

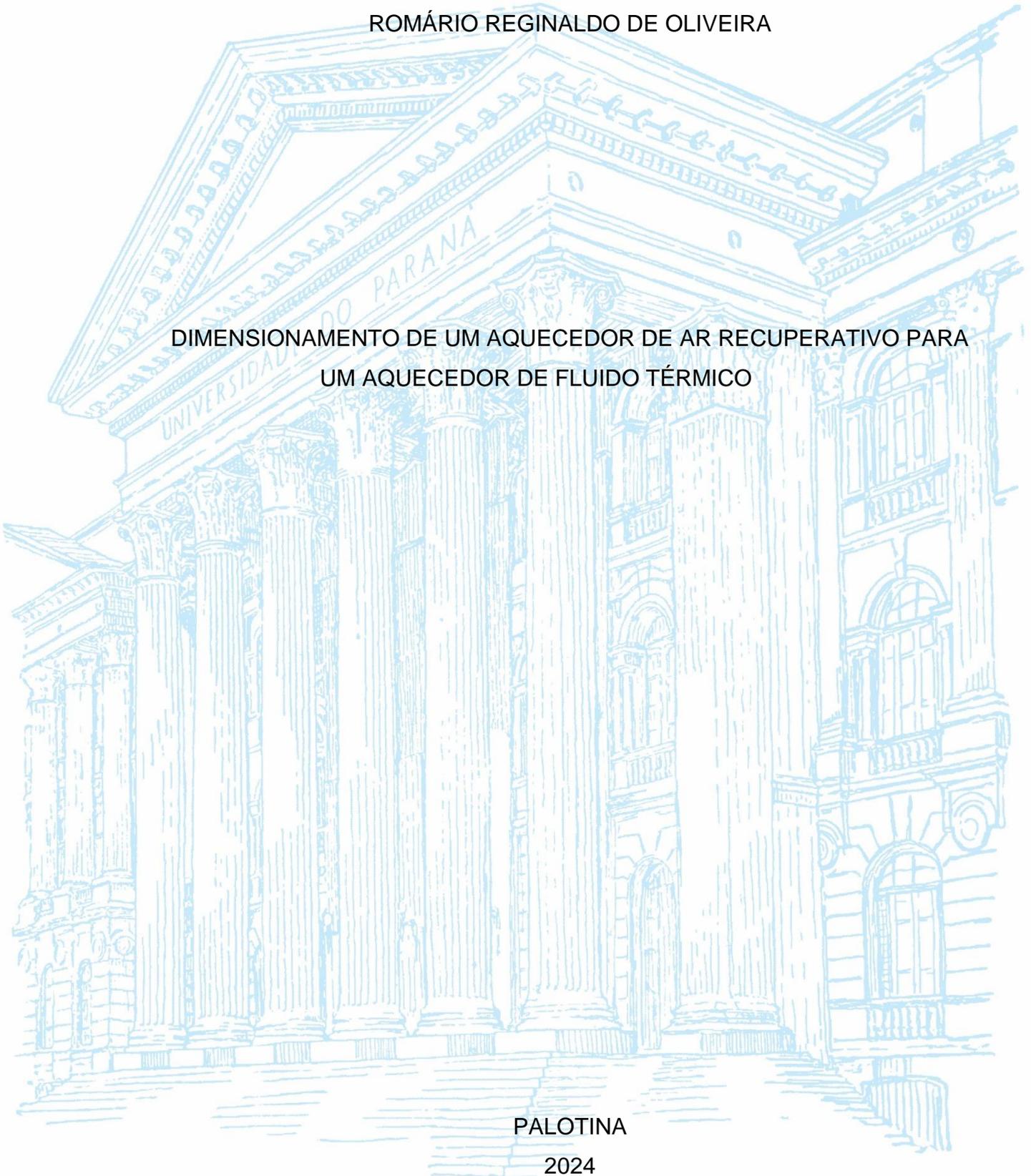
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

ROMÁRIO REGINALDO DE OLIVEIRA

DIMENSIONAMENTO DE UM AQUECEDOR DE AR RECUPERATIVO PARA  
UM AQUECEDOR DE FLUIDO TÉRMICO

PALOTINA

2024



ROMÁRIO REGINALDO DE OLIVEIRA

DIMENSIONAMENTO DE UM AQUECEDOR DE AR RECUPERATIVO PARA  
UM AQUECEDOR DE FLUIDO TÉRMICO

TCC apresentado ao curso de Graduação em Engenharia de Energia, Setor de Palotina, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenheiro de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Wilson de Aguiar Beninca

PALOTINA

2024



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

## ATA DE REUNIÃO

Aos cinco dias do mês de dezembro do ano de 2024, das 14h30min às 15h15min, *na sala 14 do prédio do Seminário do Setor Palotina*, compareceram para defesa pública do Trabalho de Conclusão de Curso, requisito obrigatório para a obtenção do título de Engenheiro de Energia o aluno **Romário Reginaldo de Oliveira**, tendo como Título do Trabalho de Conclusão de Curso "*Dimensionamento de um aquecedor de ar recuperativo para um aquecedor de fluido térmico*". Constituíram a Banca Examinadora os professores: **Prof. Dr. Wilson de Aguiar Beninca (Orientador e Presidente da Banca)**, **Prof. Dr. Eduardo Lucas Konrad Burin** e o **Prof. Dr. Joel Gustavo Teleken**. O orientador e Presidente da Banca concedeu a palavra ao discente, para exposição do seu trabalho. A seguir, foi concedida a palavra em ordem sucessiva aos membros da Banca de Exame, os quais passaram a arguir o discente. Ultimada a defesa, que se desenvolveu nos termos normativos, a Banca de Exame, em sessão secreta, passou aos trabalhos de julgamento, tendo atribuído ao discente as seguintes notas: **Prof. Dr. Eduardo Lucas Konrad Burin, nota: 100 (Cem)**, **Prof. Dr. Joel Gustavo Teleken, nota: 95 (noventa e cinco)**, e **Prof. Wilson de Aguiar Beninca, nota: 90 (noventa)**. A nota final do discente, após a média aritmética dos três membros da banca de exame, foi **95 (noventa e cinco)** considerando o discente **APROVADO**. As considerações e sugestões feitas pela Banca de Exame deverão ser atendidas pelo discente sob acompanhamento de seu orientador. Nada mais havendo a tratar foi lavrada a presente ata, que, lida e aprovada, vai por todos assinada eletronicamente.



Documento assinado eletronicamente por **WILSON DE AGUIAR BENINCA, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 05/12/2024, às 16:10, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **JOEL GUSTAVO TELEKEN, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 05/12/2024, às 16:13, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **EDUARDO LUCAS KONRAD BURIN, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 05/12/2024, às 16:14, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



A autenticidade do documento pode ser conferida [aqui](#) informando o código verificador **7020660** e o código CRC **C87DA87D**.

## RESUMO

Muitos processos industriais que utilizam combustão, como fornos e caldeiras, que expõem para a atmosfera gases residuais de exaustão a altas temperaturas, representando uma energia desperdiçada que poderia ser aproveitada em outros processos. Diante disso, este trabalho visa dimensionar um aquecedor de ar para um aquecedor de fluido térmico de uma indústria de processamento de proteína animal, com o objetivo de pré-aquecer o ar de combustão, utilizando como fluido quente os gases de exaustão, através de um sistema de troca de calor efetivo e que exija o mínimo de alterações no sistema original do equipamento. Para alcançar o objetivo, foram seguidas as metodologias de cálculo e recomendações listadas na literatura, aplicadas em dois códigos computacionais no software EES, para encontrar as dimensões ideais para um trocador de calor de banco de tubos, e avaliar seu desempenho em diferentes condições operacionais do aquecedor de fluido térmico. Como resultados, foi obtido um trocador de calor do tipo recuperativo, de banco de tubos, com 31 filas de 16 tubos cada, totalizando 496 tubos, montado na vertical sobre o duto de saída de gases do aquecedor, com o ar em escoamento cruzado externo ao feixe. O trocador obteve desempenho correspondente ao considerado no projeto durante a maior parte da análise, mantendo a temperatura de saída do ar próximo a 100 °C ao longo da faixa de variação de vazão nas faixas de temperatura de entrada dos gases de 250 a 300 °C. Dessa forma foi possível atingir o objetivo proposto de dimensionar um aquecedor de ar efetivo, recuperando calor residual dos gases de exaustão do aquecedor de fluido térmico.

Palavras-chave: Aquecedor de ar; Recuperação de calor; Banco de tubos; Gases de exaustão; Aproveitamento energético.

## ABSTRACT

Many industrial processes that use combustion, such as furnaces and boilers, expel residual combustion gases at high temperatures into the atmosphere, representing wasted energy that could be used in other processes. Therefore, this work aims to design an air heater for a thermal fluid heater in an animal protein processing industry, with the objective of preheating the combustion air, using combustion gases as a hot fluid, through an effective heat exchange system that requires minimal changes to the original equipment system. To achieve the objective, design methodologies and specific recommendations in the literature were followed, applied in two computational codes in the EES software, to find the ideal dimensions for a tube bank heat exchange, and evaluate its performance in different operating conditions of the tube. thermal fluid heater. As results, a recuperative type heat exchanger, with a bank of tubes, was obtained, with 31 rows of 16 tubes each, totaling 496 tubes, mounted vertically on the heater gas outlet duct, with air in external cross flow. to the beam. The exchange performance corresponded to that considered in the project during most of the analysis, maintaining the exit temperature of the next to 100 °C throughout the flow variation range in the gas inlet temperature ranges of 250 to 300 °C. In this way, it was possible to achieve the proposed objective of designing an effective air heater, recovering residual heat from the combustion gases of the thermal fluid heater.

Keywords: Air heater; Heat recovery; Tube bank; Exhaust gases; Energy use.

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – AQUECEDOR DE FLUIDO TÉRMICO .....	16
FIGURA 2 – LOCALIZAÇÃO DO AQUECEDOR DE AR .....	17
FIGURA 3 – DISPOSIÇÃO DOS TUBOS: (a) EM LINHA. (b) ESCALONADOS.....	18
FIGURA 4 – VÁRIOS ARRANJOS DE AQUECEDORES DE AR TUBULARES.....	19
FIGURA 5 – AQUECEDOR DE AR DE PLACAS UM PASSE NOS GASES E DOIS PASSES NO AR. ....	20
FIGURA 6 – AQUECEDOR DE AR REGENERATIVO TIPO LJUNGSTROM.....	21
FIGURA 7 – ESQUEMA DA SOLUÇÃO PROPOSTA POR MAIA JÚNIOR E MAZZA .....	22
FIGURA 8 – ESQUEMA DA SOLUÇÃO PROPOSTA POR SANTOS .....	23
FIGURA 9 – ESQUEMA DA SOLUÇÃO PROPOSTA POR LANIUS .....	24
FIGURA 10 – ESQUEMA DA SOLUÇÃO PROPOSTA POR NASCIMENTO .....	25
FIGURA 11 – INCRUSTAÇÃO EM TROCADOR DE CALOR.....	26
FIGURA 12 – REDE DE RESISTÊNCIAS EM UM TUBO .....	30
FIGURA 13 – VALORES REPRESENTATIVOS DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADORES DE CALOR.....	31
FIGURA 14 – VALORES TÍPICOS DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO .....	32
FIGURA 15 – FEIXE DE TUBOS EM ESCOAMENTO CRUZADO.....	32
FIGURA 16 – LAYOUT DA INSTALAÇÃO .....	38
FIGURA 17 – FLUXOGRAMA DA MODELAGEM DO TROCADOR.....	39
FIGURA 18 – ESBOÇO DA CONFIGURAÇÃO ADOTADA .....	41
FIGURA 19 – CÉLULA UNITÁRIA DO TROCADOR .....	42
FIGURA 20 – ESCOAMENTO EXTERNO EM BANCO DE TUBOS.....	45
FIGURA 21 – ESCOAMENTO INTERNO EM TUBO .....	46
FIGURA 22 – CONFIGURAÇÃO DO TROCADOR ADOTADO .....	59
FIGURA 23 – CÉLULA UNITÁRIA DO TROCADOR ADOTADO.....	59
FIGURA 24 – TRECHOS DE AVALIAÇÃO DAS PERDAS DE CARGA .....	65
FIGURA 25 – LAYOUT ATUAL E PROPOSTO PARA A INSTALAÇÃO.....	67
FIGURA 26 – LAYOUT INSTALAÇÃO DO VENTILADOR.....	68

## LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1 – AVALIAÇÃO DO TROCADOR COM TUBO DE 1 POLEGADA .....	53
GRÁFICO 2 – AVALIAÇÃO DO TROCADOR COM TUBO DE 1.1/4 DE POLEGADA .....	54
GRÁFICO 3 – AVALIAÇÃO DO TROCADOR COM TUBO DE 1.1/2 POLEGADA ..	54
GRÁFICO 4 – VARIAÇÃO DOS COEFICIENTES CONVECTIVOS E PERDA DE CARGA COM DIFERENTES TAMANHOS DE TUBOS.....	56
GRÁFICO 5 – VARIAÇÃO DAS TEMPERATURAS DE SAÍDA DO AR E DOS GASES EM DIFERENTES PONTOS OPERACIONAIS .....	62
GRÁFICO 6 – VARIAÇÃO DE REYNOLDS E COEFICIENTES CONVECTIVOS COM A VAZÃO .....	63
GRÁFICO 7 – VARIAÇÃO DA EFETIVIDADE, NUT E TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM A VAZÃO .....	64

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – DADOS DE PLACA DO AQUECEDOR DE FLUIDO TÉRMICO .....	36
TABELA 2 – DADOS DE PLACA DO QUEIMADOR.....	36
TABELA 3 – PARÂMETROS INICIAIS DOS FLUIDOS .....	40
TABELA 4 – INTERVALOS DE VARIAÇÃO DA GEOMETRIA DO TROCADOR ....	40
TABELA 5 – INTERVALOS DE VARIAÇÃO DOS FLUIDOS NA ENTRADA DO TROCADOR.....	47
TABELA 6 – VALORES LIMITES CÓDIGO 2 .....	51
TABELA 7 – EFEITO DO NÚMERO DE FILAS DE TUBOS NAS PERDAS DE CARGA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO TROCADOR.....	57
TABELA 8 – EFEITOS DO NÚMERO DE FILAS DE TUBOS NAS DIMENSÕES DO TROCADOR.....	58
TABELA 9 – RESULTADOS OBTIDOS PARA O TROCADOR SELECIONADO.....	60
TABELA 10 – COMPARATIVO COM VALORES DE OUTROS AUTORES .....	61
TABELA 11 – VALORE DAS PERDAS DE CARGA EM CADA TRECHO .....	66
TABELA 12 – COMPARATIVO DOS VALORES DE PERDA DE CARGA COM OUTROS AUTORES .....	66

## LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

MLDT	- Média logarítmica das diferenças de temperaturas
NUT	- Número de unidades de transferência
EES	- Engineering equation solver
Min.	- Mínimo
Máx.	- Máximo

## LISTA DE SÍMBOLOS

°C - Graus celsius  
% - Porcentagem  
mm - Milímetro  
RPM - Rotações por minuto  
cv - Cavalo vapor  
 $\epsilon$  - Efetividade  
 $q$  - Taxa de transferência de calor  
 $\dot{m}$  - Vazão mássica  
 $c_p$  - Calor específico a pressão constante  
 $T$  - Temperatura  
 $kg$  - Quilograma  
 $kJ$  - Quilojaule  
 $s$  - Segundo  
 $W$  - Watts  
 $U$  - Coeficiente global de transferência de calor  
 $A$  - Área  
 $\Delta$  - Delta  
 $m^2$  - Metros quadrados  
 $K$  - Kelvin  
 $C$  - Taxa de capacidade térmica  
< - Menor que  
> - Maior que  
 $\leq$  - Menor ou igual a  
 $\geq$  - Maior ou igual a  
= - Igual  
 $D$  - Diâmetro  
 $R''$  - Fator de incrustação  
 $\ln$  - Logarítmo natural  
 $\pi$  - Pi  
 $k$  - Condutividade térmica  
 $L$  - Comprimento

$h$  - Coeficiente convectivo

$m$  - Metro

$Nu$  - Nusselt

$Re$  - Reynolds

$Pr$  - Prandt

$f$  - Fator de atrito

$P$  - Pressão

$Pa$  - Pascal

$m^3$  - Metro cúbico

$\rho$  - Densidade

$v$  - Velocidade

$kPa$  - Quilopascal

mmca - Metros de coluna de água

kgf - Quilograma força

$cm^2$  - Centímetro quadrado

h - Hora

kcal - Quilocalorias

$m^3$  - Metro cúbico

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>16</b>
1.1 PROBLEMA .....	16
1.2 OBJETIVOS .....	16
1.2.1 Objetivo geral .....	17
1.2.2 Objetivos específicos.....	17
1.3 JUSTIFICATIVA .....	17
<b>2 REVISÃO DE LITERATURA</b> .....	<b>16</b>
2.1 SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE FLUIDO TÉRMICO .....	16
2.2 AQUECEDORES DE AR.....	17
2.2.1 Aquecedores recuperativos.....	18
2.2.1.1 Aquecedor de ar de banco de tubos.....	18
2.2.1.2 Aquecedor de ar de placas.....	19
2.2.2 Aquecedores de ar regenerativos .....	20
2.2.3 Seleção de aquecedores de ar.....	21
2.3 TRABALHOS REALIZADOS SOBRE RECUPERAÇÃO DE CALOR.....	22
2.4 CORROSÃO .....	25
2.5 INCRUSTAÇÃO .....	26
2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM AQUECEDORES DE AR.....	27
2.6.1 Método da média logarítmica das diferenças de temperaturas .....	27
2.6.2 Método da efetividade-NUT ou $\epsilon$ -NUT .....	28
2.6.3 Coeficiente global de transferência de calor.....	29
2.6.4 Coeficientes convectivos .....	31
2.6.4.1 Escoamento externo a banco de tubos .....	32
2.6.4.2 Escoamento interno em tubos .....	34
2.7 PERDA DE CARGA .....	34
<b>3 MATERIAL E MÉTODOS</b> .....	<b>36</b>
3.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO DE AVALIAÇÃO .....	38
3.2 DETERMINAÇÃO GEOMÉTRICA DO TROCADOR DE CALOR .....	39
3.3 AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DO TROCADOR DE CALOR.....	47
3.3.1 Perda de carga total .....	49
3.3.2 Valores limites para o teste de desempenho do trocador de calor .....	51
<b>4 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS</b> .....	<b>53</b>

4.1 RESULTADOS DA CARCTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO TROCADOR.....	53
4.2 RESULTADOS PARA A ANÁLISE DE DESEMPENHO DO TROCADOR.....	61
4.2.1 Resultados para as perdas de carga totais .....	65
4.3 LAYOUT PROPOSTO PARA A INSTALAÇÃO .....	67
<b>5 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>69</b>
5.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	69
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>70</b>
<b>APÊNDICE 1 – VISTAS DO TROCADOR.....</b>	<b>72</b>
<b>APÊNDICE 2 – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS EES.....</b>	<b>73</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Muitos processos industriais liberam grandes quantidades de energia, onde apenas uma parte é realmente aproveitada no processo, e o restante é expelido para o ambiente. São exemplos os casos de processos que utilizam combustão, como motores, fornos e caldeiras, onde os gases de exaustão são expelidos pelo escape ou chaminé a temperaturas elevadas, representando um desperdício de energia.

É cada vez mais comum a preocupação com eficiência energética, seja por questões ambientais ou redução de custos, através da implantação de sistemas de aproveitamento energético. A recuperação de calor residual em processos de combustão é uma interessante alternativa para melhorar a eficiência do processo.

Uma opção, é utilizar o calor residual dos gases de exaustão para aquecer outro fluido, como o próprio ar de combustão, através da instalação de um trocador de calor no trajeto de gases. Em caldeiras, este trocador é chamado de economizador, quando seu objetivo é aquecer a água de alimentação, e aquecedor de ar, quando o objetivo é aquecer o ar de entrada da combustão (Bazzo, 1995).

No entanto, esses dispositivos de recuperação de calor geralmente são instalados de fábrica apenas em equipamentos de médio a grande porte. Um dos motivos é o custo adicional do equipamento, que, frente a ganhos iniciais não tão atrativos, pode não ser considerado vantajoso no momento da aquisição.

Neste cenário, cabe ao engenheiro avaliar e propor meios de tornar atrativo a prática de recuperação de calor residual, através de soluções práticas, efetivas e rentáveis, elevando o nível de eficiência energética e contribuindo com o desenvolvimento de uma sociedade cada vez mais sustentável.

### 1.1 PROBLEMA

Os gases de exaustão do aquecedor de fluido térmico de uma indústria de processamento de proteína animal, são expelidos pela chaminé a temperaturas próximas a 300°C. Estes gases carregam consigo uma quantidade significativa de energia térmica, que é desperdiçada ao ser lançada diretamente na atmosfera.

### 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Dimensionar um aquecedor de ar para um aquecedor de fluido térmico de uma indústria de processamento de proteína animal, utilizando como fluido quente os gases de exaustão, através de um sistema de troca de calor efetivo e que exija o mínimo de alterações no sistema original do equipamento.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Dimensionar um trocador de calor com configuração adequada a aplicação, seguindo as metodologias de cálculo e recomendações listadas na literatura;
- Desenvolver rotina computacional para dimensionamento e avaliação do sistema.
- Promover meios de correção das perdas de carga introduzidas no sistema;
- Criar modelo 3D em software, para melhor visualização do sistema.

## 1.3 JUSTIFICATIVA

Os gases de exaustão sendo expelidos para a atmosfera com altas temperaturas, representam um desperdício de energia, pois indicam que foi utilizado mais combustível que o necessário para o processo, implicando em maior custo, e emissão de poluentes.

O aproveitamento da energia dos gases de exaustão para aquecer o ar de entrada da combustão, é uma alternativa eficaz para o aumento da eficiência do processo conforme Babcock & Wilcox (2005). Esse aumento na eficiência pode ser de 5 a 10%, sendo da ordem de 1% a cada 22°C de redução na temperatura de saída dos gases de exaustão. Conforme Bazzo (1995), este sistema reduz o consumo de combustível, além de aumentar a velocidade de combustão e tornar a queima mais estável.

Diante do exposto, o presente trabalho visa o dimensionamento de um aquecedor de ar para um aquecedor de fluido térmico, aproveitando o calor residual dos gases de exaustão, para pré-aquecer o ar de combustão, assim aumentando a eficiência do processo e gerando economia de combustível.

