

UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE FACULDADE DE ENGENHARIA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA CURSO DE LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA



TRABALHO DE LICENCIATURA

Projecção de uma Instalação de Reaproveitamento do Óleo Queimado para Geração de Energia Eléctrica

Autor:

MATSINHE, Raimundo Joaquim

Supervisor:

Prof. Doutor. Engº. Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Co-Supervisora:

Msc, Isaura Francisco Mochocha Tobela, Eng^a.

Maputo, Julho de 2024



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE FACULDADE DE ENGENHARIA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA



TRABALHO DE LICENCIATURA

Projecção de uma Instalação de Reaproveitamento do Óleo Queimado para Geração de Energia Eléctrica

Autor:

MATSINHE, Raimundo Joaquim

Supervisor:

Prof. Doutor. Engº. Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Co-Supervisora:

Msc, Isaura Francisco Mochocha Tobela, Eng^a.

Maputo, Julho de 2024

TERMO DE ENTREGA DO RELATÓRIO DE TRABALHO DE LICENCIATURA

Declaro que o estudante Raimundo Joaquim Matsinhe entregou no dia ___/__/2024 as três cópias do relatório do seu Trabalho de Licenciatura com a referência: ______, intitulado: Projecção de uma Instalação de Reaproveitamento do Óleo Queimado para Geração de Energia Eléctrica.

Maputo, _____ de _____ de 2024

Chefe da Secretaria

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu, Raimundo Joaquim Matsinhe, declaro sob palavra de honra, que o presente trabalho de licenciatura com tema, **Projecção de uma Instalação de Reaproveitamento do Óleo Queimado para Geração de Energia Eléctrica**, que apresento para o cumprimento dos requisitos para a obtenção do grau de Licenciatura em Engenharia Mecânica, foi por mim realizado, com base nos recursos que no mesmo se faz referência.

(Raimundo Joaquim Matsinhe)

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus tão amados e heróicos pais, Joaquim Julião Matsinhe e Beatriz Pedro Claudina Matsinhe, que dedicaram e sacrificaram tanto de si para que eu pudesse ter a possibilidade de realizar os meus sonhos académicos e outros.

Dedico também ao senhor Deoclésio Cambula que, graças a si, pude ter a chance de, com o seu apoio e constante monitoramento, desenvolver valiosas aptidões e usufruir de uma bolsa de estudos pela UEM.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeira e especialmente à Deus, por ser sempre "a luz que guia e molda" os meus caminhos, tornando possível tudo de bom que me acontece, incluindo a realização deste trabalho.

De forma também especial, agradeço ao meu supervisor, o Professor Doutor Engenheiro Jorge Nhambiu, e a minha Co-supervisora, a Engenheira Isaura Tobela, por dedicarem seu tempo e sua atenção para que este trabalho pudesse ser realizado. Agradece-los também por, desde o 3º nível do curso, terem-me impulsionado e inspirado bastante a melhorar a minha performance académica.

A todo corpo docente do departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia, pela dedicação no árduo trabalho de passagem de conhecimento, para a formação de uma geração brilhante, da qual farei parte, com a conclusão e aprovação deste trabalho.

Aos meus irmãos, em especial, ao Marcelino Joaquim Julião Matsinhe, por ser uma fonte constante de apoio, e por me passar várias vezes a confiança que precisei ao longo do curso.

A minha muito amada namorada, Edma Venâncio Nhantumbo, pelo constante apoio e suporte emocional, encorajador, até financeiro, que tanto foi e é importante neste processo de formação e na minha vida em geral.

Em especial, ao meu grande e estimado amigo, Juclêncio de Mérito Chongolane Massangaie, por ser um exemplo para mim em vários campos da vida, por ser um confidente, um conselheiro, uma fonte de inspiração e um verdadeiro irmão.

Aos meus amigos e "companheiros de batalha" na faculdade e (alguns) na residência universitária, nomeadamente, Albino Milambo, Edmilson Rocha, Júlio Natubai, Régano Gonçalves, Lino Chimuaza, André Zandamela, Shirley Mauaie, Time Mulima, Priscila Polaze e outros, por serem a minha companhia neste percurso.

