada após sua passagem pelo leito do trocador de calor até que a sua temperatura atinja a temperatura de entrada no trocador de calor novamente, que pode ser realizado por meio das instalações de uma pequena central de resfriamento (torre de resfriamento) e de uma bomba centrífuga para promover a circulação constante de água pelo sistema;
- Reaproveitamento da energia liberada pelas correntes dos gases quentes eliminados pela chaminé do trocador de calor e do aquecedor. As temperaturas de descarte desses gases são próximas as das temperaturas dos leitos, sendo 250°C e 400°C para o trocador de calor e o aquecedor, respectivamente;
- Instalação da instrumentação, descrita no Capítulo 4, para manter a condição básica de operação do sistema;
- Implementação de um sistema de controle e automação de cada etapa do processo, vinculado a um supervisor para o acompanhamento, em tempo real, da situação do sistema;
- Otimizar a eficiência de troca térmica através da instalação de chicanas, aletas e/ou dispositivos estruturais capazes de aumentar as taxas de transferência de calor dentro do leito do trocador de calor.

REFERÊNCIAS

ABUBAKAR, M.Y.; TARAZUK, J.D. **Local and overall heat transfer coefficients on a horizontal tube inside a shallow gas fluidized bed by means of a new two-sector heat transfer probe.** IV International Conference on Fluidization, Japan (1983).

AÇOS CONTINENTE. **Tubo SCH 40 e 80 - NBR 5590.** Disponível em: <<http://www.acoscontinente.com.br/secao/33/tubo-sch-40-e-80---nbr-5590>>. Acesso em: 10 out. 2014.

ALI, B. M. A. Al; BROUGHTON, J. Shallow Fluidised-Bed Heat Transfer. **Applied Energy.** England, p. 101-114. 1977.

ANDEEN, B. R., Glicksman, L. R. **Heat Transfer to Horizontal Tubes in Shallow Beds** In Asme-Aiche Heat Transfer Conference, Missouri, USA, ASME paper 76-67, 1976.

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

BASU, P. **Design of Gas Distributors for Fluid Bed Boilers.** In: Fluidized Bed Boilers: Design and Applications. Nova Scotia: Pergamon, Canada, 1984, p 45-61.

BOTTERILL, John S. M. **Fluid-Bed Heat Transfer.** Birmingham: Academic Press Inc, 1975.

BROOKES, G.; REAY, D. A. **Comparative Merits of Heat Recovery Equipament.** Heat Recovery Systems. Great Britain, p. 31-36. 5 jul. 1980.

BRZIC, Danica et al. **Hydrodynamics of a Shallow Fluidized Bed of Coarse Particles.** Chemical Engineering Journal. Great Britain, p. 47-54. 13 set. 2005.

CAPUTO, A. C.; CARDARELLI, G.; PELAGAGGE, P. M. **Analysis of Heat Recovery In Gas-Solid Moving Beds Using a Simulation Approach.** Applied Thermal Engineering. Great Britain, p. 89-99. 5 dez. 1994.

CHYANG, Chien-song et al. **A study on fluidized bed combustion characteristics of corncob in three different combustion modes.** Elsevier: Bioresource Technology, Taiwan, v. 1, n. 116, p.184-189, 21 abr. 2012.

CLEZAR, Carlos Alfredo; NOGUEIRA, Antonio Carlos Ribeiro. **Ventilação Industrial.** Editora da UFSC. Florianópolis, 1999.

COULSON, J. M.; RICHARDSON, J. F. **Chemical Engineering.** Oxford, 2 ed. Pergamon Press, 1968

ELLIOT, Douglas Ernest. **Fluidized Bed Heat Exchangers.** United States Patent. England, p. 1-12. 14 out. 1975.

ERGUN, Sabri. **Fluid Flow Through Packed Columns.** Chemical Engineering Process. Pittsburgh, Pennsylvania, p. 89-94. fev. 1952.

GALVANI, Rosemary. **Transferência de calor de corpos imersos em leito fluidizado borbulhante alta temperatura.** 1991. 96 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos, Unicamp, Campinas, 1991.

GELDART, D. **Gas Fluidization Technology.** Wiley, New York, 468p. 1986.

GELDART, D. **Types of Gas Fluidization.** Powder Technology. Netherlands, p. 285-292. nov. 1972.

GIL, Antonio Carlos. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa.** 4. ed. São Paulo: Atlas, 2002. 175 p.

GREWAL, N. S.; SAXENA, S. C. **Heat Transfer Between a Horizontal Tube and a Gas-Solid Fluidized Bed.** Internacional Journal Heat And Mass Transfer. Great Britain, p. 1505-1519. 14 mar. 1980.

HOWARD, J. R. **Fluidized Bed Technology – Principles and Applications,** Adam Hilger, 1989.

KIM, Sung Won et al. **Heat Transfer and Bubble Characteristics in a Fluidized Bed with Immersed Horizontal Tube Bundle.** International Journal Of Heat And Mass Transfer. Great Britain, p. 399-409. 26 jul. 2002.

