



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

FRANCISCO ZILDIVAN ALBUQUERQUE ARAUJO

**AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DOS TROCADORES DE CALOR NA OPERAÇÃO
DE CALDEIRA DE LEITO FLUIDIZADO**

FORTALEZA

2023

FRANCISCO ZILDIVAN ALBUQUERQUE ARAUJO

AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DOS TROCADORES DE CALOR NA OPERAÇÃO DA
CALDEIRA DE LEITO FLUIDIZADO

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia de Energias Renováveis do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia de Energias Renováveis.

Orientador: Prof. Dr. William Magalhães Barcellos.

FORTALEZA

2023

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Sistema de Bibliotecas

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- A689a Araujo, Francisco Zildivan Albuquerque.
Avaliação de desempenho dos trocadores de calor na operação de caldeira de leite fluidizado / Francisco Zildivan Albuquerque Araujo. – 2023.
92 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia de Energias Renováveis, Fortaleza, 2023.
Orientação: Prof. Dr. William Magalhães Barcellos.
1. Trocadores de calor. 2. Leite fluidizado. 3. Motorredutor. 4. Sobreaquecimento. 5. Eficiência de extração. I. Título.

CDD 621.042

FRANCISCO ZILDIVAN ALBUQUERQUE ARAUJO

AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DOS TROCADORES DE CALOR NA OPERAÇÃO DA
CALDEIRA DE LEITO FLUIDIZADO

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia de Energias Renováveis do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia de Energias Renováveis.

Aprovado em: ___/___/_____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. William Magalhães Barcellos (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Francisco Nivaldo Aguiar Freire
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Eng. Me. João Diego Moreira Feitosa
Universidade Federal do Ceará (UFC)

A Deus.

Aos meus pais, Zilma e Edvar.

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal do Ceará, a qual tive a grande oportunidade de ser aluno, por ser uma excelente instituição de ensino de grande renome nacional.

À Companhia de Água e Esgoto do Estado do Ceará (CAGECE) e ao Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES) pelo financiamento do projeto que tornou possível a realização do presente trabalho.

Aos meus pais, Maria Zilma de Albuquerque Araujo e José Edvar Alves Araujo, os quais me ofertaram uma educação de qualidade e sempre contribuíram para meu crescimento pessoal e profissional.

Ao Prof. Dr. William Magalhães Barcellos, pela excelente orientação, o qual me deu a oportunidade de estar em um dos melhores laboratórios da Universidade Federal do Ceará (UFC), tendo a chance de ser parte de grandes projetos.

Ao meu supervisor e amigo Mestre João Diego Moreira Feitosa, o qual me proporcionou grande ajuda na elaboração do presente trabalho bem como valiosos conhecimentos profissionais.

Aos professores participantes da banca examinadora Francisco Nivaldo Aguiar Freire e o pesquisador João Diego Moreira Feitosa pelo tempo, pelas valiosas colaborações e sugestões.

Aos meus amigos e colegas de laboratório: Diego, Carol, Gabryel, João Vitor, Jéssyca, Arthur, Loiola, Wandey e Cícero Hariel e Alaíde, os quais sempre me ofertaram grandes conhecimentos e bons momentos de convivência durante a correria profissional.

Aos colegas da turma de graduação, pelas reflexões, críticas e sugestões recebidas.

A todos os amigos e colegas os quais tive a oportunidade de conhecer durante os anos de minha graduação, sendo que cada um deles, de forma direta ou indireta, contribuiu para meu desenvolvimento pessoal.

Ao professor Jorge Carvalho Brandão do Departamento de Integração Acadêmica e Tecnológica por ter me proporcionado um dos conhecimentos mais impactantes intelectualmente que adquiri em vida: Cálculo Diferencial e Integral.

“Se um dia tiver de escolher entre o mundo e o amor lembre se: se escolher o mundo ficará sem o amor, mas se escolher o amor com ele conquistará o mundo.” (Albert Einstein).

RESUMO

Os trocadores de calor são alguns dos equipamentos mais amplamente utilizados na indústria moderna nos setores químico, petroquímico, energético, entre outros. Seu uso também está bastante presente no cotidiano em geladeiras, aparelhos de ar condicionado e sistemas de arrefecimento automotivo. Há muitos tipos de trocadores de calor desde os menores e mais simples, como os concêntricos até os maiores e mais robustos como os de casco e tubo. O presente trabalho tem por objetivo avaliar o desempenho de um conjunto de trocadores de calor que farão parte de uma caldeira de leito fluidizado na qual o meio poroso será areia e lodo/GNV/Biometano serão os combustíveis. Os materiais de fluidização e queima serão inseridos na caldeira através de transportadores helicoidais, que terão uma de suas extremidades em contato com a zona de combustão e a outra estará acoplado a um motorreductor de acionamento, que deve estar em uma temperatura inferior a 90 °C para operação sem sofrer danos. Alguns dos trocadores avaliados são do tipo concêntricos, em que sua parte externa recobrem o transportador helicoidal e a areia ou o lodo, com o intuito de remover calor na região próxima ao motorreductor para que não haja sobreaquecimento no equipamento. A metodologia utilizada consiste no uso de equações e análises das transferências de calor do sistema formado pelo transportador, areia, trocador de calor e motorreductor com o intuito de calcular analiticamente a temperatura a qual o acionador do transportador helicoidal estará submetido. Foram avaliados 4 trocadores de calor com essa configuração. O outro trocador que será investigado é do tipo serpentina o qual está localizado no interior da caldeira de leito fluidizado, por ele passa água pressurizada que deverá ser aquecida para 130 °C, assim, a forma de avaliação foi feita pelo cálculo da sua eficiência de extração, ou seja, qual percentual do calor de combustão esse trocador do tipo serpentina é capaz de absorver. Para esse estudo foram estimadas as perdas pela parede da caldeira e pelos gases de exaustão, sendo esse estudo feito tanto para uma caldeira em menor escala de laboratório quanto para uma maior em escala piloto, cujos parâmetros de funcionamento foram estimados com o auxílio de dados experimentais obtidos com a caldeira menor. Os resultados encontrados mostraram que a maior temperatura do transportador helicoidal em contato com o motorreductor será de aproximadamente 86°C, mantendo o equipamento seguro. Enquanto para os trocadores do tipo serpentina analisados, a eficiência de remoção do calor de combustão ficou em quase 84%, enquanto para a caldeira de leito fluidizado em escala piloto passou dos 90%.

Palavras-chave: Trocadores de calor; leito fluidizado; motorreductor; sobreaquecimento; eficiência de extração.

ABSTRACT

Heat exchangers represent one of the most widely used equipment types in modern industry, utilized across sectors like chemical, petrochemical, and energy. They also find extensive applications in everyday appliances such as refrigerators, air conditioners, and automotive cooling systems. Heat exchangers come in many types, ranging from the smallest and simplest, like concentric ones, to larger and more robust versions like shell and tube exchangers. This study aims to evaluate a set of heat exchangers that will be part of a fluidized bed boiler. In this setup, the porous medium will consist of sand, and the fuel used will be a combination of sludge and compressed natural gas (CNG). The fluidization and combustion media will be introduced into the boiler through helical conveyors. One end of these conveyors will be in contact with the combustion zone, while the other end will be connected to a drive motor reducer, which must maintain an operating temperature below 90°C to avoid damage. One of the evaluated heat exchangers is of the concentric type, where its outer part covers the helical conveyor and the sand or sludge. This design aims to remove heat in the region close to the motor reducer, preventing equipment from overheating. The methodology involves using equations and analyzing heat transfers within the system formed by the conveyor, sand, heat exchanger, and motor reducer to analytically determine the temperature to which the helical conveyor drive will be subjected. Four heat exchangers with this configuration will undergo evaluation. The other heat exchanger under investigation is of the coil-type, situated inside the fluidized bed boiler. Pressurized water passes through this coil and needs to be heated to 130°C. The evaluation will focus on calculating its extraction efficiency and determining the percentage of combustion heat that this coil-type heat exchanger can absorb. For this study, we estimated losses through the boiler wall and exhaust gases, conducting the analysis for both a smaller laboratory-scale boiler and a larger one. The operating parameters for the larger boiler were estimated using experimental data obtained from the smaller boiler. The results indicate that the maximum temperature of the helical conveyor in contact with the motor reducer will be approximately 86°C, ensuring the safety of the equipment. As for the analyzed coil-type heat exchanger, its combustion heat removal efficiency was close to 84%, while for the pilot-scale fluidized bed boiler, it exceeded 90%.

Keywords: Heat Exchanger; Concentric; Serpentine; Fluidized Bed; Gear motor; Overheating; extraction efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Produção anual de lodo na Europa em 2015 em kt/ano.....	15
Figura 2 – Regimes de Fluidização.....	20
Figura 3 – Queda de pressão em função da velocidade de fluidização.....	22
Figura 4 – Classificação das partículas segundo Geldart.....	24
Figura 5 – Trocadores concêntricos de escoamento paralelo e contracorrente.....	27
Figura 6 – Variação das temperaturas dos trocadores de calor de corrente paralela e contracorrente ao longo do comprimento axial.....	27
Figura 7 – Trocadores de calor em escoamento cruzado com e sem mistura.....	29
Figura 8 – Esquematização do trocador de calor do tipo casco e tubo.....	30
Figura 9 – Trocador de calor do tipo espiral serpentina.....	30
Figura 10 – Trocador de calor do tipo serpentina utilizado em geladeiras.....	32
Figura 11 – Representação de um radiador veicular.....	32
Figura 12 – Diagrama da linha de água.....	34
Figura 13 – Caldeira de Leito Fluidizado em Escala de Laboratório (CLF-PL) termopares a diferentes alturas em amarelo.....	35
Figura 14 – Variação das temperaturas dos termopares em função do tempo.....	36
Figura 15 – Condução bidimensional em uma rede nodal.....	37
Figura 16 – Vista de corte do transportador helicoidal.....	40
Figura 17 – Secção transversal do trocador de calor concêntrico.....	41
Figura 18 – Representação de transferência de calor em superfícies cilíndricas com escoamento interno e externo.....	42
Figura 19 – Correlações experimentais para cálculo do coeficiente convectivo h	45
Figura 20 – Rotâmetros utilizados.....	50
Figura 21 – Trocador de calor principal.....	52

Figura 22 – Esferas de alumina.....	54
Figura 23 – Representação do volume de controle e dos calores envolvidos na combustão.....	55
Figura 24 – Variação da temperatura da CLF-PL em função da altura.....	59
Figura 25 – Distribuição de temperatura da CLF-PP em função da altura.....	61
Figura 26 – Variação de temperatura na extremidade fria.....	63
Figura 27 - Variação da temperatura na extremidade fria em função do comprimento do trocador de calor concêntrico da entrada inferior de lodo.....	66
Figura 28 - Variação de temperatura na extremidade fria em função do comprimento do trocador de calor.....	68
Figura 29 - Variação da temperatura na extremidade fria em função do coeficiente convectivo externo.....	69
Figura 30 - Variação da temperatura na extremidade em contato com o motorreductor em função do comprimento do trocador de calor.....	72
Figura 31 - Variação da temperatura da extremidade fria em função do coeficiente convectivo.....	73
Figura 32 - Variação da perda térmica em função da altura da CLF-PL.....	78
Figura 33 - Vistas em desenho técnico do trocador de calor concêntrico.....	88
Figura 34 - Vistas superior do sistema de alimentação superior de lodo.....	89
Figura 35 - Vista lateral do sistema de alimentação superior de lodo.....	89
Figura 36 - Vista inferior da entrada superior de lodo.....	90
Figura 37 - Dimensões do transportador helicoidal.....	90
Figura 38 - Transportador helicoidal utilizado na caldeira de laboratório.....	91
Figura 39 - Desenho técnico do trocador de calor principal da CLF-PP.....	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação das grelhas das caldeiras de biomassa	23
Tabela 2 – Vazões de transporte e velocidades de alimentação	39
Tabela 3 – Composição do GNV utilizado na combustão.....	47
Tabela 4 – Valores dos coeficientes estequiométricos.....	48
Tabela 5 – Temperaturas da caldeira para uma amostra de alturas.....	58
Tabela 6 – Valores de referência utilizados para a construção da malha da CLF-PP..	60
Tabela 7 – Resultados e propriedades termofísicas utilizadas para avaliação do trocador de calor concêntrico de entrada de areia da CLF-PP.....	62
Tabela 8 – Propriedades termofísicas da água utilizada e resultados da avaliação do trocador de calor concêntrico da entrada inferior de lodo da CLF-PP.....	64
Tabela 9 – Propriedades termofísicas da água utilizada e resultados da avaliação do trocador de calor concêntrico da saída de areia da CLF-PP.....	67
Tabela 10 – Propriedades termofísicas e avaliação do trocador de calor concêntrico da entrada superior de lodo.....	70
Tabela 11 – Troca térmica dos trocadores de calor.....	73
Tabela 12 – Cálculo da vazão do rotâmetro e do calor liberado pela combustão.....	75
Tabela 13 – Cálculo da resistência térmica de condução e resistência total dos materiais isolantes da caldeira de laboratório.....	76
Tabela 14 – Perdas térmica nas alturas de referência e total.....	77
Tabela 15 – Cálculo do calor de exaustão na CLF- PL.....	79
Tabela 16 – Cálculo da eficiência de extração do trocador de calor principal.....	79
Tabela 17 – Resistência de cada isolante e total da CLF-PL.....	80
Tabela 18 – Perdas térmica nas alturas de referência e total.....	81
Tabela 19 – Cálculo do calor pedido pelos gases de exaustão.....	81
Tabela 20 – Cálculo da eficiência de extração da caldeira em escala piloto.....	82

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
CAGECE	Companhia de Água e Esgoto do Estado do Ceará
CCLF	Caldeiras de Combustão de Leito Fluidizado
CLF	Caldeira de Leito Fluidizado
CLF – PP	Caldeira de Leito fluidizado de Protótipo Piloto
CLF- PL	Caldeira de Leito Fluidizado de Protótipo de Laboratório
ETE	Estação de Tratamento de Esgoto
GNV	Gás Natural Veicular
IEA	Instituto de Economia Agrícola
LACER	Laboratório de Combustão e Energias Renováveis
PCI	Poder Calorífico Inferior
SCFH	Standart Cubic Feet per Hour (ft ³ /h)
UFC	Universidade Federal do Ceará

LISTA DE SÍMBOLOS

- u_{mf} – Velocidade de Mínima Fluidização (m/s)
 Δp – Queda de Pressão na Base do Leito (N/m^2 ou Pa)
 m_b – Massa de Partículas do Leito (kg)
 A_L – Área da Seção transversal do Leito (m^2)
 g – Aceleração gravitacional (m/s^2)
 d_p – Diâmetro de Partícula (μm)
 ρ_f – Massa específica do Fluido (kg/m^3)
 ρ_p – Massa Específica das Partículas do Leito (kg/m^3)
 Ar – Número de Arquimedes (Adimensional)
 C_1 – Constante Experimental de fluidização
 C_2 – Constante Experimental de fluidização
 μ_f – Viscosidade Dinâmica do Fluido (N/m^2*s)
 $R_{t,cond}$ - Resistência térmica de condução em camadas cilíndricas (W/K)
 r_1 - Raio interno de uma casca cilíndrica (m)
 r_2 - Raio externo de uma casca cilíndrica (m)
 L - Comprimento de uma casca cilíndrica (m)
 k – Condutividade térmica (W/m.K)
 q_r - Calor trocado radialmente em uma casca cilíndrica (W)
 $T_{s,1}$ - Temperatura interna de uma casca cilíndrica (K)
 $T_{s,2}$ - Temperatura externa de uma casca cilíndrica (K)
 $R_{térmica,total}$ - Resistência térmica total (W/K)
 h - Coeficiente convectivo ($W/m^2.K$)
 T_1 - Temperatura do transportador em contato com a zona de combustão
 T_2 - Temperatura do transportador na entrada do trocador de calor concêntrico
 A – Área (m^2)
 V – Velocidade (m/s)
 D – Diâmetro do trocador de calor concêntrico(m)
 m – Vazão mássica de escoamento (kg/s)
 ν – Viscosidade cinemática (m^2/s)
 Re – Número de Reynolds (Adimensional)
 Nu – Número de Nusselt (Adimensional)
 $n_{extração}$ – Eficiência de extração(Adimensional)
 T_{amb} – Temperatura ambiente (K)
 T_1 – Temperatura do transportador na zona de combustão (K)
 T_2 – Temperatura do transportador em contato com o motorreductor (K)
 K_{areia} – Condutividade térmica da areia (W/m.K)
 $L_{trocador}$ – Comprimento do trocador de calor concêntrico (m)
 $K_{aço}$ – Condutividade térmica do aço ($W/m^2.K$)
 $L_{transportador}$ – Comprimento do transportador helicoidal (m)
 A_{trans} – Área da secção transversal do alimentador (m^2)
 $R_{raio,trocador}$ – Raio do trocador de calor concêntrico (m)
 C_p – Calor específico da água (J/kg.K)
 $T_{entrada}$ – Temperatura de entrada da água no trocador de calor principal (K)
 $T_{saída}$ – Temperatura de saída da água no trocador de calor principal (K)
 $M_{combustível}$ – Vazão Mássica de combustível (kg/s)
 PCI – Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)
 $Q_{combustão}$ – Calor liberado pela reação de combustão (W)

$Q_{\text{extraído}}$ – Calor extraído da combustão pelo trocador de calor principal (W)
 $Q_{\text{exaustão}}$ – Calor perdido pelos gases de exaustão (W)
 $Q_{\text{dissipado}}$ - Calor dissipado pelas paredes da caldeira (W)
 $T_{m,n}$ – Temperatura em um ponto nodal m,n de uma malha de distribuição de temperaturas construída pelo método das diferenças finitas (K)
 $T_{m, n+1}$ - Temperatura em um ponto nodal $m,n+1$ de uma malha de distribuição de temperaturas construída pelo método das diferenças finitas (K)
 $T_{m,n-1}$ - Temperatura em um ponto nodal $m,n-1$ de uma malha de distribuição de temperaturas construída pelo método das diferenças finitas (K)
 $T_{m+1,n}$ - Temperatura em um ponto nodal $m+1,n$ de uma malha de distribuição de temperaturas construída pelo método das diferenças finitas (K)
 $T_{-m,-n-1}$ - Temperatura em um ponto nodal $-m,-n-1$ de uma malha de distribuição de temperaturas construída pelo método das diferenças finitas (K)
 A/C – Razão Ar – Combustível (kg/kg)
 $C_{p,ar}$ – Calor específico da ar (J/kg.K)
 T_g – Temperatura dos gases de exaustão (K)
 P – Pressão (N/m²)
 R – Constante Universal dos gases ideais (8,314 J/Mol.K)
 V_{ar} – Volume específico do ar (m³/kg)
 V_{GNV} – Volume específico do GNV (m³/kg)
 $Vazão_{\text{corrigida}}$ – Vazão corrigida dos rotâmetros (SCFH)
 $Vazão_{\text{indicada}}$ – Vazão lida nos rotâmetros (SCFH)
 Pr_1 – Pressão de calibração do rotâmetro (bar)
 Pr_2 – Pressão do fluido na saída do rotâmetro (bar)
 Tr_1 – Temperatura de calibração do rotâmetro (K)
 Tr_2 – Temperatura de do fluido na saída do rotâmetro (K)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
2	OBJETIVO GERAL	17
2.1	Objetivos Específicos	17
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
3.1	Caldeiras de leito fluidizado	18
3.1.1	<i>Breve histórico do leito fluidizado</i>	18
3.1.2	<i>Conceito sobre fluidização</i>	20
3.1.3	<i>Classificação das caldeiras de leito fluidizado</i>	24
3.2	Trocadores de calor	26
3.2.1	<i>Classificação dos trocadores de calor</i>	26
3.2.2	<i>Aplicações dos trocadores de calor</i>	31
4	METODOLOGIA	33
4.1	Diagrama da linha de água da usina modelo	33
4.2	Distribuição longitudinal de temperaturas	35
4.2.1	<i>Caldeira de Leito Fluidizado de Laboratório (CLF- PL)</i>	36
4.2.1.1	<i>Construção da malha</i>	37
4.3	Análise dos trocadores de calor concêntricos	38
4.4	Análise da combustão para o GNV	47
4.5	Correção das vazões dos rotâmetros	50
4.6	Análise do trocador de calor principal	52
4.6.1	Perda térmica pelas paredes da caldeira	56
4.6.2	<i>Perda térmica pelos gases de exaustão</i>	56
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	58
5.1	Distribuição de temperaturas de caldeira de leito fluidizado de laboratório	58
5.2	Distribuição de temperaturas da caldeira de leito fluidizado em escala piloto	60
5.3	Trocadores de calor concêntricos	61
5.3.1	<i>Trocador de calor concêntrico de entrada de areia</i>	61
5.3.2	<i>Trocador de calor concêntrico da entrada inferior de lodo</i>	64
5.3.3	<i>Trocador de calor concêntrico da saída de areia</i>	66

5.3.4	<i>Trocador de calor concêntrico da entrada superior de lodo.....</i>	70
5.4	Trocador de calor principal.....	75
5.4.1	<i>Trocador de calor principal da caldeira de laboratório.....</i>	75
5.4.1.1	<i>Vazão corrigida dos rotâmetros.....</i>	75
5.4.1.2	<i>Perda térmica da parede da caldeira.....</i>	76
5.4.1.3	<i>Perda térmica pelos gases de exaustão.....</i>	78
5.4.1.4	<i>Eficiência de extração.....</i>	79
5.4.2	<i>Trocador de calor principal da caldeira em escala piloto.....</i>	80
5.4.2.1	<i>Perda térmica pelas paredes.....</i>	80
5.4.2.2	<i>Perda térmica pelos gases de exaustão.....</i>	81
5.4.2.3	<i>Eficiência de extração para a caldeira em escala piloto.....</i>	82
6	CONCLUSÃO.....	83
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	85
	APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS CONSTRUTIVOS DOS	
	TROCADORES DE CALOR.....	88

1 INTRODUÇÃO

Os seres humanos estão presentes no planeta há milhares de anos, tornando-se a espécie dominante desde que se tornou intelectualmente superior aos demais organismos vivos existentes, propiciando o aumento populacional do Homo Sapiens por todas as áreas do globo. Tal fato gerou uma grande consequência: o crescimento dos resíduos gerados pelo homem e o questionamento de qual seria seu destino, sendo lixo (resíduos sólidos) e dejetos (fezes e urina) os principais. Muitas soluções foram propostas para o descarte adequado dos efluentes humanos (esgoto), desde seu despejo sem tratamentos em grandes corpos hídricos até seu refinamento para obtenção de água potável e a utilização de tais meios como fonte de energia. O lodo é composto por água, areia e matéria orgânica, sendo um dos principais subprodutos das estações de tratamento de esgoto. De acordo com Collivignarelli. et al. (2019, p. 1),

O lodo de esgoto é uma mistura de matéria orgânica e inorgânica e sua composição depende diretamente do tratamento e da origem do efluente. Pode ser composto por lodo primário, derivado de materiais sedimentares em suspensão. Lodo secundário, formado por excesso de biomassa e lodo terciário, obtido nas etapas avançadas de tratamento de efluentes, quando é necessária a remoção de nutrientes, como nitrogênio e fósforo.

Atualmente, devido ao grande número de pessoas no planeta, o qual já passa de 8 bilhões de indivíduos desde novembro de 2022, torna-se necessária a existência de muitas estações de tratamento de esgoto pelo globo o que ocasiona uma elevada produção de lodo, sendo essa matéria orgânica considerada um problema (GHERGHEL, 2019). Assim, é necessário desenvolver formas de utilização dessa matéria orgânica de forma sustentável, sem prejuízos ao ambiente. Uma dessas opções é a aplicação do lodo como fonte de energia para processos de combustão.

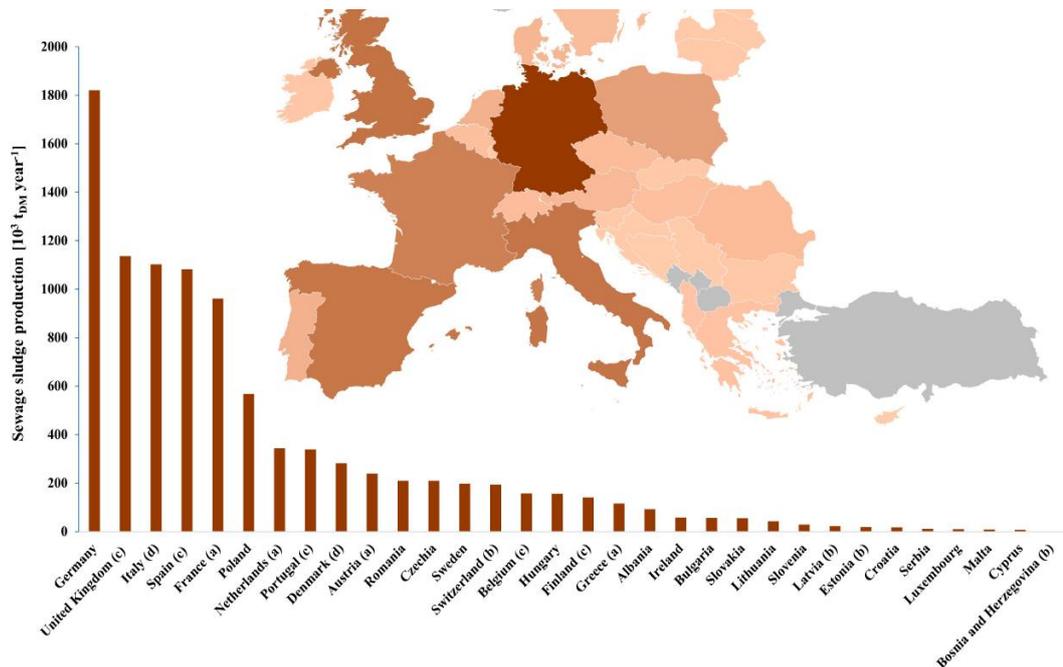
De acordo com Teodosiu (2019, p.1),

A utilização do lodo de esgoto como fonte de energia e a valorização de recursos é uma boa alternativa para sua destinação, considerando os requisitos legislativos e para a circulação da economia. O reconhecimento do lodo como um recurso, e não como resíduo, fez com que os pesquisadores considerassem a recuperação de componentes valiosos do lodo, como carbono e seus nutrientes. A energia que pode ser obtida do lodo de águas residuais pode ser uma solução sustentável para satisfazer necessidades energéticas da atual e futura geração.