Ao senhor Mohammad Valá, por ter facilitado a minha bolsa de estudo junto à Universidade Eduardo Mondlane.

RESUMO

O presente trabalho tem a finalidade de proporcionar um destino ao óleo queimado produzido nas instalações da HCB (Hidroeléctrica de Cahora Bassa).

Para tal, projectou-se uma instalação que reaproveitasse este óleo para a geração de energia eléctrica, que seria usada para mecanizar a prática agrícola local.

Neste âmbito, foram tomadas em consideração as necessidades energéticas do sistema agrícola para o qual seria projectada a instalação de geração, e a partir destas, foi feito o dimensionamento da instalação.

Após o dimensionamento da instalação, foram feitas comparações entre o valor estimado de investimento para a materialização do projecto, com o custo estimado do uso da energia eléctrica fornecida pela rede eléctrica nacional, de modo a avaliar economicamente o projecto.

Por fim, foram tecidas as conclusões alcançadas com a realização do trabalho, assim como recomendações sobre alguns aspectos importantes do trabalho.

Palavras-chave: geração, energia, óleo queimado, dimensionamento, instalação

ABSTRACT

The following job has the purpose of giving a destiny to the burned oil produced in the HCB's (Cahora Bassa Dam) installations.

To achieve this purpose, was projected an installation with capacity to reuse this burned oil to generate power, that would be used to mechanize the local agriculture.

At this point, the agricultural system's needs were taken in count, and based on them, the power generation plant was scaled.

After scaling the power generation plant, it was made a comparison between the necessary amount to build the plant and the cost of paying energy from the national electric net, so from that way, get the economic assessment of the project.

At the end, were presented the conclusion of the job and also the recommendations about some aspects related to the job.

Keywords: generation, power, burned oil, scaling, installation.

ÍNDICE

TERMO DE ENTREGA DO RELATÓRIO DE TRABALHO DE LICENCIATURA	i
DECLARAÇÃO DE HONRA	ii
DEDICATÓRIA	iii
AGRADECIMENTOS	iv
RESUMO	v
ABSTRACT	vi
LISTA DE ABREVIATURAS	xi
LISTA DE SÍMBOLOS	xi
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Considerações Preliminares	1
1.2. Justificativa	2
1.3. Objectivo (s)	2
1.3.1. Geral	2
1.3.2. Específicos	3
1.4. Estrutura do Trabalho	3
1.5. Metodologia	4
2. ESTUDO DO ESTADO DA ARTE	5
2.1. Óleos Utilizados nos Postos de Transformação	5
2.1.1. Composição do Óleo Mineral	6
2.2. Sistema de Geração de Energia Eléctrica à Vapor	6
2.2.1. Gerador de Vapor/Caldeira	8
2.2.1.1. Descrição	8
2.2.1.2. Classificação das Caldeiras	8
2.2.1.3. Caldeiras Flamotubulares	9
2.2.1.4. Partes Componentes da Caldeira Flamotubular	12
2.2.1.5. Vantagens e Desvantagens das Caldeiras Flamotubulares	14
2.2.1.6. Tratamento da Água de Alimentação para a Caldeira	14
2.2.1.7. Tratamento dos produtos de combustão da caldeira	16
2.2.2. Turbina	17
2.2.2.1. Descrição e Considerações Gerais	17
2.2.3. Condensador	18