## 2 REVISÃO DE LITERATURA

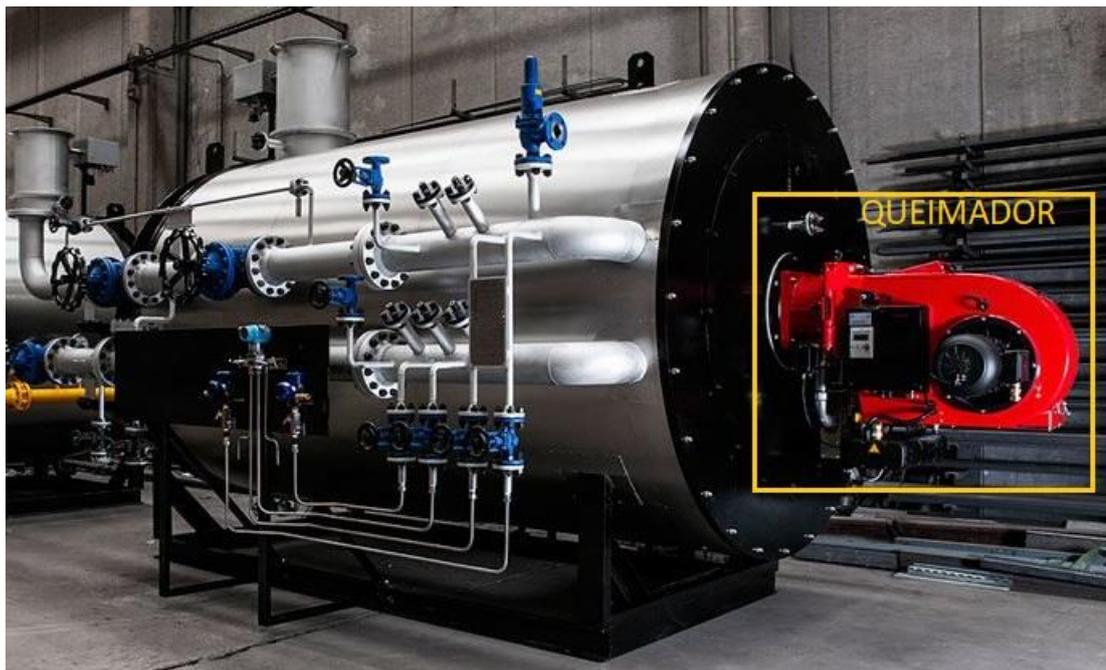
Nesta seção são apresentados os principais pressupostos teóricos dos elementos que compõem este trabalho.

### 2.1 SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE FLUIDO TÉRMICO

O elemento central deste trabalho é um aquecedor de fluido térmico, que opera em uma indústria de processamento de proteína animal. Este equipamento tem a finalidade de manter aquecido um fluido térmico que circula em circuito fechado entre o aquecedor e o processo. Este fluido pode ser utilizado nos mais diversos processos de aquecimento indireto de produtos, sistemas ou ambientes. Utiliza, geralmente, um queimador a óleo ou gás combustível para promover a combustão e fornecer energia ao aquecedor (Barros Junior, 2002).

O aquecedor tem uma configuração muito próxima de uma caldeira a vapor, onde é geralmente constituído por serpentinas em espiral, onde circula internamente o fluido térmico, e externamente recebe calor de uma fonte. A FIGURA 1 mostra um exemplo de aquecedor de fluido térmico, com destaque para o queimador.

FIGURA 1 – AQUECEDOR DE FLUIDO TÉRMICO



FONTE: Adaptado de Pirobloc (2024)

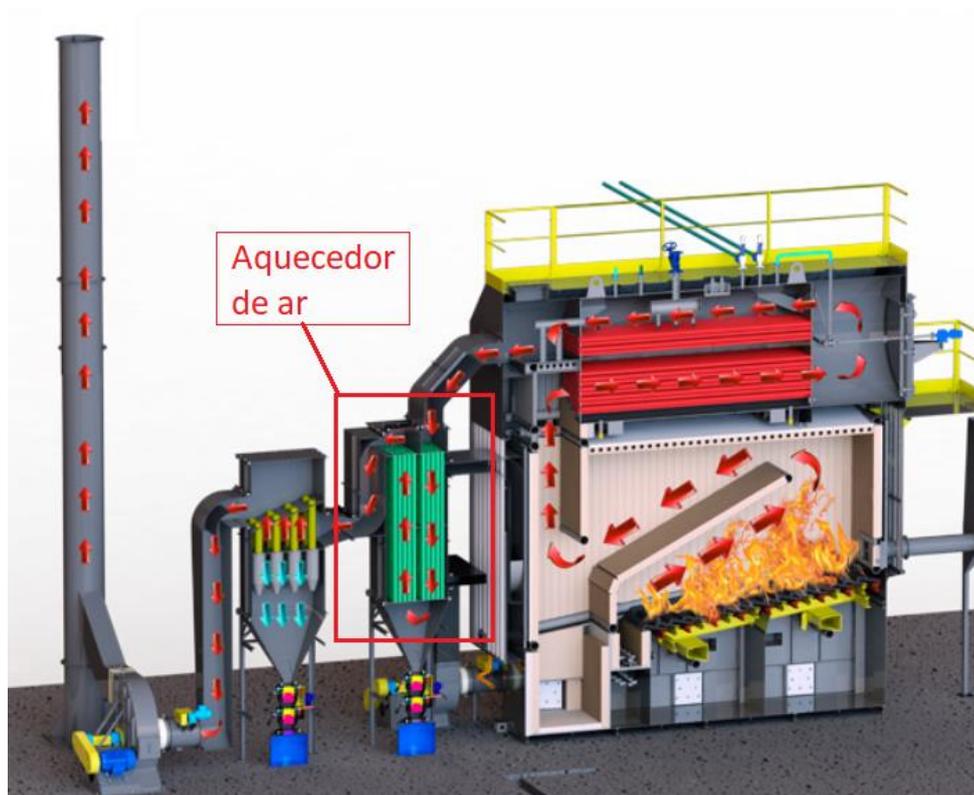
O fluido térmico pode ser um composto orgânico ou sintético, desenvolvido especificamente para o fim de ser um meio de transferência de calor entre a fonte e o consumo. É geralmente utilizado na fase líquida a temperatura máxima de 365°C. Sua escolha depende da aplicação e temperatura de operação (Barros Junior, 2002).

## 2.2 AQUECEDORES DE AR

Um aquecedor de ar pode ter várias aplicações, com objetivos diferentes, como climatização de ambientes por exemplo. Para a aplicação específica tema deste trabalho, o aquecedor de ar tem o objetivo de pré-aquecer o ar de combustão, utilizando o calor dos gases de exaustão de um aquecedor de fluido térmico.

Este tipo de aquecedor é comumente encontrado em caldeiras, sendo localizado no circuito de gases de exaustão, antes da chaminé (Bazzo, 1995). A FIGURA 2 ilustra a localização do aquecedor de ar em uma caldeira.

FIGURA 2 – LOCALIZAÇÃO DO AQUECEDOR DE AR



FONTE: Adaptado de Mill (2023).

Além dos gases de exaustão, há modelos que utilizam o próprio vapor, ou água aquecida gerados na caldeira como suprimento de calor, a depender da necessidade (Pera, 1990).

Os aquecedores são classificados em dois tipos principais, recuperativo e regenerativo.

### 2.2.1 Aquecedores recuperativos

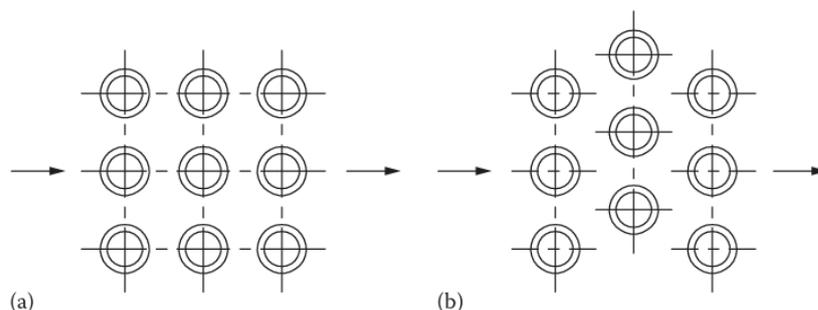
Em aquecedores recuperativos, o calor é transferido de forma contínua e direta através de sistemas estacionários. Os fluidos, quente e frio, que participam do processo se encontram separados por uma parede metálica. As superfícies de transferência de calor mais comuns são banco de tubos e placas paralelas. Os trocadores de calor recuperativos funcionam com pouca contaminação cruzada ou vazamento entre fluxos. São amplamente utilizados em pequenas unidades geradoras (Babcock & Wilcox, 2005).

#### 2.2.1.1 Aquecedor de ar de banco de tubos

Os aquecedores de ar tubulares são formados por uma bateria de tubos retos em aço carbono ou ferro fundido, fixados nos extremos por espelhos (Bazzo, 1995).

Conforme Babcock & Wilcox (2005), os tubos variam de 38 a 102 mm (1,5 até 4 polegadas) de diâmetro e possuem parede de espessuras 1,24 a 3,05 mm. Tubos de maior diâmetro e espessura são usados quando existe potencial para incrustação do tubo e corrosão. A disposição dos tubos pode ser em linha ou escalonada, conforme FIGURA 3, sendo esta última mais eficiente termicamente (Kuppan, 2013).

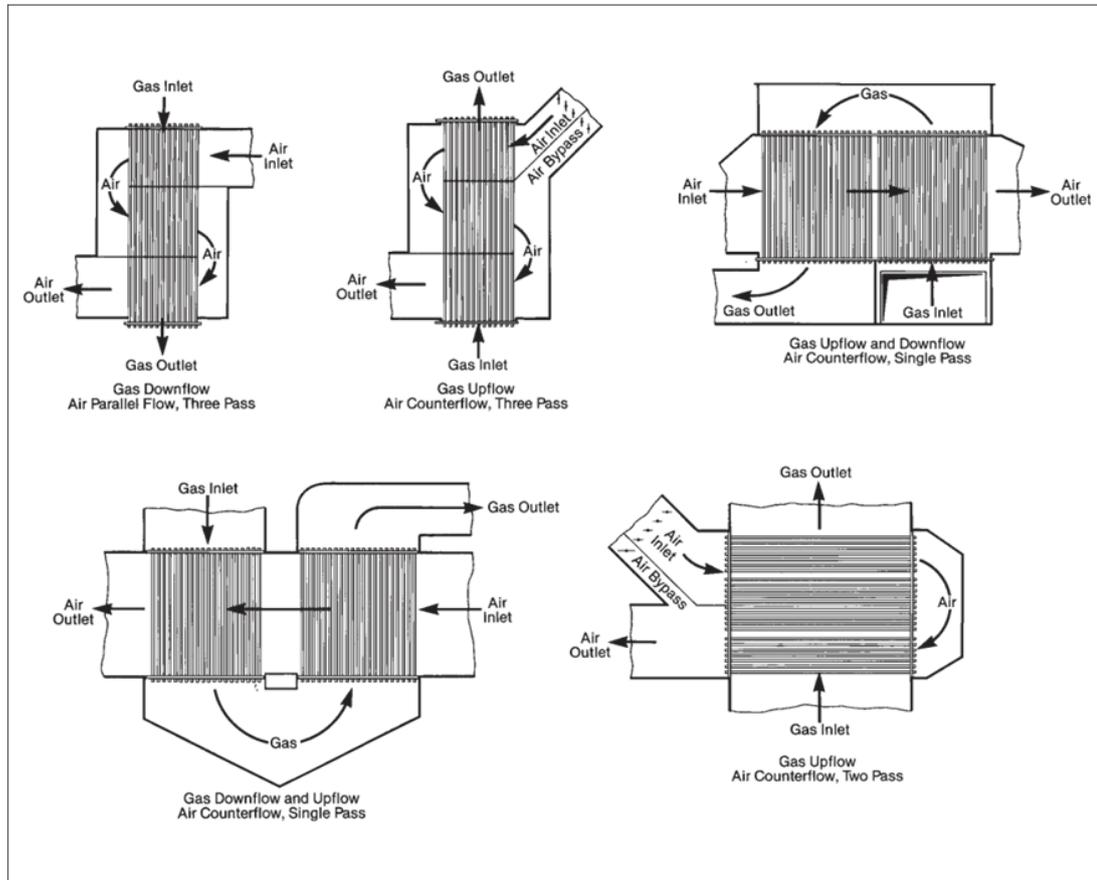
FIGURA 3 – DISPOSIÇÃO DOS TUBOS: (a) EM LINHA. (b) ESCALONADOS



FONTE: Kuppan (2013).

O arranjo mais comum é o de fluxo cruzado, com o gás passando verticalmente pelos tubos e o ar passando horizontalmente em uma ou mais passagens fora dos tubos (Babcock & Wilcox, 2005). A FIGURA 4 ilustra algumas configurações típicas.

FIGURA 4 – VÁRIOS ARRANJOS DE AQUECEDORES DE AR TUBULARES



FONTE: Babcock & Wilcox (2005).

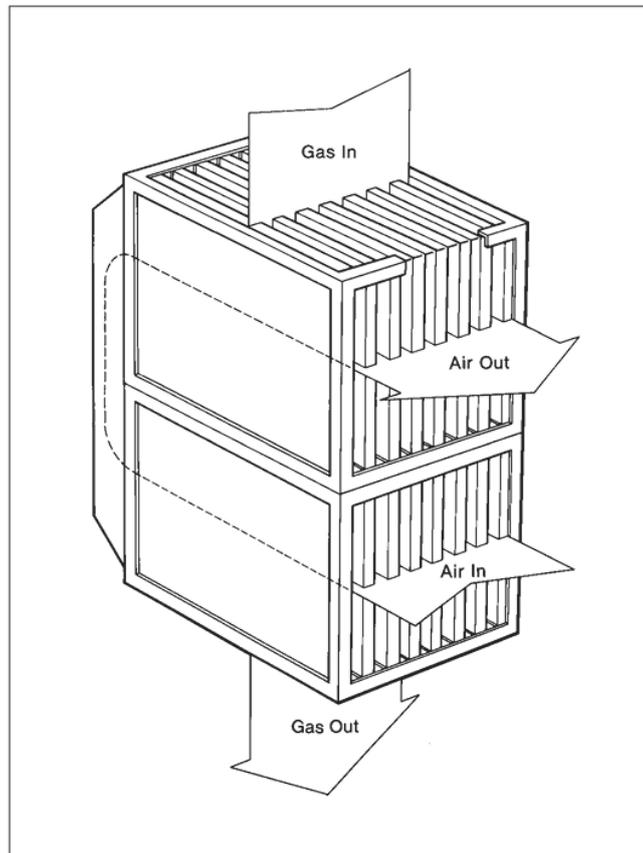
As vantagens deste tipo de trocador, de acordo com Bazzo (1995), estão na resistência, simplicidade de construção e manutenção. As desvantagens estão em geral ocupando grandes espaços, e ter um custo inicial elevado.

#### 2.2.1.2 Aquecedor de ar de placas

Os aquecedores de ar de placas são constituídos de pilhas de placas paralelas que transferem calor do gás quente fluindo em um lado de uma placa para ar frio fluindo no lado oposto, geralmente em fluxo cruzado. Tendem a ser menores que os trocadores tubulares para uma mesma capacidade térmica (Babcock & Wilcox, 2005).

Um aquecedor de ar de placa com uma única passagem de gás e duas passagens de ar é mostrado na FIGURA 5.

FIGURA 5 – AQUECEDOR DE AR DE PLACAS UM PASSE NOS GASES E DOIS PASSES NO AR.



FONTE: Babcock & Wilcox (2005).

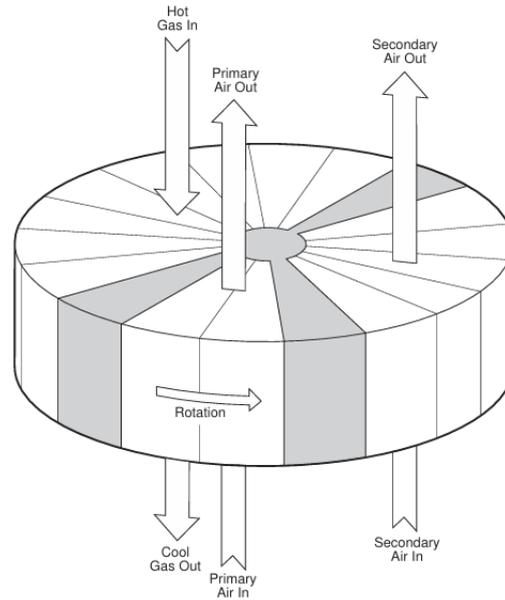
A vantagem está em ser de construção compacta, porém, dificultoso para manutenção e limpeza (Bazzo, 1995).

### 2.2.2 Aquecedores de ar regenerativos

Neste tipo de trocador, de acordo com Pera (1990), o ar e os gases quentes são expostos alternativamente a mesma superfície de troca de calor. Um tipo clássico é o Ljungstron, e Rothemuhle.

É constituído por uma massa rotativa, de 2 a 4 RPM, constituída por placas de metal, que é termicamente regenerada pelo calor sensível dos gases e resfriada pela corrente de ar, a transferência de energia é indireta, de acordo com Bazzo (1995).

FIGURA 6 – AQUECEDOR DE AR REGENERATIVO TIPO LJUNGSTROM



FONTE: Babcock & Wilcox (2005).

Sua utilização, segundo Pera (1990) é geralmente em grandes unidades geradoras, e tem um custo mais elevado de manutenção, devido as partes rotativas. São relativamente compactos, com baixo consumo energético devido os motores serem pequenos (1/2 a 3 cv), e de fácil substituição devido a geralmente serem fabricados em medidas padrões.

Sua característica operacional mais notável, conforme Babcock & Wilcox (2005), é que ocorre uma pequena, mas significativa quantidade de vazamento de ar para o fluxo de gás devido à operação rotativa.

### 2.2.3 Seleção de aquecedores de ar

Os critérios de seleção do aquecedor de ar mais adequado, variam de acordo com as especificidades de cada aplicação, sendo os principais, segundo Pera (1990), o espaço disponível para o equipamento, seu consumo energético, o custo necessário para instalação e para aquisição do componente, e as despesas necessárias com a manutenção.

O QUADRO 1 traz um compilado das principais vantagens e desvantagens dos tipos mais comuns de aquecedores de ar citados na literatura.

QUADRO 1 – VANTAGENS E DESVANTAGENS DOS MODELOS DE AQUECEDORES DE AR

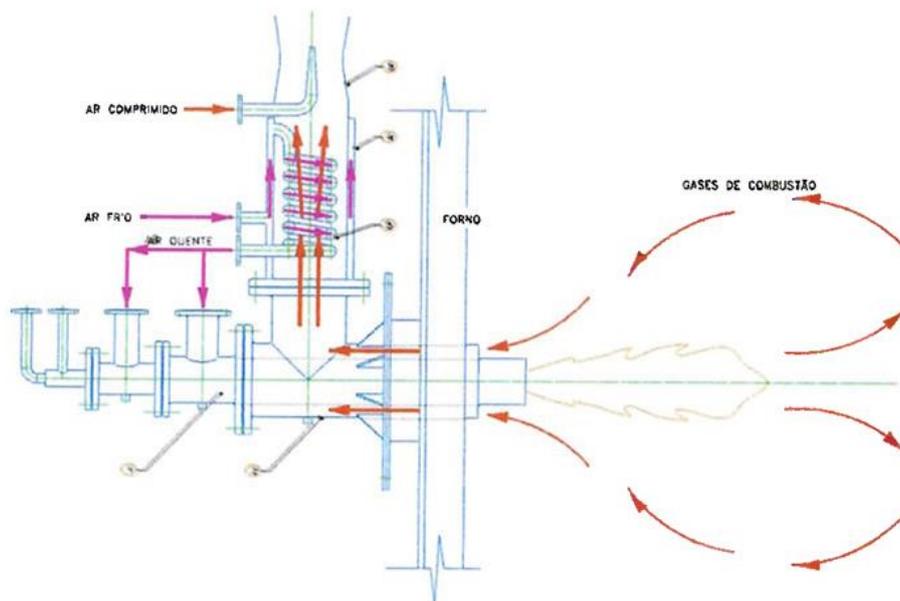
TIPO	VANTAGEM	DESVANTAGEM	FONTE
Banco de tubos	Baixo vazamento Sem peças móveis Simples construção Fácil manutenção	Grande e pesado Difícil substituição de superfície Custo inicial elevado	Babcock & Wilcox (2005) Bazzo (1995)
Placas	Compacto Sem peças móveis	Difícil substituição de superfície Dificuldade de manutenção Dificuldade de limpeza	Babcock & Wilcox (2005) Bazzo (1995)
Rotativo	Compacto Fácil substituição de superfície	Dificuldade de manutenção Dificuldade de limpeza Vazamento Alta manutenção	Babcock & Wilcox (2005)

FONTE: O autor (ano).

### 2.3 TRABALHOS REALIZADOS SOBRE RECUPERAÇÃO DE CALOR

Maia Júnior e Mazza (2002) propuseram um sistema para recuperar o calor dos gases de exaustão de um forno e pré-aquecer o ar de combustão. Selecionaram para seu projeto, um trocador de calor acoplado ao corpo do queimador e mais uma serpentina helicoidal instalada dentro da chaminé. Os principais fatores que determinaram a escolha foram as modificações necessárias na instalação atual para receber o novo projeto, além do peso, dimensões e manuseio. Um esquema da solução adotada encontra-se na FIGURA 7.

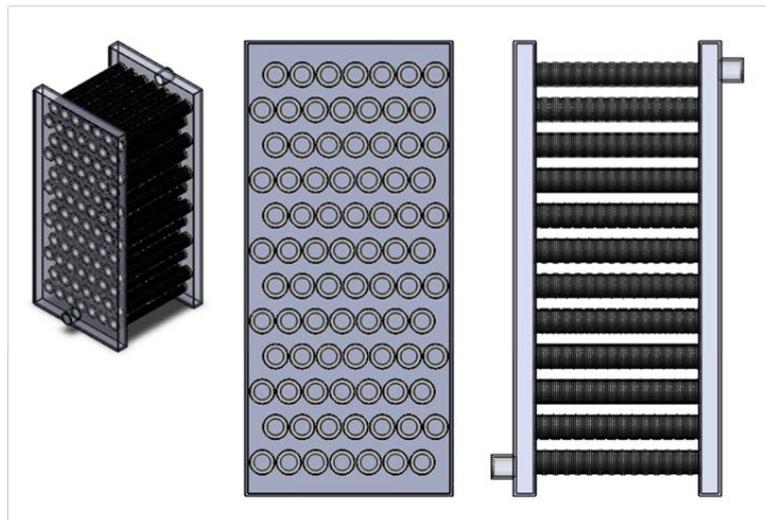
FIGURA 7 – ESQUEMA DA SOLUÇÃO PROPOSTA POR MAIA JÚNIOR E MAZZA



FONTE: Maia Júnior e Mazza (2002).

Santos (2013) aplicou um trocador para aquecer água recuperando o calor dos gases de exaustão de um grupo motor gerador a diesel. Selecionou para seu trabalho um trocador de calor de banco de tubos aletados, com água circulando internamente nos tubos e os gases externamente em escoamento cruzado. Alguns dos principais fatores que determinaram a escolha, foram, as restrições dimensionais para a instalação, simplicidade construtiva, com o mínimo de custos adicionais com adaptações e facilidade de manutenção. Um esquema da solução adotada encontra-se na FIGURA 8.