Assim, a transformação do lodo de esgoto como fonte energética deve estar associada com aspectos técnicos e econômicos para sua viabilidade, principalmente no que se refere à preparação do lodo para seu uso em reações de combustão, como controle de umidade,

caracterização de sua composição química, análise de cinzas e voláteis bem como seu poder calorífico superior e inferior. Tais informações permitem uma avaliação mais completa do combustível para seu uso como biomassa de combustão. A Figura 1 ilustra a produção anual de lodo na Europa em 2015.

Figura 1 – Produção anual de lodo na Europa em 2015 em kt/ano



Fonte: Collivignarelli. et al. (2019)

Por conseguinte, torna-se necessário avaliar as melhores formas de utilização do lodo como fonte energética, ou seja, seu uso como combustível em reações de combustão, em que deve se determinar quais tipos de caldeiras são melhores destinadas para tal finalidade, além das condições da realização da reação bem como os meios para atingir sua estabilidade. Nesse aspecto, entra em destaque a tecnologia das caldeiras de leito fluidizado a qual possui muitas vantagens em relação as convencionais para utilização de combustíveis sólidos.

Conforme Feitosa (2019, p. 20),

Os leitos fluidizados são amplamente aceitos para conversão termoquímica aplicada a diferentes combustíveis sólidos, sendo adequados inclusive para utilização de combustíveis de baixo custo, com alto teor de cinzas e de umidade. Estes combustíveis são normalmente de difícil queima usando outros métodos de aproveitamento.

O presente trabalho tem como objetivo a realização de uma avaliação de desempenho dos trocadores de calor que integrarão a caldeira de leito fluidizado que opera com GNV/Biometano/Lodo de esgoto com a realização de avaliação térmica em cada um deles para estimar se estão bem projetados além de possíveis melhorias que poderiam vir a ser feitas para tornar sua operação mais adequada. O projeto fruto do presente trabalho foi feito com o apoio e financiamento da Companhia de Água e Esgoto do Estado do Ceará (CAGECE) e do Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES) em parceria com o Laboratório de Combustão e Energias Renováveis (LACER) da Universidade Federal do Ceará (UFC), que tem como foco a criação de uma usina a qual será integrada a uma estação de tratamento de esgoto para utilização do lodo gerado como fonte energética e esterilização da areia de esgoto para posterior uso comercial, o protótipo em escala piloto desenvolvido para tal finalidade será chamado de usina modelo oficialmente designado de “Conversão de águas residuais em biogás e lodo em estação de tratamento de esgoto para geração de energia ambientalmente sustentável”. Tal projeto possui uma caldeira de leito fluidizado na qual o lodo de esgoto será o combustível principal, sendo essa uma tecnologia bastante promissora para melhor descarte do lodo pois, o leito, constituído por sílica, e apesar de ser um meio inerte, altera a qualidade da combustão, permitindo que menores temperaturas sejam mantidas, reduzindo assim as emissões de gases poluentes, como CO_x e NO_x , que são formados em maiores temperaturas de combustão. A caldeira de leito fluidizado também possibilita a queima de combustíveis de baixo poder calorífico e alto teor de umidade em que é possível a combustão de materiais menos “nobres”.

Assim, o seguinte trabalho justifica-se por entender a dinâmica da transferência de calor dos trocadores que estarão próximos à caldeira de leito fluidizado.

2 OBJETIVO GERAL

O presente trabalho teve como objetivo principal realização de um estudo de desempenho de alguns dos trocadores de calor integrantes de caldeira de leito fluidizado operando com lodo GNV/Biometano/Lodo de esgoto. Dentre os objetivos específicos é possível destacar:

- Análise da distribuição de temperaturas com base em dados experimentais e das perdas térmicas em Caldeira de Leito Fluidizado de Protótipo de Laboratório (CLF-PL);
- Análise da distribuição de temperaturas com base em dados experimentais e das perdas térmicas em Caldeira de Leito Fluidizado de Protótipo Piloto (CLF-PP) a partir de dados experimentais da CLF- PL;
- Análise de trocadores de calor concêntricos e de temperatura nas extremidades dos transportadores helicoidais com base em temperaturas da CLF- PL;
- Estudo de trocador de calor principal com balanço de energia e eficiência de extração da Caldeira de Leito Fluidizado Protótipo de Laboratório (CLF- PL);
- Estudo de trocador de calor principal com balanço de energia e eficiência de extração da Caldeira de Leito Fluidizado de Protótipo Piloto (CLF- PP).

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Caldeiras de leito fluidizado

3.1.1 Breve histórico do leito fluidizado

Uma das técnicas mais promissoras acerca do uso das caldeiras é o leito fluidizado, tal tecnologia já é bastante antiga, sendo estudada após a Segunda Guerra Mundial (1939-1945), suas principais aplicações estavam envolvidas em processos de gaseificação de carvão, craqueamento catalítico de hidrocarbonetos, reações gás sólido catalíticas e não catalíticas, secagem e processos de misturas são alguns exemplos de seu uso. A tecnologia do leito fluidizado é baseada nas caldeiras borbulhantes e circulantes, as quais serão mais detalhadas no presente trabalho.

Conforme Oka (2004, p. 30),

Muito tempo antes da crise energética dos anos 70, quando uma intensa pesquisa e desenvolvimento da tecnologia dos reatores de leito fluidizado, o leito fluidizado foi visto como uma tecnologia viável para diferentes processos físicos e químicos. Na engenharia química, o processo de fluidização foi utilizado como local de reações químicas e físicas sob extensa investigação, sendo imediatamente empregada após a Segunda Guerra Mundial. Poucas plantas de leito fluidizado das indústrias química e de óleo foram construídas antes da guerra.

Durante a grande crise energética da década de 1970, quando o preço do petróleo disparou no mercado internacional, a tecnologia de leito fluidizado passou a ser ainda mais estudada e aprimorada, permitindo que muitas experiências fossem acumuladas e soluções de problemas encontradas, o que serviu de base para o desenvolvimento de futuras plantas de leito fluidizado. (OKA, 2004). No final dos anos de 1950 e início da década de 1960, o Conselho Nacional do Carvão iniciou os estudos do combustível em leitos fluidizados para reduzir os estoques de carvão e aumentar sua competitividade com os combustíveis líquidos (OKA, 2004). Uma das grandes vantagens do leito fluidizado é sua capacidade de proporcionar uma boa combustão para combustíveis sólidos com alto teor de enxofre em sua composição.

Já segundo (BASU, 2006), Fritz Winkler da Alemanha foi um dos primeiros a fazer uso da tecnologia de leito fluidizado, quando, em 16 de Dezembro de 1921, ele lançou

gases de combustão no fundo de um cadinho o qual possuía partículas de coque, sendo essa a primeira exemplificação da gaseificação do carvão em leito fluidizado.

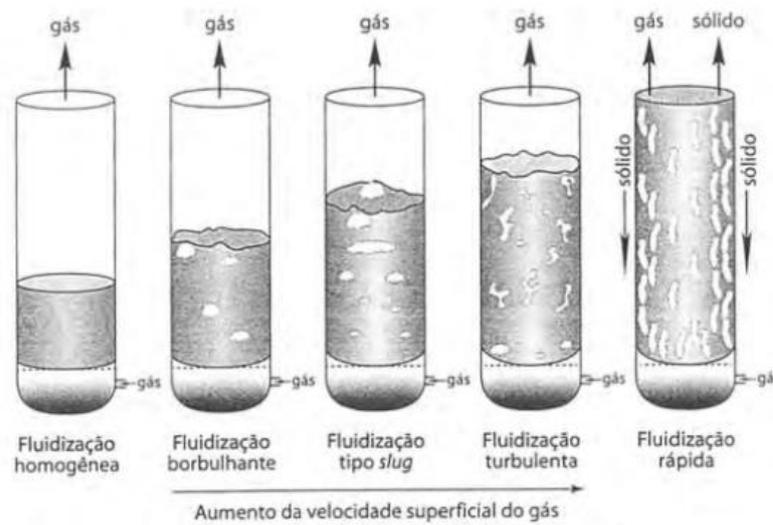
Posteriormente, durante a década de 1980, através da realização de conferências internacionais, os participantes, os quais incluíam institutos científicos, empresas de inovação, dentre outros, evidenciaram grande vontade de fabricação e de uso da tecnologia do leito fluidizado, que pode ser utilizado para uma gama de aplicações.

Conforme descreve Himmelman, 1980; Wils, 2001; *apud* Feitosa, (2019, p.24),

Pesquisas e desenvolvimentos em tecnologia de CLF nos últimos anos, e o fato de caldeiras de combustão em leito fluidizado (CCLF) se tornarem comercialmente viáveis no meio da década de 1980, ajudaram a confirmar que essa tecnologia tem resolvido com sucesso vários problemas relacionados com a combustão do carvão e a produção de energia. CCLF industriais para produção de água quente, vapor e eletricidade têm provado suas vantagens e funcionalidades durante anos de operação.

Atualmente, as caldeiras de leito fluidizado podem ser divididas em 1° e 2° geração dependendo do regime de fluidização do leito, as de primeira geração são aquelas que operam com o regime de fluidização borbulhante, no qual as partículas ficam sob intenso movimento desordenado, no qual é possível obter certa estabilidade do leito. As caldeiras de 2° geração operam com regime de fluidização circulante no qual há uma “expulsão” das partículas do leito devido à grande movimentação caótica do material, porém, a parte despreendida é capturada a fim de ser recolocada no leito posteriormente. A escolha de projeto entre ambas as classificações depende fortemente dos parâmetros de funcionamento bem como de sua aplicação. A Figura 2 ilustra os regimes de fluidização conhecidos, sendo as fluidizações de 1 e 2° geração os regimes borbulhante e circulante, respectivamente.

Figura 2 – Regimes de fluidização



Fonte: Cremasco (2012)

3.1.2 Conceito sobre fluidização

O leito fluidizado nada mais é do que a introdução de um jato de ar com certa velocidade pela parte inferior do material que compõem o leito, o objetivo é permitir às partículas integrantes, que geralmente costuma ser sílica (areia), o comportamento de um fluido, fazendo com que elas adquiram a velocidade de fluidização. Segundo Kunii e Levenspiel (1991, p.1), “Fluidização é a operação em que partículas sólidas são transformadas em um estado de fluido através da suspensão em gás ou líquido. Esse método de contato possui algumas características incomuns, e a engenharia de fluidização faz bom uso delas”.

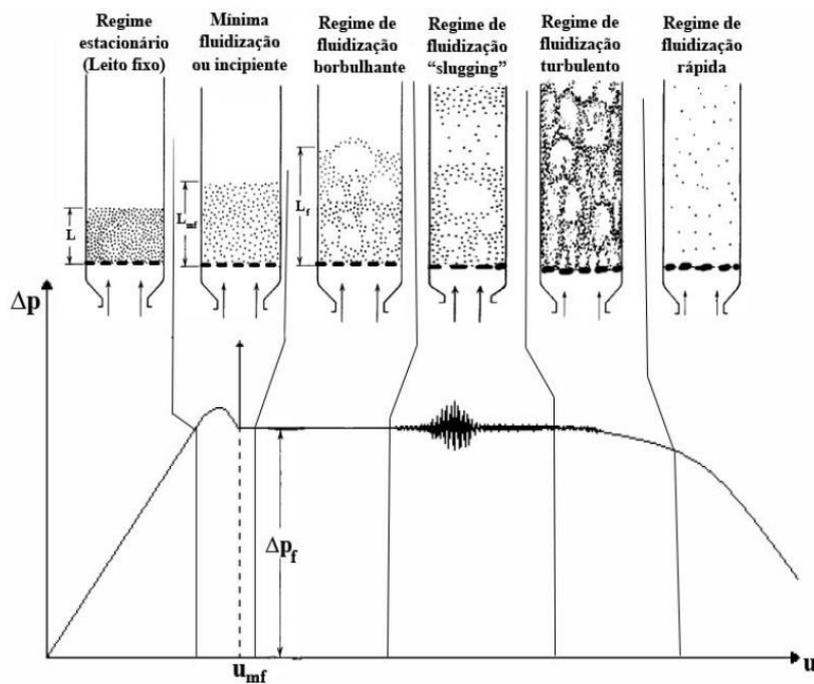
A fluidização se inicia com a massa de partículas em repouso (sem movimentação) em que um fluido, geralmente ar pressurizado, começa a escoar por baixo do leito. À medida que o processo se inicia, o material componente continua estático até certa velocidade de escoamento do ar, essa fase de fluidização é denominada de leito fixo, e ocorre quando as forças de arrasto do fluido em movimento ainda não são capazes de superar o peso do leito, mantendo-o fixo. Ao elevar a velocidade de escoamento do ar de fluidização até certo valor, as partículas componentes do leito começam a “flutuar”, onde se observa claramente a movimentação na superfície do leito, quando essa condição é obtida, afirma-se que o leito está na sua mínima fluidização a qual é associada a uma velocidade mínima de escoamento do fluido. Conforme Feitosa (2019, p.25), “[...] Na fluidização incipiente ou de mínima fluidização todo o peso das partículas do leito é suportado e se equilibra com a força

de arraste do fluxo, neste momento, o leito adquire aparência de um fluido em ebulição com pequena movimentação da superfície do leito”. Assim, a velocidade de mínima fluidização pode ser definida como a menor velocidade do ar em que o peso da massa de areia presente no leito se iguala a força de arrasto do fluido em escoamento. Para velocidades de escoamentos menores, a areia do leito permanece fixa, sem adquirir movimentação.

Entretanto, o valor da velocidade mínima de fluidização não é fixo, dependendo de algumas variáveis, como diâmetro, massa do leito, densidade e granulometria das partículas componentes. Aumentando-se a velocidade da fluidização, obtém-se o regime borbulhante, caracterizado por uma elevação na altura do leito e a formação de bolhas maiores em sua superfície, sendo nessa situação em que operam as caldeiras de leito fluidizado borbulhante. Com o acréscimo de velocidade, o regime borbulhante passa ao empistonado, também denominado de *slugging*, formando “pistões de areia”, que são bolhas maiores de ar as quais preenchem mais da metade do diâmetro do leito, sendo responsável por “jogar” certa quantidade de areia para cima. Posteriormente a esse ponto, com o aumento da velocidade de fluidização, obtém-se o regime turbulento, quando as partículas do leito possuem elevado número de Reynolds, por fim, há o regime circulante que ocorre quando a velocidade é tão alta que as partículas são impulsionadas para fora do leito, é nessa situação que operam as caldeiras de leito fluidizado circulante.

Cabe destacar que quando se inicia o processo de fluidização, há uma queda de pressão do fluido fluidizante ao passar pelo leito, sendo essa queda bastante importante no entendimento dos regimes de fluidização. Durante o regime de leito fixo, a queda de pressão na sua base é diretamente proporcional à velocidade de escoamento do fluido, posteriormente, essa queda tende a permanecer constante com o aumento da velocidade, passando por algumas alterações quando passa pelo regime empistonado, sofrendo bruscas alterações que são justificadas pela formação de grandes volumes vazios no interior do leito. Após essa etapa, a queda de pressão tende a permanecer constante ainda com o aumento da velocidade de fluidização até certo ponto em que começa a decair. Tal situação está melhor representada na Figura 3, que mostra um gráfico da queda de pressão na base do leito em função da velocidade de fluidização, observa-se que em leito fixo, a queda de pressão é diretamente proporcional à velocidade de fluidização, através da reta representativa de uma função afim do 1º grau.

Figura 3 - Queda de pressão em função da velocidade de fluidização



Fonte: Feitosa (2019)

Pode se notar no gráfico da figura 3 a existência de uma zona em que a queda de pressão apresenta um comportamento similar ao de um eletrocardiograma, tal fato ocorre pois o regime em questão é o empistonado em que essa condição se deve à formação de grandes espaços vazios no leito e o conseqüente impulso de partículas para fora. Em experimentos realizados em laboratório, além de forma visual, o regime *slugging* pode ser identificado através de uma grande variação no desvio padrão dos valores da queda de pressão na base do leito. Cabe comentar também acerca do símbolo u_{mf} apresentado na figura, que representa a velocidade de mínima fluidização, sendo este o menor valor em que a força de arrasto do fluido escoando se equilibra com a força peso do leito.

A queda de pressão na base do leito durante a fluidização é uma importante grandeza a qual segundo (GELDART, 1986), pode ser calculada de forma bastante simplificada igualando se a força peso do leito por sua área, sendo uma forma intuitiva de obter seu valor. A Equação 1 ilustra tal metodologia.

Equação 1 - Cálculo da queda pressão no leito fluidizado proposta por Geldart

$$\Delta p = \frac{m_b * g}{A_L} \quad (1)$$

Em que Δp representa a queda de pressão, m_b a massa de partículas do leito e A_L a área transversal do leito.

Já a velocidade de mínima fluidização pode ser obtida tanto a partir de dados experimentais de laboratório quanto por equações teóricas desenvolvidas, através de equações formuladas por Ergun (1952), a velocidade de mínima fluidização pode ser calculada pela Equação 2 extraída de (BASU, 2006),

Equação 2 - Cálculo do número de Reynolds na mínima fluidização

$$Re_{mf} = \frac{\rho_f * d_p * u_{mf}}{\mu_f} = \sqrt{(C_1^2 - C_2 * Ar)} - C_1 \quad (2)$$

Em que Re_{mf} representa o número de Reynolds da partícula na mínima fluidização, d_p é o diâmetro médio das partículas que compõem o leito, μ_f é a viscosidade dinâmica do fluido, C_1 e C_2 são constantes experimentais, que segundo (GRACE, 1982), $C_1 = 27,2$ e $C_2 = 0,0408$ e Ar representa o número de Arquimedes, o qual é calculado da seguinte forma, como demonstra a Equação 3.

Equação 3 - Cálculo do número de Arquimedes

$$Ar = \frac{d_p^3 * \rho_f * (\rho_f - \rho_p) * g}{\mu_f^2} \quad (3)$$

Em que ρ_f representa a massa específica do fluido e ρ_p é massa específica das partículas do leito.

Ainda segundo (GELDART, 1973), há uma classificação de partículas de acordo com seu comportamento de fluidização que está baseada na diferença de massa específica do fluido e das partículas do leito. Conforme (WEN, 2003), tal classificação ocorre da seguinte forma como está descrito na Tabela 1.

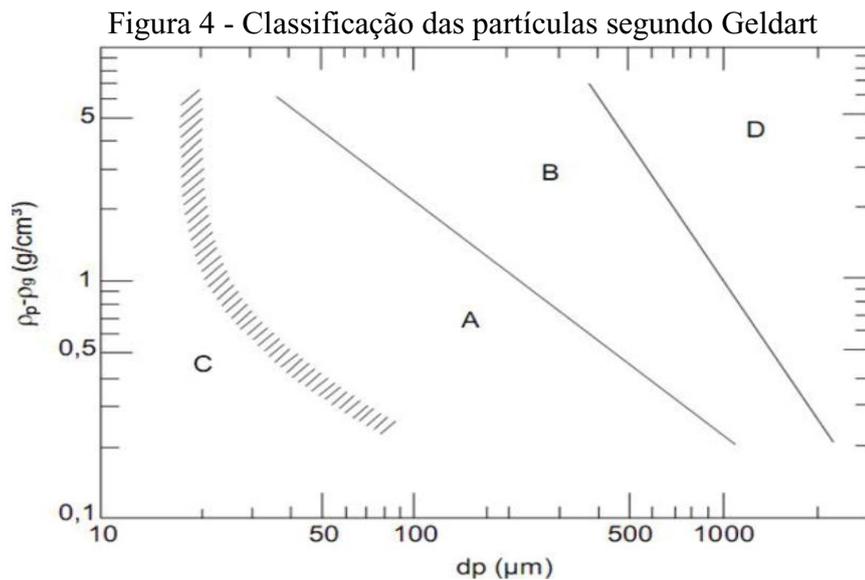
Tabela 1 - Classificação das partículas quanto à sua fluidização

<i>Grupo A</i>	As partículas do leito exibem densa fase de expansão depois da mínima fluidização e antes do início da fase borbulhante. Bolhas de gás aparecem na velocidade mínima de borbulhamento.
<i>Grupo B</i>	Bolhas de gás aparecem na velocidade mínima de fluidização.
<i>Grupo C</i>	As partículas do leito são bastante agregadas e dificuldade de fluidizar.

<i>Grupo D</i>	Materiais mais pesados e com maiores partículas de difícil fluidização.
----------------	---

Fonte: Wen (2003)

A Figura 4 mostra o gráfico dos diâmetros médio das partículas em função de sua classificação proposta por Geldart.



Fonte: Feitosa (2019)

3.1.3 Classificação das caldeiras de leito fluidizado

Como citado anteriormente, há alguns tipos de regime de fluidização, desde o leito fixo até o regime circulante. Porém, as caldeiras de leito fluidizado operam apenas nas condições borbulhante e circulante, sendo estas também designadas de caldeiras de leito fluidizado de 1º e 2º geração, respectivamente. Cada uma delas possui vantagens e desvantagens bem como suas próprias aplicações.

Conforme Feitosa (2019, p.31),

No âmbito de aproveitamento térmico de combustíveis sólidos, a utilização de reatores/caldeiras de combustão em leito fluidizado (CLF) é a mais notável, onde a gaseificação/combustão de carvão e biomassas em geral pode ser utilizada para geração de vapor, produção de água quente, produção de energia elétrica e calor.

As caldeiras de leito fluidizado borbulhante possuem aplicações industriais restringidas à geração de vapor e eletricidade para intervalos de potência pequenos e médios, em que para a faixa de potência citada, as caldeiras CLF de 1º geração possuem maior

eficiência em comparação com as CLF de 2° geração. Sendo as caldeiras de leito fluidizado borbulhantes superiores para serem usadas em valores de potência de 1 a 20 MWt. Já para potências maiores que 50MWt, as caldeiras de leito fluidizado circulante tornam-se mais apropriadas tecnicamente para uso (FEITOSA, 2019).

Quanto às suas vantagens segundo (BASU, 2006, p.24), “Caldeiras de leito fluidizado possuem características únicas que as tornam mais atrativas que outros tipos de combustores de combustíveis líquidos e sólidos, entre as quais, estão”:

- a) Flexibilidade de Combustíveis: Uma das grandes vantagens está relacionada a grande variedade de combustíveis os quais podem ser queimados numa caldeira de leito fluidizado, sem perdas consideráveis de desempenho mesmo com diferentes percentuais de cinzas em sua composição;
- b) Alta Eficiência de Combustão: A eficiência de combustão em uma CLF gira em torno da faixa de 97,5 a 99,5%, enquanto para uma CLF de 1° geração, tal valor é possui um leve decaimento para o intervalo de 90 a 98%;
- c) Remoção de Derivados de Enxofre: Diferentemente de outros queimadores, as caldeiras de leito fluidizado podem absorver dióxido de enxofre gerado pela combustão na fornalha. Baixas temperaturas de combustão (800 a 900°C) permite que seja introduzido óxido de cálcio (CaO) nas caldeiras de leito fluidizado para absorver enxofre como sulfato de cálcio sólido sem utilizar qualquer equipamento adicional como um combustor convencional;
- d) Emissões de óxidos de Nitrogênio: Baixas emissões de óxido nítrico (N₂O) é um grande atrativo de ambas as CLF (1° e 2° geração). A temperatura de combustão em uma CLF é tão baixa que não há oxidação do nitrogênio do ar em óxido nítrico. Dados coletados de uma CLF comercial sugere que as emissões de dióxido de nitrogênio (NO₂) esteja na faixa de 50 a 150 ppm (HILTUNEN & TANG, 1988) ou 20 a 150 mg/MJ (KULLENDORFF et al., 1988);

Já segundo (OKA, 2004), as principais desvantagens associadas às caldeiras de leito fluidizado de 1 geração são:

- e) Quantidade relativamente pequena de calor gerado por unidade de área quando há queima de combustíveis altamente voláteis;
- f) Problemas associados ao projeto de unidades de alta capacidade térmica devido à grande quantidade de pontos de alimentação de combustível;

- g) Níveis relativamente elevados de emissões de SO₂;
- h) Erosão de superfícies de transferência de calor imersas no leito, já que este é composto de um material altamente abrasivo.

3.2 Trocadores de calor

Muitas aplicações de engenharia e processos industriais utilizam fluídos para realização de diversas funções, sendo que tais situações envolvem a necessidade de que esse fluído esteja em determinado valor de temperatura, assim, caso haja alterações no percurso realizado pelo fluído para cumprir sua finalidade, deve haver algum meio de reestabelecer sua temperatura original. Diante dessa necessidade, surge os trocadores de calor, em que sua própria designação evidencia claramente sua função.

Segundo Incropera, (2008, p.1184),

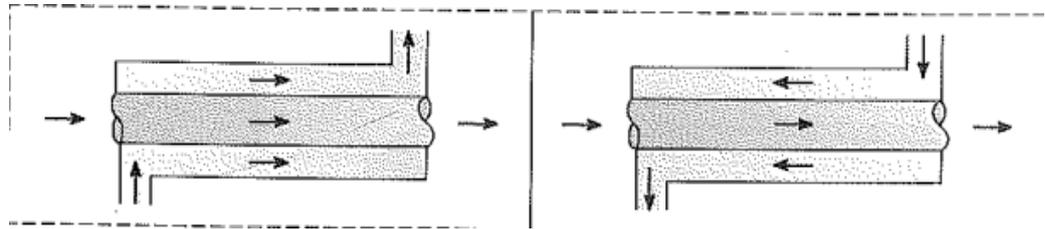
O processo de troca de calor entre 2 fluídos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações de engenharia. O equipamento usado para implementar essa troca é conhecido como trocador de calor.

Assim, a aplicação de tais equipamentos e sua concepção de projeto dependem fortemente das equações e do entendimento de transferência de calor entre fluídos os quais não estão em contato entre si.

3.2.1 Classificação dos trocadores de calor

Os trocadores de calor mais simples são do tipo contracorrente e corrente paralela, eles nada mais são do que dois tubos sobrepostos nos quais os fluídos quente e frio circulam para a troca térmica. No primeiro deles, os fluídos a diferentes temperaturas entram e saem pelo mesmo ponto tendo ambos o mesmo sentido de escoamento. O tipo contracorrente é bastante similar diferindo apenas pelo fato de que os fluídos percorrem caminhos em sentidos opostos. A Figura 5 ilustra o escoamento em ambos os tipos de trocadores de calor, os quais são chamados de concêntricos ou bitubulares pelo fato de um tubo está inserido no interior da outro.