2.2.3.1. Descrição e Considerações Gerais	18
3. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE GERAÇÃO DE ENERGIA e APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	19
3.1 Local de Implantação do Sistema	19
3.2 Dimensionamento	19
3.2.1 Necessidades Energéticas	19
3.2.2. Esquema da Instalação	.21
3 2 3 Dimensionamento da Caldeira Flamotubular	22
3.2.3.1. Temperatura Adiabática da Chama	24
3.2.3.2. Perdas, Consumo de Combustível e Eficiência da Caldeira	.30
3.2.3.3. Dimensionamento da Fornalha	36
3.2.3.4. Dimensionamento dos Tubos de Convecção	.47
3.2.3.5. Dimensionamento da Chaminé	54
3.2.4. Dimensionamento do Condensador	59
4. AVALIAÇÃO ECONÓMICA	71
5. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES	.74
5.1. Conclusão	.74
5.2. Recomendações	74
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	75
ANEXOS	A

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Esquema Ilustrativo do Sistema de geração de energia. Fonte: Autor7
Figura 2: Ciclo de Rankine. Fonte: Paz, 20027
Figura 3: Exemplo de uma Caldeira Cornuália. Fonte: Autor9
Figura 4: Exemplo de uma Caldeira Lancaster. Fonte: Autor
Figura 5: Exemplo de uma Caldeira Multitubular de Fornalha Externa. Fonte: Autor 11
Figura 6: Exemplo de uma Caldeira Incomóvel. Fonte: Autor 11
Figura 7: Principais Componentes da Caldeira Flamotubular. Fonte: Nhambiu, 2024a 12
Figura 8: Caldeiras com a) duas, b) três, c) quatro, passagens. Fonte: Nhambiu, 2024a

Figura 9: Caldeira com a) Câmara de Reversão Seca, b) Câmara de Reversão Húmic	la.
Fonte: Nhambiu, 2024ª	13
Figura 10: Clarificação. Fonte: Nhambiu, 2024 ^b	15
Figura 11: Abrandamento. Fonte: Nhambiu, 2024 ^b	15
Figura 12: Lavador de Gases sem enchimento. Fonte: Autor	16
Figura 13: Lavador de Gás com enchimento tipo OKc. Fonte: Autor	17
Figura 14: Trocador de calor (Condensador) de Casco e Tubos, de correntes cruzada	
Fonte: Paz, 2002	18
Figura 15: Esquema Ilustrativo do Funcionamento da Instalação. Fonte: Autor	21
Figura 16: Vista explodida da Caldeira Flamotubular. Fonte: Autor	23
Figura 17: Gráfico do Combustível consumido e Calor disponível em função do tempo).
Fonte: Autor	35
Figura 18: Gráfico do Combustível consumido nas horas mortas de operação da	
caldeira. Fonte: Autor	36
Figura 19: Desenho da Fornalha. Fonte: Autor	46
Figura 20: Gráfico das Parcelas de Transferência de calor por Radiação e Convecção)
na fornalha. Fonte: Autor	47
Figura 21: Desenho dos Tubos de Convecção. Fonte: Autor	53
Figura 22: Parcelas de Transferência de Calor por Radiação e Convecção nos Tubos	
de Convecção. Fonte: Autor	53
Figura 23: Desenho de montagem/conjunto da caldeira. Fonte: Autor	59
Figura 24: Desenho do condensador com tubos alhetados. Fonte: Autor	70
Figura 25: Gráfico da Análise Comparativa entre os custos de investimento e	
manutenção, e os da rede eléctrica nacional. Fonte: Autor Erro! Indicador n	ão
definido.	

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1:Percentual dos elementos que compõem o óleo mineral	6
Tabela 2: Equipamentos eléctricos a serem alimentados pela energia gerada no	
sistema	19

Tabela 3: Potências de Funcionamento dos Equipamentos	. 20
Tabela 4: Especificações Técnicas da Turbina Escolhida	. 20
Tabela 5: Dados Iniciais para o cálculo da Temperatura Adiabática	. 23
Tabela 6: Dados Técnicos do Queimador	. 24
Tabela 7: Valor de k1 para cálculos com base no Poder Calorífico Inferior	. 31
Tabela 8: Valores Teóricos de CO2 nos gases de combustão	. 31
Tabela 9: Perdas por Combustão química incompleta em função do combustível	. 32
Tabela 10: Valores de k2 para vários combustíveis	. 33
Tabela 11: Tamanho efectivo do feixe de radiação	. 39
Tabela 12: Coeficiente de deposição da fornalha	. 39
Tabela 13: Dimensões dos tubos de convecção	. 47
Tabela 14: Valores de queda média de temperatura Δt para diferentes tipos de cham	iiné
	. 56
Tabela 15: Valores de Rugosidade absoluta para diferentes materiais	. 57