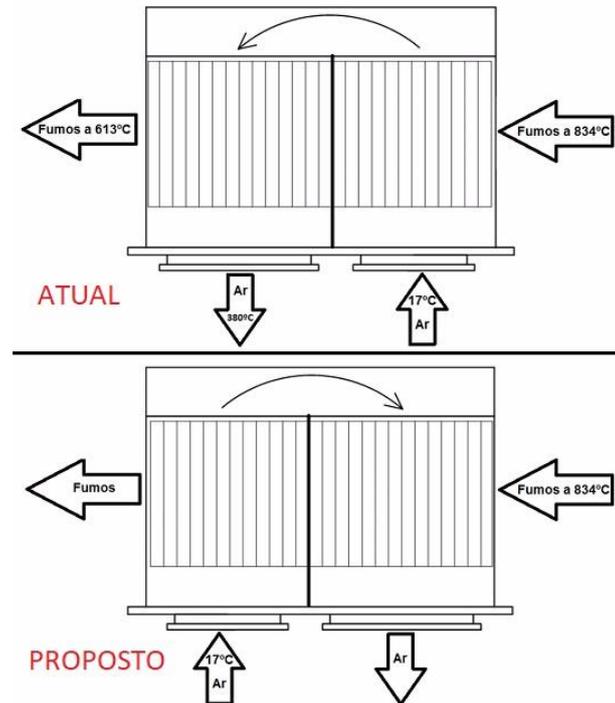
FIGURA 8 – ESQUEMA DA SOLUÇÃO PROPOSTA POR SANTOS



FONTE: Santos (2013).

Lanius (2010) estudou propostas para reduzir o consumo de gás natural em um forno de reaquecimento de tarugos de aço. Dentre outras, ele propôs alterações no layout do recuperador de calor de banco de tubos, um passe nos gases e dois passes no ar, que já operava no forno, fazendo com que o ar frio de entrada primeiro entre em contato com os gases já resfriados no primeiro passe, configurando uma operação em contracorrente, e assim obtendo um melhor aproveitamento de energia. Uma ilustração do layout atual e o proposto está na FIGURA 9 a seguir.

FIGURA 9 – ESQUEMA DA SOLUÇÃO PROPOSTA POR LANIUS

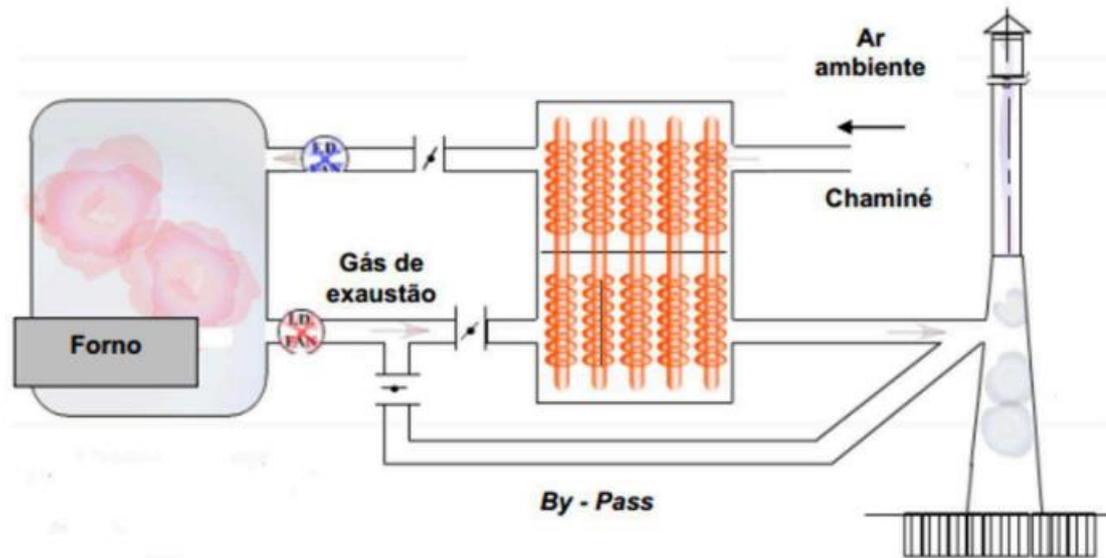


FONTE: Adaptado de Lanius (2010).

Pizzutti (2021) avaliou os ganhos na instalação de um trocador de calor de tubos concêntricos, na recuperação de calor dos gases de exaustão de um forno a gás natural, para aquecer o ar de combustão. Os gases circulam no tubo interno, enquanto o ar circula no espaço anular entre os tubos. A escolha por este tipo de trocador se deu devido a baixa perda de carga gerada, e eliminação da necessidade de instalação exaustores.

Nascimento (2017) propôs um método simplificado para o dimensionamento de trocadores de calor casco-casco termossifão, para aplicações de pré-aquecimento de ar de combustão. O modelo foi testado no caso de desenvolvimento e fabricação de um trocador de calor do tipo regenerador com uso de termossifões bifásicos, com o intuito de ser utilizado no aproveitamento de energia de gases de combustão em refinarias de petróleo. O evaporador, localizado na base do equipamento, recebe energia térmica do gás de exaustão, provindo do forno da unidade, e o transfere para o condensador, por onde passa o ar ambiente soprado por ventiladores, pré aquecendo-o. A FIGURA 10 mostra o esquema de instalação do trocador de calor.

FIGURA 10 – ESQUEMA DA SOLUÇÃO PROPOSTA POR NASCIMENTO



FONTE: Nascimento (2017).

## 2.4 CORROSÃO

Combustíveis que contêm enxofre tem potencial de provocar corrosão nos metais, devido a formação de ácido sulfúrico, através da combinação da umidade presente nos gases de combustão com o  $\text{SO}_3$ , em temperaturas abaixo do ponto de orvalho.

De acordo com Bazzo (1995), para óleo combustível a corrosão tende a ocorrer em valores abaixo de  $120\text{ }^\circ\text{C}$ , e para Babcock & Wilcox (2005), de maneira geral, o vapor condensa entre  $121$  e  $149^\circ\text{C}$ .

Portanto, a temperatura de saída dos gases do aquecedor de ar deve estar acima da temperatura do ponto de orvalho, a fim de evitar corrosão excessiva nos dutos e chaminé. Porém, Babcock & Wilcox (2005) enfatiza que se deve atentar ao fato de que no aquecedor de ar ocorrem regiões com temperaturas mais baixas, onde podem atingir valores próximos a  $93^\circ\text{C}$ , e existe potencial de corrosão no ponto de orvalho ácido.

Uma solução seria operar em temperaturas do metal acima do ponto de orvalho, porém com isso, a temperatura de saída dos gases do aquecedor seria elevada, resultando em altas perdas globais de calor. Métodos para mitigar estes efeitos são citados por Babcock & Wilcox (2005), e vão desde métodos ativos como

pré-aquecimento do ar com vapor e by-pass, à métodos passivos como aumento das espessuras de material e revestimentos de esmalte e porcelana.

## 2.5 INCRUSTAÇÃO

A incrustação é o entupimento e eventual fechamento das passagens de fluxo por cinzas arrastadas pelos gases e produtos de corrosão. Pode ocorrer na extremidade quente do aquecedor de ar, mas é mais comum na extremidade fria, onde as partículas de cinza aderem às superfícies umedecidas com ácido (Babcock & Wilcox, 2005).

O acúmulo de fuligem no interior dos tubos, prejudica a transferência de calor entre o ar e os gases de exaustão, como Bergman (2019) afirma que “a consequente formação de um filme ou de incrustações sobre a superfície pode aumentar significativamente a resistência à transferência de calor entre os fluidos.” Outro problema, conforme Babcock & Wilcox (2005), é que a obstrução aumenta a queda de pressão do aquecedor de ar.

FIGURA 11 – INCRUSTAÇÃO EM TROCADOR DE CALOR



FONTE: Digital Water (2024)

Uma solução para diminuir a formação de incrustações é empregar nos projetos das superfícies de transferência de calor, passagens de fluxo menos tortuosas e mais

fáceis de limpar. Os aquecedores de ar tubulares podem ser equipados com sopradores de fuligem, usando vapor ou ar para remover acúmulos de cinzas do lado da tubulação exposto ao gás durante a operação. Em alguns casos, é necessário realizar limpeza com o equipamento desligado, onde pode ser lavado com água a alta pressão ou realizar escovação dos tubos (Babcock & Wilcox, 2005).

## 2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM AQUECEDORES DE AR

Aquecedores de ar são trocadores de calor, portanto a abordagem de cálculos para transferência de calor é a mesma, considerando algumas especificidades.

São dois os principais métodos utilizados na análise de trocadores de calor, o método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT) e o método da efetividade-NUT ( $\epsilon$ -NUT).

Nestes métodos, a análise é abordada em uma perspectiva global, não fornecendo informações sobre as condições internas no trocador (Bergman, 2019). Várias simplificações são consideradas para facilitar a análise, porém ainda assim, conforme Çengel (2009), são boas aproximações, com poucas perdas de precisão. Kuppan (2013) salienta que é comum projetistas aplicarem fatores de segurança nos projetos de trocadores de calor, que podem variar de 15 a 100%, baseados na experiência e julgamento, de forma a amenizar as incertezas dos cálculos iniciais.

### 2.6.1 Método da média logarítmica das diferenças de temperaturas

O método MLDT é aplicado, na maior parte, na análise de projeto de trocadores de calor, determinando a área de troca necessária para se alcançar a temperatura de saída desejada do fluido de interesse, considerando que são conhecidas as temperaturas e vazões de entrada e saída dos fluidos de trabalho, ou podem ser obtidas através da aplicação direta das equações de balanço de energia (Bergman, 2019).

Considerando regime permanente, sem mudança de fase, calores específicos constantes, troca de calor com o ambiente e variações na energia cinética e potencial desprezíveis, a taxa de transferência de calor pode ser determinada pelas equações (01a) e (01b) (Bergman, 2019).

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (01a)$$

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (01b)$$

Onde:

$q$  = taxa de transferência de calor [ $W$ ];

$\dot{m}_f$  e  $\dot{m}_q$  = vazões mássicas dos fluidos frio e quente respectivamente [ $kg/s$ ];

$c_{p,f}$  e  $c_{p,q}$  = calores específicos dos fluidos frio e quente respectivamente [ $kJ/kgK$ ];

$T_{f,sai}$  e  $T_{f,ent}$  = temperaturas de saída e entrada do fluido frio respectivamente [ $^{\circ}C$ ];

$T_{q,sai}$  e  $T_{q,ent}$  = temperaturas de saída e entrada do fluido quente respectivamente [ $^{\circ}C$ ].

O desempenho térmico e a área superficial de um aquecedor de ar recuperativo podem ser avaliados pela equação (02), relacionando-se a taxa de transferência de calor total com a diferença de temperaturas entre os fluidos quente e frio (Babcock & Wilcox, 2005).

$$q = UA\Delta T_{ml} \quad (02)$$

Onde:

$U$  = coeficiente global de transferência de calor [ $W/m^2K$ ];

$A$  = área de troca de calor [ $m^2$ ];

$\Delta T_{ml}$  = média logarítmica das diferenças de temperaturas [ $^{\circ}C$ ].

$\Delta T_{ml}$  é uma média apropriada de diferenças de temperaturas, e é calculada com a equação (03) para trocadores em contracorrente.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (03)$$

## 2.6.2 Método da efetividade-NUT ou $\epsilon$ -NUT

O método  $\varepsilon$ -NUT é aplicado, na maior parte dos problemas, na análise de desempenho de trocadores de calor, quando pretende-se prever as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio de um trocador de calor já existente, onde apenas as temperaturas e vazões na entrada são especificadas (Bergman, 2019).

Para definir a efetividade de um trocador de calor, devemos em primeiro lugar determinar a taxa de transferência de calor máxima possível, que é dada pela equação (04).

$$q_{max} = C_{min} ( T_{q,ent} - T_{f,ent} ) \quad (04)$$

Onde:

$q_{max}$  = taxa de transferência de calor máxima possível [W];

$C_{min}$  = menor taxa de capacidade térmica entre  $C_f$  e  $C_q$  [W/K].

A efetividade,  $\varepsilon$ , é a razão entre a taxa de transferência de calor real em um trocador de calor e a taxa de transferência de calor máxima possível (Bergman, 2019). É um parâmetro adimensional que varia entre 0 e 1, sendo definido pela equação (05).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (05)$$

$$[ 0 \leq \varepsilon \leq 1 ]$$

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor (Bergman, 2019), sendo definido pela equação (06).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (06)$$

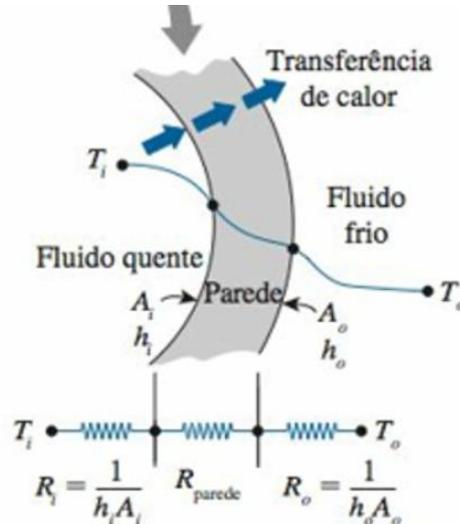
### 2.6.3 Coeficiente global de transferência de calor

Esse coeficiente é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos. Sua determinação é essencial, porém geralmente é a etapa mais imprecisa (Bergman, 2019).

O processo de transferência de calor geralmente envolve uma resistência de condução e duas de convecção, onde, o calor é primeiro transferido do fluido quente para a parede por convecção, através da parede por condução e, a partir da parede,

para o fluido frio novamente por convecção, como ilustrado na FIGURA 12 (Çengel, 2009).

FIGURA 12 – REDE DE RESISTÊNCIAS EM UM TUBO



FONTE: Çengel (2009)

Os componentes de radiação geralmente são incluídos no coeficiente convectivo. Deve ser considerado a influência da incrustação nas paredes do lado do gás e do ar, no caso de aquecedores de ar (Babcock & Wilcox, 2005).

Para os trocadores de calor tubulares não aletados, o coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado a partir da equação (08).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R''_{d,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (08)$$

Onde:

$A_i$  e  $A_o$  = são as áreas de troca térmica interna e externa do tubo respectivamente [ $m^2$ ];

$h_i$  e  $h_o$  = são os coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo respectivamente [ $W/m^2K$ ];

$D_i$  e  $D_o$  = são os diâmetros interno e externo respectivamente [ $m$ ];

$R''_{d,i}$  e  $R''_{d,o}$  = são os fatores de incrustação interno e externo respectivamente [ $m^2K/W$ ];

$k$  = é a condutividade térmica do material da parede [ $W/mK$ ];

$L$  = é o comprimento do tubo [m].

Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor, aplicados a trocadores de calor, estão dispostos na FIGURA 13.

FIGURA 13 – VALORES REPRESENTATIVOS DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADORES DE CALOR

Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor	
Tipo de trocador de calor	$U, \text{W/m}^2\cdot\text{K}$
Água-água	850–1.700
Água-óleo	100–350
Água-gasolina ou querosene	300–1.000
Aquecedores de água de alimentação	1.000–8.500
Vapor-óleo combustível leve	200–400
Vapor-óleo combustível pesado	50–200
Condensador de vapor	1.000–6.000
Condensador de freon (resfriado a água)	300–1.000
Condensador de amônia (resfriado a água)	800–1.400
Condensadores de álcool (resfriado a água)	250–700
Gás-gás	10–40
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	30–60 <sup>†</sup>
	400–850 <sup>†</sup>
Vapor-ar em tubos aletados (vapor tubos)	30–300 <sup>†</sup>
	400–4.000 <sup>‡</sup>

† Com base na superfície do lado do ar.  
‡ Com base na superfície do lado da água ou do vapor.

FONTE: ÇENGEL (2009).

#### 2.6.4 Coeficientes convectivos

A determinação dos coeficientes convectivos é vista como “o problema da convecção”, pois não é uma tarefa simples. Eles dependem de numerosas propriedades do fluido, como densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor específico, além de serem funções da geometria da superfície e das condições do escoamento (Bergman, 2019). Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção são mostrados na FIGURA 14.

FIGURA 14 – VALORES TÍPICOS DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

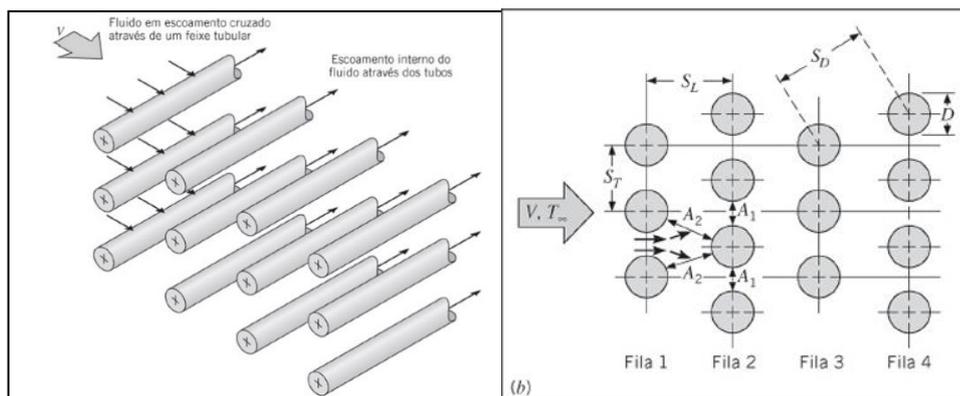
Processo	$h$ (W/(m <sup>2</sup> · K))
Convecção natural	
Gases	2–25
Líquidos	50–1000
Convecção forçada	
Gases	25–250
Líquidos	100–20.000
Convecção com mudança de fase	
Ebulição ou condensação	2500–100.000

FONTE: Bergman (2019).

#### 2.6.4.1 escoamento externo a banco de tubos

O escoamento através de bancos de tubos é muito complexo para ser tratado analiticamente. Várias correlações foram propostas, baseadas em dados experimentais (Çengel, 2009).

FIGURA 15 – FEIXE DE TUBOS EM ESCOAMENTO CRUZADO



FONTE: Adaptado de Bergman (2019)

Bergman (2019) recomenda a utilização da correlação de Zukauskas, disposta na equação (09), para obtenção do Nusselt médio para a totalidade do feixe de tubos.

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,máx}^m Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (09)$$

$$\left[ \begin{array}{l} N_F \geq 20 \\ 0,7 \lesssim Pr \lesssim 500 \\ 10 \lesssim Re_{D,máx}^m \lesssim 2 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Onde:

$\overline{Nu}_D$  = é o número de Nusselt médio;

$Pr$  = é o número de Prandt;

$N_F$  = é o número de filas de tubos;

$Re_{D,máx}^m$  = é o número de Reynolds máximo.

Todas as propriedades, exceto  $Pr_s$ , são avaliadas na temperatura média aritmética entre as temperaturas do fluido na entrada e na saída, e  $C_1$  e  $m$  são valores tabelados (Bergman, 2019).

O coeficiente convectivo de transferência de calor médio para todo o banco de tubos, é calculado com a equação (10).

$$\overline{h}_D = \frac{\overline{Nu}_D \cdot k}{D} \quad (10)$$

Onde:

$\overline{h}_D$  = é o coeficiente convectivo médio [ $W/m^2K$ ];

$k$  = é a condutividade térmica do fluido [ $W/mK$ ];

$D$  = é o diâmetro do tubo [ $m$ ].

O arranjo é marcado pelos passos longitudinal  $S_L$  e transversal  $S_T$ , onde valores adequados foram estudados por Wilson e Bassiouny (2000), que desenvolveram um modelo matemático para simular os campos de fluxo laminar e turbulento dentro de bancos de tubos, onde concluíram que para o arranjo alternado é conveniente usar  $S_L/D \leq 1,5$  para reduzir o fator de atrito e aumentar Nusselt, e valores de  $S_T/D$  entre 1,5 e 1,75 considerando uma única fila de tubos com Reynolds entre 5000 e 100000.

### 2.6.4.2 Escoamento interno em tubos

Assim como no escoamento em banco de tubos, há grande dificuldade de se lidar teoricamente com o escoamento turbulento no interior de tubos. A maioria das correlações para coeficientes de atrito e de transferência de calor em escoamentos turbulentos é baseada em estudos experimentais (Çengel, 2009).

Uma das equações sugeridas por Çengel (2009) é conhecida como equação de Dittus-Boelter, mostrada na equação (11), válida para escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos (fluidodinâmica e termicamente) em um tubo circular liso.

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{0,3} \quad (11)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0,6 \lesssim Pr \lesssim 160 \\ Re_D \gtrsim 10^4 \\ \frac{L}{D} \gtrsim 10 \end{array} \right]$$

Para números de Reynolds menores, Çengel (2009) indica a equação de Gnielinski, mostrada na equação (12).

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (12)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0,5 \lesssim Pr \lesssim 2000 \\ 3 \times 10^3 \lesssim Re \lesssim 5 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Onde:

$f$  = é o fator de atrito de Darcy.

Todas as propriedades do fluido são avaliadas na temperatura média da massa de fluido.

## 2.7 PERDA DE CARGA

As perdas de carga, ou perdas de pressão, em aquecedores de ar recuperativos, no lado do gás ou do ar, surgem da resistência friccional ao fluxo, perdas por choque de entrada e saída e perdas nas curvas de retorno entre passagens de

fluxo. Em aquecedores de ar regenerativos, a principal causa é a resistência ao fluxo de fricção da superfície de aquecimento (Babcock & Wilcox, 2005).

É de grande interesse conhecer estes valores, uma vez que está diretamente relacionada com as exigências de potência do ventilador ou da bomba para manter o escoamento (Çengel, 2009).

A equação de Darcy-Weisbach é utilizada para calcular a perda de carga em regime de escoamento turbulento em tubos, e é mostrada na equação (13).

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{v^2}{2} \quad (13)$$

Onde:

$\Delta P$  = é a perda de carga [Pa];

$f$  = é o fator de atrito de Darcy.

Para a perda de carga do escoamento através de feixes tubulares, Bergman (2019) sugere a equação proposta por Zukauskas, mostrada na equação (14).

$$\Delta P = N_F X \left( \frac{\rho v_{max}^2}{2} \right) f \quad (14)$$

Onde:

$\Delta P$  = é a queda de pressão [Pa];

$N_F$  = é o número de filas de tubos;

$X$  = é o fator de correção (tabelado);

$\rho$  = é a densidade do fluido [ $kg/m^3$ ];

$v_{max}$  = é a velocidade máxima [ $m/s$ ].

Valores típicos de perda de carga em aquecedores de ar são de 0,5 a 1,7 kPa (50 a 170 mmca), conforme Babcock & Wilcox (2005).

### 3 MATERIAL E MÉTODOS

O objetivo deste trabalho é dimensionar um aquecedor de ar para um aquecedor de fluido térmico de uma indústria de processamento de proteína animal. O equipamento é composto basicamente pelo aquecedor, o queimador e a chaminé. Seus dados de placa estão dispostos na TABELA 1 a seguir.

TABELA 1 – DADOS DE PLACA DO AQUECEDOR DE FLUIDO TÉRMICO

<b>Dado</b>	<b>Valor</b>
Tipo	KH 40/15
Ano	2005
Pressão de trabalho máximo	10 kgf/cm <sup>2</sup>
Pressão de teste	21 kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatura de trabalho máximo	305 °C
Pressão de projeto	18 kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatura de projeto	350 °C
Capacidade	4.000.000 kcal/h
Fluxo mínimo	304 m <sup>3</sup> /h
Superfície de aquecimento	177,2 m <sup>2</sup>
Conteúdo	3,42 m <sup>3</sup>

FONTE: O autor (2024).