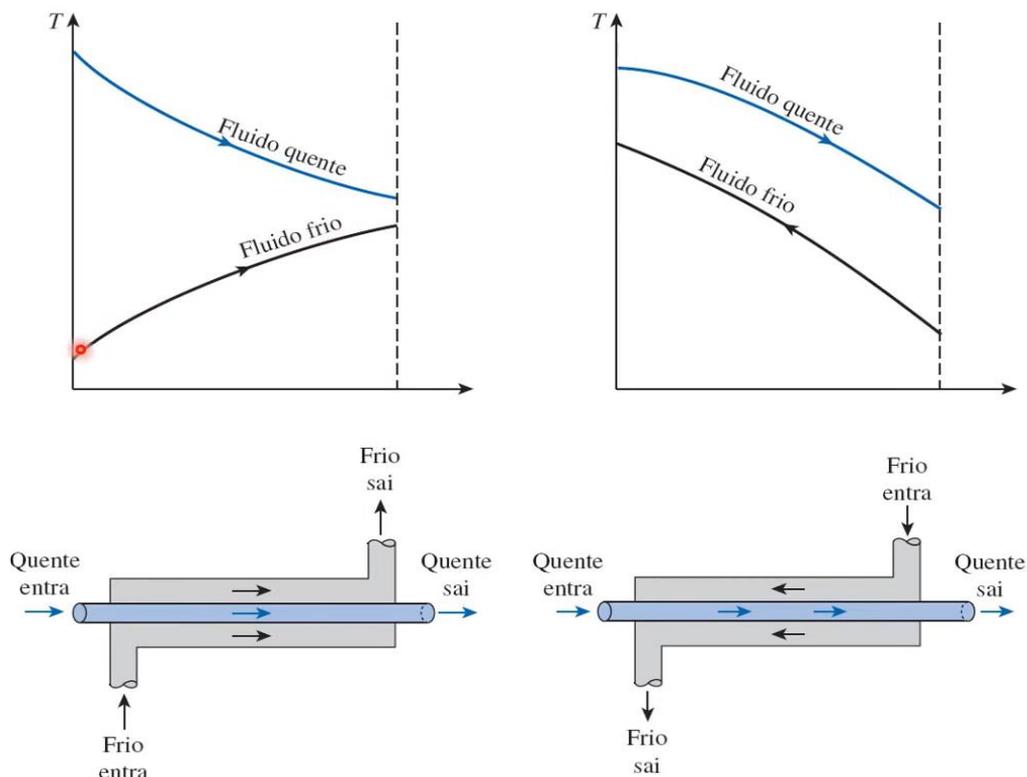
Figura 5 – Trocadores de concêntricos de escoamento paralelo e contracorrente



Fonte: Incropera (2008)

A partir da configuração de ambos os trocadores, surge um questionamento bastante interessante, qual deles possui melhor troca térmica? A partir de uma análise mais intuitiva, sem rigor matemático, tal resposta pode ser facilmente obtida pela observação da variação de temperatura dos fluidos quente e frio ao longo do comprimento axial do trocador de calor, que está evidenciado na Figura 6, a qual mostra a variação de temperatura dos fluidos na entrada e na saída do trocador.

Figura 6 - Variação das temperaturas dos trocadores de calor de corrente paralela e contracorrente ao longo do comprimento axial

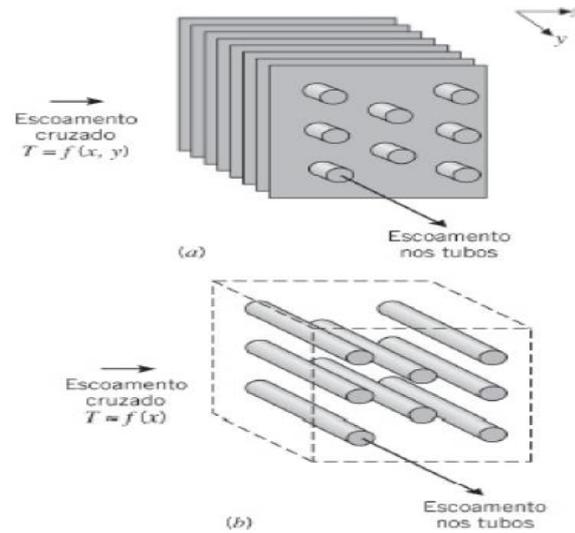


Fonte: Çengel (2012)

A partir da Figura 6 é possível obter conclusões relevantes sobre ambos os tipos. No trocador de calor de escoamento paralelo, nota-se que há um gradiente considerável de temperatura na entrada que vai diminuindo ao longo de seu comprimento e, na saída, as temperaturas dos fluídos quente e frio estão próximas. Porém, o quente está numa temperatura levemente superior ao frio. Já no trocador de calor contracorrente, observa-se que o gradiente de temperatura entre os fluídos é mais estável ao longo de seu comprimento, aparentando estar constante em toda sua extensão. A principal vantagem desse último em relação ao primeiro está no fato de que o fluído frio pode sair a uma temperatura superior ao fluído quente, o que evidencia uma melhor troca térmica entre ambos e, conseqüentemente, uma maior eficiência de funcionamento do trocador de calor contracorrente em relação ao de escoamento paralelo.

Os trocadores de calor tubulares também existem na forma de escoamento cruzado, que ocorre quando os fluídos quente e frio possuem sentido de fluxo perpendiculares. Esse tipo de trocador apresenta 2 configurações designadas de escoamento cruzado com e sem mistura. Embora essas nomenclaturas estejam presentes, não há o contato direto entre os fluídos a diferentes temperaturas. No escoamento cruzado aletado (não misturado), o tubo possui na sua direção axial superfícies estendidas de transferência de calor (aletas), as quais impedem que o fluído ao passar externamente aos tubos, tenham escoamento na mesma direção do fluído que está contido em seu interior, dessa forma a temperatura do fluído interno é uma função de $T(x,y)$, pois depende de ambas as direções. Já o tipo não aletado (fluídos misturados), o fluído externo escoar majoritariamente na mesma direção de escoamento do fluído que está contido no tubo, assim, sua temperatura é uma função $T(x)$, que depende apenas da direção x . Tal fato está melhor representado na Figura 7 que evidencia ambos os tipos descritos de trocadores.

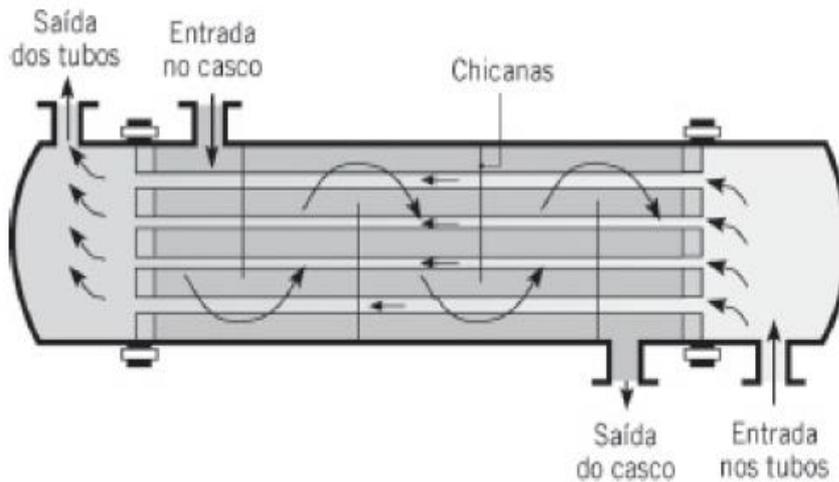
Figura 7 - Trocadores de calor em escoamento cruzado



Fonte: Incropera (2008)

Outro tipo de trocador bastante utilizado nas indústrias petroquímica e petrolífera é do tipo casco e tubo. Consiste num aglomerado de muitos tubos que são dispostos próximos uns dos outros com o apoio de peças metálicas denominadas de chicanas que tem a função de tornar a troca térmica mais eficiente, segundo Incropera (2008, p.426),” [...] Normalmente são utilizadas chicanas para aumentar o coeficiente convectivo do fluido no lado do casco, através da indução de turbulência e de um componente de velocidade na direção do escoamento cruzado”. Os tubos internos estão envoltos por um grande casco que os recobre, nesse tipo de trocador um dos líquidos passa pelo interior dos tubos aglutinados enquanto o outro passa externamente pela parte interna do casco. A Figura 8 ilustra uma esquematização de funcionamento do trocador de calor do tipo casco e tubo. Em que pode-se observar o posicionamento das chicanas bem como as entradas e saídas dos fluidos quente e frio.

Figura 8 - Esquematização do trocador de calor do tipo casco e tubo



Fonte: Incropera (2008)

Um dos tipos de trocadores de calor mais utilizados nas indústrias é o tipo serpentina, consistindo de um grande tubo o qual permite a transferência de calor entre fluídos a diferentes temperaturas. Pode apresentar formato helicoidal ou espiral com tubos lisos ou composto por superfícies estendidas de troca térmica (aletas). É bastante aplicado em máquinas frigoríficas, como ar-condicionado e geladeira, além de diversos equipamentos industriais. A Figura 9 ilustra uma serpentina do tipo espiral.

Figura 9 – Serpentina em espiral



Fonte: denxtrocadores.com.br (2023)

3.2.2 Aplicação dos trocadores de calor

Os trocadores de calor possuem diversos usos desde simples aplicações em geladeiras com as serpentinas até grandes usos na indústria como é o caso do tipo casco e tubo. No caso das geladeiras, as serpentinas desempenham uma função bastante importante para permitir o resfriamento interno do equipamento, sendo este uma máquina frigorífica, a serpentina atua como um dos componentes pelo qual o fluido refrigerante escoar durante a realização de um ciclo termodinâmico. Ao passar pelo interior do aparelho, o fluido deve estar a uma temperatura menor que os alimentos em seu interior para que haja a passagem de calor do que está armazenado para o fluido, ao sair pela superfície de troca térmica interna, aquele passa por um compressor, o qual é responsável por elevar sua temperatura de modo que fique maior que a temperatura ambiente para que o calor seja transferido de forma espontânea para a atmosfera, sendo essa função da serpentina, permitir o fluxo do fluido refrigerante para que este troque energia térmica com o ambiente propiciando a perda de calor. Posteriormente, ao ter sua temperatura reduzida, o vapor passa por uma válvula de expansão, ocorrendo um processo adiabático, no qual a temperatura é reduzida a um valor inferior ao que está armazenado na geladeira, iniciando um novo ciclo do fluido refrigerante. A Figura 10 evidencia um modelo de serpentina utilizada em geladeiras, na qual é possível observar as voltas realizadas a fim de torná-lo mais compacto.

Figura 10 – Trocador de calor tipo serpentina utilizados em geladeiras



Fonte: pensamentoverde.com.br (2023)

Já os trocadores de calor do tipo contracorrente, corrente paralela e casco e tubo são mais aplicados em escala industrial, quando há necessidade de troca térmica em grandes proporções e que exigem equipamentos mais robustos, possuindo usos, como nas áreas petroquímica, linhas de produção, estação de gás, usinas de geração elétrica, dentre outros.

Outro tipo de trocador de calor o qual possui aplicação mais direta ao ser humano é do tipo radiador, o qual é bastante utilizado nos sistemas de arrefecimento dos motores de combustão interna, sua função principal é resfriar a água de arrefecimento do motor dos automóveis, mantendo os componentes fixos e móveis em uma temperatura adequada de operação, evitando o superaquecimento. A troca térmica é feita através de serpentinas em formato retangular que estão em contato com ar atmosférico escoando sobre o automóvel. A Figura 11 ilustra a representação de um radiador de veículos atuais.

Figura 11 - Representação de radiador veicular



Fonte: tecfil.com.br (2023)

4 METODOLOGIA

A metodologia foi ordenada de acordo com a realização do estudo. No tópico inicial foi explicado o diagrama da linha de água da usina modelo. Posteriormente, foi mostrado como as temperaturas em função da altura foram estimadas para as caldeiras de laboratório e piloto através da utilização de dados experimentais. Após, foram evidenciadas as formas de avaliação dos trocadores de calor concêntricos bem como a explicação de seu funcionamento. Por fim, mostrou-se como feita a avaliação do trocador de calor principal, em que foi calculado o calor liberado pela reação de combustão, a perda térmica pelas paredes da caldeira e a perda térmica pelos gases de exaustão para que fosse possível encontrar o valor do calor de extração do trocador para que a eficiência de extração das caldeiras de laboratório e piloto fossem calculadas.

4.1 Diagrama da linha de água da usina modelo

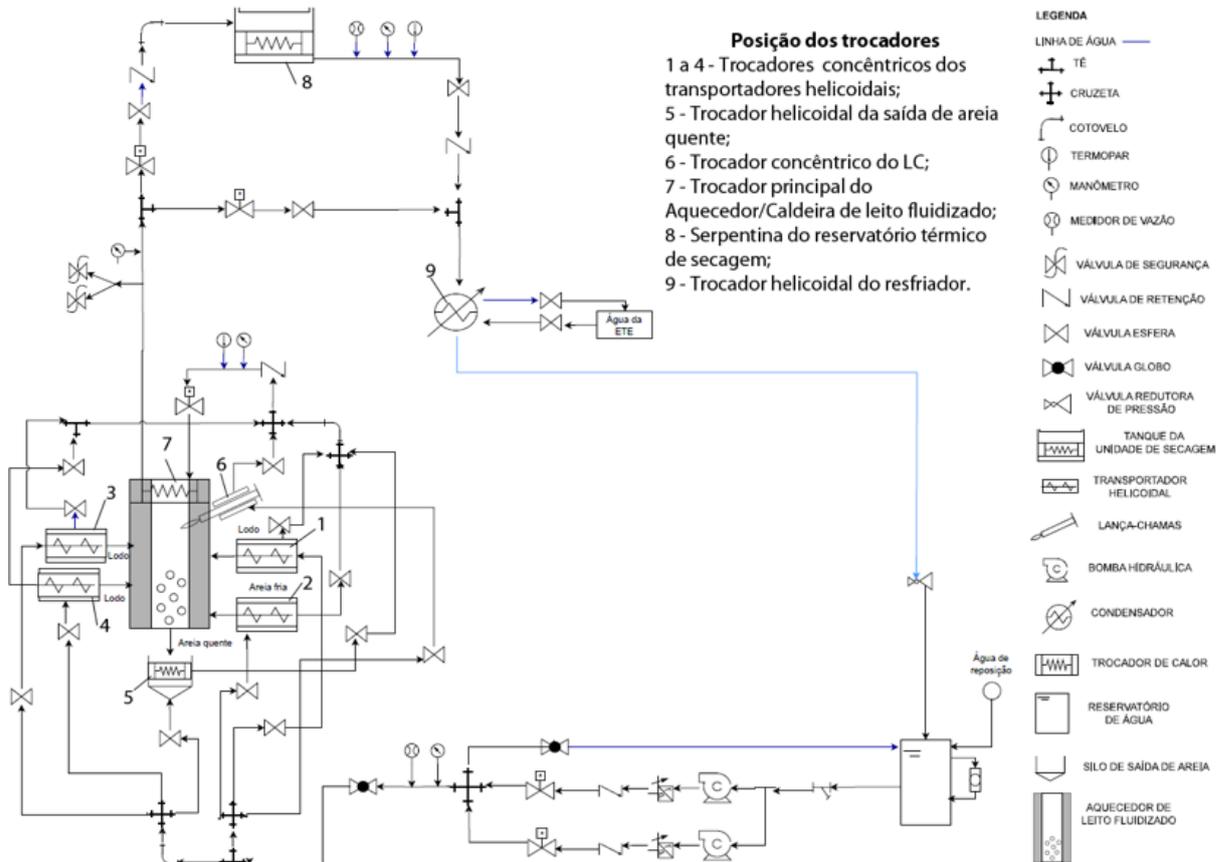
Como pode ser observado pela Figura 12, os trocadores de calor analisados estão no início da linha de água da usina modelo citada anteriormente. Ao passar pela bomba de pressurização, a água começa seu percurso a 4 bar, em seguida, a vazão inicial é dividida em 6 partes para entrar em 5 trocadores concêntricos e 1 do tipo serpentina, que será utilizado para resfriamento da areia de saída do leito fluidizado, pois haverá no sistema, entrada e simultaneamente saída de areia de fluidização.

O sistema dos trocadores de calor é formado por: transportador helicoidal, que desloca areia para o interior da caldeira a uma vazão de 2,4 kg/h, areia que envolve externamente o transportador, uma pequena espessura de separação e, por fim a água de circulação que passa por um espaço vazio de maior diâmetro denominado de “jaqueta”. A ilustração do posicionamento citado anteriormente está evidenciado na Figura 16.

Haverá 4 trocadores de calor com essa configuração: entrada e saída de areia e outros 2 para entradas inferior e superior de lodo, representados pelos números 2, 1, 4 e 3, respectivamente na Figura 12. Ao sair dos 6 trocadores concêntricos, a água volta à sua vazão original de saída da bomba após roubar calor nas “jaquetas” dos trocadores concêntricos e percorre uma tubulação que a conduzirá para um trocador de calor do tipo dupla serpentina, que está dentro da caldeira de leito fluidizado, esse trocador do tipo serpentina será chamado de principal no presente trabalho. Sua função é permitir a passagem da água pelo interior da caldeira para que haja seu contato com os gases de combustão,

roubando calor deles. A Figura 12 ilustra todos os trocadores de calor presentes no sistema. Os trocadores analisados serão os numerados de 1 a 4, os quais envolvem os transportadores helicoidais assim como o trocador de número 7, que está no interior da caldeira de leito fluidizado.

Figura 12 – Diagrama da linha de água



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Para operação nas condições ideais, a água sairá da caldeira com uma temperatura levemente superior a 130 °C para que então seja conduzida a um grande reservatório térmico denominado de “tanque de secagem”. Nele há 16 m³ de água que terão a finalidade de desumidificar lodo de esgoto e areia para serem usados como combustível para a caldeira e meio poroso de fluidização, respectivamente. No interior do tanque de secagem há um outro trocador de calor do tipo serpentina em sua base na qual a água passará, fornecendo calor aos 16 m³ de fluido, mantendo sua temperatura em 90 °C para situações ideais de operação. Posteriormente, a água percorre uma tubulação que a leva para outro trocador de calor,

denominado de resfriador a qual tem a função de reduzir sua temperatura abaixo da máxima permissível para circulação na bomba de pressurização.

4.2 Distribuição longitudinal de temperaturas

Para determinar as temperaturas em função da altura para as caldeiras de laboratório e piloto, foi utilizado o método das diferenças finitas. Os dados experimentais para a construção da malha são valores de temperaturas fornecidos por 12 termopares que estão em diferentes alturas da Caldeira de Leito Fluidizado de Laboratório (CLF- PL). Suas cotas são de 75, 125, 175, 225, 325, 375, 425, 475, 525, 575, 690 e 740 mm, sendo possível obter temperaturas de todo o corpo da caldeira bem como identificar os pontos mais próximos da chama de combustão. A Figura 13 ilustra a Caldeira de Leito Fluidizado de Laboratório (CLF- PL), em que é possível observar seus 12 termopares em diferentes alturas.

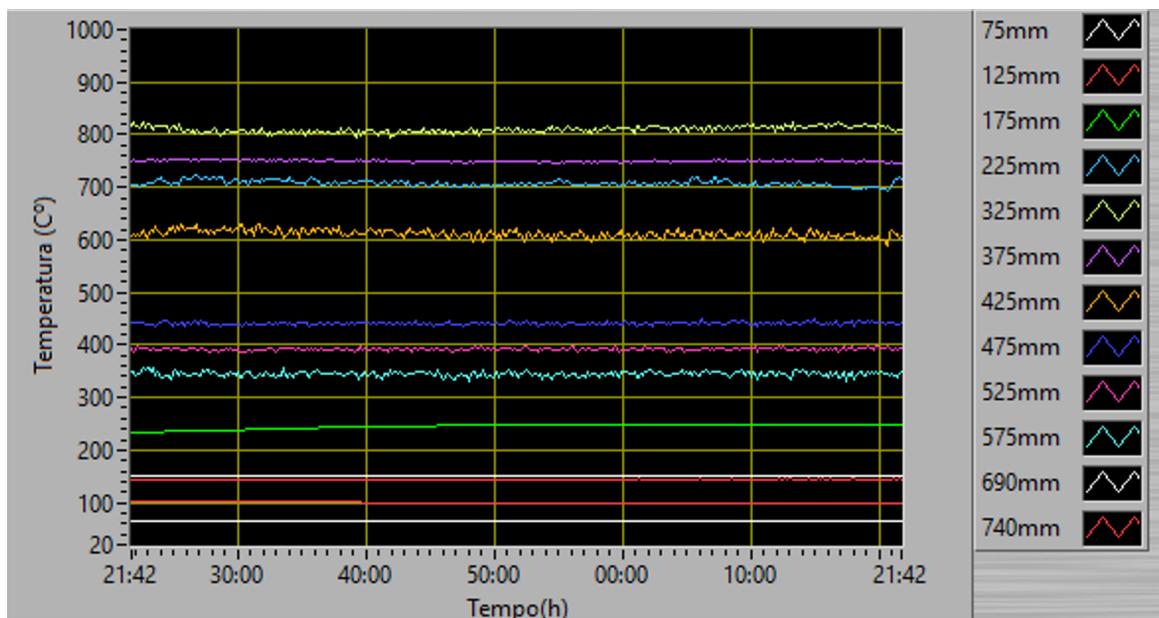
Figura 13 – CLF – PL e seus termopares em amarelo



Fonte: Feitosa (2019)

Os valores de temperaturas utilizados dos termopares foram retirados de experimento de combustão realizado na caldeira de laboratório com 4 kg de areia de 327 μm de granulometria com altura de leito de 285 mm em estado de operação permanente com vazão de ar de fluidização de 74 SCFH e ar secundário de 60 SCFH e 5,5 SCFH de GNV como combustível, em que as temperaturas fornecidas pelos termopares estavam praticamente constantes com o tempo conforme evidenciado na Figura 14 a qual mostra a variação da temperatura dos termopares em função do tempo, sendo obtida pelo sistema de aquisição de dados *Labview*.

Figura 14 – Variação da temperatura dos termopares em função do tempo



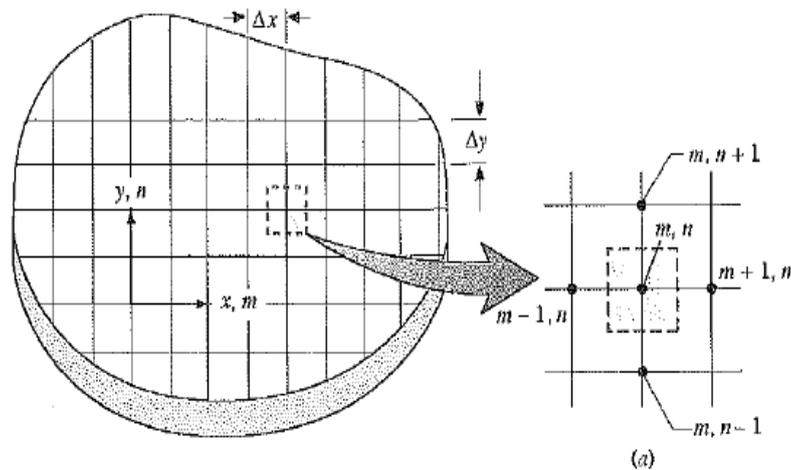
Fonte: (LACER, UFC)

4.2.1 Caldeira de Leito Fluidizado de Laboratório (CLF- PL)

Como são conhecidos 12 valores de altura para CLF-PL, a qual tem 935 mm de altura e 110 mm de diâmetro interno, foi utilizado o método das diferenças finitas. A malha foi aplicada para escoamento bidimensional com espaçamento entre os pontos de 1 mm tanto para a altura quanto para o diâmetro considerado, sendo possível estimar a temperatura da caldeira em pontos com 1 mm de distância. Ao todo foram obtidas 935 valores de temperaturas em toda a altura da caldeira utilizando temperaturas aproximadas nas suas extremidades como condição de contorno.

O método das diferenças finitas tem por objetivo o cálculo da temperatura em um ponto utilizando a média aritmética simples de 4 valores de temperaturas de pontos ao redor do analisado, assim, quanto maior o refinamento da malha, ou seja, menor o espaçamento entre os pontos estudados maior será a precisão das temperaturas encontradas. A Figura 15 ilustra o método das diferenças finitas para o cálculo da temperatura em um ponto qualquer, denominado de ponto nodal.

Figura 15 - Condução bidimensional em uma rede nodal



Fonte: Incropera (2008)

A dedução completa da formulação matemática do método das diferenças finitas para conduções de calor bidimensional será omitida. Para mais informações consultar Incropera (2008). A ideia principal para a determinação da temperatura em um ponto nodal consiste em igualar seu valor à média das temperaturas de 4 pontos que estejam ao seu redor. Pela Figura 15 a estimativa da temperatura no ponto m,n é obtida pela média das temperaturas nos pontos $m,n+1$, $m,n-1$, $m+1,n$ e $m-1,n$. Conforme demonstrado pela Equação 4.

Equação 4 – Cálculo da temperatura de um ponto nodal

$$T_{m,n} = \frac{T_{m,n+1} + T_{m,n-1} + T_{m+1,n} + T_{m-1,n}}{4}$$

4.2.1.1 Construção da malha

Para desenvolver a montagem da malha a ser utilizada para estimativas dos valores de temperatura da CLF-PL em diferentes alturas, foi utilizado o software Microsoft Excel, sendo utilizadas 935 linhas para cálculo da altura com incrementos de 1 mm até 935

mm e 110 colunas também com incrementos de 1 mm até o comprimento do diâmetro interno de 110 mm. As temperaturas nas extremidades foram consideradas iguais, logo seus valores nessas posições são espelhados, ou seja, a primeira linha de valores da malha terá os mesmos valores da última linha assim como a primeira coluna da malha terá valores iguais de temperatura da última coluna. Também foi adotada como hipótese simplificadora que a temperatura ao longo de um diâmetro qualquer no interior da caldeira é considerada constante.

Para a construção da primeira linha foi adotada que as variações de temperatura são lineares, ou seja, as quedas de temperaturas foram considerada lineares, tal estimativa foi utilizada pelo fato de haver a necessidade dos valores extremos para a concepção de toda a malha, uma vez que valores de temperaturas ao redor dos pontos são necessários para estimativas de sua temperatura. Posteriormente à construção da primeira coluna, seu valor foi replicado para a última, podendo então a segunda coluna da malha ser feita com a média aritmética simples dos 4 pontos ao redor da célula. A partir de tal situação, foi possível a aplicação da fórmula para todo o intervalo de temperaturas com exceção das colunas e das linhas das extremidades.