LISTA DE ABREVIATURAS

- HCB Hidroeléctrica de Cahora Bassa
- PT Posto de Transformação
- RV Resíduo de destilação à vácuo
- ATE Alto teor de enxofre
- BTE Baixo teor de enxofre
- BPF Baixo ponto de fluidez
- APF Alto ponto de fluidez

LISTA DE SÍMBOLOS

- *P_{desejada}* Potência desejada
- P_{nominal} Potência nominal
- X^{t} Quantidade do componente de combustível em massa de trabalho
- *X^c* Quantidade do componente de combustível em massa de combustível
- A^t Quantidade de Cinzas
- W^t Quantidade de Humidade
- *V*^o_{ar} Volume teórico do ar
- C^t Quantidade de carbono em massa de trabalho
- S^t Quantidade de enxofre em massa de trabalho
- H^t Quantidade de hidrogénio em massa de trabalho
- 0^t Quantidade de oxigénio em massa de trabalho
- $V_{H_2O}^o$ Volume teórico da água

- $V_{N_2}^o$ Volume teórico dos gases biatómicos
- N^t Quantidade de Nitrogénio em massa de trabalho
- V_{RO_2} Volume dos gases triatómicos
- V_{H_2O} Volume real da água
- α Coeficiente de excesso de ar
- V_{N_2} Volume real dos gases biatómicos
- V₀₂ Volume do oxigénio excedente
- Vg ou Vi Volume dos gases de combustão
- r_{N_2} Fracção dos gases biatómicos
- r_{RO2} Fracção dos gases triatómicos
- r_{H20} Fracção da água
- r_{O_2} Fracção do oxigénio excedente
- Q_i^t Poder calorífico inferior
- I_g Entalpia dos gases devido poder calorífico
- Iar Entalpia dos gases devido pré-aquecimento do ar
- Tar Temperatura de pré-aquecimento do ar
- $C_{p_{ar}}$ Calor específico do ar
- I_{comb} Entalpia dos gases devido pré-aquecimento do combustível
- T_{comb} Temperatura de pré-aquecimento do combustível
- $C_{p_{comb}}$ Calor específico do combustível
- I_{Tg} Entalpia total dos gases

 $(C\theta)_{RO_2,N_2,H_2O,O_2}$ – Entalpia específica dos gases triatómicos, biatómicos, da água ou do oxigénio excedente

 q_2 – Perdas de calor com as cinzas

 P_{cv} – Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes

 P_{cf} – Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo

A – Fracção em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima)

 F_{cv} – Fracção em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível

C_{cv} – Fracção em peso do combustível nas cinzas volantes

F_{cf} - Fracção em peso das cinzas de fundo em relação ao total de inertes do combustível

Ccf – Fracção em peso do combustível nas cinzas de fundo

 q_3 – Perdas de calor com gases efluentes

P_{gc} – Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão

- P_{H_2O} Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão
- k_1 Constante que depende do combustível utilizado
- T_g Temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira

 T_a – Temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira

CO2 – Percentagem em volume de CO2 presente nos gases de combustão

 O_2 – Quantidade de oxigénio no combustível (%)

CO₂t – Valor teórico de CO₂ nos gases de combustão

 m_{H_20} – Percentagem em peso da humidade no combustível nas condições de queima