O queimador é responsável pelo fornecimento de energia ao aquecedor, realizando a combustão controlada de óleo de xisto. Os dados do queimador estão expostos na TABELA 2.

TABELA 2 – DADOS DE PLACA DO QUEIMADOR

<b>Dado</b>	<b>Valor</b>
Ano	2005
Potência	min. 1800 máx. 7265 kW
Vazão de combustível	min. 160 máx. 646 kg/h
Tensão da rede	380 V
Potência elétrica	18,64 kW

FONTE: O autor (2024).

Como ponto de partida, é necessário definir um tipo de aquecedor de ar dentre as opções citadas no capítulo 2.2, de forma a melhor adequar-se ao projeto. O aquecedor do tipo regenerativo rotativo não se mostra uma boa opção, devido a maior dificuldade de instalação em virtude das partes móveis, além da possibilidade de vazamento de fluxo, e dificuldade de aquisição, pois é geralmente empregado em grandes unidades. A melhor opção é um aquecedor do tipo recuperativo, de placas ou

de banco de tubos. O de placas, apesar de ser mais compacto, apresenta dificuldade de manutenção e limpeza, e por ter uma forma construtiva mais complexa, pode ser mais difícil sua aquisição.

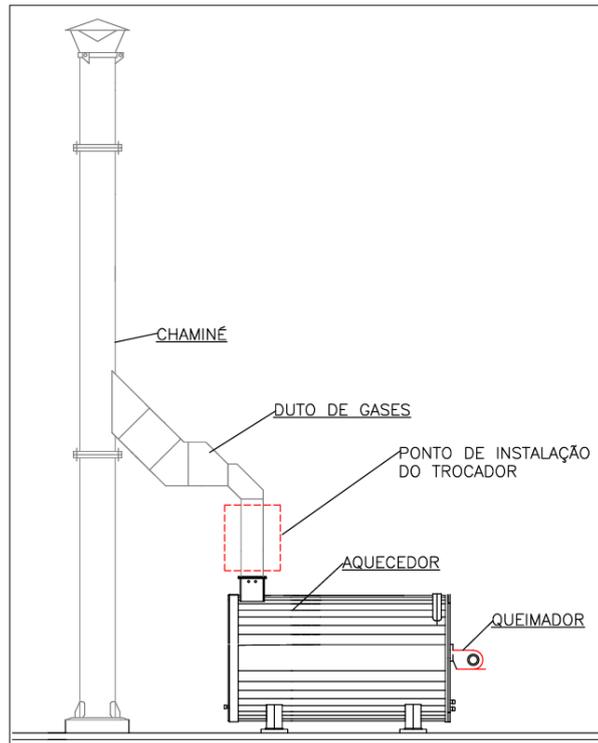
Diante disso, para este trabalho, será considerado um aquecedor de ar do tipo recuperativo, composto por um trocador de calor de banco de tubos, em aço carbono, com escoamento cruzado, arranjo desalinhado, gases quentes nos tubos, e ar fora dos tubos em fluxo cruzado misturado, ambos com passe único.

A escolha desta configuração foi baseada nas recomendações e arranjos típicos mais utilizados em caldeiras, citados no capítulo 2.2 por Babcock & Wilcox (2005), Bazzo (1995) e Pera (1990), que incluem:

- Aquecedores do tipo recuperativos são os mais utilizados em unidades de pequeno porte;
- Aquecedor do tipo banco de tubos possui boa resistência, é de construção simples e fácil manutenção;
- Geralmente os gases circulam verticalmente no interior dos tubos, pois tem maior potencial de incrustação, e podem ser escovados para remover o acúmulo de fuligem (FIGURA 4);
- O ar geralmente circula externamente aos tubos em fluxo cruzado horizontal, em um ou mais passes (FIGURA 4);
- O arranjo desalinhado é mais eficiente termicamente.

A localização do trocador de calor deverá ser no circuito de gases de exaustão, entre o aquecedor e a chaminé. O layout da instalação atual, e onde deverá ser instalado o trocador é mostrado na FIGURA 16.

FIGURA 16 – LAYOUT DA INSTALAÇÃO



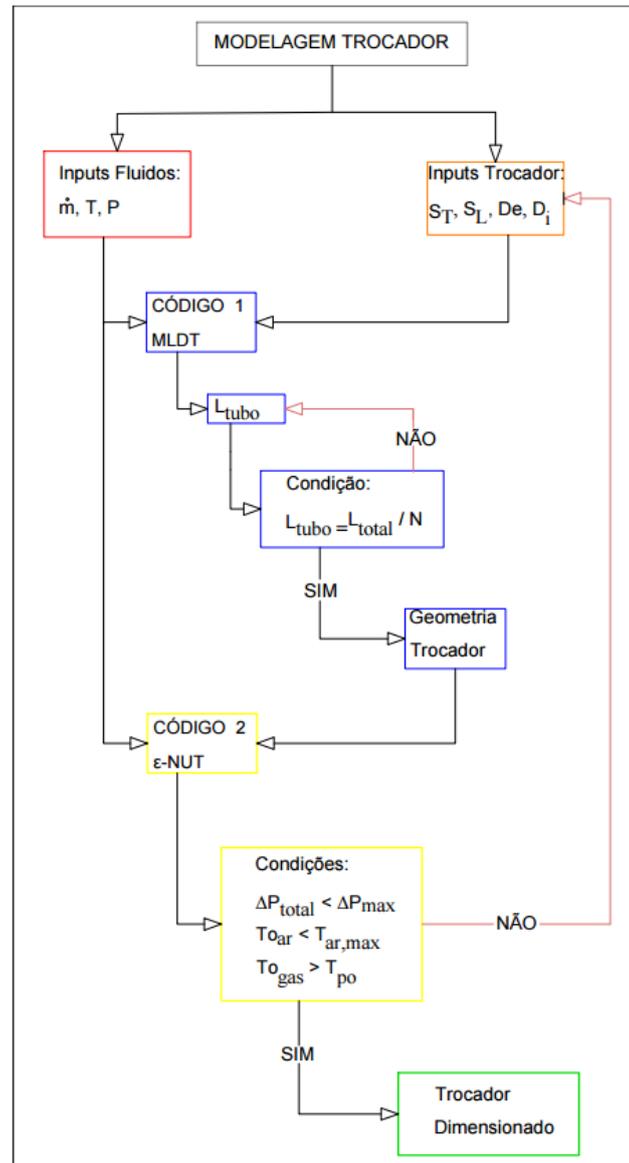
FONTE: O autor (2024)

Após a definição da configuração básica do aquecedor de ar, é necessário determinar suas dimensões. Para o trocador de calor de banco de tubos, é preciso definir o número total de tubos para suprir a área de troca térmica necessária, bem como o arranjo dos tubos, especificando a quantidade de filas e os distanciamentos longitudinal e transversal entre eles. A avaliação destes parâmetros é explicada nos tópicos a seguir.

### 3.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO DE AVALIAÇÃO

Para o dimensionamento do sistema, foram elaborados dois códigos computacionais no software EES, de forma a obter maior agilidade nos cálculos, e na análise dos parâmetros de influência. O primeiro código utiliza o método MLDT para determinar a geometria do trocador de calor. O segundo código utiliza o método  $\epsilon$ -NUT para realizar uma análise de desempenho do trocador dimensionado no primeiro código, em diferentes condições operacionais. Um fluxograma do processo de resolução é mostrado na FIGURA 17.

FIGURA 17 – FLUXOGRAMA DA MODELAGEM DO TROCADOR



FONTE: O autor (2024).

Os tópicos 3.2 e 3.3 a seguir descrevem com mais detalhes cada um dos códigos, que estão disponíveis no Apêndice 2. Todas as propriedades dos fluidos e materiais foram retiradas de bibliotecas internas do próprio software.

### 3.2 DETERMINAÇÃO GEOMÉTRICA DO TROCADOR DE CALOR

Será considerado a instalação do trocador com os tubos na vertical, logo acima do duto de saída de gases do aquecedor, pois assim, demanda o mínimo de alterações no sistema original.

Para a determinação geométrica do trocador de calor, foi elaborado um código computacional no software EES, utilizando como base o método MLDT, tendo em vista que são conhecidas as condições na entrada e na saída dos fluidos no trocador.

São inseridos no código os valores de entrada dispostos na TABELA 3, referentes as condições dos fluidos na entrada e saída do trocador, e os valores da TABELA 4, referentes as dimensões do trocador. O código realiza iterações, e devolve os valores das dimensões do trocador.

TABELA 3 – PARÂMETROS INICIAIS DOS FLUIDOS

Parâmetro	Gases	Ar
Temperatura de entrada	300 °C	25 °C
Temperatura de saída	-	100 °C
Vazão Mássica <sup>1</sup>	3,24 kg/s	3,06 kg/s
Pressão	101,3 kPa	101,3 kPa

FONTE: O autor (2024).

A temperatura de saída do ar foi limitada a 100°C devido as limitações mecânicas do queimador. Os dados de vazão foram obtidos de Zanelatto (2024). Com o intuito de encontrar a melhor configuração para o trocador, de forma a atender a demanda, e as restrições de dimensões e perda de carga, as dimensões de entrada para o código serão avaliadas em diferentes valores de diâmetros de tubos e razões de passos longitudinal e transversal, conforme TABELA 4.

TABELA 4 – INTERVALOS DE VARIAÇÃO DA GEOMETRIA DO TROCADOR

Parâmetro	Varição
Tubo schedule 5	3/4" a 3"
Razão de passo longitudinal $S_T/D_o$	1 a 1,8
Razão de passo transversal $S_T/D_o$	1,3 a 1,8

FONTE: O autor (2024).

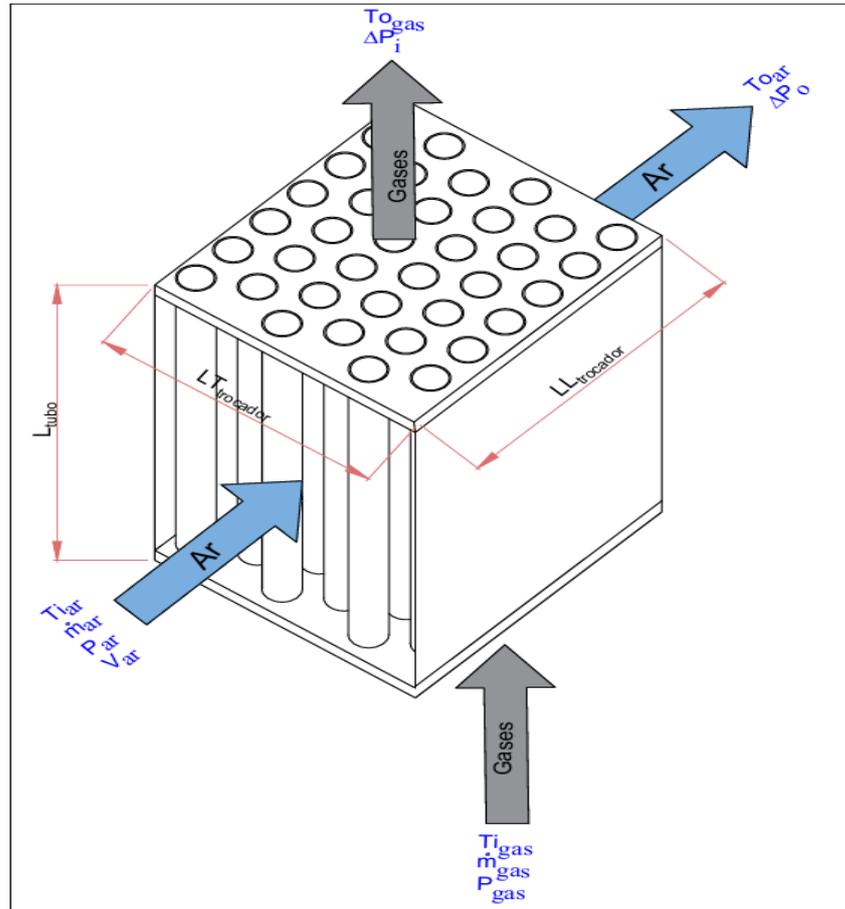
Para todas as configurações de tubo, foi considerado tubo padrão schedule 5 que possui dentro da própria biblioteca do EES, com espessura de parede de 1,65 mm. Os tubos foram escolhidos de forma a atender uma faixa de valores comuns para a aplicação conforme dados de Babcock & Wilcox (2005). As variações dos passos

<sup>1</sup> Dados obtidos de um trabalho realizado em paralelo por Zanelatto (2024).

longitudinais foram determinadas de acordo com as recomendações de Wilson e Bassiouny (2000).

A FIGURA 18 mostra um esboço da configuração escolhida, bem como as principais medidas e valores de entrada e saída para os cálculos.

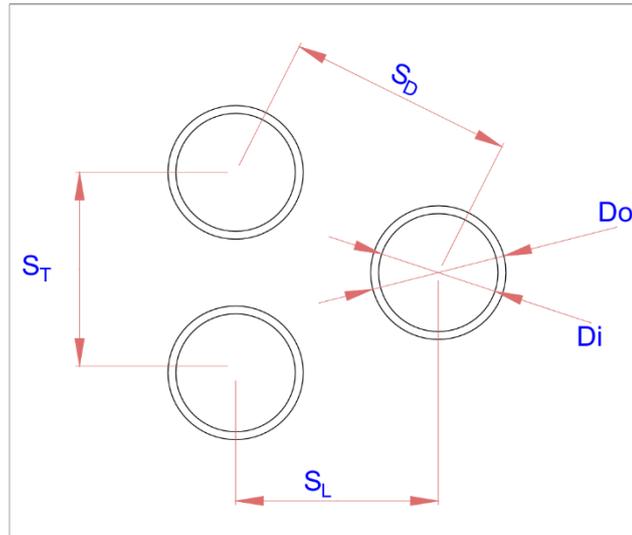
FIGURA 18 – ESBOÇO DA CONFIGURAÇÃO ADOTADA



FONTE: O autor (2024)

Um exemplo da célula unitária do trocador é mostrado na FIGURA 19, com a localização das medidas dos passos longitudinal e transversal, bem como os diâmetros interno e externo.

FIGURA 19 – CÉLULA UNITÁRIA DO TROCADOR



FONTE: O autor (2024)

O número total de tubos, foi concebido de forma a manter aproximadamente a área original dos dutos de exaustão, de forma a minimizar as perdas de carga no circuito de gases, não causando um grande estrangulamento na passagem. As equações de (15) a (18) a seguir descrevem as relações para o número de tubos do trocador.

$$N_x = \frac{A_{duto\ gas}}{A_{tubo}} \quad (15)$$

$$N_F = round(\sqrt{N_x} N_{F,x}) \quad (16)$$

$$N_T = round(\sqrt{N_x} (2 - N_{F,x})) \quad (17)$$

$$N = N_F N_T \quad (18)$$

Onde:

$N_x$  = é o número total de tubos aproximado;

$N_F$  = é o número de filas de tubos;

$N_T$  = é o número de tubos por fila;

$N$  = é o número total de tubos;

$N_{F,x}$  = é o fator de aumento do número de filas de tubos;

*round* = é uma função interna do EES para arredondamento de valores;

$A_{duto\ gas}$  = é a área do duto de gases [ $m^2$ ];

$A_{tubo}$  = é a área transversal de fluxo do tubo [ $m^2$ ].

As medidas das laterais do trocador são calculadas com as equações (19) e (20) a seguir.

$$LT_{trocador} = N_T S_T + \left(\frac{S_T}{2}\right) \quad (19)$$

$$LL_{trocador} = N_F S_L \quad (20)$$

Onde:

$LT_{trocador}$  = é a medida da lateral do trocador transversal ao fluxo de ar [ $m$ ];

$LL_{trocador}$  = é a medida da lateral do trocador longitudinal ao fluxo de ar [ $m$ ];

$S_T$  = é o passo transversal dos tubos [ $m$ ];

$S_L$  = é o passo longitudinal dos tubos [ $m$ ].

A área da face de entrada do ar no trocador, perpendicular aos tubos, é calculada com equação (21), sendo o comprimento de cada tubo multiplicado pela lateral transversal do trocador. Este parâmetro influencia diretamente na velocidade de entrada do ar no banco de tubos.

$$A_{face,ar} = L_{tubo} LT_{trocador} \quad (21)$$

Onde:

$A_{face,ar}$  = é a área da face de entrada de ar no trocador [ $m^2$ ];

$L_{tubo}$  = é o comprimento de cada tubo [ $m$ ].

Os comprimentos dos tubos são definidos pelas equações (22) e (23) a seguir.

$$L_{total} = L_{tubo} N \quad (22)$$

$$A_i = \pi D_i L_{total} \quad (23)$$

Onde:

$A_i$  = é a área total de troca térmica interna dos tubos [ $m^2$ ].

$L_{total}$  = é o comprimento total de tubos do trocador [ $m$ ].

Para mensurar a área total de troca térmica necessária, utiliza-se as equações de (24) a (27) a seguir. A taxa total de transferência de calor entre o ar e os gases de exaustão foi calculada admitindo operação em regime permanente, calores específicos constantes, considerando desprezível a transferência de calor entre o trocador e a vizinhança, assim como as mudanças nas energias potencial e cinética, e os fluidos não passam por mudança de fase. Os calores específicos são avaliados na temperatura média dos fluidos. Para os gases, o calor específico foi aproximado pelo do ar, o que se mostra uma boa aproximação, visto que outros trabalhos também utilizaram este recurso, como o de Santos (2013).

$$Q = \dot{m}_{ar} c_{p,ar} (T_{o,ar} - T_{i,ar}) \quad (24)$$

$$T_{o,gas} = \frac{\dot{m}_{gas} c_{p,gas}}{Q} + T_{i,gas} \quad (25)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{i,gas} - T_{o,ar}) - (T_{o,gas} - T_{i,ar})}{\ln\left(\frac{T_{i,gas} - T_{o,ar}}{T_{o,gas} - T_{i,ar}}\right)} \quad (26)$$

$$Q = U_i A_i \Delta T_{ml} \quad (27)$$

Onde:

$Q$  = é a taxa de transferência de calor [ $W$ ];

$\dot{m}_{ar}$  = é a vazão mássica do ar [ $kg/s$ ];

$\dot{m}_{gas}$  = é a vazão mássica dos gases [ $kg/s$ ];

$c_{p,ar}$  = é o calor específico do ar [ $kJ/kg \cdot K$ ];

$c_{p,gas}$  = é o calor específico dos gases [ $kJ/kg \cdot K$ ];

$T_{i,ar}$  = é a temperatura de entrada do ar [ $^{\circ}C$ ];

$T_{i,gas}$  = é a temperatura de entrada dos gases [ $^{\circ}C$ ];

$T_{o,ar}$  = é a temperatura de saída do ar [ $^{\circ}C$ ];

$T_{o,gas}$  = é a temperatura de saída dos gases [ $^{\circ}C$ ];

$U_i$  = é o coeficiente global de transferência de calor referido a superfície interna dos tubos [ $W/m^2K$ ];

$\Delta T_{ml}$  = é a média logarítmica das diferenças de temperaturas [ $^{\circ}C$ ].

O coeficiente global de transferência de calor referido a área interna dos tubos, é definido pela equação (28).

$$\frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L_{tubo}} + \frac{R''_{d,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (28)$$

Onde:

$A_o$  = é a área total de troca térmica externa dos tubos [ $m^2$ ].

$h_i$  = é o coeficiente convectivo interno aos tubos [ $W/m^2K$ ];

$h_o$  = é o coeficiente convectivo externo aos tubos [ $W/m^2K$ ];

$D_i$  = é o diâmetro interno do tubo [ $m$ ];

$D_o$  = é o diâmetro externo do tubo [ $m$ ];

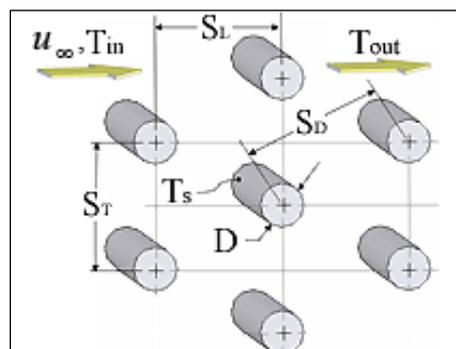
$R''_{d,i}$  = é o fator de incrustação interno aos tubos [ $m^2K/W$ ];

$R''_{d,o}$  = é o fator de incrustação externo aos tubos [ $m^2K/W$ ];

$k$  = é a condutividade térmica do material da parede do tubo [ $W/mK$ ].

Para o cálculo dos coeficientes convectivos do fluxo de ar externo ao banco de tubos e o fluxo de gases interno aos tubos, foram utilizados procedimentos internos do software EES, próprios para esta finalidade, representados pelas equações (29) e (30). Sendo os valores de entrada e saída separados por dois pontos respectivamente.

FIGURA 20 – ESCOAMENTO EXTERNO EM BANCO DE TUBOS



FONTE: EES (2024).

$$\text{Call External\_Flow\_Staggered\_Bank}('Air'; T_{i_{ar}}; T_{o_{ar}}; T_s; P_{ar}; V_{inf}; N_F; D_o; S_T; S_L; h_o; \Delta P_o; Nu_o; Re_o) \quad (29)$$

Onde:

$T_s$  = é a temperatura da parede do tubo [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$P_{ar}$  = é a pressão do ar [kPa];

$V_{inf}$  = é a velocidade do ar a montante do trocador [m/s];

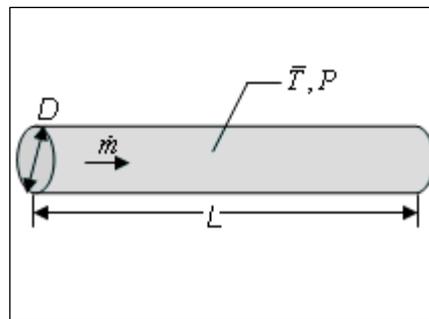
$\Delta P_o$  = é a perda de pressão do escoamento externo [Pa];

$Nu_o$  = é o número de Nusselt externo;

$Re_o$  = é o número de Reynolds externo.

Para o escoamento interno, foi considerado o fluido ar, como aproximação para os gases.

FIGURA 21 – ESCOAMENTO INTERNO EM TUBO



FONTE: EES (2024).

$$\text{call PipeFlow}('Air'; T_{med,gas}; P_{gas}; \dot{m}_{tubo}; D_i; L_{tubo}; RelRough; h_i; \Delta P_i; Nu_i; f; Re_i) \quad (30)$$

Onde:

$T_{med,gas}$  = é a temperatura média dos gases no interior do tubo [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$P_{gas}$  = é a pressão dos gases [kPa];

$\dot{m}_{tubo}$  = é a vazão mássica dos gases no interior do tubo [kg/s];

$RelRough$  = é a rugosidade relativa do tubo;

$\Delta P_i$  = é a perda de pressão do escoamento interno [Pa];

$Nu_i$  = é o número de Nusselt interno;

$f$  = é o fator de atrito;

$Re_i$  = é o número de Reynolds interno.

A partir destas equações, o código EES realiza iterações para chegar em um valor de comprimento do tubo que satisfaça a área de troca de calor necessária para atingir a troca térmica estipulada.