Após a construção da malha foi utilizada uma escala de cores para distinguir os pontos de maiores e menores temperaturas bem como sua distribuição ao longo do leito. O objetivo para estimativas das temperaturas em cada altura é determinar com uma maior precisão as perdas térmicas pela parede devido ao gradiente de temperaturas existente entre o interior da caldeira e o meio externo à temperatura ambiente. O mesmo procedimento foi adotado para a Caldeira de Leito Fluidizado de Protótipo Piloto, sendo que a construção da sua malha foi realizado com incremento de 10 mm devido as suas maiores dimensões, pois sua altura é de 1700 mm e seu diâmetro interno de 400 mm.

4.3 Análise dos trocadores de calor concêntricos

O objetivo dos trocadores de calor concêntricos, representados pelos números de 1 a 4 na Figura 12 é manter uma temperatura segura na ponta do transportador helicoidal que está em contato direto com seu motorreductor de acionamento conforme mostrado na Figura 16, uma vez que para valores superiores a 90 °C pode haver danos em seus componentes. Devido ao fato de 2 dos 4 transportadores estarem próximos à zona de combustão no interior da caldeira, existe um gradiente de temperatura entre ambas as suas extremidades estando uma delas a maiores valores na entrada da caldeira e outra que está em contato com o motorreductor com um valor desconhecido.

Para determinar a distribuição de calor pelos transportadores helicoidais serão aplicadas análises térmicas de transferência de calor com foco na condução e na convecção que ocorrem durante o processo de carregamento da areia até a caldeira. As vazões e velocidades de areia e de lodo estão evidenciadas na Tabela 2.

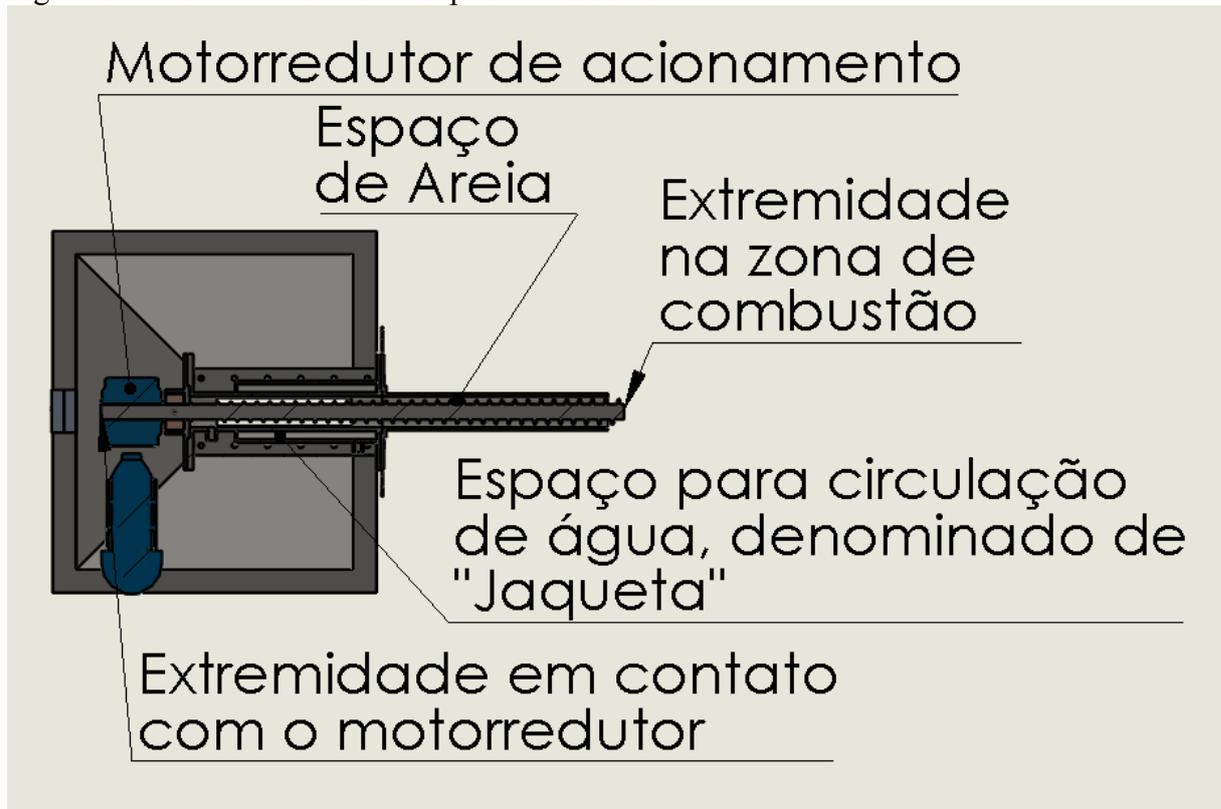
Tabela 2 - Vazões de transporte e velocidade de alimentação

Trocador de calor	Vazão (kg/s)	Velocidade (m/s)
Entrada de areia	0,00067	0,000238
Entrada inferior de lodo	0,00437	0,0039
Saída de areia	0,00067	0,000238
Entrada superior de lodo	0,00437	0,0039

Fonte: (Elaborado pelo autor)

A necessidade de vazões tão baixas surge da tentativa de estabelecer um regime de operação o mais próximo possível do permanente. Os valores de explicitados na Tabela 2 de entrada e saída causam pouca desestabilização do leito durante a combustão, uma vez que ao inserir e remover areia haverá uma dupla perda de calor e caso isso aconteça de forma brusca, haverá o risco de apagamento da chama e a consequente interrupção da combustão, sendo assim importantes parâmetros de projeto. Tais vazões e velocidades são tão pequenas que serão consideradas nulas para fins de cálculo e transferência de calor. Para melhor entendimento da análise, torna-se necessário maior conhecimento acerca da geometria do sistema transportador helicoidal-trocador de calor. Na Figura 16 está representado o desenho tridimensional do conjunto citado feito no software solidworks. Na qual é possível observar que o trocador de calor concêntrico não está localizado em toda extensão do transportador helicoidal, estando posicionado próximo ao motorreductor para melhor proteção térmica do componente. A Figura 16 também ilustra uma vista de corte do sistema de alimentação, na qual é possível observar o transportador helicoidal aletado, suas extremidades, que estão na região de combustão e em contato com o motorreductor de acionamento bem como o espaço oco do trocador de calor concêntrico para possibilitar o fluxo de água, denominado de “jaqueta”.

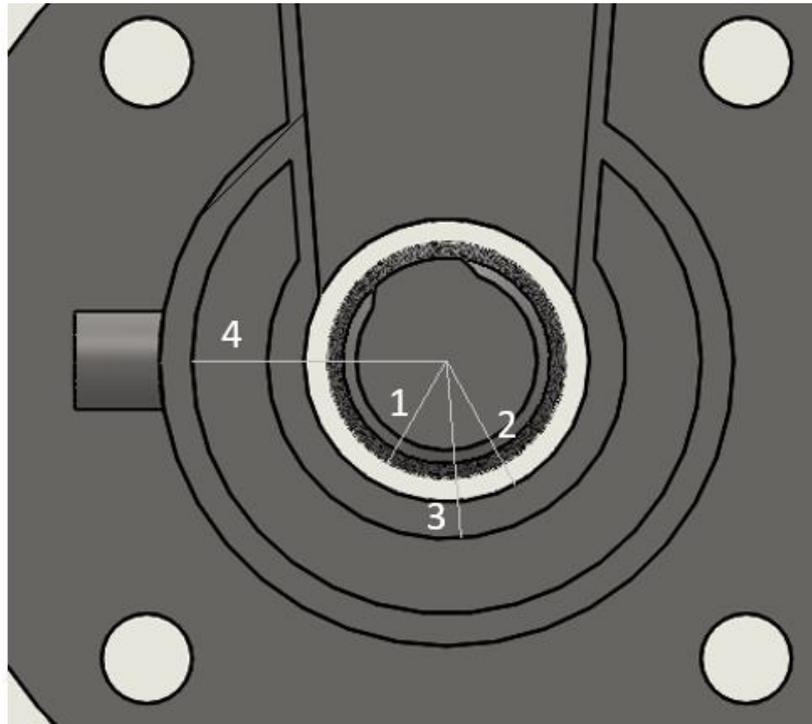
Figura 16 – Vista de corte do transportador helicoidal



Fonte: (Elaborado pelo autor)

O transportador helicoidal possui comprimento total de 0,850 m enquanto o trocador de calor concêntrico tem 0,240 m de extensão. Como as suas extremidades estão sujeitas a uma diferença de temperatura, haverá transferência de calor pelo eixo axial e posteriormente a perda de energia térmica ocorrerá radialmente no trocador de calor. Assim, o transportador helicoidal passa calor para a areia radialmente por condução, posteriormente, o calor “enfrenta” uma pequena espessura de material e fim é então removido pela água de resfriamento. Para realização de tal análise, será considerada a condução radial de calor do transportador para areia, desta para a pequena espessura que separa do escoamento de água e por convecção para remoção de calor. A Figura 17 ilustra a secção transversal do trocador de calor concêntrico, sendo possível observar os raios do transportador, o espaço entre o transportador e a areia, a espessura do tubo envolvente e por fim o tubo interno por onde a água de resfriamento irá percorrer representados pelos números 1, 2, 3 e 4, respectivamente. Para mais detalhes de sua configuração consultar apêndice A ao final do trabalho.

Figura 17 - Secção transversal do trocador de calor concêntrico



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Quando há condução de calor em superfícies cilíndricas composta por diferentes materiais com espessuras distintas, tornar-se-á relevante calcular a resistência térmica de condução, sendo uma grandeza relacionada à dificuldade que o calor tem de passar pelo corpo sólido. Em camadas cilíndricas a resistência térmica está associada à espessura do material bem como sua condutividade térmica. Seu cálculo está demonstrado na Equação 5.

Equação 5 - Cálculo da resistência térmica de condução em camadas cilíndricas

$$R_{t,cond} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi Lk} \quad (5)$$

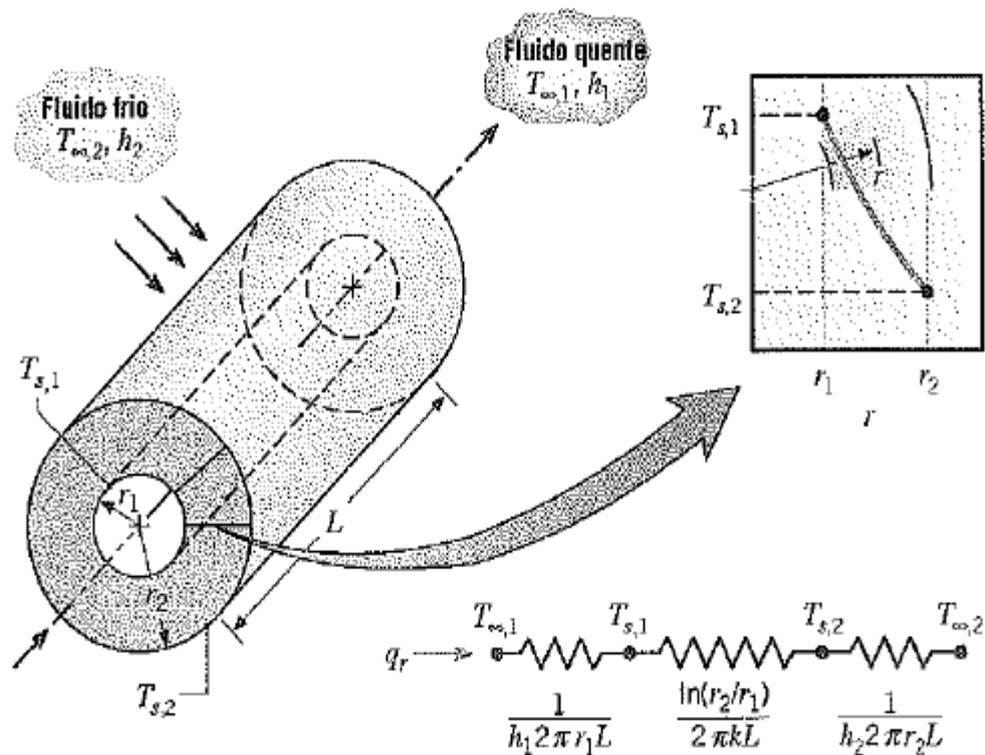
Em que r_1 e r_2 são os raios interno e externo, respectivamente. L é o comprimento do corpo cilíndrico e k é sua condutividade térmica. O cálculo da transmissão de calor radial em uma camada cilíndrica pode ser feito da seguinte forma, conforme explícito na Equação 6, considerando que há um gradiente de temperatura entre as superfícies interna e externa da parede cilíndrica.

Equação 6 - Cálculo da troca térmica radial em uma camada cilíndrica

$$q_r = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (6)$$

A Figura 18 ilustra o processo de transferência de calor que ocorre em uma camada cilíndrica na qual há um fluido escoando em seu interior bem como outro fluido escoando externamente, havendo 2 trocas de calor por convecção. $T_{s,1}$ e $T_{s,2}$ são as temperaturas das superfícies interna e externa de uma camada cilíndrica, respectivamente.

Figura 18 - Representação de transferência de calor em superfície cilíndrica com escoamento interno e externo



Fonte: Incropera (2008)

Nessa situação o calor é transferido do fluido interno para a parede cilíndrica com certa espessura e por fim, removido pelo escoamento do fluido externo. Porém, observa-se que ao percorrer esse caminho, o calor passa por uma resistência térmica de convecção, seguida por uma resistência térmica de condução representada pela espessura do cilindro e posteriormente por outra resistência de convecção externa. Tal situação é bastante semelhante ao que ocorre no trocador de calor concêntrico analisado, sendo que o calor passa do transportador para a areia, que gera uma resistência térmica de condução, seguida por uma

pequena espessura de um tubo envolvente também oferecendo ao calor uma pequena resistência de condução e por fim há a água de resfriamento que remove calor por convecção, enfrentando o calor uma resistência térmica de convecção. Com o conhecimento do coeficiente convectivo torna - se possível o cálculo de tal valor através da Equação 7.

Equação 7 - Cálculo da resistência térmica convectiva

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h2\pi rL} \quad (7)$$

Em que h representa o coeficiente convectivo. A partir de um rearranjo das Equações 5 e 6, o cálculo da troca de calor radial de uma camada cilíndrica pode ser feito conforme a Equação 8.

Equação 8 - Cálculo da troca térmica radial utilizando a resistência térmica total

$$q_r = \frac{\Delta T}{R_{t\u00e9rmica,total}} \quad (8)$$

Em que ΔT representa a variação de temperatura entre 2 pontos analisados em uma camada cilíndrica e $R_{t\u00e9rmica,total}$ é a resistência térmica existente entre os pontos de variação de temperatura ΔT . Através da equação de condução de calor em estado permanente para transmissão axial de calor, pode ser calculada a troca térmica do eixo longitudinal do transportador devido ao gradiente de temperatura existente em suas extremidades. Tal forma está evidenciada na Equação 9.

Equação 9 - Cálculo da condução de calor axial

$$q_{cond} = \frac{-KA(T_1 - T_2)}{L} \quad (9)$$

Em que K é a condutividade térmica do material, A é sua área de secção transversal, T_1 e T_2 são as temperaturas nas extremidades do cilindro e L é o seu comprimento. Considerando que todo o calor que percorre o transportador helicoidal, se inicia por uma condução axial e posteriormente passa a ser conduzido de forma radial e que a perda desse calor se inicia apenas no trocador de calor é possível assumir que os calores das Equações 8 e 9 são iguais. Ao realizar tal igualdade, tornar-se-á possível calcular a temperatura do transportador helicoidal exatamente na entrada do trocador de calor concêntrico que pode ser aproximada para a temperatura da extremidade que está em contato com o motorreductor, o

qual não deve ter uma temperatura maior que 90 °C. Ao igualar as Equações 8 e 9, tem-se a seguinte formulação representada pela Equação 10.

Equação 10 - Igualdade resultante das equações 8 e 9

$$\frac{T_2 - T_{amb}}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_{areia} L_{trocador}} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi k_{aço} L_{trocador}} + \frac{1}{2\pi r_4 h L_{trocador}}} = \frac{-k_{açoinox} * A_{trans} * (T_1 - T_2)}{L_{transportador}} \quad (10)$$

Os termos no denominador da fração presente no lado esquerdo da Equação 10 representam as resistências térmicas de condução do calor pela areia, pela espessura da camada cilíndrica envolvente ao transportador e a areia e a resistência térmica de convecção da água circulante no trocador de calor, respectivamente. O termo T_1 refere-se à temperatura da extremidade do transportador helicoidal no interior da caldeira, em contato com a zona de combustão e T_2 é a temperatura da extremidade do transportador em contato com o motorreductor de acionamento, conforme explícito na Figura 16.

A_{trans} é a área da seção transversal do transportador helicoidal a qual é perpendicular ao sentido de fluxo do calor em m^2 , $L_{transportador}$ representa seu comprimento em m, k_{areia} , $k_{aço}$ e $k_{açoinox}$ são as condutividades térmicas da areia ou lodo, dependendo do material a ser transportado, da carcaça cilíndrica que envolve areia/ou lodo e o transportador e do transportador helicoidal que é feito de aço inoxidável, $L_{trocador}$ é comprimento do trocador de calor em m, T_{amb} é a temperatura ambiente em Kelvin, assim como T_1 e T_2 .

Os termos r_1 , r_2 , r_3 e r_4 são os raios do transportador helicoidal, interno e externo da carcaça cilíndrica que envolve o transportador e o material de transporte e o raio interno do trocador de calor, respectivamente, conforme numerado pela Figura 16 e h é o coeficiente convectivo da água de circulação do trocador de calor concêntrico em $W/m^2.K$. O objetivo da Equação 9 é o cálculo de T_2 , que no decorrer do presente trabalho também será chamada de temperatura na extremidade fria ou temperatura em contato com o motorreductor, o qual pode ser visto em seção de corte na Figura 17.

Para o cálculo do coeficiente convectivo h , foram utilizadas correlações experimentais que são fornecidas nos livros base sobre os fundamentos de transferência de calor e de massa. Sendo a referência utilizada para o presente trabalho Fundamentos de Transferência de Calor e Massa do autor Incropera. Tais correlações estão evidenciadas na Figura 19.

Figura 19 - Correlações experimentais para cálculo do coeficiente convectivo h

Correlação		Condições
$f = 64/Re_D$	(8.19)	Laminar, plenamente desenvolvido
$Nu_D = 4,36$	(8.53)	Laminar, plenamente desenvolvido, q_s'' uniforme
$Nu_D = 3,66$	(8.55)	Laminar, plenamente desenvolvido, T_s uniforme
$\overline{Nu}_D = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0,04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$	(8.56)	Laminar, entrada térmica (ou entrada combinada com $Pr \geq 5$), T_s uniforme
ou		
$\overline{Nu}_D = 1,86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$	(8.57)	Laminar, entrada combinada, $0,6 \leq Pr \leq 5$; $0,0044 \leq (\mu/\mu_s) \leq 9,75$; T_s uniforme
$f = 0,316 Re_D^{-1/4}$	(8.20a) ^f	Turbulento, plenamente desenvolvido, $Re_D \leq 2 \times 10^4$
$f = 0,184 Re_D^{-1/5}$	(8.20b) ^f	Turbulento, plenamente desenvolvido, $Re_D \geq 2 \times 10^4$
ou		
$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2}$	(8.21) ^e	Turbulento, plenamente desenvolvido, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$
$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n$	(8.60) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10.000$, $(L/D) \geq 10$, $n = 0,4$ para $T_s > T_m$ e $n = 0,3$ para $T_s < T_m$
ou		
$Nu_D = 0,027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$	(8.61) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,7 \leq Pr \leq 16.700$, $Re_D \geq 10.000$, $L/D \geq 10$
ou		
$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	(8.62) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,5 \leq Pr \leq 2000$, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, $(L/D) \geq 10$
$Nu_D = 4,82 + 0,0185(Re_D Pr)^{0,827}$	(8.64)	Metais líquidos, turbulento, plenamente desenvolvido, q_s'' uniforme, $3,6 \times 10^3 \leq Re_D \leq 9,05 \times 10^5$, $10^2 \leq Pe_D \leq 10^4$
$Nu_D = 5,0 + 0,025(Re_D Pr)^{0,8}$	(8.65)	Metais líquidos, turbulento, plenamente desenvolvido, T_s uniforme, $Pe_D \geq 100$

Fonte: Incropera (2008)

O primeiro passo para o uso das correlações da Figura 19 foi o cálculo da velocidade de escoamento da água de resfriamento no trocador de calor. Isso pode ser feito facilmente com o uso da equação da continuidade de um escoamento que está representada pela Equação 11.

Equação 11 - Equação da continuidade

$$m = \rho * A * V \quad (11)$$

Em que ρ representa a massa específica da água em kg/m^3 , A é a área da seção transversal do tubo de escoamento da água do trocador em m^2 , m é a vazão mássica da água no trocador de calor concêntrico em kg/s e V é a velocidade em m/s .

A partir do cálculo da velocidade com a equação da continuidade, torna-se possível obter o número adimensional de Reynolds, que determina se o escoamento é laminar ou turbulento. Tal método está ilustrado na Equação 12.

Equação 12 - Cálculo do número de Reynolds

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \quad (12)$$

Em que Re representa o número de Reynolds adimensional, V é a velocidade de escoamento em m/s, D é diâmetro de circulação de água no trocador concêntrico em metros (m) e ν é a viscosidade cinemática do fluido em m^2/s .

A viscosidade cinemática pode ser calculada dividindo-se a viscosidade dinâmica pela massa específica da água, conforme a Equação 13.

Equação 13 - Cálculo da viscosidade cinemática

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (13)$$

O diâmetro D do trocador de calor concêntrico é um valor conhecido de 0,0912 m.

Assim, é possível encontrar o número de Reynolds e determinar a melhor correlação empírica tabelada para cálculo do número de Nusselt e a partir dele o coeficiente convectivo pode ser facilmente obtido conforme a Equação 14.

Equação 14 - Cálculo do coeficiente convectivo a partir do número de Nusselt

$$Nu = \frac{h * D}{k} \quad (14)$$

Em que Nu representa o número de Nusselt que assim como Reynolds é adimensional, h é coeficiente convectivo externo em $W/m^2.K$, D é o diâmetro do trocador de calor concêntrico por onde circula a água de resfriamento e k é a condutividade térmica da água na temperatura de referência em $W/m.K$.

A temperatura de referência para obtenção das propriedades termofísicas tabeladas da água foi calculada através de uma média simples aritmética das temperaturas de entrada da água no trocador de calor e da extremidade do transportador helicoidal em contato com a zona de combustão para os trocadores concêntricos mais baixos. Já para os mais altos, que estão submetidos a uma maior temperatura na zona de combustão, a temperatura de referência foi feita pela média das temperaturas de entrada da água no trocador e a ambiente. Após o cálculo do coeficiente convectivo h de escoamento da água no trocador de calor concêntrico, seu valor foi inserido na Equação 10 para finalmente determinar o valor de temperatura do transportador helicoidal na entrada do trocador concêntrico, representada por

T_2 na Equação 10. Para a elaboração de tal análise as seguintes hipóteses simplificadoras foram aplicadas:

1. Operação do transportador e do trocador de calor em regime permanente;
2. Todo calor recebido pelo eixo axial do transportador é transmitido radialmente ao passar pelo trocador de calor;
3. Transportador helicoidal foi considerado sem aletas;
4. Temperatura do transportador na entrada do trocador de calor concêntrico é igual à temperatura do motorreductor de acionamento;
5. Propriedades termofísicas utilizadas foram removidas de tabelas e seus valores foram considerados constantes.

4.4 Análise de combustão para o GNV

A combustão realizada para a avaliação do trocador de calor foi feita com a queima de GNV (Gás Natural Veicular) e ar pressurizado através do uso de um compressor. Com o auxílio de um cromatógrafo presente no laboratório, foi possível determinar sua análise elementar. Os resultados em questão estão explícitos na Tabela 3, sendo possível calcular a influência de cada componente na massa molar final do gás utilizado. Observa-se que é composto majoritariamente por metano e pequenas frações de gás nitrogênio, dióxido de carbono, etano e propano, o que tornará a massa molar levemente maior que a do metano. A Tabela 3 mostra a composição do GNV utilizado na combustão.

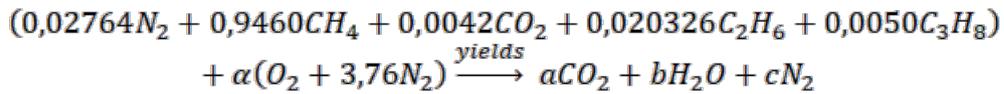
Tabela 3 – Composição do GNV utilizado para combustão

Composição	(%)	Massa molar(g/mol)	Massa do componente (g)
N	2,764	28	0,77392
CH ₄	94,6	16	15,088
CO ₂	0,42	44	0,1848
C ₂ H ₆	2,0326	30	0,60978
C ₃ H ₈	0,5	44	0,22

Fonte: Farias (2019)

A partir de tais resultados, foi somado os valores da última coluna para cálculo de sua massa molar, obtendo-se um valor de 16,8765 g/mol. Posteriormente, será calculado os coeficientes estequiométricos da reação de combustão balanceada do GNV apresentado com ar atmosférico, sendo este composto de 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, ou seja, cada

mol de ar é composto por 1 mol de oxigênio e 3,76 mols de nitrogênio. Abaixo está representada a equação estequiométrica considerando a combustão de 1 mol de combustível.



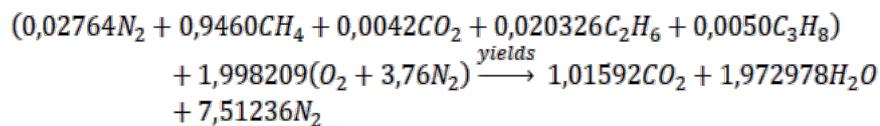
Através de um simples balanceamento algébrico, os valores dos coeficientes estequiométricos estão listados na Tabela 4.