KUNNI, D.; LEVENSPIEL, O. **Fluidization Engineering**. 2^a. ed. New York: Butterworth-Heinemann, 1991. 491 p.

KUNNI, D.; LEVENSPIEL, O. **Fluidization Engineering**. Inc. USA, John Wiley & Sons, 1969.

LAVIOLETTE, Jean-Philippe; PATIENCE, Gregory S.; CHAOUKI, Jamal. **Non-premixed fluidized bed combustion of C1–C4 n-alkanes**. Elsevier: Fuel, Montreal, v. 1, n. 90, p.2850-2857, 30 abr. 2011.

IZQUIERDO-BARRIENTOS M. A. et al. **Experimental Studies of Phase Change Materials in a Bubbling Fluidized Bed**. The 14th International Conference on Fluidization – From Fundamentals to Products, 2013.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1990. 403 p.

MCGAW, D. R. **Heat Transfer in Shallow Crossflow Fluidized Bed Heat Exchangers - II. Experimental**. Internacional Journal Heat And Mass Transfer. Great Britain, p. 665-671. 30 abr. 1975.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5. ed. Inglaterra: John Wiley & Sons Inc, 2006. 847 p.

NITZ, M.; GUARDANI, R. **Fluidização Gás-Sólido – Fundamentos e Avanços**. Revista Brasileira de Engenharia Química. Publicado em dezembro de 2008.

OKA, Simeon N. **Fluidized Bed Combustion**. E.U.A.: Marcel Dekker Inc, 2004. 580p.

PARISE, M. P. **Estudo Experimental do Resfriamento de Partículas Sólidas em Trocador de Calor com Leito Fluidizado Raso**. 2000. 120p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2000.

PÉCORA, A. A. B., GOLDSTEIN, L. **Recuperação de Calor em Sistemas Bifásicos Gás-Partículas Sólidas**. In: XVII Encontro Sobre Escoamento Em Meios Porosos (ENEMP), outubro, 1989, v. 2, p. 299-310.

PERRY, Robert H.; GREEN, Don W.; MALONEY, James O.. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 7. ed. USA: McGraw-Hill, 1997.

RODRIGUEZ, O. M. H. **Estudo da Recuperação de Calor de Sólidos Particulados Utilizando Leito Fluidizado**. 1998. 153 p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1998.

SANTOS, Sabrina Martins dos. **Projeto e montagem de unidade piloto de transporte pneumático em fase diluída para estudo da relação entre a perda de carga e a distribuição de partículas granulares na seção transversal de dutos industriais**. 2009. 134 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Química, Unicamp, Campinas, 2009.

SILVA, Paulo Cesar; BAJAY, Sérgio Valdir. **Recuperação de Calor na Indústria de Laticínios**. IX CONGRESSO BRASILEIRO DE PLANEJAMENTO ENERGÉTICO, 2014, Florianópolis: 2014. p. 1 - 12.

SUO, Mikio. **Calculational Methods for Performance of Heat Exchangers Enhanced with Fluidized Beds**. Letters In Heat And Mass Transfer. United States, p. 555-564. 1976.

TARDIN JUNIOR, P. R.; GOLDSTEIN JUNIOR, L.; CASAVECHIA, L. C. **An Investigation on Heat Transfer in an Industrial Fluidized Bed Heat Exchanger**. XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. Bauru, 8-12 dez. 1997.

VEDAMURTHY, V. N. et al. **Optimization of the Controlling Design Parameters of Fluidised Bed Gas-Solid Heat Exchangers**. Mathl Computacional Modelling. Great Britain, p. 832-836. jan. 1990.

VIRR, M. J.; WILLIAMS, H. W. **Heat Recovery by Shallow Fluidized Beds**. Chemical Engineering Process. United States, p. 50-56. 1 jul. 1985.

VREEDENBERG, H. A. **Heat Transfer Between a Fluidized Bed and a Horizontal Tube**. Chemical Engineering Science. Amsterdam, p. 52-60. 13 nov. 1957.

YANG, Wen-Ching. **Handbook of Fluidization and Fluid-Particle Systems**. New York: Marcel Dekker, 2003.

WEN, C. Y.; YU, Y. H. **A Generalized Method for Predicting the Minimum Fluidization Velocity.** A.I.Ch.E. Journal. West Virginia, p. 610-612. maio 1966.

ZABRODSKY, S. S. **Compound Heat Exchange Between A High Temperature Gas-Fluidized Bed and a Solid Surface.** International Journal Of Heat And Mass Transfer. Great Britain, p. 241-248. ago. 1971.

ZABRODSKY, S. S.; EPANOV, Yu. G.; GALERSHTEIN, D. M. **Heat Transfer in a Large-Particle Fluidized Bed with Immersed In-Line and Staggered Bundles of Horizontal Smooth Tubes.** International Journal Of Heat And Mass Transfer. Great Britain, p. 571-579. 1981.