### 3.3 AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DO TROCADOR DE CALOR

Uma avaliação de desempenho se mostra necessária, uma vez que a operação cotidiana do equipamento no processo em que está inserido é caracterizada por grandes oscilações no seu regime de funcionamento, a depender da demanda do processo fabril. O sistema de automação do aquecedor regula a vazão de entrada de ar e combustível, de forma a manter a temperatura do fluido térmico dentro dos limites estabelecidos. Com isso, a vazão de ar e gases oscilam, assim como também a temperatura dos gases de saída.

Para a avaliação do desempenho do trocador de calor, foi elaborado um código computacional no software EES, utilizando como base o método  $\epsilon$ -NUT, tendo em vista que neste caso, não são conhecidas as condições dos fluidos na saída do trocador. São inseridos neste código, as dimensões do trocador estipuladas na primeira etapa, pelo método MLTD, bem como os valores de entrada dos fluidos, com exceção aos valores de entrada da temperatura e vazão dos gases, que serão avaliados nos intervalos propostos na TABELA 5 a seguir.

TABELA 5 – INTERVALOS DE VARIAÇÃO DOS FLUIDOS NA ENTRADA DO TROCADOR

Texto	Texto
Temperatura de entrada dos gases	250, 300, 350 e 400 °C
Vazão Mássica gases	0,5 a 4 kg/s

FONTE: O autor (2024).

Para a montagem do código EES, foi considerado que a razão ar/combustível é mantida constante, então a vazão mássica do ar será sempre 5,56% menor que a vazão mássica dos gases, de forma a manter a proporção dos valores das vazões mássicas da TABELA 3.

Primeiramente são calculadas as taxas de capacidade térmica do ar e dos gases, com as equações (31) e (32). Novamente, o calor específico dos gases foi aproximado pelo do ar.

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} c_{p,ar} \quad (31)$$

$$C_{gas} = \dot{m}_{gas} c_{p,gas} \quad (32)$$

Onde:

$C_{ar}$  = é a taxa de capacidade térmica do ar [W/K];

$C_{gas}$  = é a taxa de capacidade térmica dos gases [W/K];

O NUT é calculado com a equação (33), utilizando a área de troca já calculada no método MLDT, e a menor taxa de capacidade calorífica sendo a  $C_{ar}$ , já que a vazão mássica do ar será sempre menor que a do gás, e  $c_{p,ar}$  também menor devido a temperatura média do ar também ser menor que a do gás durante toda a análise.

$$NUT = \frac{U_i A_i}{C_{ar}} \quad (33)$$

Onde:

$NTU$  = é o número de unidades de transferência.

A efetividade foi obtida de um procedimento interno do EES para escoamento cruzado com um fluido misturado e outro não misturado, e está exemplificado na equação (34).

$$\varepsilon = HX('crossflow\_one\_unmixed'; NTU; C_{gas}; C_{ar}; 'epsilon') \quad (34)$$

Onde:

$\varepsilon$  = é a efetividade do trocador.

As taxas de transferência de calor foram calculadas com as equações (35) e (36).

$$Q_{max} = C_{ar} (T_{i,gas} - T_{i,ar}) \quad (35)$$

$$Q_{real} = \varepsilon Q_{max} \quad (36)$$

Onde:

$Q_{max}$  = é a taxa de transferência de calor máxima possível [W];

$Q_{real}$  = é a taxa de transferência de calor real [W];

As temperaturas de saída do ar e dos gases são então estimadas com as equações (37) e (38).

$$T_{o,ar} = \frac{\dot{m}_{ar} c_{p,ar}}{Q_{real}} + T_{i,ar} \quad (37)$$

$$T_{o,gas} = \frac{\dot{m}_{gas} c_{p,gas}}{Q_{real}} + T_{i,gas} \quad (38)$$

### 3.3.1 Perda de carga total

Na primeira parte, no código 1, são avaliadas apenas as perdas de carga no trocador, tanto no lado ar, quanto no lado gás. No código 2 é avaliada a perda de carga total, incluindo o trocador, os dutos de ar até o queimador e a depressão da chaminé.

Conforme Bazzo (1995) as chaminés auxiliam no processo de tiragem dos gases, pois geram uma depressão devido a diferença de densidade entre os gases quentes em seu interior e o ar ambiente. Com o trocador de calor, a depressão gerada pela chaminé tende a diminuir, devido a menor temperatura de saída dos gases, e a diferença entre a depressão sem o trocador e com o trocador será contabilizada na perda de carga total e é calculada com a equação (39).

$$\Delta P_{ch} = H_u ((\rho_{i,ar} - \rho_{i,gas}) - (\rho_{i,ar} - \rho_{o,gas}))g \quad (39)$$

Onde:

$\Delta P_{ch}$  = é a perda de carga na chaminé [Pa];

$H_u$  = é a altura da chaminé [m];

$\rho_{i,ar}$  = é a densidade do ar na temperatura ambiente [ $kg/m^3$ ];

$\rho_{i,gas}$  = é a densidade dos gases na temperatura de entrada [ $kg/m^3$ ];

$\rho_{o,gas}$  = é a densidade dos gases na temperatura de saída [ $kg/m^3$ ];

$g$  = é a aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ].

As perdas localizadas nos acessórios são calculadas pelo método do fator K com a equação (40) para cada acessório. O fator K é obtido da biblioteca interna do EES.

$$\Delta P_l = k \rho \frac{V^2}{2} \quad (40)$$

Onde:

$\Delta P_l$  = é a perda de carga localizada em cada acessório [Pa];

$k$  = é o coeficiente de perda de carga para cada acessório;

$\rho$  = é a densidade do ar ou gases no trecho avaliado [ $kg/m^3$ ];

$V^2$  = é a velocidade do ar ou gases no trecho avaliado [ $m/s$ ].

A perda de carga distribuída é calculada com a equação (41) de Darcy-Weisbach, com o fator de atrito estimado pela equação (42) de Colebrook-White. Filho (2015) indica a utilização de um diâmetro equivalente em instalações de ventilação com dutos não circulares, calculado com a fórmula de Huebscher, representado na equação (43).

$$\Delta P_d = f \rho_{o,ar} \frac{L_{duto}}{D_{eq}} \frac{V_{ar}^2}{2} \quad (41)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[ \frac{\varepsilon_{duto}/D_{eq}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (42)$$

$$D_{eq} = 1,3 \frac{(a b)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}} \quad (43)$$

Onde:

$\Delta P_d$  = é a perda de carga distribuída ao longo do duto [Pa];

$f$  = é o fator de atrito;

$L_{duto}$  = é o comprimento total do duto de ar [m];

$D_{eq}$  = é o diâmetro equivalente do duto [m];

$V_{ar}$  = é a velocidade do ar ao longo do duto [m/s];

$\varepsilon_{duto}$  = é a rugosidade do duto [m];

$Re$  = é o número de Reynolds para o escoamento no duto.

A potência exigida pelo ventilador é então calculada com a equação (44), onde é calculada trecho a trecho devido a mudança de densidade dos fluidos, e somada ao final.

$$P_w = \sum \left( \Delta P \frac{\dot{m}}{\rho} \right) \quad (44)$$

Onde:

$P_w$  = é a potência exigida pelo ventilador [W];

$\Delta P$  = é a perda de carga em cada trecho [Pa];

$\dot{m}$  = é a vazão mássica do ar ou gases [kg/s];

$\rho$  = é a densidade do ar ou gases no trecho avaliado [kg/m<sup>3</sup>];

### 3.3.2 Valores limites para o teste de desempenho do trocador de calor

Para definir as condições de teste do desempenho do trocador, foram estabelecidos limites para algumas variáveis de interesse, como perda de carga, e temperaturas de saída do ar e gases. Os valores limites assumidos para este trabalho encontram-se na TABELA 6 a seguir.

TABELA 6 – VALORES LIMITES PARA O TESTE DE DESEMPENHO DO TROCADOR DE CALOR

PARÂMETRO	VALORES
Perda de carga máxima [kPa]	≤ 1,5 kPa
Temperatura máxima de saída do ar [°C]	≤ 130 °C
Temperatura mínima de saída dos gases [°C]	≥ 150 °C

FONTE: O autor (2024).

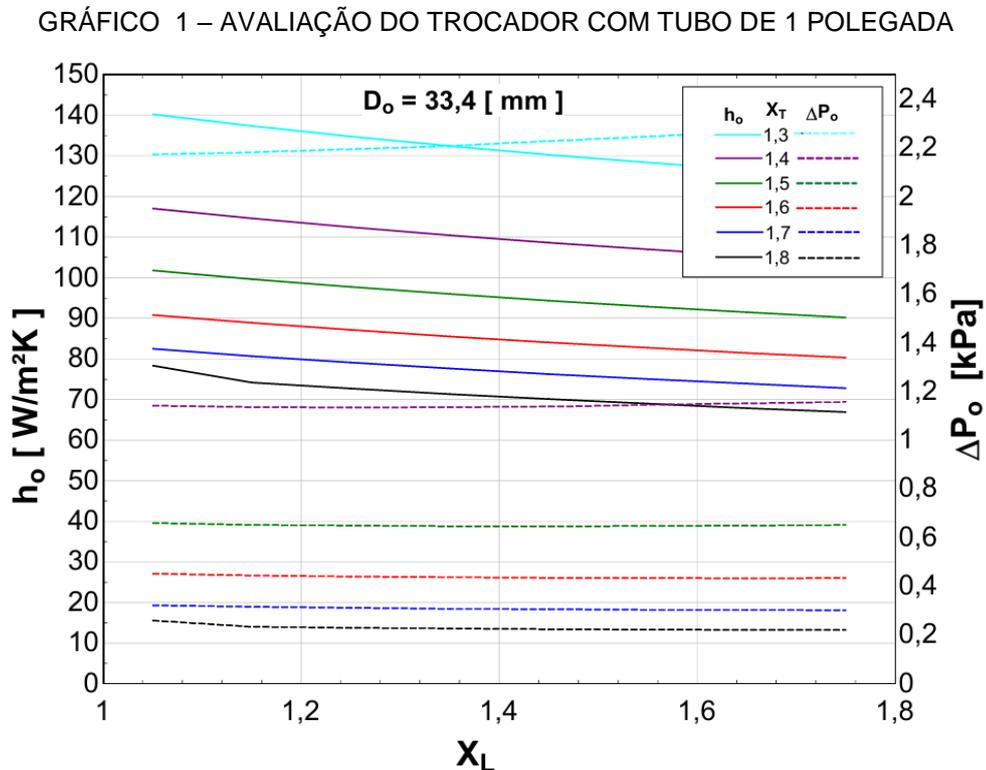
O valor da limite da perda de carga foi definido de acordo com os valores típicos para aquecedores de ar conforme citado por Babcock & Wilcox (2005), que varia de 0,5 a 1,7 kPa (50 a 170 mmca). O valor limite para a temperatura de saída do ar foi definida com base nas limitações do queimador, o qual não foi projetado para altas temperaturas. O valor limite da temperatura de saída dos gases é baseado na temperatura do ponto de orvalho, onde, conforme Babcock & Wilcox (2005), é recomendado manter valores acima de 149°C, para minimizar os efeitos de corrosão do metal.

## 4 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Nesta seção são descritos e discutidos os resultados de cada etapa da avaliação, desde a definição da geometria do trocador, avaliação de desempenho, até chegar à configuração final adotada para o sistema.

### 4.1 RESULTADOS DA CARCTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO TROCADOR

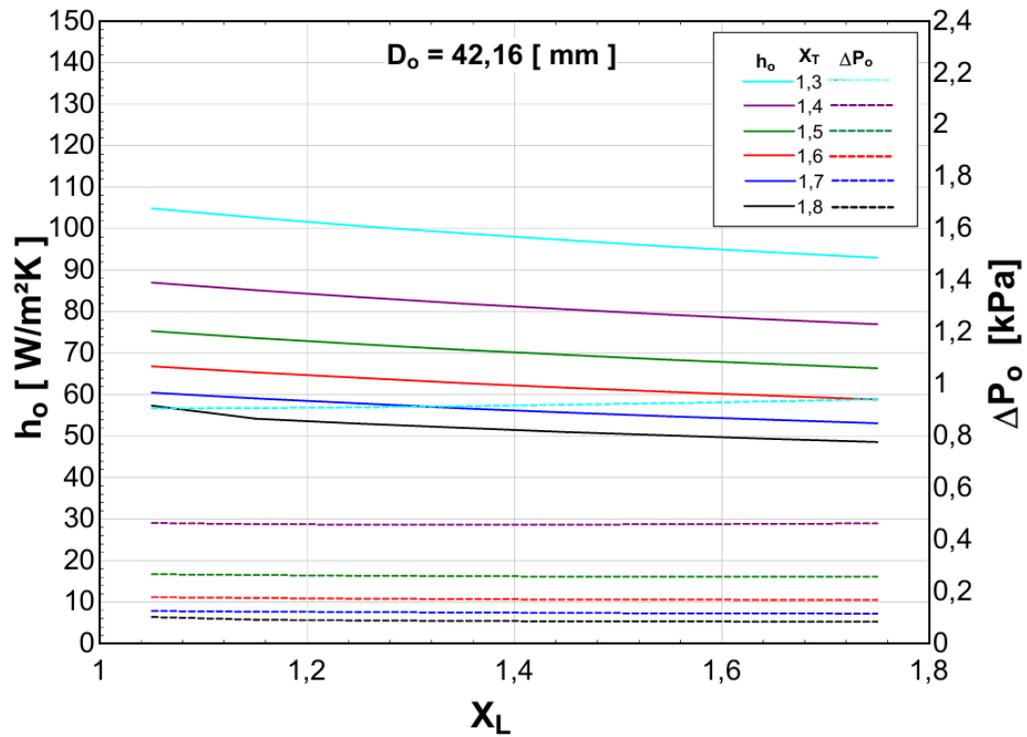
Foram avaliados os efeitos do distanciamento entre tubos no coeficiente convectivo e na perda de carga para o escoamento externo ao banco de tubos. Para esta análise, os tubos testados foram de 1, 1.1/4 e 1.1/2 polegadas, e os resultados são apresentados nos GRÁFICOS 1, 2 e 3 a seguir. Sendo  $X_T = S_T/D_o$  e  $X_L = S_L/D_o$ , que são as razões de passo longitudinal e transversal, e  $h_o$  e  $\Delta P_o$  são o coeficiente convectivo e a perda de carga do escoamento externo respectivamente. No GRÁFICO 1 são apresentados os resultados para o tubo de 1 polegada.



FONTE: O autor (2024).

O GRÁFICO 2 apresenta os resultados para o tubo de 1.1/4 de polegada.

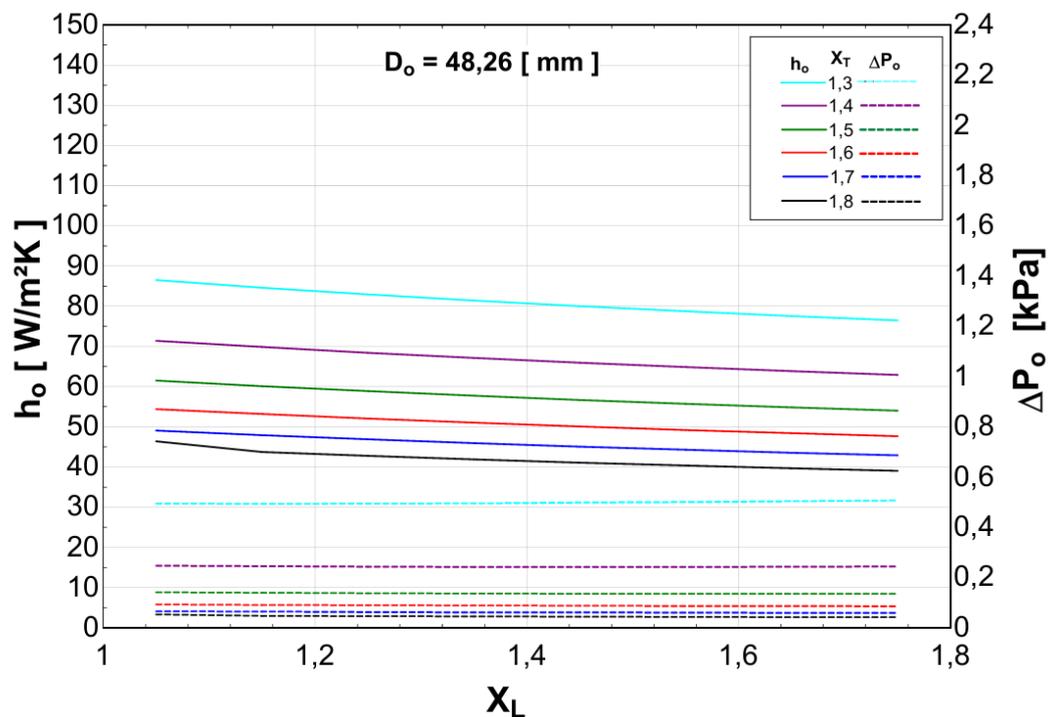
GRÁFICO 2 – AVALIAÇÃO DO TROCADOR COM TUBO DE 1.1/4 DE POLEGADA



FONTE: O autor (2024).

No GRÁFICO 3 são apresentados os resultados para o tubo de 1.1/2 polegada.

GRÁFICO 3 – AVALIAÇÃO DO TROCADOR COM TUBO DE 1.1/2 POLEGADA



FONTE: O autor (2024).

A partir da análise dos GRÁFICOS 1, 2 e 3, é possível perceber que o coeficiente convectivo externo,  $h_o$ , aumenta com a diminuição dos passos, tanto longitudinal, quanto transversal. A perda de carga praticamente não sofre alteração com a variação do passo longitudinal, sendo mais fortemente influenciada pelo passo transversal. Tanto  $h_o$ , quanto  $\Delta P_o$ , aumentam mais expressivamente em valores de  $X_T < 1,5$ .

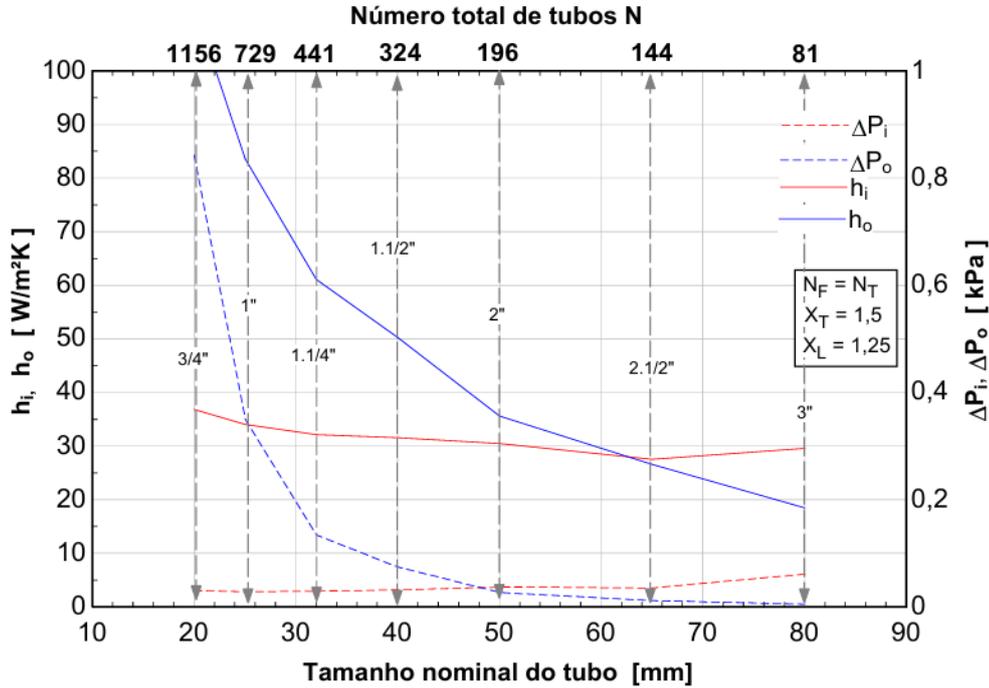
Apesar do maior ganho em  $h_o$  nos valores de  $X_T < 1,5$ , o aumento em  $\Delta P_o$  é ainda mais expressivo. Comparando nos GRÁFICOS 1, 2 e 3 as curvas de  $X_T = 1,5$  e  $X_T = 1,4$ , enquanto  $h_o$  aumenta cerca de 10%,  $\Delta P_o$  aumenta aproximadamente 70%. Esses resultados estão de acordo com as recomendações de Wilson e Bassiouny (2000), que indicam utilizar  $1,5 < X_T < 1,75$  e  $X_L < 1,5$  para diminuir o fator de atrito e aumentar o Nusselt. Babcock & Wilcox (2005), não indicam utilizar  $X_L < 1,25$ , pois pode reduzir a transferência de calor em até 30%, e  $X_L > 1,25$  aumenta a resistência do fluxo de gás e a profundidade do banco de tubos.

Com base nas análises, será definido para o trocador de calor razões de passo  $X_T = 1,5$  e  $X_L = 1,25$ , pois mostram ser as melhores opções para aumentar a transferência de calor e minimizar as perdas.

Com relação ao diâmetro do tubo, na comparação entre os GRÁFICOS 1, 2 e 3, verifica-se um aumento no valor de  $h_o$  com a diminuição do diâmetro. Esse aumento é devido ao número de tubos aumentar com a diminuição do diâmetro do tubo, conforme a equação (15),  $N_x = A_{duto\ gas}/A_{tubo}$ , que foi estabelecida para manter a área original de passagem de gases sem grandes alterações e assim diminuir as perdas de carga no circuito de gases. Com o aumento no número de tubos, o comprimento do tubo diminui, conforme a equação (22),  $L_{tubo} = L_{total}/N$ , e a área da face de entrada do ar no trocador também diminui pela equação (21),  $A_{face,ar} = L_{tubo}LT_{trocador}$ , o que provoca um aumento na velocidade do ar, e conseqüentemente aumenta  $h_o$ .

O GRÁFICO 4 apresenta os valores dos coeficientes convectivos e perdas de carga do escoamento interno e externo do trocador avaliados em tamanhos de tubos comerciais de 3/4 até 3 polegadas, com razões de passo longitudinal e transversal  $X_L = 1,25$  e  $X_T = 1,5$ , e número de filas de tubos iguais ao número de tubos por fila,  $N_F = N_T$ . As setas tracejadas indicam o número total de tubos para cada tamanho de tubo avaliado, e os valores correspondentes em polegadas estão indicados em cada seta.

GRÁFICO 4 – VARIAÇÃO DOS COEFICIENTES CONVECTIVOS E PERDA DE CARGA COM DIFERENTES TAMANHOS DE TUBOS



FONTE: O autor (2024).

Como observa-se no GRÁFICO 4,  $h_i$  e  $\Delta P_i$ , sofrem pouca variação em relação a  $h_o$ , e  $\Delta P_o$  com a mudança no diâmetro do tubo. Como o número de tubos aumenta com a diminuição do diâmetro (equação (15)), a vazão mássica de gases é dividida entre o número total de tubos, mantendo a velocidade e o Reynolds no interior de cada tubo praticamente constantes. Com isso, o coeficiente convectivo interno,  $h_i$ , sofre pequenas alterações em qualquer configuração de tubo. Os tubos de 1.1/4 até 2 polegadas apresentam ser a melhor opção para maximizar a transferência de calor sem elevar muito as perdas de carga.