Tabela 4 – Valores dos coeficientes estequiométricos

α	1,998209
a	1,01592
b	1,972978
c	7,51236

Fonte: (Elaborado pelo autor)

Assim, a equação estequiométrica pode ser reescrita da seguinte forma:



A partir da reação acima foi possível calcular as massas de ar e de gás combustível necessários para a reação estequiométrica. Considerando a massa molar de oxigênio como sendo 32 g/mol e de nitrogênio igual a 28 g/mol, calcula-se a massa de ar conforme a Equação 15.

Equação 15 – Cálculo da massa de ar de combustão

$$m_{ar} = \alpha * (1 * \text{Massa molar } O_2 + 3,76 * \text{Massa molar } N_2) \quad (15)$$

$$m_{ar} = 1,998209 * (32 + 3,76 * 28) = 274,3141g$$

Utilizando a mesma metodologia, calcula-se a massa de gás combustível utilizada para a reação estequiométrica.

$$m_{com} = 0,02764 * 28 + 0,9460 * 16 + 0,0042 * 44 + 0,020326 * 30 + 0,0050 * 44 = 16,8765 \text{ g/mol}$$

De posse dessas informações é possível calcular a razão Ar-Combustível dividindo suas respectivas massas.

$$\begin{aligned} \text{Razão Ar - Combustível} &= \frac{\text{Massa de ar}}{\text{Massa de Combustível}} = \frac{274,3141}{16,8765} \\ &= 16,25420 \frac{\text{g de ar}}{\text{g de combustível}} \end{aligned}$$

Embora o resultado anterior esteja expresso em gramas por gramas, é equivalente à massa em kg por kg.

Para calcular de forma aproximada os volumes específicos de ar e de combustível que passam pelos rotâmetros que “abastecem” o processo de combustão, tais gases serão aproximados como gases ideais na qual será feito o uso da equação de Clapeyron, conforme ilustrada na Equação 16.

Equação 16 – Equação de Clapeyron

$$Pv = RT \quad (16)$$

Em que P representa a pressão em N/m², v é volume específico em m³/kg, R é a constante universal dos gases ideais, que vale 8,314 J/Mol.K e T é a temperatura absoluta em (K).

$$\begin{aligned} v_{ar} &= \frac{R * T}{\sum_1^n x_i * M_i * p} = \frac{8,314462 * 300}{28,97 * 101,325} = 0,84970 \frac{m^3}{kg} \\ v_{com} &= \frac{R * T}{\sum_1^n x_i * M_i * p} = 1,45966 \frac{m^3}{kg} \end{aligned}$$

Caso seja retirado o valor inverso dos volumes específicos acima, obtêm-se as massas específicas, sendo esses valores de 1,17688 kg/m³ para o ar e de 0,685087 kg/m³ para o GNV. Tais valores de densidade serão de grande relevância para o cálculo da vazão correta de gás que alimenta os rotâmetros controladores de fluxo.

4.5 Correção das vazões dos rotâmetros

Os rotômetros são dispositivos de controle de vazão de escoamento de gases e líquidos, que regulam a vazão permitindo o fluido escorrer por um percurso de área transversal variável. Possui uma pequena esfera em seu interior que mede a vazão de acordo com sua altura, quanto mais elevada estiver maior a vazão de escoamento, pois maior será a área que o fluido será obrigado a passar.

Os rotômetros são calibrados em uma condição específica de pressão e temperatura, sendo esses valores de 1,03529 bar e 298,333 K, respectivamente conforme informado no catálogo do instrumento. Entretanto, para condições diferentes das citadas, o valor indicado pelo instrumento não corresponderá a vazão real de escoamento do fluido, sendo assim necessário aplicar fatores de correção das condições de calibração do instrumento para as condições reais de pressão e temperatura do fluido em escoamento. A Figura 20 ilustra alguns dos rotômetros utilizados.

Figura 20 - Rotômetro utilizados



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Há 2 possibilidades para correção dos rotômetros, pode se calcular as vazões mássica e volumétrica real do fluido em escoamento. A conversão do valor de vazão lido no rotômetro para a real a fim de obtenção da vazão mássica é calculada pela Equação 17.

Equação 17 – Cálculo de correção de vazão dos rotâmetros para obtenção de fluxo de massa

$$Vazão_{corrigida} = \sqrt{\frac{P_{r2}}{P_{r1}}} * \sqrt{\frac{T_{r1}}{T_{r2}}} * Vazão_{indicada} \quad (17)$$

Os termos P_{r2} e P_{r1} indicam as pressões de condição real do teste e a pressão de calibração dos rotâmetros, respectivamente. Já T_{r2} e T_{r1} são as temperaturas do fluido nas condições reais e de calibração do instrumento. Para a conversão do valor lido no rotâmetro para o real valor de vazão volumétrica a fim de se obter o fluxo de massa é calculado pela Equação 18.

Equação 18 - Fatores de correção dos rotâmetros para obtenção de fluxo volumétrico

$$Vazão_{corrigida} = \sqrt{\frac{P_{r1}}{P_{r2}}} * \sqrt{\frac{T_{r2}}{T_{r1}}} * Vazão_{indicada} \quad (18)$$

As equações anteriores são utilizadas quando apenas o fluido a escorrer pelo rotâmetro é o ar. Para os demais gases é necessário introduzir um terceiro fator de correção denominado de gravidade específica que nada mais é do que a razão das massas específicas do gás em questão pela do ar atmosférico. O cálculo da conversão da vazão lida no instrumento para um gás diferente do ar é feito pela Equação 19.

Equação 19 - Fatores de correção dos rotâmetros para obtenção de fluxo mássico para gases em geral

$$Vazão_{corrigida} = \sqrt{\frac{P_{r2}}{P_{r1}}} * \sqrt{\frac{T_{r1}}{T_{r2}}} * \sqrt{\frac{D_1}{D_2}} * Vazão_{indicada} \quad (19)$$

O termo D_1 e D_2 representam as gravidades específicas do ar, utilizado como referência e o gás que percorre o instrumento, respectivamente. Já para o caso da conversão da vazão do aparelho em vazão real para obtenção do fluxo volumétrico pode ser feito pela Equação 20.

Equação 20 - Fatores de correção dos rotômetros para obtenção de fluxo volumétrico para gases em geral

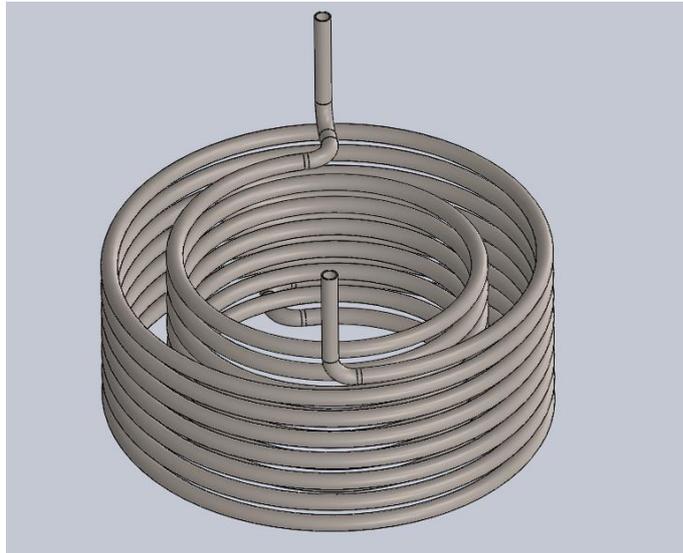
$$Vazão_{corrigida} = \sqrt{\frac{P_{r1}}{P_{r2}}} * \sqrt{\frac{T_{r2}}{T_{r1}}} * \sqrt{\frac{D_1}{D_2}} * Vazão_{indicada} \quad (20)$$

4.6 Análise do trocador de calor principal

O trocador de calor principal está inserido no interior da caldeira de leito fluidizado. Sua representação em desenho técnico está presente na Figura 21 e pelo número 7 na Figura 12. Ao seu redor estão pequenas esferas de um material cerâmico denominado alumina. A utilização de tais componentes ocorre de uma tentativa de “dificultar” o percurso dos gases de combustão, fazendo com que eles tenham de contornar os espaços preenchidos passando assim pelos interstícios das esferas, permitindo que haja uma melhor troca de calor dos gases e o trocador de calor principal. O uso das esferas de alumina permite que os gases de exaustão sejam descartados a uma temperatura pouco maior que a ambiente.

Na Figura 21 está representado o trocador de calor principal do tipo dupla serpentina.

Figura 21 – Trocador de calor principal



Fonte: (Elaborado pelo autor)

O trocador de calor principal é do tipo dupla serpentina, ou seja, há uma tubulação de diâmetro menor inserida em outra de maior diâmetro a fim de permitir que a água de circulação tenha uma distância necessária para percorrer a fim de haver uma otimização da troca térmica, tendo em vista que o diâmetro interno da Caldeira de Leito Fluidizado de Protótipo Piloto (CLF- PP) é de apenas 400 mm.

A água entrará na caldeira, passando pelo trocador principal após sair dos trocadores concêntricos, assim, a estimativa de tal valor depende diretamente das temperaturas de entrada da água nos trocadores de calor concêntricos bem como de sua saída, pois ao determinar esses valores é possível encontrar uma temperatura aproximada da água na entrada do trocador de calor principal, permitindo o controle da vazão correta da água no interior do trocador para garantir que sua saída ocorra na temperatura desejada. Como mencionado, esse trocador tem o intuito de “roubar” calor dos gases de combustão provenientes da queima do lodo de esgoto, assim, a forma encontrada para avaliar seu desempenho é obter a chamada eficiência de extração do trocador de calor, que nada mais é que a razão da quantidade de calor absorvida pela água de circulação do trocador principal pelo calor liberado pela queima do lodo. Esse cálculo está evidenciado na Equação 21.

Equação 21 - Formulação para cálculo da eficiência de extração

$$n_{\text{extração}} = \frac{\text{Calor roubado pela água do trocador principal}}{\text{Calor liberado pela combustão do lodo}} \quad (21)$$

Considerando o calor específico da água de entrada constante, o calor extraído pode ser calculado simplesmente considerando a variação de temperatura adquirida pelo fluido. Já o calor liberado pela combustão do lodo pode ser obtido pelo produto da vazão mássica de combustível injetado na caldeira pelo seu poder calorífico inferior, assim, torna-se possível calcular a eficiência de extração do trocador pela Equação 22.

Equação 22 - Cálculo da eficiência de extração do trocador de calor principal (22)

$$n_{\text{extração}} = \frac{m * C_p * (T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}})}{m_{\text{combustível}} * PCI}$$

Em que m representa a vazão mássica da água no trocador principal, C_p é o seu calor específico, $T_{\text{saída}}$ e T_{entrada} são as temperaturas de saída e entrada da água. A Figura 22

representa as esferas de alumina em volta do trocador de calor principal, que tem a função de maximizar a troca térmica com os gases de exaustão.

Figura 22– Esferas de alumina

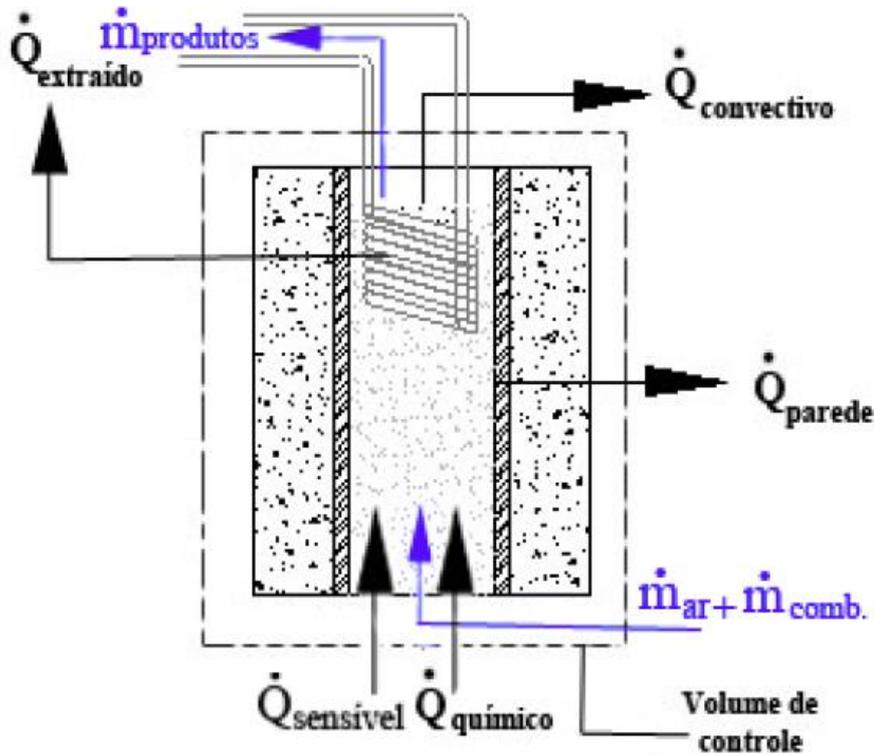


Fonte: (Elaborado pelo autor)

Para determinar o calor que a água de circulação remove dos gases de combustão, torna-se necessário realizar um balanço de energia na caldeira de leito fluidizado na qual o trocador de calor principal está inserido. O volume de controle analisado para a realização do balanço será a própria caldeira, existindo basicamente 4 fluxos de calor a serem analisados.

Há o calor de combustão gerado pela queima do GNV/Biometano/Lodo de esgoto, o qual é a fonte de todo o calor no interior do volume de controle, a fração extraída pela água do trocador de calor, a perda térmica para o ambiente pelas paredes da caldeira, uma vez que existe um gradiente de temperatura considerável entre ambos e por fim, o calor dos gases de exaustão, que nada mais são do que os gases de combustão após passarem pelo trocador de calor principal. A representação da caldeira como volume de controle bem como os calores envolvidos no balanço de energia estão ilustrados na Figura 23, na qual observa-se que através de um simples balanço de massa que a vazão dos produtos de combustão pode ser facilmente obtida pela soma da vazão do ar de combustão e do combustível.

Figura 23 - Representação do volume de controle e dos calores envolvidos no processo de combustão



Fonte: Feitosa (2019)

O balanço de energia para a caldeira como volume de controle está evidenciado na Equação 23.

Equação 23 - Balanço de energia para a caldeira de leito fluidizado

$$Q_{\text{combustão}} = Q_{\text{extraído}} + Q_{\text{exaustão}} + Q_{\text{dissipado}} \quad (23)$$

O objetivo da realização do balanço de energia é determinar o $Q_{\text{extraído}}$, uma vez que o calor de combustão pode ser facilmente calculado pelo produto da vazão mássica de combustível pelo seu poder calorífico inferior e os calores de exaustão e dissipado pelas paredes da caldeira podem ser estimados conhecendo se a temperatura dos gases de exaustão e a distribuição de temperaturas ao longo eixo axial da caldeira, respectivamente.

4.6.1 Perda térmica pelas paredes da caldeira

Para cálculo do calor dissipado pelas paredes será utilizada a Equação 24.

Equação 24- Cálculo do calor perdido pelas paredes do volume de controle

$$Q_{dissipado} = \frac{2\pi Lk(T_{interna} - T_{externa})}{\ln \frac{r_{externo}}{r_{interno}}} \quad (24)$$

Como a caldeira analisada terá algumas camadas de material isolante além do concreto refratário, a Equação 25 torna-se mais apropriada para o cálculo do calor perdido.

Equação 25 - Cálculo do calor dissipado considerando o total de resistências térmicas

$$Q_{dissipado} = \frac{T_{interna} - T_{externa}}{R_{total}} \quad (25)$$

L representa o comprimento da troca térmica em metros, k é a condutividade térmica do material em (W/m.K), $T_{interna}$ e $T_{externa}$ representam as temperaturas interna e externa da camada cilíndrica em Kelvin, respectivamente, assim como $r_{externo}$ e $r_{interno}$ representam os raios interno e externo do cilindro e R_{total} é o somatório de todas as resistências térmicas presentes no processo de transferência de calor.

4.6.2 Cálculo da perda térmica pelos gases de exaustão

O calor perdido levado pelos gases de exaustão, após passarem pelas esferas de alumina e pelo trocador de calor principal pode ser estimado pela Equação 26.

Equação 26 – Cálculo do calor perdido pela exaustão

$$Q_{exaustão} = (m_{ar} + m_{combustível}) * C_{p,ar} * (T_g - T_{amb}) \quad (26)$$

Multiplicando se o lado direito da equação pela razão $m_{combustível}/m_{combustível}$, obtêm-se Equação 27.

Equação 27 – Cálculo do calor perdido pela exaustão

$$Q_{exaustão} = m_{combustível} * \left(\frac{A}{C} + 1 \right) * C_{p,ar} * (T_g - T_{amb}) \quad (27)$$

Na Equação 27, $m_{\text{combustível}}$ representa a vazão mássica de combustível utilizado em kg/s, A/C é a razão ar combustível estequiométrica necessária para a combustão, $C_{p,\text{ar}}$ é o calor específico do ar em J/kg.K na temperatura de referência, que foi obtida pela média aritmética simples das temperaturas dos gases de combustão e a ambiente, T_g é a temperatura dos gases de combustão e T_{ambiente} é a temperatura ambiente.

O objetivo da obtenção dos calores perdido pela exaustão e pelas paredes é calcular o calor de extração removido pela água que circula no trocador de calor principal, que está inserido no interior da caldeira de leito fluidizado, pois a partir dele é possível determinar o eficiência de extração do trocador de calor principal, sendo esse o principal valor para avaliação de desempenho.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Distribuição de temperatura da Caldeira de Leito Fluidizado de Laboratório (CLF-PL)

A malha construída para a caldeira de laboratório resultou em uma planilha com 935 linhas e 110 colunas com incremento de 1 mm tanto para a altura quanto para o diâmetro interno, sendo uma grande quantidade de dados para ser inserida no presente trabalho, foram, portanto, omitidos. Através de temperaturas médias, obtidas com a operação em regime permanente, de acordo com os itens 4.2.1 e 4.2.1.1 da metodologia, foram encontrados os resultados da distribuição de temperaturas da CLF - PL que estão evidenciados na Tabela 5. Foi utilizada uma escala de cores para melhor visualização das variações de temperatura ao longo da CLF – PL.

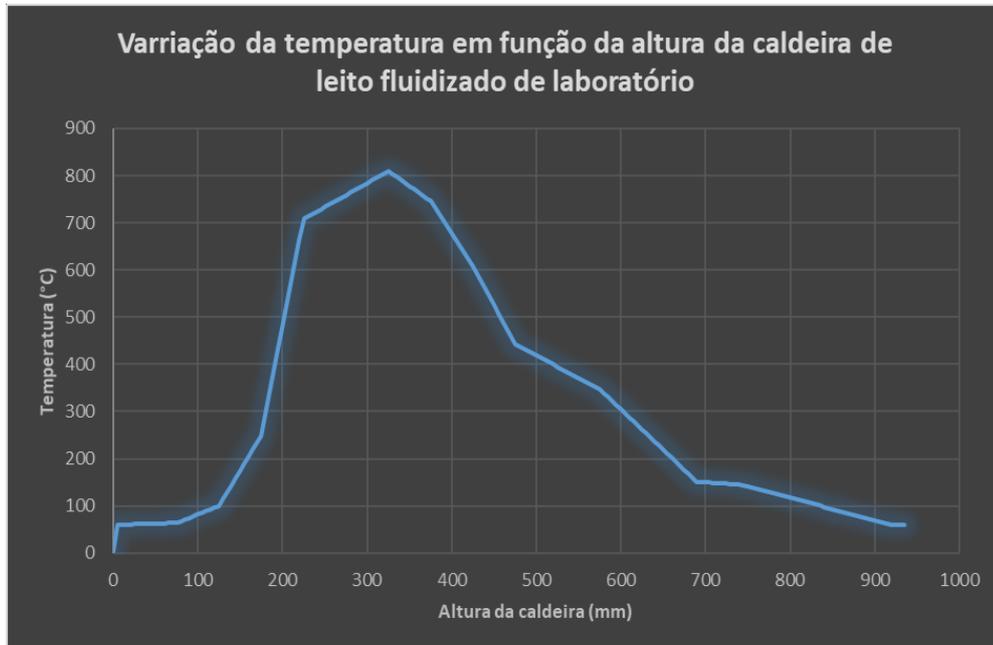
Tabela 5 – Temperaturas da caldeira para uma amostra de alturas

Altura(mm)	Temperatura (°C)
75	64,1
90	74,76
105	85,43
120	96,09
135	129,43
150	174,1
165	218,77
225	708,5
240	723,69
255	738,89
270	754,08
360	764,82
375	745,55
390	704,25
480	437,79
525	394,95
575	347,9
675	176,81
690	151,15
740	145,55
775	128,92
810	112,28
845	98,02
880	79,01
915	62,37
935	60

Fonte: (Elaborado pelo autor)

A partir dos dados gerados pela planilha construída com o método das diferenças finitas, foi possível plotar o gráfico da Figura 24, feito com o auxílio do Microsoft Excel. Nele está representada a variação de temperatura da caldeira em função de sua altura.

Figura 24 – Variação da temperatura da CLF-PL em função da altura



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Diante dos resultados obtidos foi possível observar que a distribuição de temperaturas apresenta um perfil tendendo a uma curva normal, tal fato ocorre por conta das maiores temperaturas no interior da caldeira estarem localizadas em volta da metade de sua altura, pois é nessa região onde a chama de combustão tende a estar.

O teste utilizado para a obtenção dos dados experimentais foi realizado com 4 kg de areia e uma altura de leito de 285 mm, evidenciando que as maiores temperaturas estão próximos da superfície do leito e na zona logo acima. Tal análise das temperaturas permite identificar em que pontos da caldeira haverá maior perda de calor para o ambiente devido à maior variação de temperatura interna e externa assim como calcular o valor do calor dissipado pelas paredes em cada ponto da malha construída. Com esse valor é possível obter a perda térmica total pelo corpo da caldeira, sendo ele utilizado para cálculo do calor de extração que será removido pela água que circula no trocador de calor principal, tornando possível o cálculo da eficiência de extração do trocador no interior da caldeira. Tal informação será utilizada como referência para realização da sua avaliação de desempenho.

5.2 Distribuição de temperatura da Caldeira de Leito Fluidizado em Escala Piloto (CLF-PP)

A malha desenvolvida com o método das diferenças finitas para a Caldeira de Leito Fluidizado de Protótipo Piloto (CLF – PP) resultou em uma planilha com 171 linhas e 41 colunas, sendo o incremento de 10 mm utilizado, tendo em vista suas maiores dimensões, já que sua altura é de 1700 mm e seu diâmetro interno de 400 mm. A forma de construção foi a mesma da planilha CLF-PL, diferindo apenas os valores de referência iniciais de temperatura, pois a caldeira menor (laboratório) tem 12 termopares em seu corpo, ou seja, são conhecidos 12 valores de temperatura para a construção de sua malha, já a caldeira em escala piloto tem apenas 6 termopares, sendo suas temperaturas estimadas a partir de dados experimentais de combustão realizada na CLF - PL. A Tabela 6 mostra os valores de temperatura utilizados para a construção da malha em diferentes alturas.

Tabela 6 – Valores de referência utilizados para construção da malha da CLF - PP

Altura (mm)	Temperatura (°C)
0	60
100	64,1
400	99,65
700	708,5
1000	809,8
1300	607,9
1600	442,55

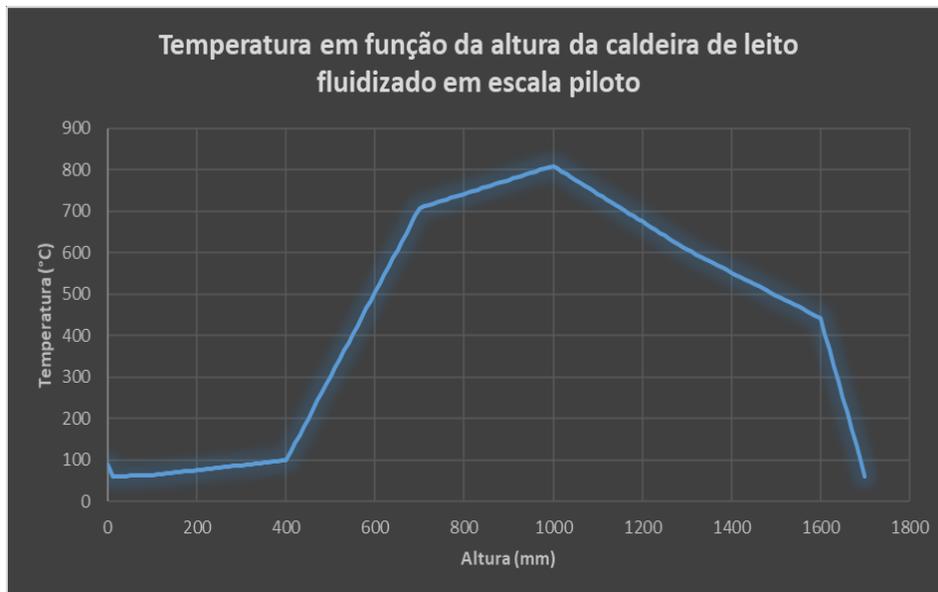
Fonte: (Elaborado pelo autor)

A partir da planilha gerada foi possível construir o gráfico da temperatura em função da altura da CLF - PP, conforme explicitado na Figura 25. Foi possível observar que o comportamento do gráfico está mais distante de uma curva normal, diferentemente da curva que representa a variação de temperatura da CLF - PL. Tal diferença entre ambas pode ser atribuída à menor quantidade de dados utilizados para construção da malha da caldeira em escala piloto, bem como o aumento do incremento entre os pontos, que foi de 10 mm.

Observa-se uma tendência do pico se deslocar para as temperaturas mais altas, entretanto, as extremidades da curva estão pouco simétricas. A realização da distribuição de temperaturas para a CLF - PP tem o mesmo objetivo da CLF - PL, calcular as perdas térmicas pelas paredes cilíndricas a fim de estimar o calor de extração removido pela água de

circulação para que seja possível a determinação da eficiência do trocador de calor principal, tipo serpentina que está no interior da CLF – PP.

Figura 25– Distribuição de temperaturas na CLF-PP em função da altura



Fonte: (Elaborado pelo autor)

5.3 Trocadores de calor concêntricos

5.3.1 Trocador de calor concêntrico de entrada de areia

O trocador de calor concêntrico de entrada de areia é um dos mais baixos da Caldeira de Leito Fluidizado de Protótipo Piloto (CLF – PP), estando situado a apenas 200 mm de altura da base da caldeira. De acordo com a planilha de temperaturas construída para diferentes alturas feita com o uso do método das diferenças finitas, a extremidade do transportador helicoidal de alimentação de areia que está em contato com a zona de combustão, possui uma temperatura de 75,95 °C, sendo o transportador feito de aço inoxidável. Os valores das propriedades termofísicas da água e da areia bem como a temperatura na extremidade fria na entrada do trocador de calor concêntrico estão evidenciados na Tabela 7, que foi construída no Microsoft Excel. Tais resultados foram calculados com as equações descritas na metodologia. Para o cálculo da temperatura na extremidade fria foi utilizada a Equação 10.