H - Percentagem em peso de hidrogénio no combustível nas condições de queima

- q_4 Perdas de calor associadas à combustão mecânica incompleta
- q_5 Perdas de calor associadas à combustão química incompleta
- P_{CO} Perdas associadas a não queimados nos gases de combustão
- k_2 Contante que depende do combustível utilizado
- CO Teor de monóxido de carbono nos gases de combustão
- q_6 Perdas de calor ao meio ambiente
- q_7 Perdas associadas às purgas
- $\sum q_n ou q_i$ Perdas totais
- η_v Rendimento da caldeira
- *B* Consumo de combustível
- $\dot{B}_{h,mortas}$ Consumo de combustível nas horas mortas de trabalho
- G_o Consumo de vapor de água
- I_v Entalpia da água no estado de vapor saturado
- Iaa Entalpia da água de alimentação
- Q_{disp} Calor disponível
- I_{aq} Entalpia do ar quente
- Q_{ai} Calor trazido pelo ar
- Q_f Calor total trazido
- Tad Temperatura adiabática da chama
- T_{sai}^{f} Temperatura de saída do gás da fornalha
- I^f_{sai} Entalpia do gás à saída da fornalha
- $\overline{VC_p}$ Calor específico médio dos produtos de combustão

r - Fracção volúmica somatória dos gases triatómicos

P – Pressão na fornalha

 k_{yl} – Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos para chamas luminosas

 k_{ynl} – Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos para chamas não luminosas

- S Tamanho efectivo do feixe de radiação
- k_c Coeficiente de absorção radiante das partículas de cinza
- a_{nl} Emissividade da parte não luminosa
- a_l Emissividade da parte luminosa
- ε_{ch} Emissividade da chama
- m Coeficiente da fracção da luminosidade da chama
- ψ Eficiência térmica da parede
- ξ Coeficiente de deposição
- ε_f Emissividade da fornalha
- ϕ Coeficiente de retenção de calor
- q Calor absorvido na fornalha
- A_f Área da fornalha
- σ Constante de Stefan-Boltzman
- Ko Número de Konakov
- $T^{f}_{sai,corr}$ Temperatura à saída dos gases da fornalha corrigida
- D_f Diâmetro da fornalha
- q_v Calor liberto por unidade de volume da fornalha

V_{fornalha} – Volume da fornalha

- q_F Calor liberto por unidade de área da fornalha
- w_g Velocidade dos gases na fornalha
- A_q Secção de passagem dos gases
- t_f Temperatura média dos gases na fornalha
- Re Número de Reynolds
- Pr Número de Prandtl
- hconv Coeficiente de transferência ade calor por convecção na fornalha
- k_g Coeficiente de condutividade térmica à temperatura média do fluxo do gás
- T_{pa} Temperatura da parede da fornalha
- Q_r Calor transferido por radiação
- Qconv Calor transferido por convecção
- T_{ch} Temperatura da chama
- $%Q_r$ Parcela de calor transferido por radiação na fornalha
- $%Q_{conv}$ Parcela de calor transferido por convecção na fornalha
- *T_{ent}^{conv}* Temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção
- Iconv Entalpia dos gases na entrada dos tubos de convecção
- T_{sai}^{conv} Temperatura dos gases na saída dos tubos de convecção
- I_{sai}^{conv} Entalpia dos gases na saída dos tubos de convecção
- T_{sat} Temperatura de saturação da água
- ΔT_{ln} Temperatura média logarítmica
- A_T Área de cada tubo

din - Diâmetro interno de cada tubo de convecção

- t_{tc} Temperatura média nos tubos de convecção
- C_c Factor de correcção devido a influência da região de entrada
- deq Diâmetro equivalente dos tubos de convecção
- t_p Temperatura da parede poluída
- h_{rad} Coeficiente de troca de calor por radiação
- ε_{cinz} Emissividade das cinzas depositadas na superfície interna dos tubos
- ε_g Emissividade do gás de combustão à temperatura T_g
- ε_{CO_2} Emissividade de dióxido de carbono
- ε_{H_20} Emissividade da água
- $\Delta \varepsilon$ Factor de correcção da mistura $CO_2 + H_2O$
- h_1 Coeficiente combinado de transferência de calor dos gases no interior dos tubos
- U Coeficiente global de transferência de calor
- ε Coeficiente de deposição de cinzas
- A_{tc} Área de transferência de calor
- N_t Número de tubos
- L_f Comprimento da fornalha
- Nassum Número de tubos assumido
- \dot{V}_{a}^{ch} Fluxo volumétrico dos gases que passam pela chaminé
- t_{aB}^{ch} Temperatura dos gases à base da chaminé
- P_B Pressão barométrica
- d_{boca} Diâmetro da saída da chaminé