Com base nas análises, será definido para o trocador de calor tubos schedule 5, de 1.1/4 de polegada, com diâmetro interno de 38,86 mm e espessura de parede de 1,65 mm. Estes valores estão de acordo com Babcock & Wilcox (2005), onde segundo os autores, os tubos de aquecedores de ar de caldeiras variam de 38 a 102 mm de diâmetro e possuem parede de espessuras 1,24 a 3,05 mm.

Foi verificado o efeito do aumento do número de filas de tubos no trocador. Para esta análise, foi gradualmente aumentado o número de filas  $N_F$ , e diminuído o número de tubos por fila  $N_T$ , de forma a obter diferentes combinações. Foi considerado

o trocador com as razões de passo  $X_L = 1,25$  e  $X_T = 1,5$ , e com tubos de 1.1/4 de polegada definidos anteriormente. Os resultados são apresentados na TABELA 7.

TABELA 7 – EFEITO DO NÚMERO DE FILAS DE TUBOS NAS PERDAS DE CARGA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO TROCADOR

$N_F$	$N_T$	$N$	$\Delta P_i$ [kPa]	$\Delta P_o$ [kPa]	$h_i$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_o$ [W/m <sup>2</sup> K]	$U_i$ [W/m <sup>2</sup> K]
21	21	441	0,0290	0,1340	32,15	61,06	20,77
22	20	440	0,0290	0,1563	32,24	63,22	21,03
23	19	437	0,2917	0,1811	32,45	65,46	21,34
24	18	432	0,0296	0,2094	32,79	67,79	21,71
25	17	425	0,0303	0,2418	33,27	70,25	22,15
26	16	416	0,0314	0,2790	33,9	72,84	22,67
27	15	405	0,0330	0,3217	34,69	75,59	23,27
28	14	392	0,0351	0,3711	35,68	78,54	23,97
29	13	377	0,0378	0,4320	36,89	81,71	24,79
30	12	360	0,0413	0,5051	38,37	85,15	25,74

FONTE: O autor (2024).

Verifica-se na TABELA 7 que o aumento em  $N_F$  implica em aumento nos coeficientes convectivos, e conseqüentemente no coeficiente global de transferência de calor  $U_i$ . Com a conseqüente diminuição no número total de tubos,  $h_i$  sofre um leve aumento, e  $\Delta P_i$ , apesar de também aumentar, ainda permanece com baixos valores.

É evidente que diminuir o número total de tubos é uma excelente opção para aumentar  $h_i$ , e conseqüentemente  $U_i$ . No entanto, isso provoca uma diminuição na área de escoamento dos gases, e aumenta  $\Delta P_i$ . Um dos objetivos deste trabalho é gerar o mínimo de alterações na configuração original do equipamento, e por este motivo, é preferível que as maiores perdas de carga prevaleçam no circuito de ar, pois podem ser mais facilmente corrigidas através da instalação de um ventilador para insuflar ar através do banco de tubos até o ponto de aspiração do queimador. Maia Júnior e Mazza (2002), e Pizzutti (2021), também se preocuparam em seus trabalhos em manter as perdas de carga no circuito de gases a valores mínimos.

Manter as perdas de carga no circuito de gases a valores mínimos, torna-se um fator de segurança, pois caso haja necessidade de desativar o sistema de pré-aquecimento do ar, o aquecedor ainda pode operar em condições próximas as de originalidade, mesmo com o trocador ainda acoplado ao circuito de gases.

Além das considerações quanto a transferência de calor e perdas de carga, para definir a configuração mais adequada, é necessário verificar as dimensões do trocador de calor, de forma a melhor adequar-se ao local de instalação. A TABELA 8 apresenta as variações das dimensões do trocador de calor avaliadas em diferentes

configurações de  $N_F$  e  $N_T$ . A localização das dimensões pode ser visualizada na FIGURA 18.

TABELA 8 – EFEITOS DO NÚMERO DE FILAS DE TUBOS NAS DIMENSÕES DO TROCADOR

$N_F$	$N_T$	$N$	$L_{tubo}$ [m]	$LL_{trocador}$ [m]	$LT_{trocador}$ [m]	$A_i$ [m <sup>2</sup> ]
21	21	441	1,04	1,107	1,36	55,98
22	20	440	1,029	1,16	1,297	55,28
23	19	437	1,021	1,212	1,233	54,47
24	18	432	1,015	1,265	1,17	53,53
25	17	425	1,011	1,318	1,107	52,47
26	16	416	1,01	1,37	1,044	51,28
27	15	405	1,01	1,423	0,9803	49,96
28	14	392	1,013	1,476	0,9171	48,5
29	13	377	1,019	1,528	0,8538	46,9
30	12	360	1,027	1,581	0,7906	45,16

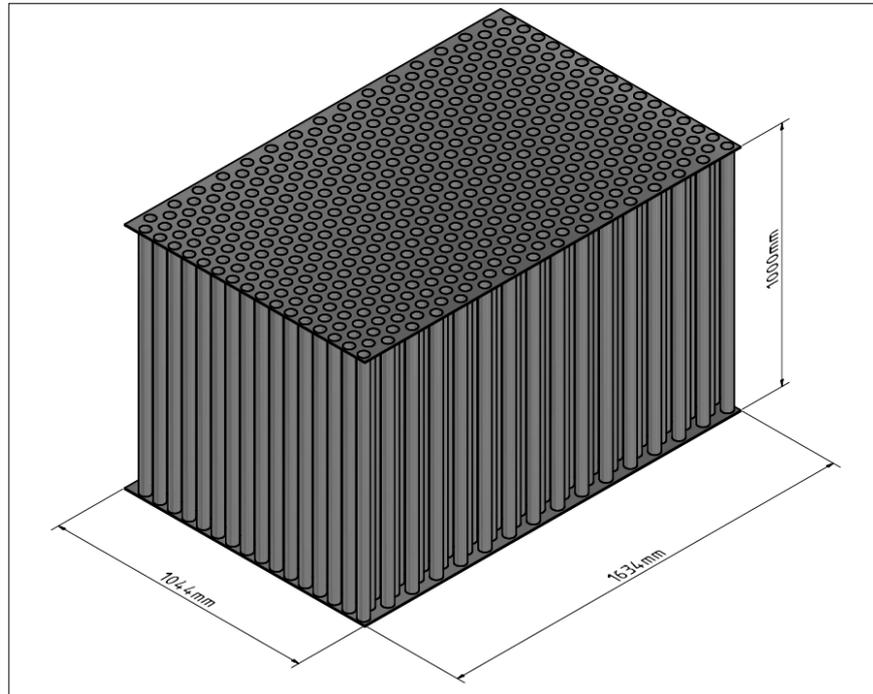
FONTE: O autor (2024).

Com base nos valores da TABELA 8, verifica-se que o comprimento longitudinal do trocador,  $LL_{trocador}$ , aumenta, devido ao respectivo aumento em  $N_F$ , enquanto  $LT_{trocador}$ , diminui devido à redução de  $N_T$ . A área de troca térmica necessária,  $A_i$ , decai com o aumento em  $N_F$ , devido ao respectivo aumento em  $U_i$ . O comprimento do tubo sofre poucas alterações, permanecendo com valor próximo a 1 m.

Baseando-se nos valores das TABELAS 7 e 8, será tomado como base para a configuração do trocador de calor a configuração de  $N_F = 28$  e  $N_T = 14$ , acrescida de um fator de segurança de 25% na área total de troca de calor  $A_i$ , de modo a amenizar as incertezas dos cálculos iniciais. Conforme Kuppan (2013), esse fator de segurança varia de 15 a 100%.

A configuração final é composta por  $N_F = 31$ ,  $N_T = 16$  e  $N = 496$  tubos, com razões de passo  $X_L = 1,25$  e  $X_T = 1,5$ , e com tubos de 1.1/4 de polegada. O comprimento do tubo será considerado 1 m, para padronizar a medida, o que facilita a aquisição ou fabricação do equipamento. A FIGURA 22 a seguir mostra um esboço tridimensional trocador adotado.

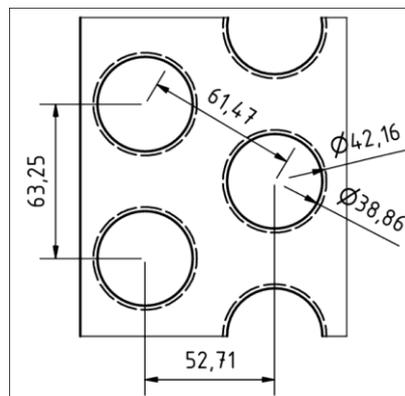
FIGURA 22 – CONFIGURAÇÃO DO TROCADOR ADOTADO



FONTE: O autor (2024).

O duto de saída de gases do aquecedor tem dimensões 0,5 x 1 m, que são menores que as dimensões do trocador na FIGURA 22, e logo será necessário expandir o duto de entrada de gases, e contrair o duto de saída. No entanto, esta configuração adequa-se bem ao local, uma vez que a maior dimensão do trocador ficará alinhada a maior dimensão do duto. A FIGURA 23 mostra a célula unitária do trocador com a localização das medidas dos passos longitudinal, transversal e diagonal, bem como os diâmetros interno e externo.

FIGURA 23 – CÉLULA UNITÁRIA DO TROCADOR ADOTADO



FONTE: O autor (2024).

A TABELA 8 a seguir mostra os principais valores obtidos nos cálculos para o trocador selecionado, e o código EES completo juntamente com os resultados encontram-se no Apêndice 2.

TABELA 9 – RESULTADOS OBTIDOS PARA O TROCADOR SELECIONADO

VARIÁVEL	DESCRIÇÃO	VALOR
$T_{i_{ar}}$	Temperatura de entrada do ar no trocador	25 °C
$T_{i_{gas}}$	Temperatura de entrada dos gases no trocador	300 °C
$T_{o_{ar}}$	Temperatura de saída do ar do trocador	100 °C
$T_{o_{gas}}$	Temperatura de saída dos gases do trocador	228,1 °C
$P_{ar}$	Pressão de entrada do ar no trocador	101,3 kPa
$P_{gas}$	Pressão de entrada dos gases no trocador	101,3 kPa
$\dot{m}_{gas}$	Vazão mássica dos gases	3,24 kg/s
$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica do ar	3,06 kg/s
$D_o$	Diâmetro externo do tubo	0,04216 m
$D_i$	Diâmetro interno do tubo	0,03886 m
$S_T$	Passo longitudinal dos tubos	0,05271 m
$S_L$	Passo transversal dos tubos	0,06325 m
$N$	Número total de tubos	496
$N_F$	Número de filas de tubos	31
$N_T$	Número de tubos por fila	16
$L_{tubo}$	Comprimento de cada tubo	1 m
$h_o$	Coefficiente convectivo externo (ar)	73,17 W/m <sup>2</sup> k
$h_i$	Coefficiente convectivo interno (gases)	29,2 W/m <sup>2</sup> k
$\Delta P_o$	Perda de carga externa (ar)	0,3373 kPa
$\Delta P_i$	Perda de carga interna (gases)	0,0228 kPa
$U_i$	Coefficiente global de transferência de calor	20,47 W/m <sup>2</sup> k
$Q$	Taxa de transferência de calor	242181 W
$A_i$	Área total de troca interna	60,56m <sup>2</sup>

FONTE: O autor (2024).

O valor do coeficiente global de transferência de calor  $U_i$  está de acordo com os valores de Babcock & Wilcox (2005), onde para aquecedores ar/gases varia de 17 a 57 W/m<sup>2</sup>K. O valores dos coeficientes convectivos  $h_o$  e  $h_i$  também estão de acordo com os valores da FIGURA 14 de Bergman (2019), onde para gases em convecção forçada varia de 25 a 250 W/m<sup>2</sup>K.

Em comparação com os valores da literatura da TABELA 10, também verifica-se uma boa concordância, tanto para  $U_i$  quanto para  $h_o$  e  $h_i$ .

TABELA 10 – COMPARATIVO COM VALORES DE OUTROS AUTORES

<b>U [ W/m<sup>2</sup>K ]</b>	<b>H<sub>o</sub> [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>H<sub>i</sub> [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>Autor</b>
≈ 21	≈ 29 (gases)	≈ 77 (ar)	Maia Júnior e Mazza (2002)
32,475	-	-	Lanius (2010)
80,42	-	-	Pizzutti (2021)
20,47	73,17	29,2	Presente trabalho (2024)

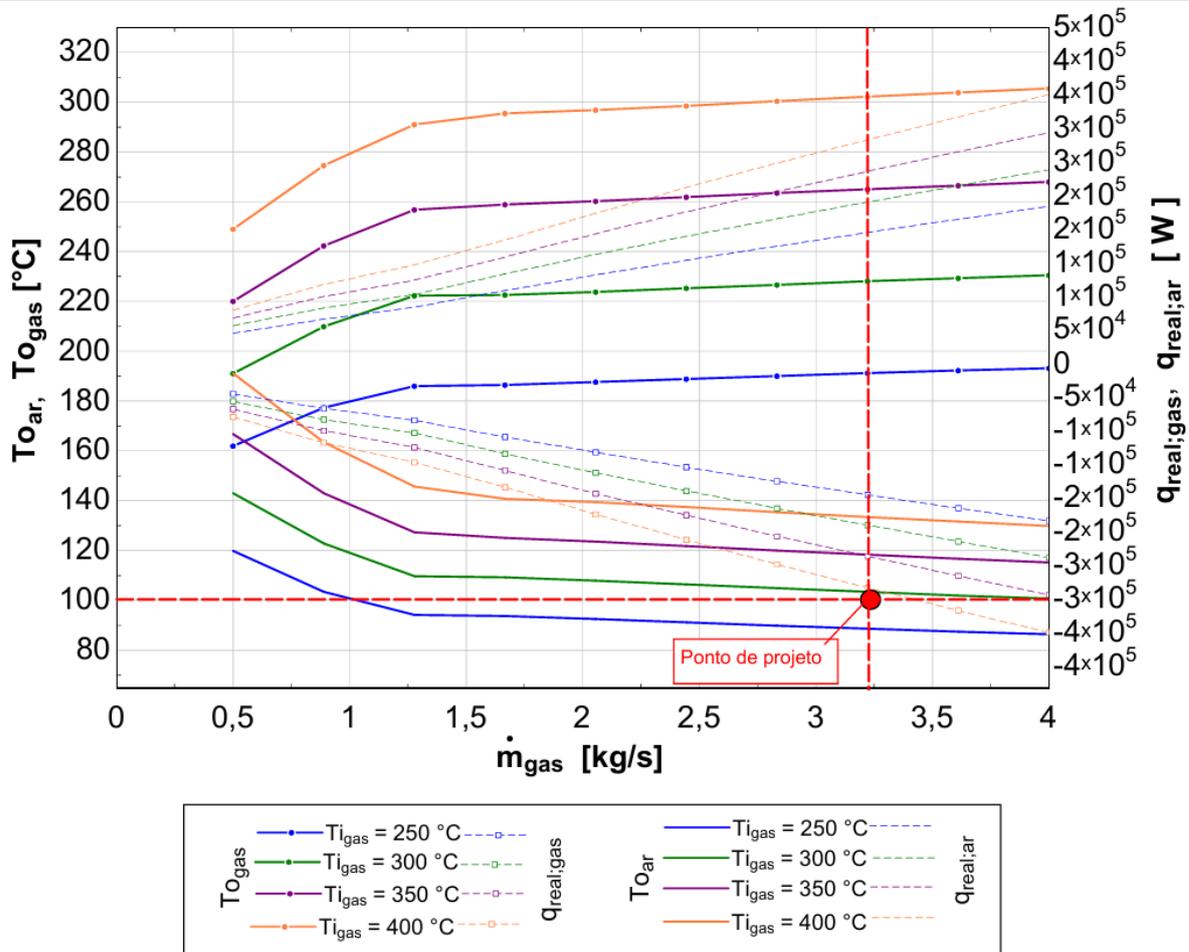
FONTE: O autor (2024).

Conforme a TABELA 10, os valores do presente trabalho foram muito próximos aos valores de Maia Júnior e Mazza (2002), o que dá confiabilidade aos resultados obtidos. O valor de  $U$  de Pizzutti (2021) foi o mais alto entre todos os comparados, porém vale ressaltar que a temperatura dos gases em seu trabalho era da ordem de 1200 °C, o que contribui com os resultados.

#### 4.2 RESULTADOS PARA A ANÁLISE DE DESEMPENHO DO TROCADOR

Após o trocador ser instalado, sua operação estará sujeita a variações nas condições de entrada dos fluidos, de acordo com a demanda do processo fabril. Para avaliar o comportamento das temperaturas de saída do ar e dos gases do trocador de calor, quando o aquecedor de fluido térmico trabalhar em condições diferentes das de projeto, foi realizada uma análise de desempenho do trocador de calor selecionado, utilizando como base o método  $\epsilon$ -NUT, onde foi variada a vazão mássica dos gases de 0,5 a 4 kg/s, e a temperatura de entrada dos gases no trocador de 250 a 400°C, conforme valores da TABELA 5. Os resultados foram plotados no GRÁFICO 5 a seguir. A cor das linhas refere-se a temperatura de entrada dos gases no trocador. As linhas com pontos referem-se as temperaturas de saída dos gases do trocador, e as linhas contínuas sem pontos referem-se as temperaturas de saída do ar do trocador, todas referenciadas ao eixo y esquerdo. As linhas tracejadas referem-se aos valores das taxas de transferência de calor, sendo os valores negativos relativos à taxa de calor cedido pelos gases, e os valores positivos referentes a taxa de calor recebida pelo ar, referidos ao eixo y direito do gráfico. O ponto de projeto do trocador está indicado com um ponto vermelho, e corresponde a temperatura de saída do ar,  $T_{o_{ar}} = 100^{\circ}C$ , e a vazão mássica de gases  $\dot{m}_{gas} = 3,24 \text{ kg/s}$ , conforme TABELA 3.

GRÁFICO 5 – VARIAÇÃO DAS TEMPERATURAS DE SAÍDA DO AR E DOS GASES EM DIFERENTES PONTOS OPERACIONAIS



FONTE: O autor (2024)

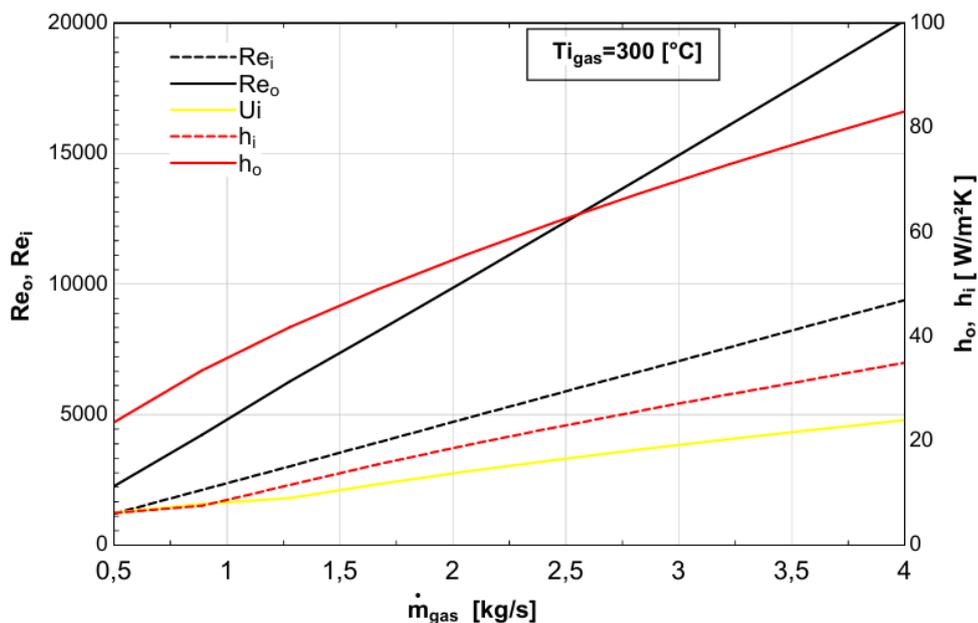
No GRÁFICO 5, verifica-se que a temperatura de saída dos gases do trocador  $T_{o_{gas}}$ , obteve um mínimo de  $160^{\circ}C$  na curva de temperatura de entrada dos gases  $T_{i_{gas}} = 250^{\circ}C$ . Este valor está acima da temperatura de ponto de orvalho para óleo combustível, que segundo Babcock & Wilcox (2005), fica entre  $121$  e  $149^{\circ}C$ , reduzindo as preocupações com possibilidade de corrosão dos metais, porém, deve ser avaliado a temperatura de metal do trocador durante o funcionamento.

A temperatura de saída do ar do trocador  $T_{o_{ar}}$ , ficou dentro dos limites estabelecidos ( $T_{o_{ar}} < 130^{\circ}C$ ) da TABELA 6 na maior parte da análise, variando de um mínimo próximo a  $70^{\circ}C$  até valores próximos a  $190^{\circ}C$ . É evidente que quanto maior a temperatura de entrada dos gases no trocador, maior é a temperatura de saída do ar, ultrapassando o limite estabelecido de ( $T_{o_{ar}} < 130^{\circ}C$ ) da TABELA 6 em praticamente todas as faixas de vazão na temperatura de  $T_{i_{gas}} = 400^{\circ}C$ . No entanto, a faixa média

de temperatura de saída dos gases do aquecedor fica próxima a temperatura considerada no projeto que é de 300 °C, tendo picos que podem ultrapassar os 400°C, mas com pouco tempo de duração, e com isso não tornando-se um agravante.

Com a diminuição da vazão mássica, o trocador tende a trabalhar com um sobredimensionamento na área de troca, o que poderia aumentar muito a temperatura de saída do ar. Porém o que ocorre é uma redução no coeficiente global de transferência de calor com a diminuição na vazão, mantendo a temperatura de saída do ar próxima da condição de projeto, mas ainda com uma leve elevação. Esse comportamento é mais bem exemplificado nos GRÁFICOS 6 e 7, onde mostra o efeito da variação do número de Reynolds, e do coeficiente convectivo interno e externo no valor do coeficiente global, e na taxa de transferência de calor.