Tabela 7 - Resultados e propriedades utilizadas para avaliação do trocador de calor concêntrico de entrada de areia da CLF -PP

DADOS DE CÁLCULO	
Temperatura de entrada de água (°C)	35
Temperatura do transportador na zona de combustão (°C)	75,95
Temperatura de referência (°C)	55,475
Volume específico da água (m ³ /Kg)	0,001017
Massa específica da água (Kg/m ³)	983,3
Viscosidade dinâmica (N.s/m ²)	0,000467
Viscosidade cinemática(m ² /s)	4,75*10 ⁻⁷
Diâmetro de escoamento da água (m)	0,0912
Área seção transversal escoamento de água (m ²)	0,006533
Velocidade (m/s ²)	0,004333
Número de Reynolds (Adimensional)	832,0772
Cálculo do número de Nusselt (Adimensional)	4,36
Condutividade térmica da água (W/m.K)	0,654
Cálculo do coeficiente convectivo da água (W/m ² .K)	31,2657
Calor específico da água (KJ/KG.K)	4185
Condutividade térmica do aço inoxidável (W/m.K)	17
Temperatura na extremidade quente (K)	355,025
Temperatura na extremidade quente (°C)	81,875
Temperatura na extremidade fria (K)	301,9787
Temperatura na extremidade fria (°C)	28,9786
Temperatura ambiente (K)	298
Diâmetro interno (mm)	25
Diâmetro intermediário (mm)	50,5
Diâmetro externo (mm)	85
Área de transferência de calor axial	0,000491
Comprimento do trocador de calor (m)	0,24
Condutividade térmica da areia (W/m.K)	0,27
Coeficiente externo convectivo calculado (W/m ² .K)	31,26579
Raio externo do trocador de calor (m)	0,0508
Resistência térmica (W/K)	2,15713
Comprimento do transportador helicoidal (m)	0,8
Calor trocador (W)	0,55333
Temperatura de referência (K)	331,5875
Temperatura de referência (°C)	58,4375
Calor específico da água na temperatura de referência (KJ/kg.K)	4185
Vazão de água (Kg/s)	0,027833
Temperatura de entrada da água (K)	308,15
Temperatura de saída da água (K)	308,1548

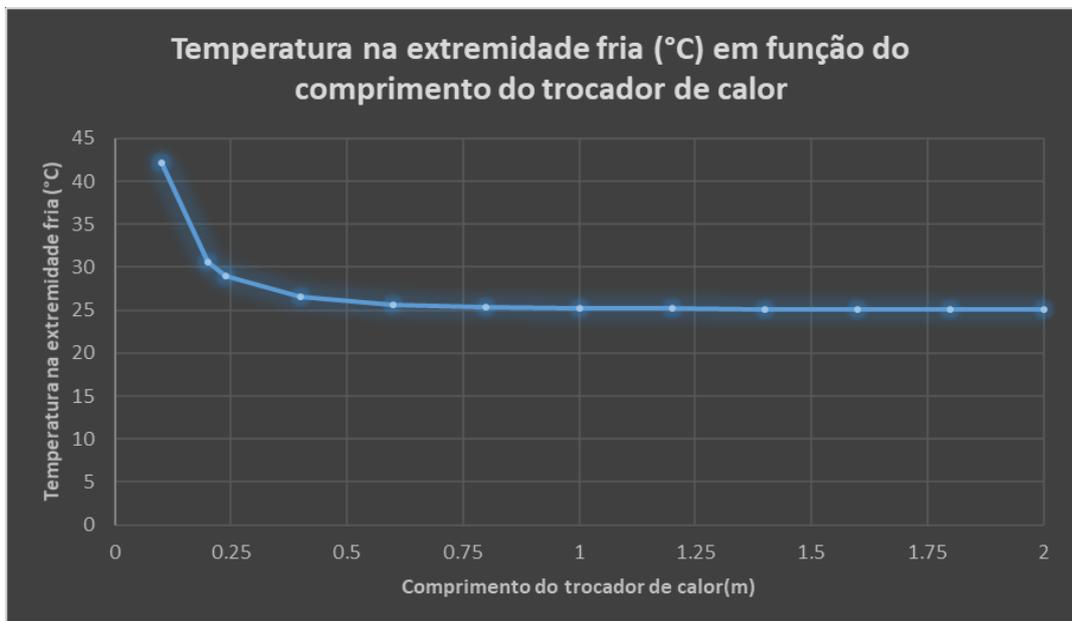
Fonte: (Elaborado pelo autor)

A partir dos resultados da Tabela 7, foi encontrado que o escoamento presente no trocador de calor é do tipo laminar, assim, considerando um fluxo térmico constante na superfície, o número de Nusselt é fixo em 4,36 e a parte do transportador em contato com a zona de combustão foi chamada de extremidade quente.

Observa-se também que a temperatura encontrada na entrada do trocador de calor foi de apenas aproximadamente 29 °C, sendo esse valor de temperatura seguro para operação do motorreductor de acionamento do transportador helicoidal. Tal fato já era previsto, uma vez que a extremidade do transportador em contato com a zona de combustão não se encontra a uma temperatura elevada, uma vez que para as condições de operação ideal da CLF - PP em regime borbulhante, a chama de combustão tem uma tendência a permanecer localizada em regiões mais altas do leito, próximas a sua superfície.

Uma análise bastante interessante é a relação entre a temperatura na extremidade fria e o comprimento do trocador de calor concêntrico. Para melhor estimar como essas variáveis estão combinadas, foi plotado o gráfico da Figura 26, o qual ilustra a variação da temperatura na extremidade fria em função do comprimento do trocador de calor concêntrico.

Figura 26– Variação da temperatura na extremidade fria



Fonte: (Elaborado pelo autor)

A partir do gráfico da Figura 26, foi observado que a variação da temperatura na extremidade fria tem um decaimento exponencial em função do comprimento do trocador de calor, sendo que a curva reta horizontal $y = 25$, representa uma assíntota, na qual o gráfico se

aproxima, porém, nunca interceptará. O gráfico da Figura 26 é bastante intuitivo, quanto maior o comprimento do trocador de calor, maior será a troca térmica e conseqüentemente menor a temperatura na extremidade do transportador em contato com o motorredutor.

5.3.2 Trocador de calor concêntrico da entrada inferior de lodo

O trocador de calor concêntrico da entrada inferior de lodo está levemente acima do de entrada de areia, estando situado a 250 mm de altura, logo pode ser facilmente constatado que a temperatura da extremidade do transportador na zona de combustão seja próxima ao da extremidade do transportador da entrada de areia. De acordo com o resultado da planilha construída para as temperaturas da CLF - PP, em uma altura de 250 mm, a extremidade quente do transportador estará a aproximadamente 81,875 °C, sendo também feito de aço inoxidável. Assim como para a entrada de areia, o transportador helicoidal da entrada inferior de lodo foi considerado sem aletas. As propriedades termofísicas da água e da areia bem como os resultados obtidos estão ilustrados na Tabela 8.

Tabela 8 – Propriedades termofísicas da água e resultados obtidos da avaliação do trocador de calor concêntrico da entrada inferior de lodo

DADOS INICIAIS DE CÁLCULO	
Temperatura de entrada de água(°C)	35
Temperatura de extremidade quente transportador (°C)	81,875
Temperatura de entrada de água (°C)	35
Temperatura de referência (°C)	58,4
Volume específico (m ³ /Kg)	0,001019
Massa específica (Kg/m ³)	980,8621
Viscosidade dinâmica (N.s/m ²)	0,0006219
Viscosidade cinemática(m ² /s)	6,3407*10 ⁻⁷
Diâmetro de escoamento da água (m)	0,0912
Área seção transversal escoamento de água (m ²)	0,006532
Velocidade (m/s ²)	0,004343
Número de Reynolds (Adimensional)	624,7870
Cálculo do número de Nusselt (Adimensional)	4,36
Condutividade térmica da água (W/m.K)	0,6426
Cálculo do coeficiente convectivo da água (W/m ² .K)	30,7245
Condutividade térmica do aço inoxidável (W/m.K)	17
Temperatura na extremidade quente (K)	355,025
Temperatura na extremidade quente (°C)	81,30
Temperatura na extremidade fria (K)	302,6378
Temperatura na extremidade fria (°C)	29,4878

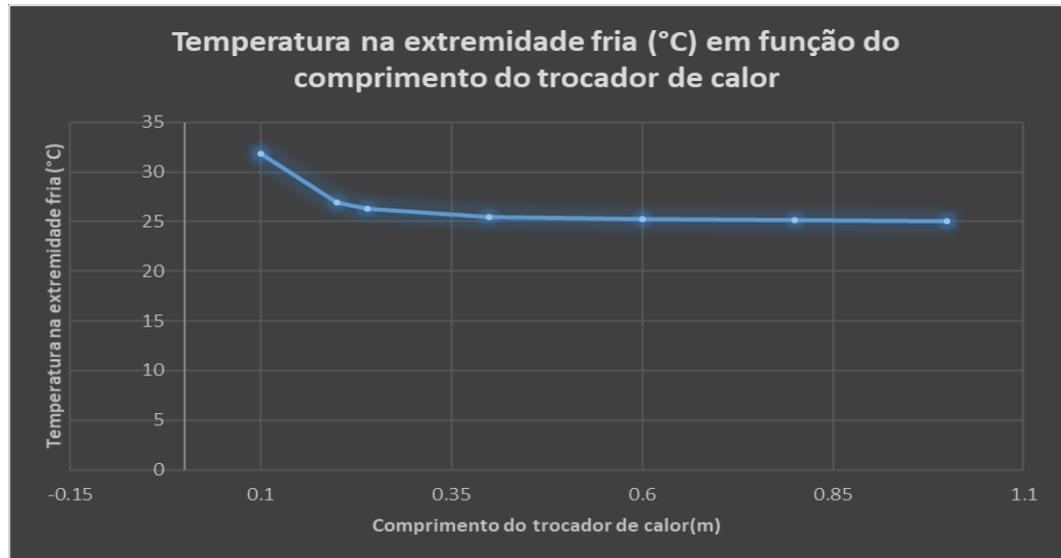
Temperatura ambiente (K)	298
Diâmetro interno (mm)	25
Diâmetro intermediário (mm)	50,5
Diâmetro externo (mm)	85
Área de transferência de calor axial	0,0004908
Comprimento do trocador de calor (m)	0,24
Condutividade térmica do lodo (W/m.K)	0,230
Coeficiente externo convectivo calculado (W/m².K)	30,7245
Raio externo do trocador de calor (m)	0,0508
Resistência térmica (W/K)	0,6837
Calor trocador (W)	0,5810
Temperatura de referência (K)	331,5875
Temperatura de referência (°C)	58,4375
Calor específico da água na temperatura de referência (KJ/kg.K)	4194,8891
Vazão de água (Kg/s)	0,02783
Temperatura de entrada da água (K)	308,15
Temperatura de saída da água (K)	308,155

Fonte: (Elaborado pelo autor)

A partir dos valores anteriores obtêm-se praticamente os mesmos resultados da entrada de areia, pois as temperaturas de referência bem como as propriedades termofísicas do lodo e da areia são bastante semelhantes. Assim como no caso anterior, o escoamento foi laminar, sendo utilizado o mesmo valor de Nusselt de 4,36 para fluxo térmico constante na superfície. A temperatura obtida na extremidade fria foi levemente maior do que a encontrada para a entrada de areia, tal fato se deve por conta da condutividade térmica do lodo ser um pouco menor que a da areia, assim, a resistência térmica será maior e dificultará a passagem de uma maior quantidade de calor, deixando a extremidade do transportador helicoidal levemente superior à temperatura ambiente em cerca de 29,5 °C, mantendo o motorreductor em uma temperatura segura a fim de garantir seu bom funcionamento.

Para o trocador de calor de entrada inferior de lodo, por ser bastante semelhante em condições térmicas ao da entrada de areia, pode se inferir que a temperatura na extremidade fria terá um decaimento exponencial com o aumento do comprimento do trocador de calor tal como na entrada de areia, tendo um comportamento bastante semelhante ao gráfico da Figura 26, conforme evidenciado na Figura 27.

Figura 27 - Variação da temperatura na extremidade fria em função do comprimento do trocador de calor concêntrico da entrada inferior de lodo



Fonte: (Elaborado pelo autor)

5.3.3 Trocador de calor concêntrico da saída de areia

O trocador de calor concêntrico da saída de areia está situado a uma altura maior que a dos analisados anteriormente com cota de 845 mm. Nessa altura, a extremidade do transportador helicoidal está situado em uma região mais próxima da chama de combustão. De acordo com a planilha construída pelo método das diferenças finitas para a distribuição da CLF - PP, o valor da temperatura do transportador em contato com a zona de combustão na altura de 845 mm é cerca de 757,5 °C, havendo assim um gradiente mais considerável para transferência de calor. Diferentemente dos casos anteriores, o comprimento do transportador de saída de areia é de 900 mm, porém, ainda sendo feito de aço inoxidável. As propriedades termofísicas bem como os resultados obtidos estão ilustrados na Tabela 9.

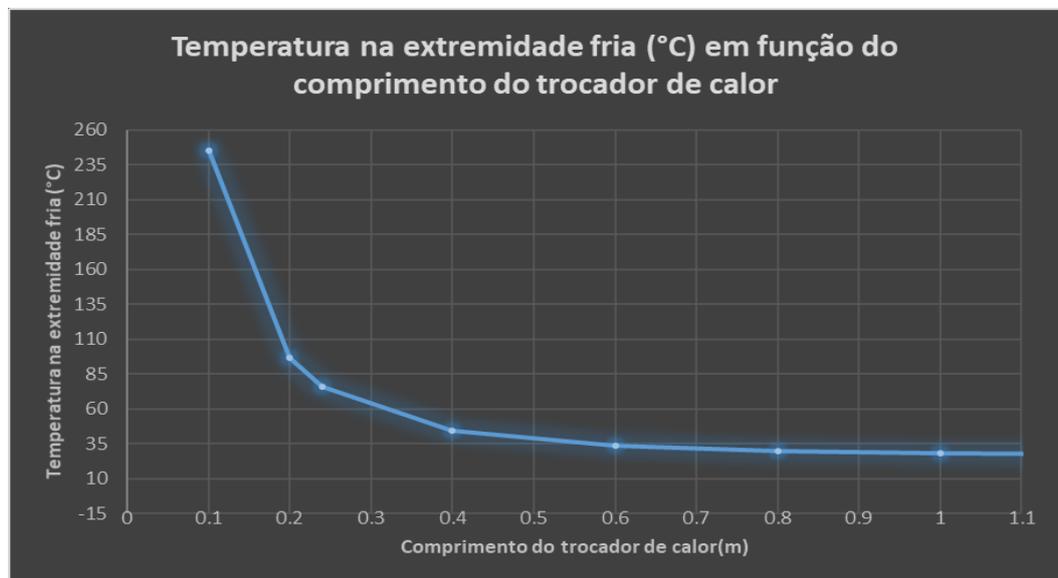
Tabela 9 – Propriedades termofísicas e avaliação do trocador concêntrico da saída de areia da CLF-PP

DADOS INICIAIS DE CÁLCULO	
Temperatura de entrada de água (°C)	35
Temperatura do transportador na zona de combustão (°C)	757,5
Temperatura de referência (°C)	30
Volume específico da água (m ³ /Kg)	0,001004
Massa específica da água (Kg/m ³)	996
Viscosidade dinâmica (N.s/m ²)	0,000798
Viscosidade cinemática (m ² /s)	8,01*10 ⁻⁷
Diâmetro de escoamento da água (m)	0,0912
Área seção transversal escoamento de água (m ²)	0,006533
Velocidade (m/s ²)	0,004278
Número de Reynolds (Adimensional)	486,9424
Cálculo do número de Nusselt (Adimensional)	4,36
Condutividade térmica da água (W/m.K)	0,615
Cálculo do coeficiente convectivo da água (W/m ² .K)	29,40132
Condutividade térmica do aço inoxidável (W/m.K)	17
Temperatura na extremidade quente (K)	1022,15
Temperatura na extremidade quente (°C)	749
Temperatura na extremidade fria (K)	349,1009
Temperatura na extremidade fria (°C)	76,10092
Temperatura ambiente (K)	298
Diâmetro interno (mm)	25
Diâmetro intermediário (mm)	50,5
Diâmetro externo (mm)	85
Área de transferência de calor axial	0,000491
Comprimento do trocador de calor (m)	0,24
Condutividade térmica da areia (W/m.K)	0,27
Coeficiente externo convectivo calculado (W/m ² .K)	29,40132
Raio externo do trocador de calor (m)	0,0508
Resistência térmica (W/K)	2,183607
Comprimento do transportador helicoidal (m)	0,9
Calor trocador (W)	6,240553
Temperatura de referência (K)	331,5875
Temperatura de referência (°C)	58,4375
Calor específico da água na temperatura de referência (KJ/kg.K)	4178
Vazão de água (Kg/s)	0,027833
Temperatura de entrada da água (K)	308,15
Temperatura de saída da água (K)	308,2037

Fonte: (Autorial)

A partir dos resultados anteriores foi possível observar que o transportador helicoidal estará em condições mais severas de operação térmica, havendo um maior fluxo de calor pelo componente. Entretanto, mesmo na situação descrita, a temperatura na extremidade fria manteve-se termicamente segura para operação do motorreductor de acionamento. A temperatura encontrada foi levemente superior a $76\text{ }^{\circ}\text{C}$, sendo um valor inferior ao máximo recomendado para a operação do motorreductor, que é de $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. O gráfico da Figura 28 ilustra a relação da temperatura na extremidade fria do transportador em função do comprimento do trocador de calor.

Figura 28 – Variação de temperatura na extremidade fria em função do comprimento do trocador de calor



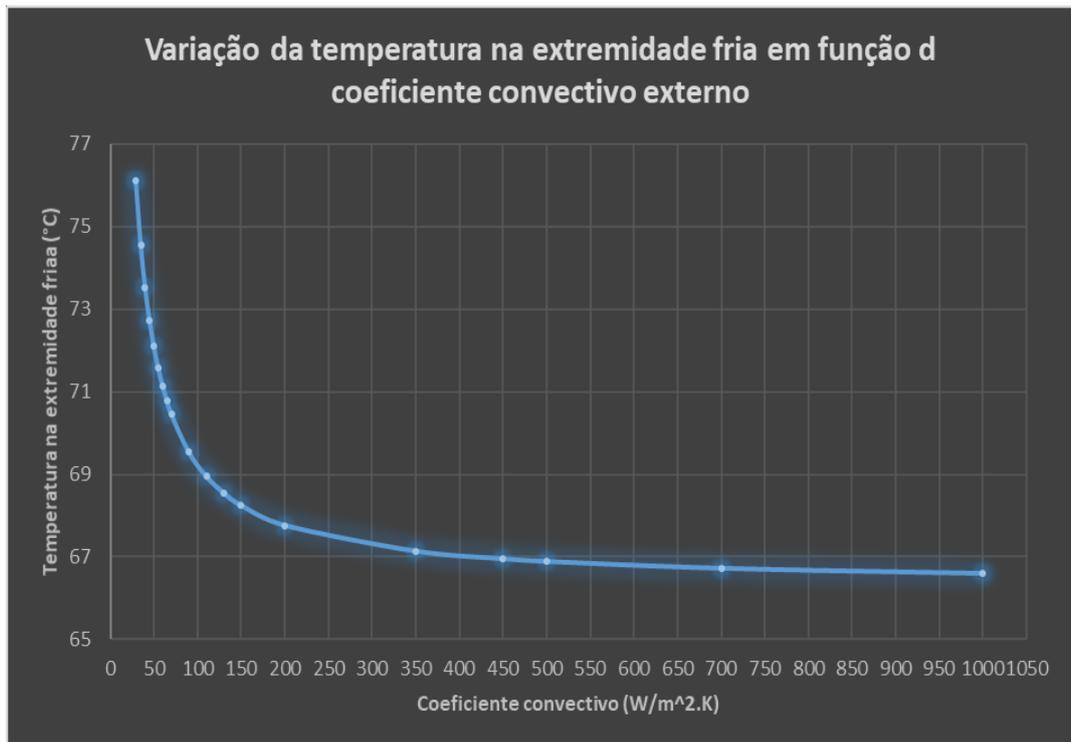
Fonte: (Elaborado pelo autor)

Assim como nos casos anteriores, o decaimento da temperatura na extremidade fria com o comprimento do trocador de calor concêntrico é exponencial, tendendo à temperatura ambiente de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Porém cabe destacar que para incrementos pequenos de comprimento do trocador de calor, a queda de temperatura na extremidade fria é considerável, reduzindo de pouco mais de $235\text{ }^{\circ}\text{C}$ para menos de $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ quando o comprimento do trocador de calor passa de $0,1$ para $0,2$ m.

Outra análise que pode ser feita para o trocador, devido ao fato de haver um maior gradiente de temperatura entre suas extremidades, é investigar a variação da temperatura da extremidade fria em função do coeficiente convectivo externo de escoamento da água no trocador de calor. O objetivo de verificar tais comportamentos é avaliar quais outros

parâmetros podem ser utilizados para reduzir a temperatura na extremidade fria em contato com o motorreductor. A Figura 29 ilustra os valores de temperatura na entrada do trocador de calor em função do coeficiente convectivo externo.

Figura 29 - Variação da temperatura na extremidade fria em função do coeficiente convectivo externo



Fonte: (Elaborado pelo autor)

A partir do gráfico da Figura 29 é possível observar que a variação da temperatura da extremidade do transportador helicoidal em contato o motorreductor possui um decaimento exponencial em função do coeficiente convectivo, assim como no caso do comprimento do trocador de calor concêntrico. Entretanto, cabe ressaltar algumas particularidades do gráfico da Figura 29, como o fato de que aumentos consideráveis do coeficiente convectivo não são capazes de derrubar a temperatura da extremidade fria para a ambiente, sendo a mínima temperatura alcançada graficamente, quando o coeficiente convectivo já é de 1000 W/m².K, de pouco menos de 67 °C, evidenciando que para a temperatura de 66 °C há a existência de uma assíntota horizontal, mostrando que valores de temperaturas inferior a esse valor não serão atingidos. Assim, caso seja possível tecnicamente, aumentar o comprimento do trocador de calor concêntrico seria mais eficiente para reduzir a temperatura do transportador helicoidal em contato com o motorreductor do que aumentar o coeficiente convectivo de troca

térmica da água de circulação. Entretanto, ainda que o transportador de saída de areia esteja submetido a um elevado gradiente de temperatura, tanto o valor do comprimento do trocador de calor quanto o coeficiente convectivo com escoamento laminar são suficientes para manter o motorreductor de acionamento em uma temperatura segura de operação.

5.3.4 Trocador de calor concêntrico da entrada superior de lodo

O silo de alimentação superior de lodo está situado na maior altura analisada no presente trabalho a 945 mm de altura, estando bastante próximo da chama de combustão e submetido a um gradiente térmico maior que o transportador da saída de areia, pois sua temperatura, de acordo com a malha construída com o auxílio do método das diferenças finitas para a CLF – PP, é cerca de 791,3 °C. Seu comprimento é de 850 mm, sendo feito de aço inoxidável. As propriedades termofísicas bem como os resultados obtidos estão evidenciados na Tabela 10.

Tabela 10 - Propriedades termofísicas utilizadas e resultados da avaliação do trocador de calor concêntrico da entrada superior de lodo da CLF - PP

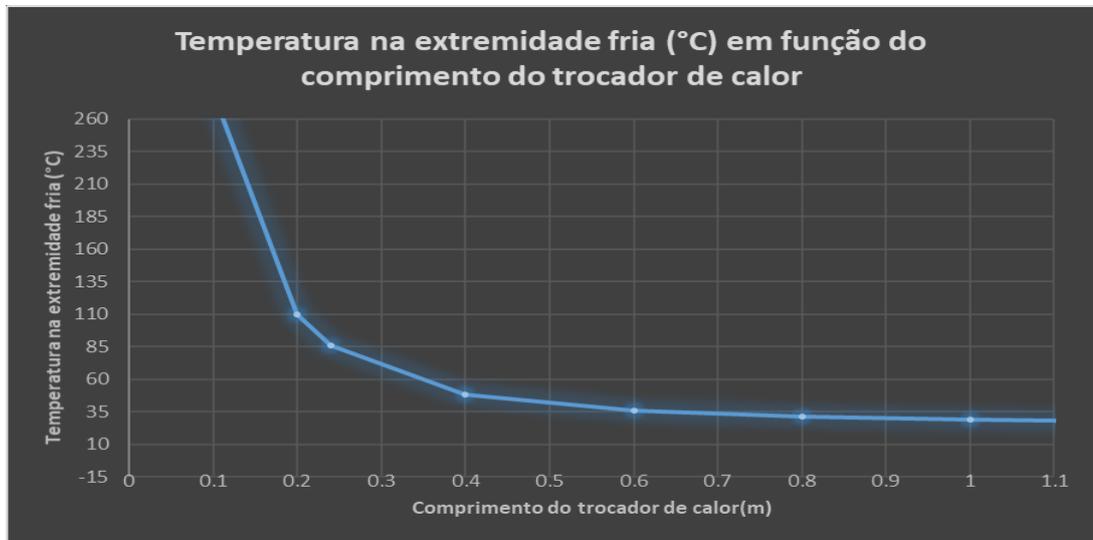
DADOS INICIAIS DE CÁLCULO	
Temperatura de entrada de água (°C)	35
Temperatura do transportador na zona de combustão (°C)	791,30
Temperatura de referência (°C)	30
Volume específico da água (m ³ /Kg)	0,001004
Massa específica da água (Kg/m ³)	996
Viscosidade dinâmica (N.s/m ²)	0,000798
Viscosidade cinemática(m ² /s)	,01205*10 ⁻⁷
Diâmetro de escoamento da água (m)	0,0912
Área seção transversal escoamento de água (m ²)	0,006532
Velocidade (m/s ²)	0,004277
Número de Reynolds (Adimensional)	486,9424
Cálculo do número de Nusselt (Adimensional)	4,36
Condutividade térmica da água (W/m.K)	0,615
Cálculo do coeficiente convectivo da água (W/m ² .K)	29,4013
Condutividade térmica do aço inoxidável (W/m.K)	17
Temperatura na extremidade quente (K)	1062,69
Temperatura na extremidade quente (°C)	789,54
Temperatura na extremidade fria (K)	351,9616
Temperatura na extremidade fria (°C)	85,7933

Temperatura ambiente (K)	298
Diâmetro interno (mm)	25
Diâmetro intermediário (mm)	50,5
Diâmetro externo (mm)	85
Área de transferência de calor axial	0,0004908
Comprimento do trocador de calor (m)	0,24
Condutividade térmica do lodo (W/m.K)	0,230
Coefficiente externo convectivo calculado (W/m².K)	29,4013
Raio externo do trocador de calor (m)	0,0508
Resistência térmica (W/K)	2,1836
Comprimento do transportador helicoidal (m)	0,850
Calor trocador (W)	6,5899
Temperatura de referência (K)	331,5875
Temperatura de referência (°C)	58,4375
Calor específico da água na temperatura de referência (KJ/kg.K)	4178
Vazão de água (Kg/s)	0,02783
Temperatura de entrada da água (K)	308,15
Temperatura de saída da água (K)	308,2066691

Fonte: (Elaborado pelo autor)

A partir dos resultados encontrados, a temperatura na extremidade do transportador em contato com o motorreductor será de quase 86 °C, tal valor, embora considerado elevado, ainda está abaixo do limite máximo de temperatura para o componente, que é de 90 °C, mantendo - o termicamente seguro mesmo quando há um escoamento laminar no trocador de calor. A Figura 30 ilustra a variação da temperatura da extremidade fria do transportador helicoidal em função do comprimento do trocador de calor.