GRÁFICO 6 – VARIAÇÃO DE REYNOLDS E COEFICIENTES CONVECTIVOS COM A VAZÃO

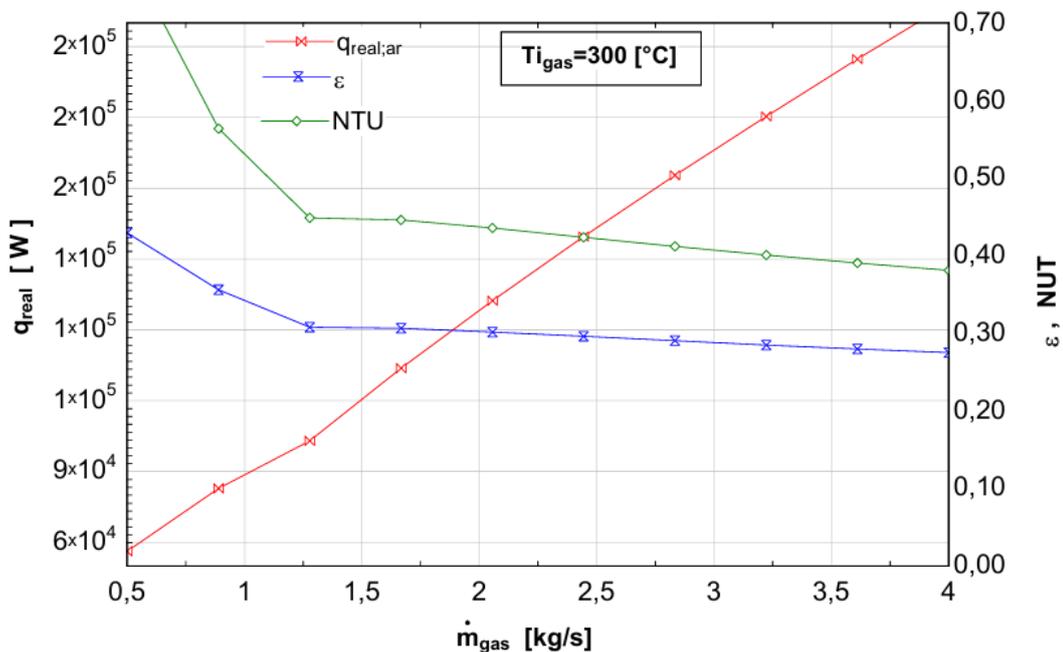


FONTE: O autor (2024)

Com a diminuição na vazão, há redução do valor do número de Reynolds, e por sua vez, reduzindo diretamente no valor do coeficiente convectivo, tanto interno, quanto externo, já que a vazão mássica do ar também é reduzida proporcionalmente com a vazão dos gases para manter a razão ar/combustível. O valor de  $U_i$  por sua vez, acompanha de perto o valor do menor coeficiente convectivo, influenciado também pelas resistências da parede e de incrustação.

Uma queda de 50% na vazão, implica em uma queda de aproximadamente 40% em  $U_i$ . Isso faz com que aumente o valor de NUT pela relação da equação (33),  $NUT = U_i A_i / C_{ar}$ , e conseqüentemente aumenta a efetividade do trocador. O GRÁFICO 7 mostra as relações da efetividade, NUT e taxa de transferência de calor real com a vazão mássica.

GRÁFICO 7 – VARIAÇÃO DA EFETIVIDADE, NUT E TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM A VAZÃO



FONTE: O autor (2024)

O aumento na efetividade faz com que a diminuição da taxa de transferência de calor  $q_{real}$  seja proporcionalmente menor que a diminuição em  $\dot{m}_{gas}$ , conforme a equação (36)  $Q_{real} = \epsilon Q_{max}$ , e portanto, pela relação da equação (37)  $T_{o_{ar}} = (\dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} / Q_{real}) + T_{i_{ar}}$ , segue que  $T_{o_{ar}}$  deve aumentar com a diminuição de  $\dot{m}_{gas}$ . Isso explica a elevação da temperatura do ar no GRÁFICO 5 com a diminuição da vazão mássica. Na condição de projeto, referente a temperatura de saída do ar,  $T_{o_{ar}} = 100^\circ C$ , e a vazão mássica de gases  $\dot{m}_{gas} = 3,24 \text{ kg/s}$ , a efetividade obteve um valor de 0,28 ou 28% no GRÁFICO 7.

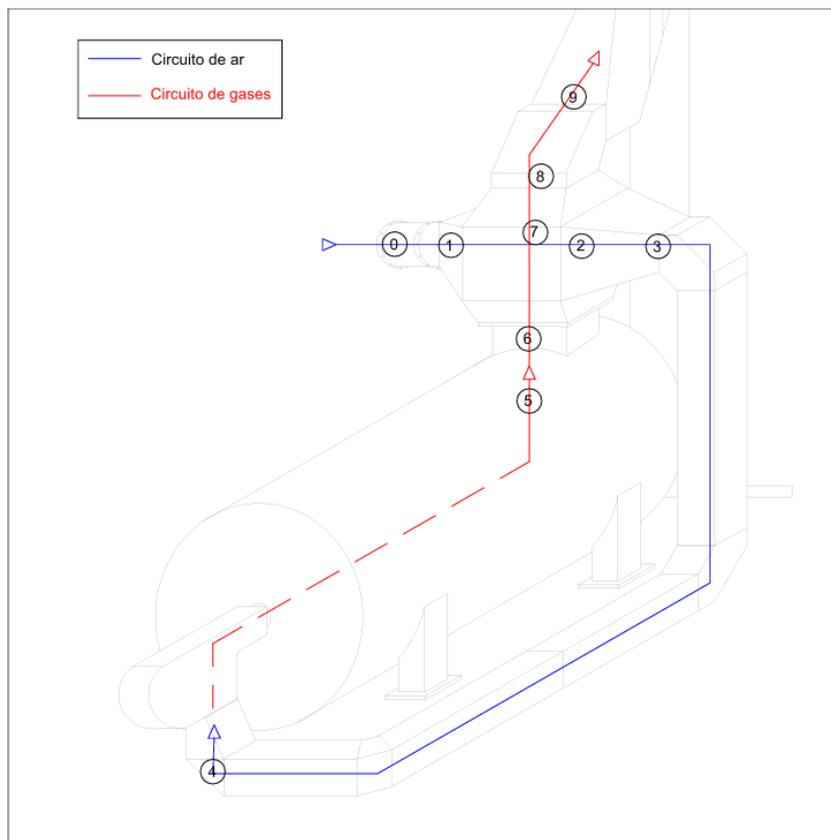
De maneira geral, conclui-se que o trocador de calor dimensionado irá atender o objetivo proposto de pré-aquecer o ar de combustão, utilizando o calor residual dos gases de exaustão. Com a temperatura de entrada dos gases no trocador mantendo-

se entre as faixas de 250 a 300 °C, a temperatura de saída do ar do trocador mantém-se próxima a temperatura estipulada no projeto que é de 100 °C, em praticamente toda a faixa de variação da vazão.

#### 4.2.1 Resultados para as perdas de carga totais

Foram avaliadas as perdas de carga distribuída e localizadas em todos os principais componentes necessários para a instalação do sistema conforme FIGURA 24.

FIGURA 24 – TRECHOS DE AVALIAÇÃO DAS PERDAS DE CARGA



FONTE: O autor (2024).

A TABELA 11 traz os resultados para cada trecho avaliado, bem como a potência necessária do ventilador para suprir as perdas de pressão.

TABELA 11 – VALORES DAS PERDAS DE CARGA EM CADA TRECHO

Trecho	Descrição	Elemento	Fator K	$\Delta P$ [kPa]
0 – 1	Entrada Trocador (ar)	Expansão	0,5781	0,002099
1 – 2	Tubos lado ar	Escoamento sobre o Feixe	-	0,3373
2 – 3	Saída trocador (ar)	Contração	0,3197	0,02555
3 – 4	Duto de ar	Curva 90° x 4	0,8678	0,2774
4 – 5	Entrada queimador	Contração	0,2236	0,01787
5 – 6	Entrada trocador (gases)	Expansão	0,5271	0,01798
		Entrada tubos		
6 – 7	Tubos lado gás	Escoamento nos Tubos	-	0,05838
		Saída tubos		
7 – 8	Saída trocador (gases)	Contração	0,3053	0,009109
8 – 9	Chaminé	Empuxo	-	0,01298
2 - 4	Perdas distribuídas	Atrito	-	0,02453
<b>0 - 9</b>	<b>Perda de carga total</b>			<b>0,7832</b>
	<b>Potência exigida pelo ventilador [W]</b>			<b>2601</b>

FONTE: O autor (2024).

Os maiores valores de perda de carga foram devido ao escoamento do ar sobre o feixe de tubos e nas curvas ao longo dos dutos. Foram consideradas para os cálculos, curvas bruscas de 90°, o que contribui para os altos valores do fator K. Utilizando curvas mais suaves, pode ser reduzido satisfatoriamente as perdas.

A TABELA 12 traz um comparativo com os valores de perda de carga de outros trabalhos desenvolvidos.

TABELA 12 – COMPARATIVO DOS VALORES DE PERDA DE CARGA COM OUTROS AUTORES

$\Delta P$ [kPa]	Autor
0,2219 (cálculos) e 1,4 (CFD) ≈ 6	Santos (2013) Maia Júnior e Mazza (2002)

FONTE: O autor (2024).

Os valores de perda carga ficaram dentro do intervalo obtido por Santos (2013), que avaliou analiticamente e através de simulação computacional, as perdas de carga no escoamento de gases de exaustão sobre o feixe de tubos do trocador de calor. Os resultados também estão de acordo com os valores típicos para aquecedores de ar, onde segundo Babcock & Wilcox (2005) variam de 0,5 a 1,7 kPa. Maia Júnior e Mazza (2002) obtiveram valores mais elevados, porém também mantiveram os maiores valores de perdas de carga no circuito de ar.

Como esperado, com as perdas de carga predominantes no circuito de ar, fica mais simples sua correção, através da instalação de um ventilador. O ventilador pode

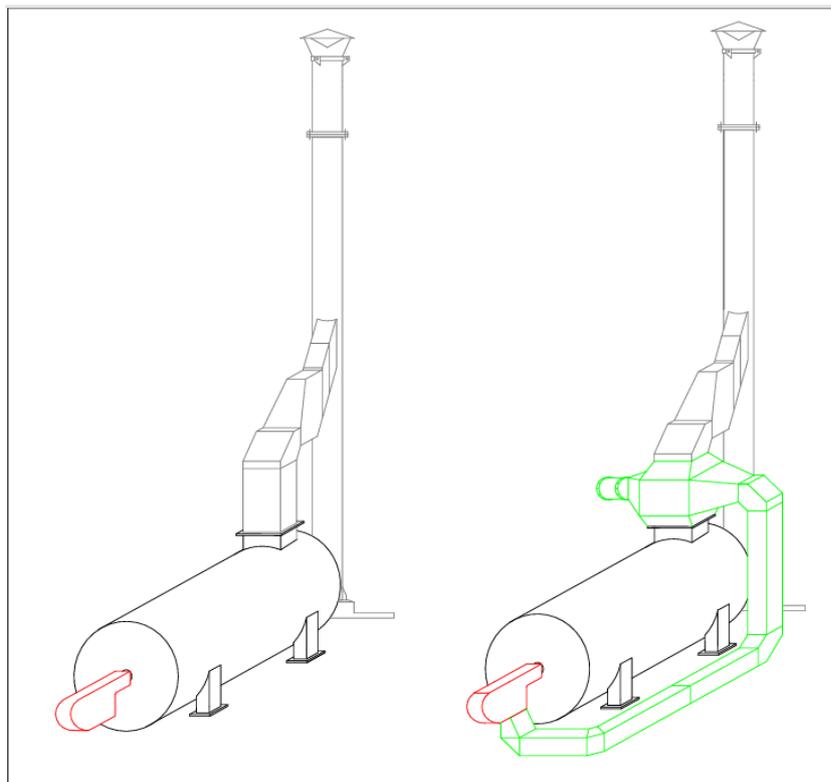
ser instalado a montante do trocador, insuflando ar através do banco de tubos até a admissão de ar do queimador.

A perda de carga total atingiu o valor de 0,7832 kPa, que resulta em uma potência exigida do ventilador de 2601 W. Caso não seja instalado um ventilador para correção das perdas de carga, esse valor seria suprido pelo ventilador do queimador. Considerando que o ventilador tenha eficiência de 80%, a potência exigida do motor elétrico é 3,25 kW, que representa cerca de 17% da potência elétrica do queimador que é de 18,64 kW conforme dados da TABELA 2. Com isso, justifica-se a instalação de um ventilador para correção das perdas de carga inseridas no equipamento com a instalação do aquecedor de ar.

#### 4.3 LAYOUT PROPOSTO PARA A INSTALAÇÃO

O layout atual e o proposto para a instalação do sistema são apresentados na FIGURA 25. As linhas em cor verde representam as alterações necessárias para a instalação do sistema.

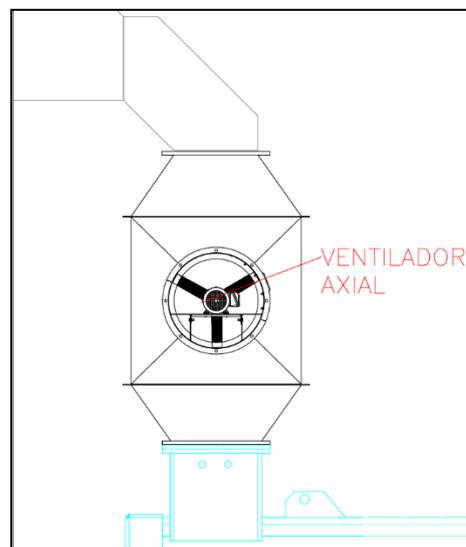
FIGURA 25 – LAYOUT ATUAL E PROPOSTO PARA A INSTALAÇÃO



FONTE: O autor (2024).

O sistema é constituído pelo trocador de calor de banco de tubos instalado sobre o duto de saída de gases do aquecedor, com o ar sendo insuflado horizontalmente pelo ventilador, e direcionado até o queimador através de dutos retangulares. O trocador de calor deverá ser isolado externamente por chapas metálicas para impedir vazamentos. Deverá ser considerado no projeto pontos de acesso para manutenção e inspeção do trocador de calor. A FIGURA 26 mostra um detalhe da posição sugerida para montagem do ventilador.

FIGURA 26 – LAYOUT INSTALAÇÃO DO VENTILADOR



FONTE: O autor (2024).

Foi considerado um ventilador do tipo axial, que tem por característica atender a altas vazões, porém com baixas pressões, geralmente até 1 kPa, conforme Filho (2015). Porém, esses valores variam conforme cada tipo construtivo, e devem ser verificados de acordo com catálogos de fabricantes. A instalação do ventilador de forma adequada para corrigir as perdas de carga introduzidas no sistema, garantem o adequado funcionamento do equipamento, que poderá desfrutar dos benefícios oferecidos pelo pré-aquecimento do ar de combustão.

Os resultados até aqui apresentados, representam sugestões para um pré-dimensionamento do sistema. Um projeto mecânico executivo completo, engloba diversos fatores além dos considerados neste trabalho, como questões estruturais, ambientais, econômicas e de viabilidade técnica.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Com a realização deste trabalho, foi possível alcançar o objetivo proposto de dimensionar um aquecedor de ar efetivo e que demandou o mínimo de alterações na originalidade do equipamento. Foi possível utilizar os conhecimentos adquiridos ao longo da graduação, e ir além, o que garantiu grande aprendizado com este desenvolvimento.

Foram utilizadas metodologias listadas na literatura e implementadas em dois códigos no EES, que permitiram encontrar a geometria ideal para o trocador de calor, e avaliar seu desempenho em diferentes condições operacionais. Os resultados obtidos foram comparados com os valores de outros autores para garantir a confiança dos resultados.

Os resultados foram um trocador de calor de banco de tubos, em arranjo desalinhado, com tubos em aço carbono de 1.1/4 de polegada, com os gases fluindo verticalmente no interior dos tubos, e o ar em escoamento cruzado misturado externo. Foi considerado a instalação do trocador com os tubos na vertical, logo acima da saída de gases do aquecedor. O trocador apresentou desempenho satisfatório em praticamente todas as faixas de vazão entre as faixas de temperatura de entrada dos gases de 250 a 300°C. Foi avaliado e recomendado a instalação de um ventilador a montante do trocador para corrigir as perdas de carga introduzidas no sistema.

### 5.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar simulação fluidodinâmica computacional para avaliar os efeitos no interior do trocador;
- Avaliar a possibilidade de substituição do queimador atual por um modelo que suporte temperaturas mais altas, e assim poder elevar ainda mais a temperatura do ar;
- Desenvolver um sistema de controle para o ventilador controlar as perdas de carga de forma automatizada e de acordo com a demanda do processo;
- Verificar meios de controlar a temperatura de saída do ar de forma automatizada.

## REFERÊNCIAS

Babcock & Wilcox. **Steam: its generation and use**. 41. ed. Barberton, Ohio, U.s.A: The Babcock & Wilcox Company, 2005. 1106 p. Editado por John B. Kitto and Steven C. Stultz.. Disponível em: [https://www.academia.edu/41737816/Steam\\_its\\_generation\\_and\\_use\\_Edition](https://www.academia.edu/41737816/Steam_its_generation_and_use_Edition). Acesso em: 21 ago. 2024.

BARROS JUNIOR, Joaquim Luiz. **INTEGRAÇÃO DE UTILIDADES, RECUPERAÇÃO DE CALOR E COGERAÇÃO EM SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE FLUIDO TÉRMICO**. 2002. 39 f. Monografia (Especialização) - Curso de Pós graduação em Eficiência Energética, Exatas, Centro Federal de Educação Tecnológica, Rio de Janeiro - Rj, 2002. Disponível em: [http://www.konus.com.br/public/uploads/artigos/\\_542a377fbd2e4.pdf](http://www.konus.com.br/public/uploads/artigos/_542a377fbd2e4.pdf). Acesso em: 02 abr. 2024.

BAZZO, Edson. **Geração de vapor**. 2. ed. Florianópolis -Sc: Ufsc, 1995. 216 p. (Didática). UFSC.

BERGMAN, Theodore L. **Incropera - Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. [Digite o Local da Editora]: Grupo GEN, 2019. E-book. ISBN 9788521636656. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788521636656/>. Acesso em: 24 abr. 2024.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. Porto Alegre: Grupo A, 2009. E-book. ISBN 9788580551280. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580551280/>. Acesso em: 13 abr. 2024.

LANIUS, Celson Eduardo Pauli. **Redução do consumo de gás natural em forno de reaquecimento de tarugos de aço**. 2010. 29 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Engenharia Mecânica, Ufrgs, Porto Alegre - Rs, 2010. Disponível em: <http://hdl.handle.net/10183/25883>. Acesso em: 09 nov. 2024.

MAIA JÚNIOR, Joel Gerson e MAZZA, Taís Dias Menezes. **Projeto básico de um queimador regenerativo para baixas vazões de combustível**. 2002. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002. Disponível em: <https://bdta.abcd.usp.br/directbitstream/3d6e4e10-7e6f-456e-9638-99e58e915e59/Joel%20Maia%20Junior%20Tais%20Dias%20Menezes%20Mazza.pdf>. Acesso em: 20 ago. 2024.

MILL. **CALDEIRAS FLAMOTUBULARES COM GRELHA MÓVEL**. 2023. Disponível em: <https://www.mill.com.br/caldeiras-com-grelha-movel/>. Acesso em: 18 nov. 2024.

NASCIMENTO, Caroline Antunes do. **Dimensionamento de trocadores de calor casco-casco termossifão para pré-aquecimento de ar de combustão**. 2017. 53 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia de Energia, Engenharia e Exatas, Ufsc,

Araranguá, 2017. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/182235>. Acesso em: 10 out. 2024.

PERA, H. Geradores de vapor: um compêndio sobre a conversão de Energia com vistas à preservação da Ecologia. 2. ed. São Paulo: Editora FAMA, 1990. 503p. Disponível em: <https://pdfcoffee.com/geradores-de-vapor-hildo-pera-5-pdf-free.html>. Acesso em: 29 set. 2024.

PIROBLOC. **Aquecedores de fluido térmico**. 2024. Disponível em: <https://www.pirobloc.com/pt/produtos/aquecedores-de-fluido-termico/>. Acesso em: 27 nov. 2024.

PIZZUTTI, Mateus Barbi. **Estudo da recuperação de calor na combustão de gás natural visando redução de emissão poluentes**. 2021. 22 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Mackenzie, São Paulo - Sp, 2021. Disponível em: <https://dspace.mackenzie.br/handle/10899/30998>. Acesso em: 09 nov. 2024.

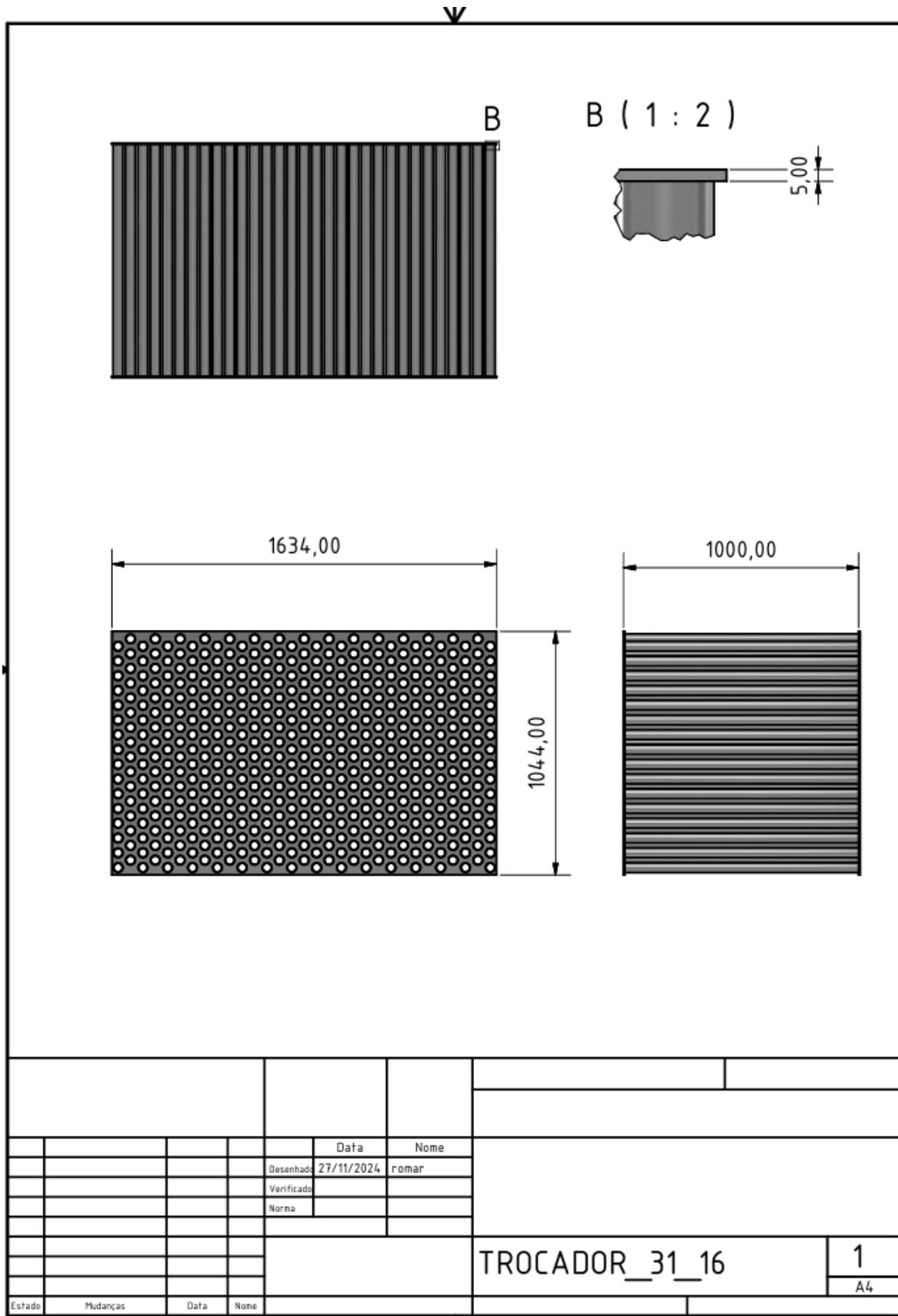
SANTOS, Danilo Rodrigues. **DESENVOLVIMENTO DE UM RECUPERADOR DE CALOR DOS GASES DA EXAUSTÃO DE GRUPO MOTOR GERADOR A DIESEL UTILIZANDO TUBOS ALETADOS**. 2013. 93 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Ufs - Universidade Federal de Sergipe, São Cristóvão - Se, 2013. Disponível em: [https://energia.ufs.br/uploads/content\\_attach/path/19393/TCC\\_-\\_Danilo\\_Rodrigues.pdf](https://energia.ufs.br/uploads/content_attach/path/19393/TCC_-_Danilo_Rodrigues.pdf). Acesso em: 01 maio 2024.

THULUKKANAM, Kuppan. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2. ed. Boca Raton, FI - Eua: Crc Press, 2013. 1272 p. Disponível em: [https://www.academia.edu/9380675/Heat\\_Exchanger\\_Design\\_Handbook\\_S\\_E\\_C\\_O\\_N\\_D\\_E\\_D\\_I\\_T\\_I\\_O\\_N\\_Kuppan\\_Thulukkanam](https://www.academia.edu/9380675/Heat_Exchanger_Design_Handbook_S_E_C_O_N_D_E_D_I_T_I_O_N_Kuppan_Thulukkanam). Acesso em: 20 ago. 2024.

WILSON, A. Safwat; BASSIOUNY, M. Khalil. Modeling of heat transfer for flow across tube banks. **Chemical Engineering And Processing: Process Intensification**, [S.L.], v. 39, n. 1, p. 1-14, jan. 2000. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/S0255-2701\(99\)00069-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0255-2701(99)00069-0). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0255270199000690>. Acesso em: 2 set. 2024.

ZANELATTO, Robson Ricardo. **VIABILIDADE DO PRÉ-AQUECIMENTO DO AR PELOS GASES DE COMBUSTÃO EM UMA CALDEIRA DE TERMOFLUÍDO**. 2024. 55 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia de Energia, Engenharia e Exatas, Universidade Federal do Paraná, Palotina-Pr, 2024.

### APÊNDICE 1 – VISTAS DO TROCADOR



				Data	Nome		
				Desenhado	27/11/2024	romar	
				Verificado			
				Norma			
						TROCADOR_31_16	
						1	
						A4	
Estado	Mudanças	Data	Nome				

## APÊNDICE 2 – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS EES

### CÓDIGO 1 – MLDT – DETERMINAÇÃO GEOMÉTRICA DO TROCADOR

```

"! TCC Romário - Cálculo do Trocador de Calor (Pré-aquecedor de ar) "
"! INPUTS "
Ti_ar = 25 [°C]           "Temperatura de entrada do ar no trocador (T ambiente)"
To_ar = 100 [°C]        "Temperatura de saída (requerida) do ar no trocador"
Ti_gas = 300 [°C]       "Temperatura de entrada dos gases no trocador "
P_ar = 101,3 [kPa]      "Pressão do ar na entrada do trocador (atmosférica)"
P_gas = 101,3 [kPa]     "Pressão dos gases no trocador"
m_dot_ar = 3,06 [kg/s]  "Vazão de ar"
m_dot_gas = 3,24 [kg/s] "Vazão de gases"
" Tubos "
Size = 32 [mm]          " Tamanho nominal (mm) do tubo Schedule "
Schedule$ = '5'        " Modelo do tubo Schedule"
X_L = 1,25 [m/m]        " Razão de passo longitudinal (S_L / De ) "
X_T = 1,5 [m/m]        " Razão de passo transversal (S_T / De ) "
S_D = (S_L^2 + (S_T/2)^2)^0,5 " Passo diagonal dos tubos "
"! PARÂMETROS GEOMÉTRICOS"
"TROCADOR"
call PipeDimensions(Size; Schedule$: OD; ID; WallThickness; FlowArea) "
Procedimento EES para medidas padrão de tubos comerciais "
Do = OD * convert(mm;m) " diâmetro externo do tubo em metros "
Di = ID * convert(mm;m) " diâmetro interno do tubo em metros "
S_T = X_T * Do          " Passo transversal "
S_L = X_L * Do          " Passo longitudinal "
L_parede = WallThickness * convert(mm;m) " Espessura da parede do tubo em metros "
A_tubo = FlowArea      " Área transversal de fluxo do tubo em metros "
Nx = (A_duto_gas / A_tubo) * 1,3 " Número total de tubos aproximado"
N = N_F * N_T          "Número total de tubos definitivo"
L_tubo = L_total/N     "Comprimento de cada tubo "
LL_trocador = N_F * S_L " Comprimento da lateral longitudinal do trocador "
LT_trocador = N_T * S_T + (S_T/2) " Comprimento da lateral transversal do trocador "
"
N_T = round(sqrt(Nx) * (2 - N_F_x)) " Número de tubos por fila "
N_F = round(sqrt(Nx) * N_F_x)      " Número de fileiras de tubos"
N_F_x = 1 " Fator de aumento do número de fileira de tubos"
A_face_ar = L_tubo * LT_trocador "Área do duto de ar entrada do trocador"
A_duto_gas = 1 * 0,5 [m^2]        "Área do duto de exaustão na entrada do trocador (gases) "
"! COEFICIENTE CONVECTIVO EXTERNO (Ar)"
Call External_Flow_Staggered_Bank('Air'; Ti_ar; To_ar; T_s; P_ar; V_inf; N_F; Do;S_T;S_L; h_o; DELTAP_o; Nusselt_o; Re_o) " Procedimento EES para banco de tubos desalinhados "
T_s = Tmed_tubo " Temperatura da superfície dos tubos* "

```

```

V_inf = m_dot_ar / (rho_i_ar * A_face_ar)      "Velocidade do ar no duto de entrada
do trocador"
rho_i_ar = Density(Air_ha;T=Ti_ar;P=P_ar)      " Densidade do ar ambiente "
Tmed_ar = (Ti_ar + To_ar) / 2                  " Temperatura média do ar"
rho_ar_med = Density(Air_ha;T=Tmed_ar;P=P_ar)  " Densidade do ar a T_med "
"! COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO (gases)"
m_dot_tubo = m_dot_gas/N                       " Vazão de gases no interior de cada tubo"
V_gas = m_dot_tubo/(rho_gas_med * A_tubo)      "Velocidade do gás no interior do
tubo"
Tmed_gas = (Ti_gas + To_gas) / 2              "Temperatura média dos gases entre entrada e
saída dos tubos"
rho_gas_med = Density(Air_ha;T=Tmed_gas;P=P_gas) "Densidade dos
gases a T média (aproximado pela densidade do ar)"
call PipeFlow('air';Tmed_gas; P_gas; m_dot_tubo; Di;L_tubo; RelRough : h_i; h_H
;DELTA_i; Nusselt_i; f; Re_i) " Procedimento EES para escoamento interno em
tubos dimensional (com L_tubo) "
epsilon_tubo= 0,045 [mm] * convert(mm;m)       " Rugosidade do tubo "
RelRough = epsilon_tubo/Di                     " Rugosidade relativa do tubo "
"! COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR U "
Ui = 1/(((1/h_H) + (R''_i) + ( (Di/k_tubo)*(ln(Do/Di))) + (R''_o * (Di/Do)) +
((Di/Do)*(1/h_o)))) " Coeficiente global de transferência de calor"
R''_i=FoulingFactor('Engine Exhaust Gas')     " Fator de incrustação dos gases"
R''_o=FoulingFactor('Compressed air')         " Fator de incrustação do ar "
Ao = pi * Do * L_total                        " Área total de troca térmica externa "
Ai = pi * Di * L_total                        " Estima o comprimento total de tubos "
k_tubo=Conductivity(Carbon_steel; T=Tmed_tubo) " Condutividade térmica do tubo
de aço carbono "
Tmed_tubo = (Tmed_ar + Tmed_gas)/2            " Temperatura média da parede do tubo "
"! MÉTODO MLDT"
Q = m_dot_ar * cp_ar|J * ( To_ar - Ti_ar )     " Taxa de transferência de calor "
cp_ar = Cp(Air_ha;T=Tmed_ar;P=P_ar)           " Calor específico do ar em kJ "
cp_ar|J = cp_ar * convert(kJ/kg*K;J/kg*K)      " Calor específico do ar em J "
Q = m_dot_gas * cp_gas|J * ( Ti_gas - To_gas ) " Temperatura de saída dos gases "
cp_gas = Cp(Air_ha;T=Tmed_gas;P=P_gas)        " Calor específico dos gases em kJ "
cp_gas|J = cp_gas * convert(kJ/kg*K;J/kg*K)    " Calor específico dos gases em J "
DELTA_Tml = (((Ti_gas - To_ar) - (To_gas - Ti_ar)) / (ln((Ti_gas - To_ar) / (To_gas -
Ti_ar)))) * Fc " Média logarítmica das diferenças de temperaturas "
Q = Ui * Ai * DELTA_Tml                       " Área total de troca térmica interna"
Fc=LMTD_CF('crossflow_one_unmixed';P;R) " Fator de correção da MLDT para fluxo
cruzado com um fluido misturado"
P = (To_gas - Ti_gas) / (Ti_ar - Ti_gas)      "P, para Fator de correção da MLDT"
R = (Ti_ar - To_ar) / (To_gas - Ti_gas)       "R, para Fator de correção da MLDT"

```

“(!!!! Setar limites para as variáveis, pois devido ao processo iterativo o código pode “chutar” valores não compatíveis, e apresentará erros)”

## CÓDIGO 2 – e-NUT – ANÁLISE DE DESEMPENHO DO TROCADOR

```

"! TCC Romário - Cálculo do Trocador de Calor (Pré ar) "
"! INPUTS "
"Fluidos"
Ti_ar = 25 [°C]           "Temperatura de entrada do ar no trocador (T ambiente)"
Ti_gas = 300 [°C]       "Temperatura de entrada dos gases no trocador "
P_ar = 101,3 [kPa]      "Pressão do ar na entrada do trocador (atmosférica)"
P_gas = 101,3 [kPa]     "Pressão dos gases no trocador"
m_dot_ar = m_dot_gas * 0,9444      " Vazão de ar"
m_dot_gas = 3,24 [kg/s]    "Vazão de gases"
" Tubos "
L_tubo = 1 [m]           " Comprimento de cada tubo "
N_T = 16                 " número de tubos por fila "
N_F = 31                 " Número de filas de tubos "
Size = 32 [mm]          " Tamanho nominal (mm) do tubo Schedule "
Schedule$ = '5'         " Modelo do tubo Schedule"
X_L = 1,25 [m/m]        " Razão de passo longitudinal (S_L / De ) "
X_T = 1,5 [m/m]         " Razão de passo transversal (S_T / De ) "
"! PARÂMETROS GEOMÉTRICOS"
"TROCADOR"
call PipeDimensions(Size; Schedule$: OD; ID; WallThickness; FlowArea)      "
Procedimento EES para medidas padrão de tubos comerciais "
Do = OD * convert(mm;m)           " diâmetro externo do tubo em metros "
Di = ID * convert(mm;m)           " diâmetro interno do tubo em metros "
Nx = (A_duto_gas / A_tubo)         " Número total de tubos aproximado"
N = N_F * N_T                      "Número total de tubos definitivo"
A_duto_gas = 1,0 * 0,5 [m^2]       "Área do duto de exaustão na entrada do
trocador (gases) "
L_real = L_tubo * N                " Comprimento total de tubos do trocador (dependente do valor
predefinido de L_tubo)"
A_face_ar = L_tubo * LT_trocador    "Área do duto de ar entrada do trocador"
LL_trocador = N_F * S_L             " Altura da lateral trocador (lado ar) [considerando S_T
= S_L, e geometria quadrada y = z"
LT_trocador = N_T * S_T + (S_T/2)
"! COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR U "
"! COEFICIENTE CONVECTIVO EXTERNO (Ar)"
Call External_Flow_Staggered_Bank('Air'; Ti_ar; To_ar; T_s; P_ar; V_inf; N_F;
Do;S_T;S_L; h_o; DELTAP_o; Nusselt_o; Re_o)           " Procedimento EES para
banco de tubos desalinhados "
T_s = Tmed_tubo                       " Temperatura da superfície dos tubos* "
S_T = X_T * Do                         " Passo transversal "
S_L = X_L * Do                         " Passo longitudinal "
V_inf = m_dot_ar / (rho_i_ar * A_face_ar)    "Velocidade do ar no duto de entrada
do trocador"
Tmed_ar = (Ti_ar + To_ar)/2            " Temperatura média do ar"
rho_ar_med = Density(Air_ha;T=Tmed_ar;P=P_ar)  " Densidade do ar a T_med "
"! COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO (gases)"

```

```

m_dot_tubo = m_dot_gas/N " Vazão de gases no interior de cada tubo"
V_gas = m_dot_tubo/(rho_gas_med * FlowArea) "Velocidade do gás no interior do
tubo"
A_tubo = FlowArea " Área transversal tubo, = FlowArea "
Tmed_gas = (Ti_gas + To_gas)/2 "Temperatura média dos gases entre
entrada e saída dos tubos"
rho_gas_med = Density(Air_ha;T=Tmed_gas;P=P_gas) "Densidade dos
gases a T média (aproximado pela densidade do ar)"
call PipeFlow('air';Tmed_gas; P_gas; m_dot_tubo; Di;L_tubo; RelRough : h_i; h_H
;DELTA_P_i; Nusselt_i; f_i; Re_i) " Procedimento EES para escoamento interno em
tubos dimensional (com L_tubo) "
epsilon_tubo= 0,045 [mm] * convert(mm;m) " Rugosidade do tubo "
RelRough = epsilon_tubo/Di " Rugosidade relativa do tubo "
"! CALCULANDO U "
Ui = 1/((1/h_H) + (R''_i) + ( (Di/k_tubo)*(ln(Do/Di))) + (R''_o * (Di/Do)) +
((Di/Do)*(1/h_o))) " Coeficiente Global de Transferência de Calor "
R''_i=FoulingFactor('Engine Exhaust Gas') " Fator de incrustação dos gases "
R''_o=FoulingFactor('Compressed air') " Fator de incrustação do ar "
Ae = pi * Do * L_real " Área total de troca térmica externa "
Ai = pi * Di * L_real " Estima o comprimento total de tubos "
k_tubo=Conductivity(Carbon_steel; T=Tmed_tubo) " Condutividade térmica do
tubo de aço carbono "
Tmed_tubo = (Tmed_ar + Tmed_gas) / 2 " Temperatura média da parede do tubo "
"! MÉTODO e-nut"
C_ar = m_dot_ar * cp_ar|J " Taxa de capacidade térmica do ar "
C_gas = m_dot_gas * cp_gas|J " Taxa de capacidade térmica dos gases "
cp_ar = Cp(Air_ha;T=Tmed_ar;P=P_ar) " Calor específico do ar em kJ "
cp_ar|J = cp_ar * convert(kJ/kg*K;J/kg*K) " Calor específico do ar em J "
cp_gas = Cp(Air_ha;T=Tmed_gas;P=P_gas) " Calor específico dos gases em kJ "
cp_gas|J = cp_gas * convert(kJ/kg*K;J/kg*K) " Calor específico dos gases em J "
NTU = (Ui * Ai) / C_ar " Número de unidades de transferência "
epsilon=HX('crossflow_one_unmixed'; NTU; C_dot_1; C_dot_2; 'epsilon') "
Efetividade "
C_dot_1 = C_gas " Taxa de capacidade térmica dos gases "
C_dot_2 = C_ar " Taxa de capacidade térmica do ar "
Cr = C_ar / C_gas " Razão entre as taxas de capacidade térmica "
q_max = C_ar * (Ti_gas - Ti_ar) " Taxa de transferência de calor máxima possível "
q_real = epsilon * q_max " Taxa de transferência de calor real "
q_real = m_dot_gas * cp_gas|J * ( Ti_gas - To_gas ) " Estima a temperatura de saída
do gás "
q_real = m_dot_ar * cp_ar|J * ( To_ar - Ti_ar ) " Estima a temperatura de saída do ar "
"! PERDA DE CARGA"
"! Circuito de Ar "
" Perdas de Carga localizadas (Acessórios)"
" Perda de carga expansão de entrada de ar no trocador"
DELTA_P[0] = K[0] * rho_i_ar * (V_inf^2 / 2) * convert(Pa;kPa)
K[0]=K_Gradual_Expansion(D_10;Dh_20;theta0)
D_10= 0,5 [m]
Dh_20 = (4 * A_face_ar) / P_face_ar
P_face_ar = 2* (LT_trocador + L_tubo )

```

```

theta0 = 90
P_w[0] = DELTAP[0] * (m_dot_ar / rho_i_ar)
" Perda de carga pelo escoamento do ar sobre o banco de tubos"
DELTAP[1] = DELTAP_o
P_w[1] = DELTAP[1] * (m_dot_ar / rho_ar_med)
" Perda de carga contração de saída de ar do trocador"
DELTAP[2] = K[2] * rho_o_ar * (V_ar^2 / 2) * convert(Pa;kPa)
K[2]=K_Gradual_Contraction(Dh_20;D_22;theta2)
D_22 = 0,5 [m]
theta2 = 90
rho_o_ar = Density(Air_ha;T=To_ar;P=P_gas)          "Densidade do ar na saída
do trocador"
V_ar = m_dot_ar / (rho_o_ar * A_duto_ar)    "Velocidade do ar no duto de entrada do
trocador"
A_duto_ar = a * b
a = 0,5 [m]
b = 0,5 [m]
P_w[2] = DELTAP[2] * (m_dot_ar / rho_o_ar)
" Perda de carga nas 4 curvas 90° "
DELTAP[3] = (K[3] * rho_o_ar * (V_ar^2 / 2)) * 4 * convert(Pa;kPa)
K[3]=K_miterbend(Theta3;RelRough3)
RelRough3 = epsilon_duto/D_eq    " Rugosidade relativa do duto "
epsilon_duto = 0,15 [mm] * convert(mm;m)    " Rugosidade do duto "
Theta3 = 90
P_w[3] = DELTAP[3] * (m_dot_ar / rho_o_ar)
" Perda de carga contração entrada de ar queimador"
DELTAP[4] = K[4] * rho_o_ar * (V_ar^2 / 2) * convert(Pa;kPa)
K[4]=K_Gradual_Contraction(D_14;Dh_24;theta4)
D_14= 0,5 [m]
Dh_24 = (4 * 0,26 * 0,5) / (2 * (0,26 + 0,5 )) [m]
theta4 = 90
P_w[4] = DELTAP[4] * (m_dot_ar / rho_o_ar)
"! Circuito de gases "
"! Perdas de carga localizadas (acessórios) "
" Perda de carga expansão de entrada de gases no trocador"
DELTAP[5] = K[5] * rho_i_gas * (Vi_gas_duto^2 / 2) * convert(Pa;kPa)
K[5]=K_Gradual_Expansion(Dh_15;Dh_25;theta5)
Dh_15= (4 * A_duto_gas) / (2 * (0,5 + 1 )) [m]
Dh_25 = (4 * LL_trocador * LT_trocador) / (2* (LL_trocador + LT_trocador))
theta5 = 90
Vi_gas_duto = m_dot_gas / ( rho_i_gas * A_duto_gas )    " Velocidade dos gases
na saída do aquecedor (entrada trocador)"
P_w[5] = DELTAP[5] * (m_dot_gas / rho_i_gas)
" Perda de carga total no lado gás do trocador "
DELTAP[6] = DELTAP_i + DELTAP_inlet + DELTAP_outlet
DELTAP_inlet = K61 * rho_i_gas * (V_gas^2 / 2) * convert(Pa;kPa)    " Perda de
carga na entrada de gás no tubo"
K61=K_Sharp_Egeded_Pipe_Inlet(Di)
P_w_61 = DELTAP_inlet * (m_dot_gas / rho_i_gas)

```

```

DELTAOutlet = K62 * rho_o_gas * (V_gas^2 / 2) * convert(Pa;kPa)      " Perda de
carga na saída de gás do tubo"
K62=K_Sharp_Egeded_Pipe_Exit('turbulent')
P_w_62 = DELTAOutlet * (m_dot_gas / rho_o_gas)
P_w_i = DELTA_i * (m_dot_gas / rho_gas_med)
P_w[6] = P_w_61 + P_w_62 + P_w_i
" Perda de carga contração de saída de ar do trocador"
DELTA[7] = K[7] * rho_o_gas * (Vo_gas_duto^2 / 2) * convert(Pa;kPa)
K[7]=K_Gradual_Contraction(Dh_25;Dh_15;theta7)
theta7 = 90
Vo_gas_duto = m_dot_gas / ( rho_o_gas * A_duto_gas )      " Velocidade dos gases
na saída do trocador "
P_w[7] = DELTA[7] * (m_dot_gas / rho_o_gas)
" Depressão gerada pela chaminé à To_gas, em kPa "
De_ch = 0,8 [m] " Diâmetro interno chaminé "
Hu_ch = 15 [m] " Altura útil da chaminé"
g = g# " Aceleração da Gravidade "
rho_i_gas = Density(Air_ha;T=Ti_gas;P=P_gas) "Densidade dos gases a 300°C
(aproximado pela densidade do ar)"
rho_i_ar = Density(Air_ha;T=Ti_ar;P=P_ar) " Densidade do ar ambiente "
rho_o_gas = Density(Air_ha;T=To_gas;P=P_gas) "Densidade dos gases a
To_gas (aproximado pela densidade do ar)"
DELTA[8] = Hu_ch * (((rho_i_ar - rho_i_gas) - (rho_i_ar - rho_o_gas))) * g *
convert(Pa;kPa)
P_w[8] = DELTA[8] * (m_dot_gas / rho_o_gas)
"Perda de carga distribuída"
DELTA[9] = f * rho_o_ar * (L_duto/D_eq) * (V_ar^2/2) * convert(Pa;kPa)      "
Equação de Darcy-Weisbach para a Perda de carga distribuída "
(1/sqrt(f)) = -2 * log10((RelRough3 / 3,7) + (2,51 / (Re * sqrt(f))))      " Equação de
Colebrook-White para o Fator de atrito "
Re = ( V_ar * D_eq ) / nu_o_ar
nu_o_ar = KinematicViscosity(Air_ha;T=To_ar;P=P_ar) "Viscosidade cinemática
dos gases a T média (aproximado pela viscosidade do ar)"
L_duto = 10 [m] " Comprimento total do duto de ar "
D_eq = 1,3 * ((a * b)^0,625 / (a + b)^0,25) " Diâmetro equivalente do duto de ar "
P_w[9] = DELTA[9] * (m_dot_ar / rho_o_ar)
"! Perdas de carga totais "
" Perdas de carga totais circuito ar "
DELTA_ar = DELTA[0] + DELTA[1] + DELTA[2] + DELTA[3] + DELTA[4] +
DELTA[9]
" Perdas de carga totais circuito gases "
DELTA_gas = DELTA[5] + DELTA[6] + DELTA[7] + DELTA[8]
" Perda de carga total"
DELTAtotal[11] = DELTA_ar + DELTA_gas
"Potência de bombeamento"
P_w[11] = P_w[0] + P_w[1] + P_w[2] + P_w[3] + P_w[4] + P_w[5] + P_w[6] + P_w[7] +
P_w[8] + P_w[9]

```

"(!!!! Setar limites para as variáveis, pois devido ao processo iterativo o código pode "chutar" valores não compatíveis, e apresentará erros)"