Figura 30 – Variação da temperatura na extremidade em contato com o motorreductor em função do comprimento do trocador de calor

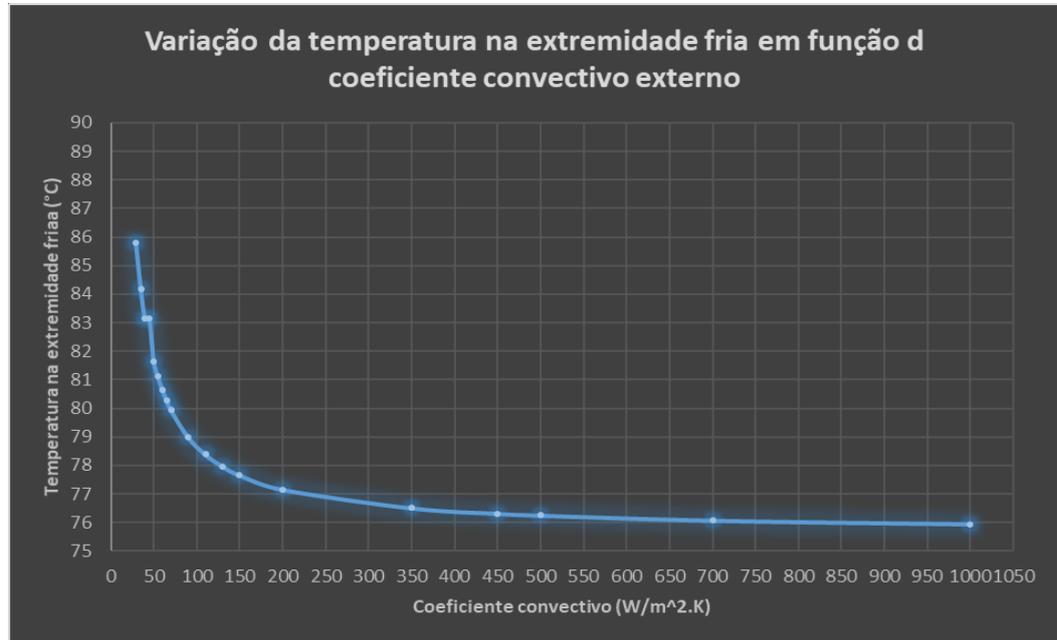


Fonte: (Elaborado pelo autor)

A partir do gráfico da Figura 30, é possível inferir as mesmas conclusões da saída de areia, para pequenos incrementos do comprimento dos trocadores haverá uma queda considerável na temperatura, enquanto para comprimentos maiores a temperatura na extremidade fria tende à ambiente. Já a Figura 31 ilustra a variação de temperatura em relação ao coeficiente convectivo externo de circulação de água no trocador de calor.

Foi possível comprovar que assim como para a areia, torna-se mais eficiente incrementos de comprimento do trocador de calor do que o aumento do coeficiente convectivo de circulação da água do trocador de calor.

Figura 31 – Variação da temperatura da extremidade fria em função do coeficiente convectivo



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Um fato bastante interessante, que esteve presente em todos os trocadores de calor concêntricos analisados está na baixa quantidade de calor removida pela água de resfriamento, sendo o maior valor removido de aproximadamente 6,6 W para o trocador da entrada superior de lodo e o menor valor de apenas 0,55 W. Tais valores podem ser considerados demasiadamente pequenos para o caso da entrada superior de lodo mais coerente para o caso da entrada inferior de areia devido ao baixo gradiente térmico que está submetido. A Tabela 11 mostra separadamente os calores removidos de cada trocador de calor concêntrico analisado.

Tabela 11 - Troca térmica dos trocadores de calor

Trocador de calor	Calor trocado (W)	Altura (mm)
Entrada de areia	0,5533	200
Entrada de lodo	0,5810	250
Saída de areia	6,2405	845
Entrada de lodo	6,5899	945

Fonte: (Elaborado pelo autor)

A principal hipótese presumida para a ocorrência de valores tão ínfimos ainda quando há consideráveis gradientes térmicos entre as extremidades dos transportadores helicoidais, deve se ao fato de haver uma grande resistência térmica de condução pelo eixo axial do transportador, tal fato ocorre devido a área da secção transversal do alimentador ser bastante pequena, pois seu diâmetro é de apenas 25 mm, ou seja, $25 \cdot 10^{-3}$ m e quando se calcula a área de uma região circular é necessário elevar seu raio ou diâmetro ao quadrado, ou seja, haverá um termo multiplicativo de 10^{-6} da área, sendo um valor bastante pequeno, torna a resistência térmica de condução consideravelmente elevada, uma vez que ambas as grandezas citadas são inversamente proporcionais, ou seja, quanto menor uma maior será a outra. Em consequência desse fato, a troca térmica originada da diferença de temperaturas das extremidades é baixa. Além disso, os transportadores são feitos de aço inoxidável, que embora também seja condutor térmico, possui uma condutividade térmica 3 vezes menor que a do aço carbono comum, como calor conduzido e condutividade térmica são diretamente proporcionais, quanto menor a condutividade térmica menor o calor transferido e, dentre os metais, o aço inoxidável é um mau condutor de calor. Outro fato bastante relevante para a justificativa da baixa troca térmica é que os transportadores possuem helicoides, embora para os cálculos, estes tenham sido desconsiderados ao longo do seu eixo, sendo que na realidade contribuem para aumentar a área de troca térmica e dissipar uma maior quantidade de calor, pois se comportam como aletas.

Outro argumento que deve ser levantado para justificar a ocorrência da baixa troca térmica calculada anteriormente consiste nas próprias características dos materiais carregados pelos transportadores helicoidais. A areia e o lodo possuem, aproximadamente, condutividades térmica à temperatura ambiente de 0,270 e 0,230 W/m.K, respectivamente.

Tais valores são tão pequenos que tais materiais podem ser considerados isolantes térmicos, ou seja, proporcionam grandes resistências térmica de condução, uma vez que são grandezas inversamente proporcionais, dificultando bastante a passagem do calor, agindo como retentores de calor, “segurando-os” na região. Além disso, cabe ressaltar que a areia é um meio poroso, embora seja sólida, há muitos espaços vazios entre seus grãos. Tais espaços podem ser quantificados pela porosidade, que nada mais é que a razão do volume vazio pelo volume total ocupado pelas partículas, assim, quanto maior a existência de espaços vazios, maior será o espaço dos interstícios, que geralmente é ocupado pelo próprio ar. Quanto maior a porosidade, maior o vazio entre as partículas e maior a resistência do calor por condução, uma vez que esta forma de transferência de calor passa de átomo para átomo, partícula para partícula e quanto maior a distância entre eles menor o calor conduzido. Tal raciocínio

também pode ser aproximado para o lodo, uma vez que este ao entrar no silo de armazenamento para posteriormente alimentar a caldeira ao ser carregado pelo transportador helicoidal, o combustível estará na forma de pó, assim como a areia, pois é submetido ao sistema de secagem que tem a função de desumidificar o lodo, deixando-o apenas com 10% de umidade.

Por fim, vale ressaltar que ainda existe mais 2 barreiras para a transferência de calor para a água do trocador que é outra resistência de condução, uma vez que existe uma pequena espessura de material que separa a areia da água de escoamento, além da própria existência da resistência de convecção no trocador de calor, que é inversamente proporcional ao coeficiente convectivo de circulação da água no trocador e como os escoamentos são laminares, o valor do coeficiente convectivo é menor do que o de um escoamento turbulento, tornando a resistência de convecção para os trocadores de calor concêntricos analisados levemente superior.

Entretanto, apesar da baixa troca térmica encontrada para os trocadores de calor, as temperaturas das extremidades dos transportadores em contato com o motorreductor estão seguras para o funcionamento do equipamento, garantindo sua integridade durante operação, uma vez que a maior temperatura da extremidade em contato com o motorreductor é de quase 86°C, sendo levemente inferior ao limite de temperatura de 90°C.

5.4 Trocador de calor principal

5.4.1 Trocador de calor principal da Caldeira de Leito Fluidizado de Laboratório (CLF-PL)

O objetivo do presente tópico é estimar a eficiência de extração da CLF-PP e comparar seu valor com a CLF-PL.

5.4.1.1 Cálculo da vazão corrigida dos rotâmetros

Para encontrar a real vazão que passa pelo rotâmetro para que seja possível calcular o calor disponível liberado pela reação de combustão, foi aplicada a Equação 24. Os valores aplicados na fórmula e os resultados obtidos estão explicitados na Tabela 12.

Tabela 12 – Cálculo da vazão dos rotâmetros e do calor liberado pela combustão

Temperatura de calibração do rotâmetro T1 (K)	298,333
Pressão de calibração do rotâmetro P1 (bar)	1,03529
Temperatura do fluido (K)	303
Pressão na saída do rotâmetro (bar)	1,035
Gravidade específica do ar (adimensional)	1
Gravidade específica do GNV (adimensional)	0,5821
Vazão lida no rotâmetro (SCFH)	5,5
Vazão corrigida (SCFH)	7,1886
Vazão corrigida (m³/h)	0,2025
Vazão corrigida (m³/s)	5,6263*10 ⁻⁵
Densidade GNV (Kg/m³)	0,685
Vazão mássica (Kg/s)	3,8445*10 ⁻⁵
Poder calorífico do GNV (KJ/Kg)	48238,5
Calor total (W)	1859,39

Fonte: (Elaborado pelo autor)

5.4.1.2 Cálculo da perda térmica pela parede da caldeira

Para cálculo das perdas pela parede o primeiro passo é o cálculo das resistências térmica de contato de cada material utilizado no preenchimento do isolamento da caldeira de laboratório, sendo eles: concreto refratário, aço, manta e papel de fibra cerâmica, além de outra espessura de concreto refratário. Na Tabela 13 estão evidenciadas as espessuras de cada material isolante bem como os valores de resistência térmica de cada um deles, a qual foi calculada utilizando a Equação 5.

Tabela 13 - Cálculo da resistência térmica de condução dos materiais isolantes da caldeira de laboratório

Material	Condutividade térmica (W/m².K)	Espessura (mm)	Resistência (W/K)
Refratário	0,47	85	316,4
Aço	51	3	0,067
Fibra cerâmica	0,05	18	377,4
Papel de fibra cerâmica	0,06	15	236,3
Refratário	0,47	53	89,14
		Resistência total (W/K)	1019,3

Fonte: (Elaborado pelo autor)

O valor do comprimento L utilizado para o cálculo das resistências térmica de cada material não foi a altura total da caldeira e sim o valor de incremento de 1 mm utilizado para construção da malha das temperaturas em função da altura da CLF-PL. Os valores de condutividade térmica utilizados foram retirados dos catálogos dos produtos que são fornecidos pelos fabricantes ou de trabalhos científicos.

Para a perda do calor pela parede foi utilizada a Equação 24, sendo calculada para cada ponto nodal da malha construída, em que o valor total foi obtido pelo somatório da perda de todos os pontos da malha, os quais estão em diferentes alturas. A Tabela 14 ilustra as perdas térmicas para o ambiente nas alturas das temperaturas de referência utilizadas para construção da malha. Todos os pontos não estarão presentes no trabalho tendo em vista a grande quantidade de dados gerados.

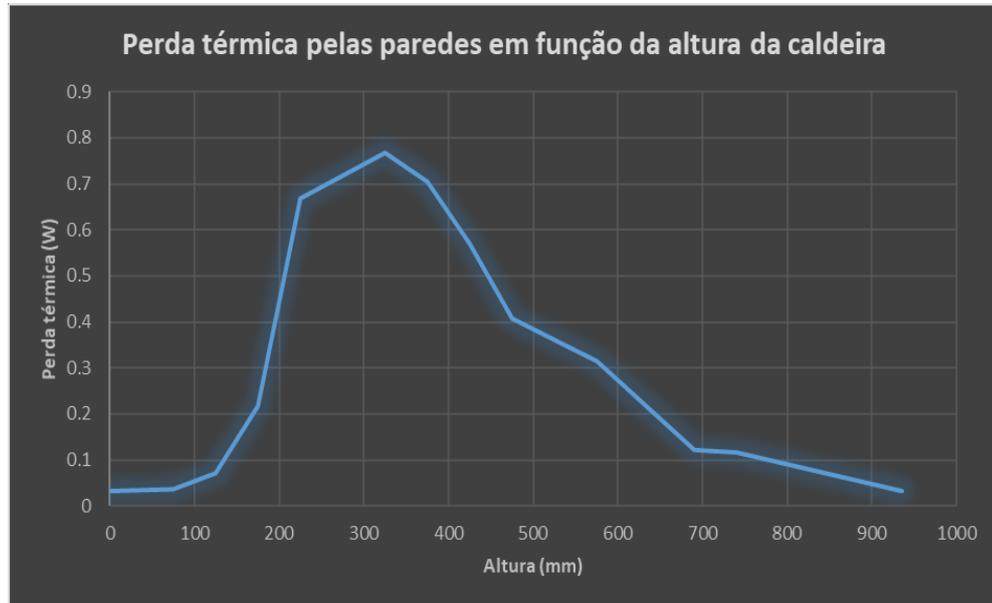
Tabela 14 - Perdas térmica nas alturas de referência e total

Altura (mm)	Temperatura (°C)	Perda térmica(W)
75	64,1	0,0364
125	99,65	0,07128
175	248,55	0,2173
225	708,5	0,6686
325	809,8	0,6686
375	745,55	0,7049
425	607,9	0,5699
475	442,55	0,4076
525	394,95	0,3609
575	347,9	0,3148
690	151,15	0,1218
740	145,55	0,1163
Perda térmica total (W)		281,3058

Fonte: (Elaborado pelo autor)

As perdas térmicas das alturas analisadas já eram previstas, tendo em vista que quanto maior o gradiente de temperatura interno e externo maior será a perda para o ambiente. Cabe destacar que para minimizar as perdas térmicas, o experimento do qual os dados foram retirados para a elaboração do presente estudo, a caldeira estava completamente fechada para reduzir as perdas por convecção na sua parte superior. A metodologia aplicada para distribuição de temperaturas ao longo da altura da caldeira se mostrou eficaz, pois caso fosse utilizado valores intermediários das temperaturas de referência, o resultado encontrado para a perda pelas paredes estaria consideravelmente diferente do estimado através do cálculo da perda de cada 1 mm de altura e posterior soma desses resultados. A Figura 32 ilustra a variação das perdas de calor pela caldeira de laboratório em função de sua altura.

Figura 32 - Variação da perda térmica em função da altura da CLF-PL



Fonte: (Elaborado pelo autor)

O gráfico da Figura 32 é bastante interessante, pois é igual à distribuição de temperaturas em função da altura da caldeira, demonstrando que quanto melhor ela for feita, ou seja, aumentando a quantidade de pontos da malha construída, com menor espaçamento entre os pontos nodais, mais preciso será o cálculo do valor real de perda térmica pelas paredes.

5.4.1.3 Cálculo do calor perdido pelos gases de exaustão

Para o cálculo do calor perdido pela exaustão foi utilizada a Equação 27 da metodologia, em que a temperatura dos gases foi considerada de 60 °C ao saírem da CLF-PL, sendo esse valor escolhido com base em resultados de experimentos anteriores. Para fins de simplificação, foi adotado que o calor específico dos gases de combustão podem ser aproximados para o do ar. O valor da razão ar combustível para o GNV já foi calculado na metodologia. Os valores utilizados bem como o resultados do calor de exaustão está evidenciado na Tabela 15. A temperatura utilizada para escolha do calor específico do ar é a média das temperaturas dos gases na exaustão e a ambiente.

Tabela 15 – Cálculo do calor perdido na exaustão da CLF-PL

Razão ar-combustível	16,25
Vazão de combustível (Kg/s)	$3,8546 \cdot 10^{-5}$
Calor específico do ar (J/Kg.K)	1009
Temperatura dos gases de exaustão (°C)	60
Temperatura ambiente (°C)	25
Calor perdido pela exaustão (W)	23,5

Fonte: (Elaborado pelo autor)

A razão pela qual os gases de exaustão são expulsos a uma temperatura razoavelmente baixa em comparação com outros tipos de caldeira, deve-se ao fato de o trocador de calor principal tanto da CLF-PL quanto da escala CLF-PP, estarem envolvidos por esferas de alumina, que removem uma quantidade considerável de calor dos gases antes que eles sejam liberados na atmosfera.

5.4.1.4 Cálculo da eficiência de extração da caldeira de leito fluidizado em escala de laboratório

Para cálculo do calor de extração será utilizada a Equação 23, isolando o termo que representa o calor de extração, encontra-se facilmente seu valor. Os resultados encontrados estão explicitados na Tabela 16, juntamente com a eficiência de extração do trocador de calor principal.

Tabela 16 - Cálculo da eficiência de extração do trocador de calor principal

Calor perdido pelas paredes (W)	281,3058
Calor perdido pela exaustão (W)	23,5
Calor total (W)	1860,4
Calor extraído (W)	1555,6
Eficiência de extração (%)	83,6

Fonte: (Elaborado pelo autor)

A partir dos resultados encontrados, pode-se afirmar que o trocador de calor possui uma boa eficiência de extração, estando bastante próximo de resultados de estudos anteriores, porém está levemente inferior ao valor máximo já obtido em laboratório, que foi de 90%. Entretanto, está na faixa de valores esperada para sua operação, que deve ter uma eficiência entre 80 e 90%.

5.4.2 Trocador de calor principal da Caldeira de Leito Fluidizado em Escala Piloto (CLF-PP)

A caldeira de leito fluidizado em escala piloto funcionará com uma potência térmica constante, independentemente de estar operando com lodo, GNV ou biometano. Como tal valor é conhecido, não será necessário realizar o cálculo descrito no item 5.4.1.1. O calor liberado pela combustão será de 57,2 KW, sendo esse o $Q_{\text{combustão}}$ da Equação 23.

5.4.2.1 Cálculo da perda térmica pelas paredes

O cálculo da perda térmica pela parede da caldeira CLF-PP foi aplicada a mesma metodologia da CLF-PL. O primeiro passo para seu cálculo foi a determinação das resistências térmicas de condução dos materiais que estarão presentes no interior da caldeira. A única diferença existente é que a CLF-PP não terá a fibra cerâmica, porém será coberta com uma maior quantidade de isolantes proporcionalmente em relação à CLF-PL. As resistências térmicas de condução em camadas cilíndricas foram novamente calculadas com o uso da Equação 5. Os valores de espessuras, condutividade térmica dos materiais bem como os resultados obtidos estão descritos na Tabela 17.

Tabela 17 – Resistência de cada isolante e total da CLF-PL

Material	Condutividade térmica (W/m ² .K)	Espessura (mm)	Resistência térmica(W/K)
Refratário	0,47	95,825	13,25
Aço	51	3,175	0,003331
Refratário (Bordo livre)	0,47	38,825	4,135
Manta de fibra cerâmica	0,05	51	44,755
		Resistência total (W/K)	62,15

Fonte: (Elaborado pelo autor)

O valor de comprimento utilizado para cálculo das resistências térmicas da Tabela 19 foi o mesmo do incremento utilizado para a construção da malha de temperaturas em função da altura da caldeira da CLF-PP que foi de 0,01 m, sendo esse valor maior que o incremento da CLF-PL.

Para calcular a perda de calor dissipada pela parede foi utilizada novamente a Equação 24, a qual foi aplicada para cada valor de temperatura obtido com a construção da malha, posteriormente, foi realizado o somatório da perda de calor pela parede em cada ponto nodal a fim de obter a perda térmica total. Tendo em vista a grande quantidade de dados gerados pela planilha, apenas os pontos de referência utilizados para a construção da malha bem como a perda térmica total estão mostrados na Tabela 18.

Tabela 18 - Perdas térmica nas alturas de referência e total

Altura (mm)	Temperatura (°C)	Perda térmica (W)
0	60	0,53
100	64,1	0,597
400	99,65	1,17
700	708,5	11
1000	809,8	12,6
1300	607,9	9,35
1600	442,55	6,7
	Perda total (W)	1173,3

Fonte: (Elaborado pelo autor)

5.4.2.2 Cálculo da perda térmica dos gases de exaustão

Para o cálculo da perda térmica dos gases de combustão serão adotadas as mesmas hipóteses aplicadas para a CLF-PL, sendo a única diferença entre ambas, o combustível utilizado. Para a caldeira de laboratório, o cálculo foi feito utilizando GNV, já para a caldeira maior, será considerada a vazão de lodo de 15,7 kg/h. Os resultados encontrados estão mostrados na Tabela 19.

Tabela 19 – Cálculo do calor pedido pelos gases de exaustão

Vazão de lodo (kg/s)	0,004361
Razão ar-combustível	4,33
Cp,ar	1008
Temperatura gases de exaustão(°C)	60
Temperatura ambiente(°C)	25
Calor dissipado (W)	819,0971

Fonte: (Elaborado pelo autor)

5.4.2.3 Cálculo da eficiência de extração para a caldeira em escala piloto

O cálculo da eficiência de extração foi feito novamente utilizando a Equação 16, isolando o termo do calor de combustão para determinar o extraído pela água que circula no trocador de calor principal. O calor de extração encontrado bem como a eficiência de extração da caldeira de leite fluidizado em escala piloto estão evidenciadas na Tabela 20.

Tabela 20 – Cálculo da eficiência de extração da caldeira em escala piloto

Perda térmica parede (W)	1173,3
Calor dissipado pela exaustão(W)	819,11
Calor disponível (W)	57200
Calor de extração (W)	55207,6
Eficiência de extração (%)	96,5

Fonte: (Elaborado pelo autor)

A partir dos resultados encontrados, observa-se que a caldeira em escala piloto terá uma eficiência superior a de laboratório. Tal fato pode ser justificado principalmente pela existência de uma maior quantidade de materiais isolantes em seu interior bem como uma razão volume/área maior que a caldeira de laboratório, tornando-a mais eficiente.

6 CONCLUSÃO

Através da análise dos resultados encontrados foi possível definir as seguintes conclusões:

- Foi possível obter as distribuições de temperaturas longitudinais das Caldeiras de Leito Fluidizado em escala piloto e em escala de laboratório (CLF - PL e CLF – PP) a partir de dados experimentais da caldeira de laboratório;
- A partir das distribuições de temperatura das caldeiras foi possível estimar com uma boa precisão as perdas térmicas pelas paredes;
- Através da distribuição de temperatura da Caldeira de Leito Fluidizado de Protótipo Piloto (CLF – PP) foi possível estimar as temperaturas dos transportadores helicoidais na zona de combustão, uma vez que os termopares não estão localizados na mesma altura dos alimentadores de areia e de lodo;
- Os trocadores de calor concêntricos, diante das hipóteses adotadas, foi capaz de proteger termicamente todos os motorreductores de acionamento, ainda que as temperaturas na sua extremidade estejam bastante próximas de 90 °C, sendo esse a máxima temperatura de operação;
- Embora o objetivo fosse o estudo térmico dos trocadores de calor concêntricos, foi preciso realizar uma investigação de todo o sistema de alimentação, incluindo o transportador helicoidal para determinar a temperatura de sua extremidade em contato com a zona de combustão e avaliação do comportamento térmico da areia e do lodo e sua caracterização quanto ao fluxo de calor que os atravessa;
- A partir de balanços de energia das caldeiras de laboratório e piloto foi possível o cálculo do calor de extração do trocador de calor principal, encontrando – se valores de 83,6% para a caldeira de

laboratório e de 96,8% para a caldeira em escala piloto. Tais já eram esperados de acordo com a literatura;

- A maior eficiência da CLF – PP em relação à CLF – PL pode ser justificada pela presença de uma maior quantidade de material isolante em relação a caldeira de laboratório e principalmente pela lei do quadrado – cubo, pois quando se aumenta as dimensões da caldeira seu volume cresce em uma proporção maior que sua área, tornando – a mais eficiente termicamente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

INCROPERA, F. P.; BERGMAN, T. L.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio De Janeiro: Ltc, 2008.

ÇENGEL Y. A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. São Paulo, Sp: Mcgraw Hill, 2009.

Fundamentos De Transferencia De Calor. S.L.: Prentice Hall, 2009.

OKA, S. **Fluidized Bed Combustion**. [s.l.] CRC Press, 2003.

GHERGHEL, A.; TEODOSIU, C.; DE GISI, S. A review on wastewater sludge valorization and its challenges in the context of circular economy. **Journal of Cleaner Production**, v. 228, p. 244–263, ago. 2019.

YANG, W.-C. **Handbook of Fluidization and Fluid-Particle Systems**. [s.l.] CRC Press, 2003.

WANG, Q. et al. Development of a new external heat exchanger for a circulating fluidized bed boiler. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 42, n. 4, p. 327–335, abr. 2003.

KHAN, A. A. et al. Biomass combustion in fluidized bed boilers: Potential problems and remedies. **Fuel Processing Technology**, v. 90, n. 1, p. 21–50, 1 jan. 2009.

KATAOKA, A. et al. Flammability and Temperature Distributions in a Circulating Fluidized Bed Gas Combustor. **Journal of Chemical Engineering of Japan**, v. 26, n. 6, p. 733–737, 1993.

VILLANUEVA-CHÁVEZ, J. G.; BIZZO, W. A. Fluid dynamic modeling of a large bubbling fluidized bed for biomass combustion: Mass transfer in bubbles. **Chemical Engineering Science**, v. 196, p. 414–424, 16 mar. 2019.

KOORNNEEF, J.; JUNGINGER, M.; FAAIJ, A. Development of fluidized bed combustion—An overview of trends, performance and cost. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 33, n. 1, p. 19–55, fev. 2007.

ANDRADE, W. G. D.; SAMPAIO, T. A. DE S. M. A Máquina de Heron: Desenvolvimento de um procedimento experimental para o ensino da Termodinâmica a fim de entender as máquinas térmicas. **Revista Semiárido De Visu**, v. 9, n. 2, p. 121–130, 30 ago. 2021.

O'KELLY, B. C. Mechanical properties of dewatered sewage sludge. **Waste Management**, v. 25, n. 1, p. 47–52, jan. 2005.

SONG, H. W. et al. Thermal conductivity characteristics of dewatered sewage sludge by thermal hydrolysis reaction. **Journal of the Air & Waste Management Association**, v. 64, n. 12, p. 1384–1389, 25 ago. 2014.

FERREIRA, E. et al. **MÉTODO ALTERNATIVO PARA CÁLCULO DE AQUECIMENTO EM VASOS AGITADOS COM SERPENTINA MEIA-CANA**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <<https://lyceumonline.usf.edu.br/salavirtual/documentos/2947.pdf>>. Acesso em: 17 ago. 2023.

facebook.com/ProfessordeFisica/videos/o-1%C2%BA-motor-a-vapor-da-hist%C3%B3ria/729084307921526/?_rdr>. Acesso em: 18 ago. 2023.

Invenções dos Séculos XVIII-XIX. Disponível em: <<http://invencoesseculoxix.blogspot.com/>>. Acesso em: 18 ago. 2023.

Quem inventou o Motor a Vapor? Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=-1VK77HFEFw&ab_channel=Inven%C3%A7%C3%B5esnaHist%C3%B3ria>. Acesso em: 18 ago. 2023.

BR, A.; E. **Tudo o que você precisa saber sobre caldeiras**. Disponível em: <<https://xhmarbethlehem.com.br/blog/tudo-o-que-voce-precisa-saber-sobre-caldeiras/>>.

Conheça a história e a evolução das caldeiras a vapor. Disponível em: <<https://www.bremer.com.br/post/11/conheca-a-historia-e-a-evolucao-das-caldeiras-a-vapor>>.

ZEN, A. Z. A. **Máquina a vapor - o motor a vapor**. Disponível em: <<https://aulazen.com/historia/maquina-a-vapor-o-motor-a-vapor/>>. Acesso em: 24 ago. 2023.

COLLIVIGNARELLI, M. C. et al. What Advanced Treatments Can Be Used to Minimize the Production of Sewage Sludge in WWTPs? **Applied Sciences**, v. 9, n. 13, p. 2650, 1 jan. 2019.

Radiador e Sistema de Arrefecimento: tudo o que você precisa saber e dicas de cuidados. Disponível em: <<https://www.valeoservice.com.br/pt-br/newsroom/radiador-e-sistema-de-arrefecimento-tudo-o-que-voce-precisa-saber-e-dicas-de-cuidados#:~:text=E%20qual%20a%20fun%C3%A7%C3%A3o%20do>>. Acesso em: 01 set. 2023.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **MATRIZ ENERGÉTICA**. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>>.

Biomassa moderna no Brasil | GBio Instituto de Energia e Ambiente. Disponível em: <<https://gbio.webhostusp.sti.usp.br/?q=pt-br/livro/biomassa-moderna-no-brasil#:~:text=S%C3%A3o%20consideradas%20%E2%80%9Cbiomassas%20modernas%E2%80%9D%20os>>.

BASU, P. **Combustion and Gasification in Fluidized Beds**. [s.l.] CRC Press, 2006.

MARCO AURÉLIO CREMASCO. **Operações unitárias em sistemas particulados e fluidomecânicos e outros trabalhos**. [s.l.] Blucher, 2018.

DAIZO KUNII; OCTAVE LEVENSPIEL. **Fluidization engineering**. Amsterdam; Heidelberg: Elsevier; Butterworth-Heinemann, 2012.

GELDART, D. **Gas Fluidization Technology**. [s.l: s.n.].

FEITOSA, J. D. M. Desenvolvimento de uma caldeira de leito fluidizado borbulhante operando com gás natural. 2019

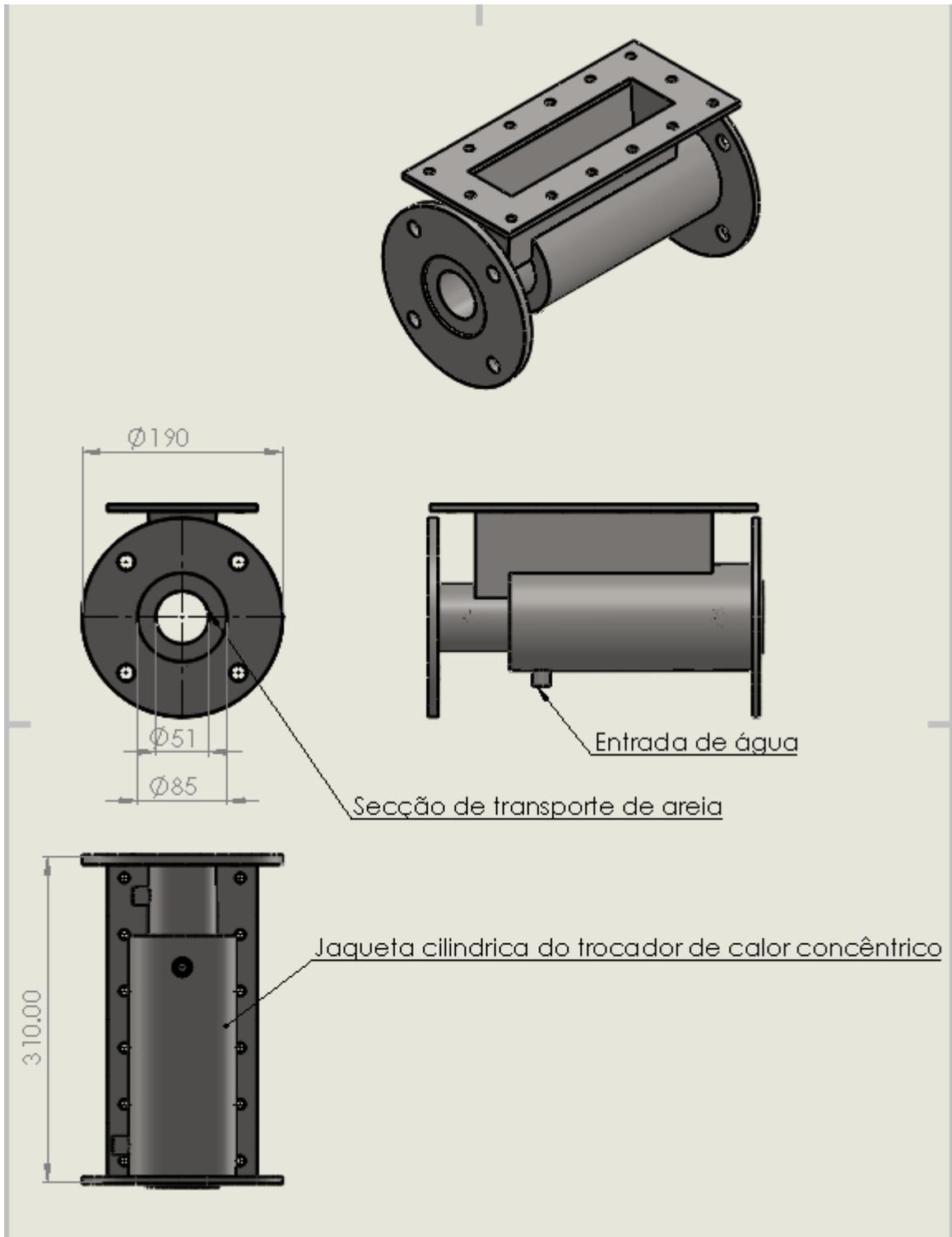
ANÁLISE FLUIDODINÂMICA E DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA EM LEITO FLUIDIZADO DE SÍLICA. In: ANÁLISE FLUIDODINÂMICA E DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA EM LEITO FLUIDIZADO DE SÍLICA. Orientador: William Magalhães Barcellos. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia de Energias Renováveis) - Universidade Federal do Ceará, [S. l.], 2019. p. 94. Disponível em: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://repositorio.ufc.br/bitstream/riufc/62652/3/2019_tcc_aofarias.pdf. Acesso em: 18 out. 2023.

CORTEZ, L.; LORA, E.; GÓMEZ, E. **Biomassa para energia**. [s.l: s.n.].

DENOX. **Serpentina de cobre para aquecer água**. Disponível em: <<https://www.denoxtrocadores.com.br/serpentina-cobre-aquecer-agua>>. Acesso em: 6 nov. 2023.

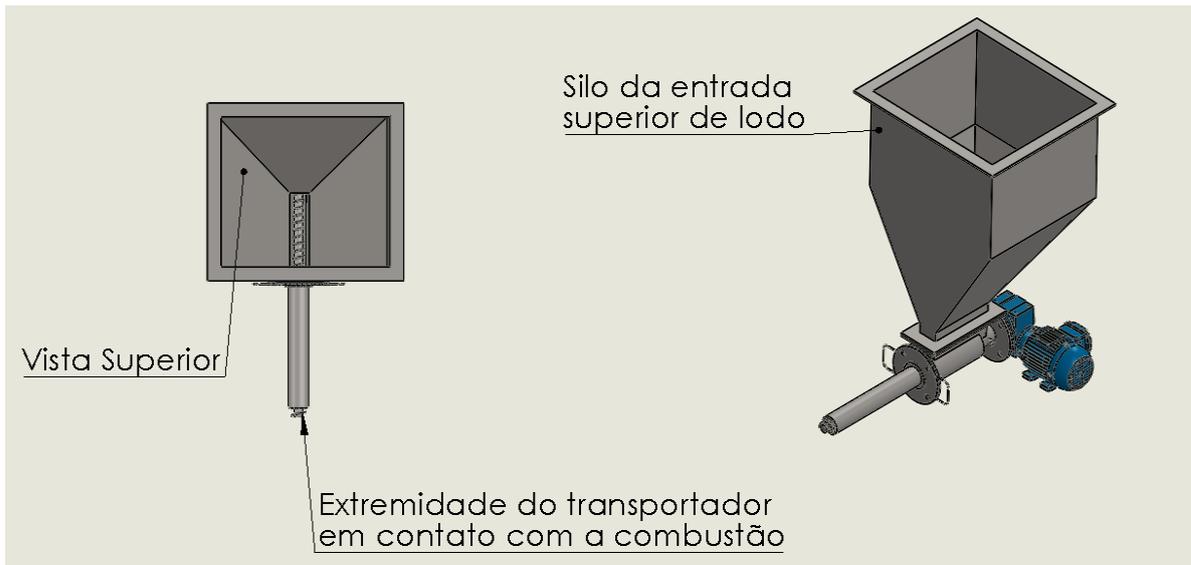
APÊNDICE A: DESENHOS TÉCNICOS CONSTRUTIVOS DOS TROCADORES DE CALOR

Figura 33 - Vistas em desenho técnico do trocador de calor concêntrico



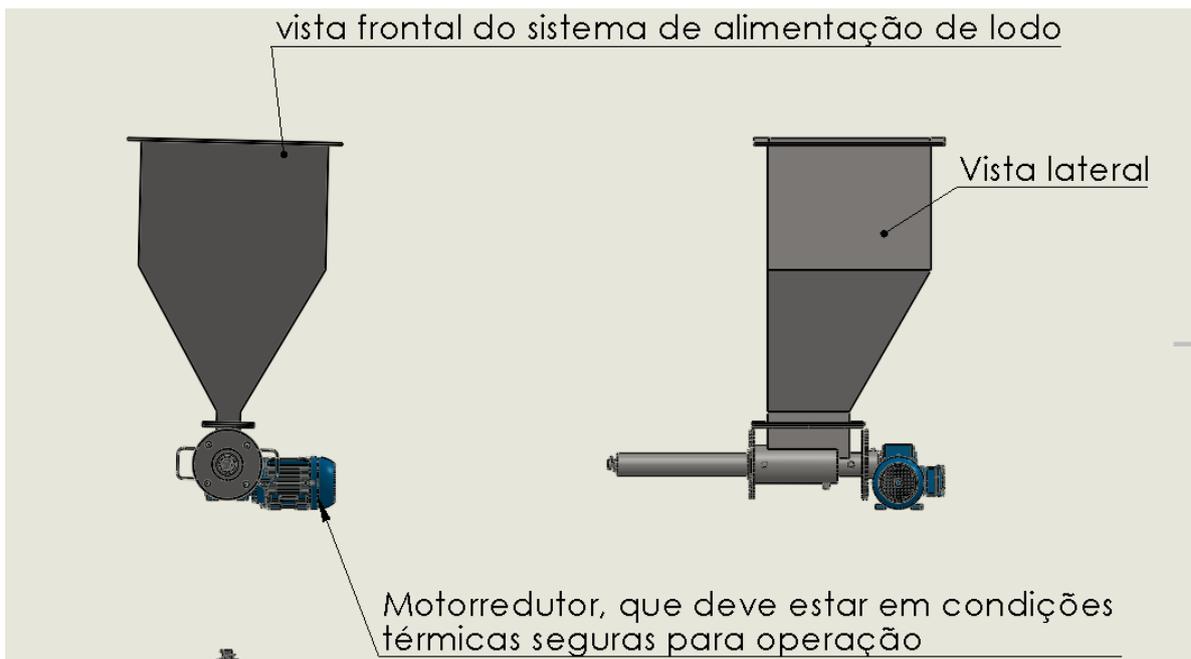
Fonte: (Autorial)

Figura 34 - Vistas superior do sistema de alimentação superior de lodo



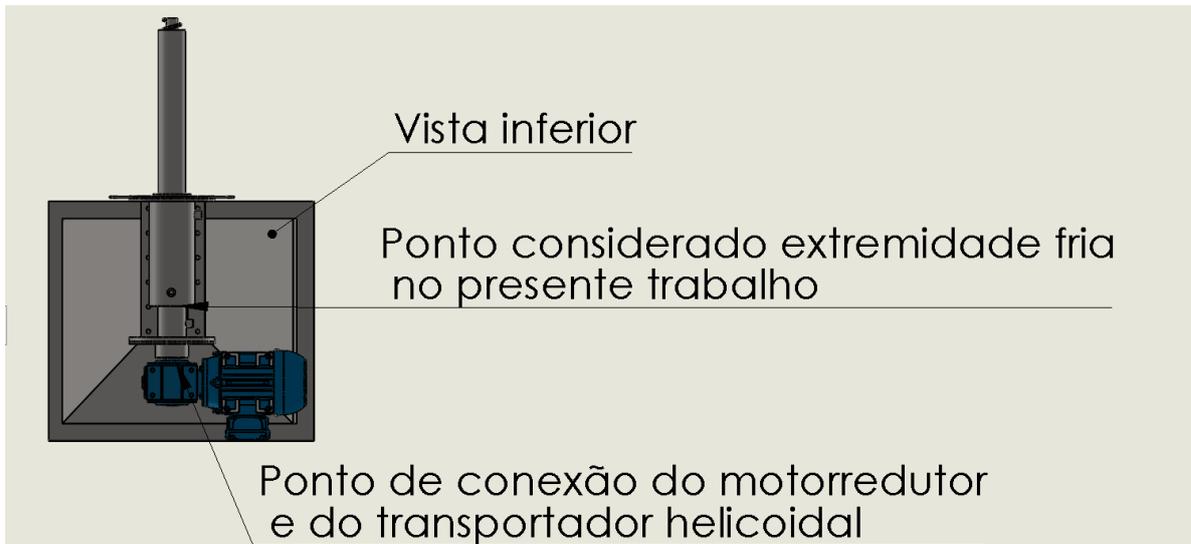
Fonte: (Autorial)

Figura 35 - Vista lateral do sistema de alimentação superior de lodo



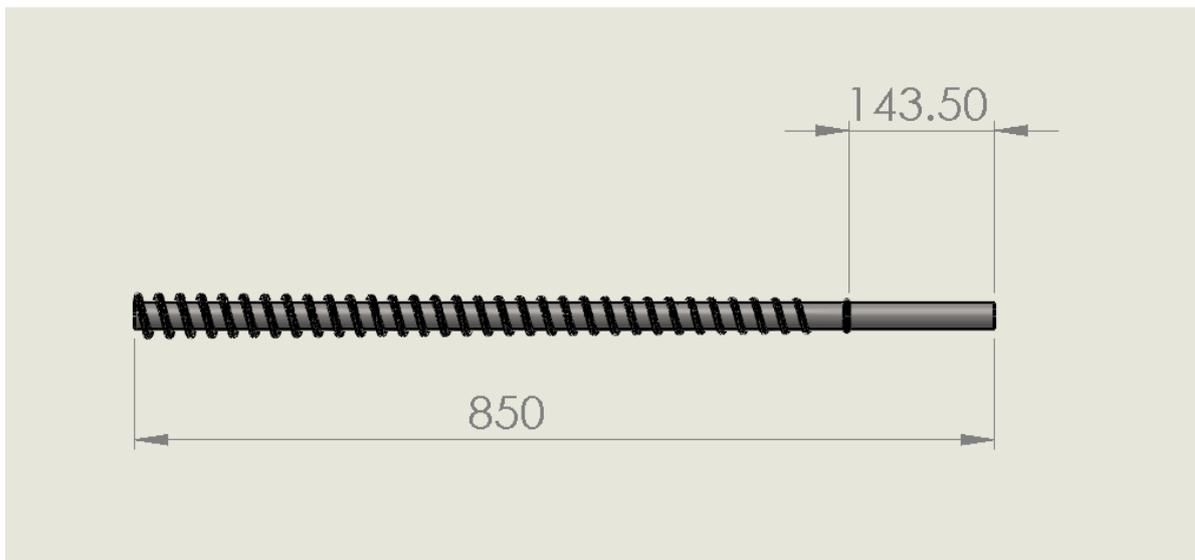
Fonte: (Autorial)

Figura 36 - Vista inferior da entrada superior de lodo



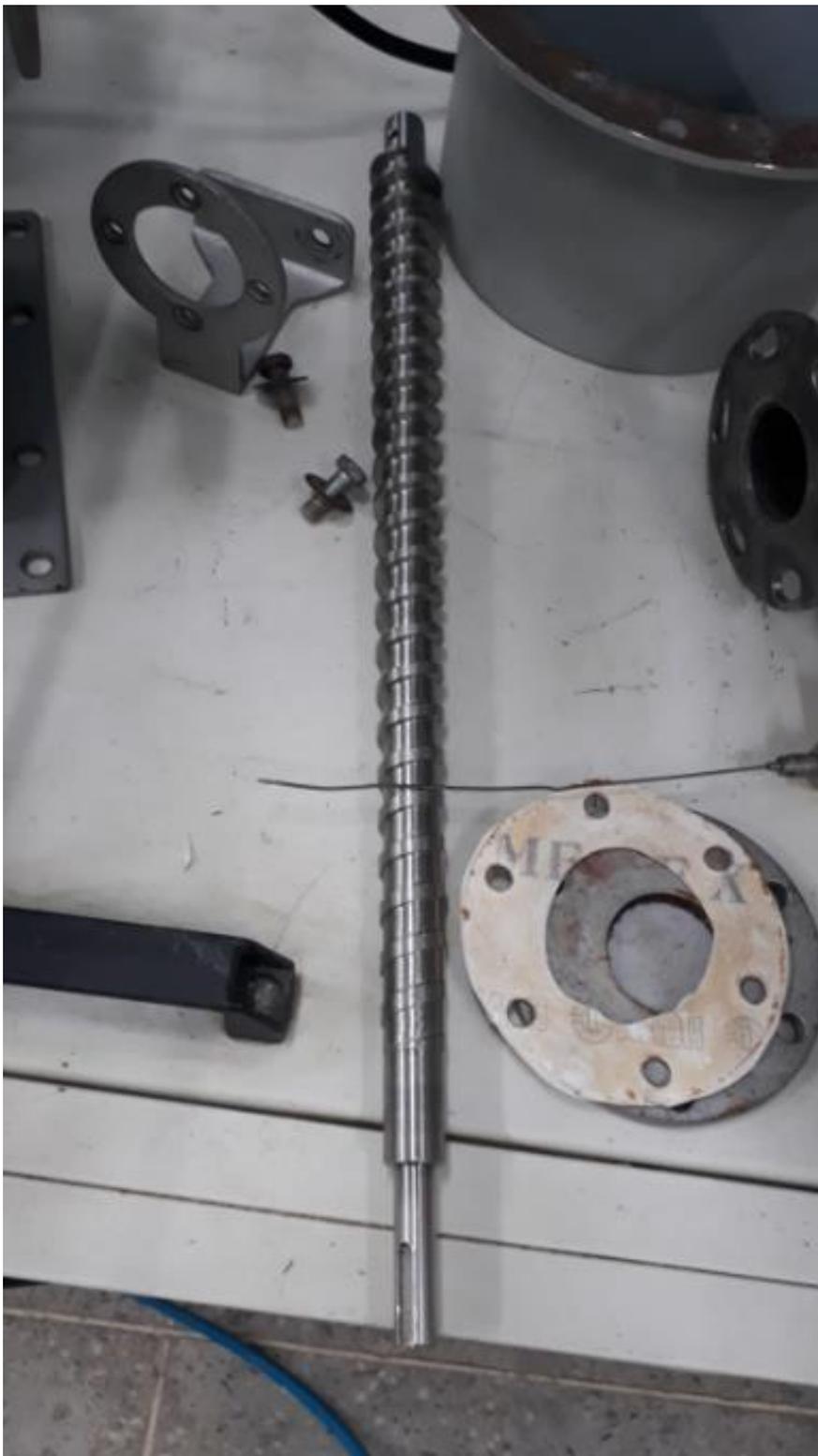
Fonte: (Autoral)

Figura 37- Dimensões do transportador helicoidal



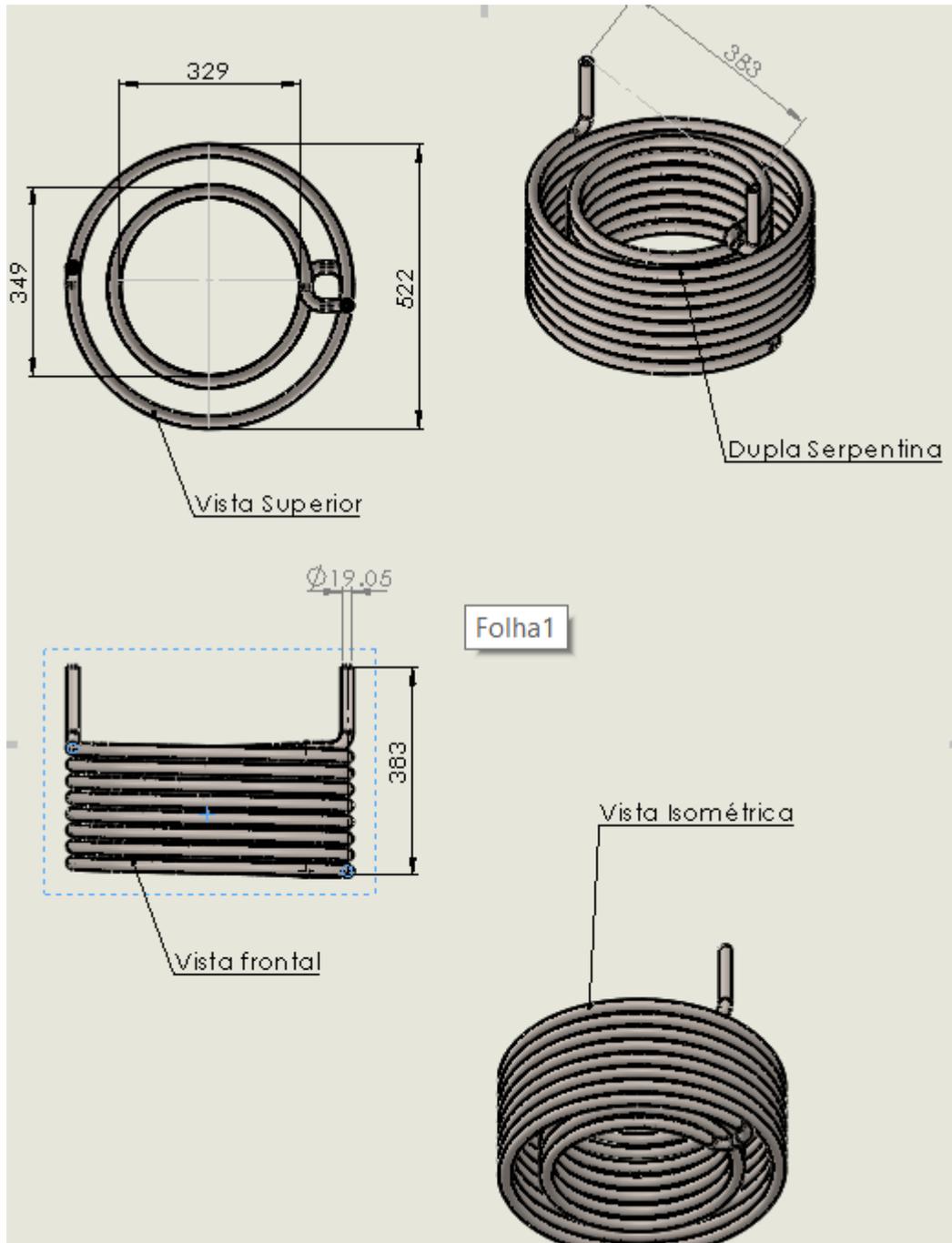
Fonte: (Autoral)

Figura 38 - Transportador helicoidal utilizado na caldeira de laboratório



Fonte: (Autorial)

Figura 39 – Desenho técnico do trocador de calor principal da CLF-PP



Fonte: (Autorial)