- cg,boca Velocidade dos gases à saída da chaminé
- d_{base} Diâmetro da base da chaminé
- d_{médio} Diâmetro médio da chaminé
- ca,base Velocidade dos gases na base da chaminé
- c_{médio} Velocidade média dos gases
- ΔP_l Perdas locais
- ξ_l Coeficiente de resistência local
- ΔP Perdas totais
- ΔP_{at} Perdas de pressão ao longo da conduta (sem contar as localizadas)
- t_{boca} Temperatura dos gases à saída da chaminé
- Δt Queda média de temperatura na chaminé
- $t_{m\acute{e}dia}$ ou t_{g}^{-} Temperatura média dos gases na chaminé
- dmédio.eq Diâmetro médio equivalente da chaminé
- v Viscosidade cinemática do gás na chaminé
- μ Viscosidade dinâmica na chaminé
- k Rugosidade absoluta
- H Altura da chaminé
- g Aceleração de gravidade
- ρ_{ar} Densidade do ar
- $ho_{gás}$ Densidade do gás na chaminé
- ζ Coeficiente de resistência local na saída da chaminé
- T_{ent}^{frio} Temperatura do fluído frio à entrada do condensador

- T_{sai}^{frio} Temperatura do fluído frio à saída do condensador
- T_{ent}^{quente} Temperatura do fluído quente à entrada do condensador
- T_{sai}^{quente} Temperatura do fluído quente à saída do condensador
- T_{med}^{frio} Temperatura média do fluído frio
- T_{med}^{quente} Temperatura média do fluído quente
- ρ_f Densidade do fluído frio
- ρ_q Densidade do fluído quente
- Cp_f Calor específico do fluído frio
- Cp_q Calor específico do fluído quente
- μ_f Viscosidade dinâmica do fluído frio
- μ_q Viscosidade dinâmica do fluído quente
- v_f Viscosidade cinemática do fluído frio
- v_q Viscosidade cinemática do fluído quente
- k_f Condutividade térmica do fluído frio
- k_q Condutividade térmica do fluído quente
- \dot{m}_{f} Vazão mássica do fluído frio
- Pr_f Prandtl do fluído frio
- Pr_s Prandtl do fluído frio na superfície dos tubos
- \dot{m}_a Vazão do fluído quente
- Q_q Taxa de transferência de calor do fluído quente
- ΔT_{ml} Temperatura média logarítmica

 V_q – Velocidade do fluído quente

D_{in} – Diâmetro interno dos tubos do condensador

Nu – Nusselt

h_i - Coeficiente de convecção interno

 $A_{v,f}$ – Área de vazão do fluído frio

 A_{at} – área frontal do trocador de calor;

 $D_{ex,t}$ – Diâmetro externo dos tubos;

- N_{tf} Número de tubos por fila em 0,8m;
- L_{tr} Largura do trocador/comprimento do tubo;
- n_{al} Número de alhetas no comprimento de 0,8m;
- t Espessura das alhetas;
- Dex,al Diâmetro externo da alheta;
- V_f Velocidade do fluído frio passando externamente ao feixe de tubos
- $V_{max,f}$ Velocidade máxima do fluído frio passando externamente ao feixe de tubos
- Nu_D Nusselt para escoamento externo
- Nu_{D,N_L} Nussel para escoamento externo quando o número de tubos for menor que 16
- F Factor de correcção do nusselt
- h_e Coeficiente de convecção externo
- $R_{ex,al}$ Raio externo da alheta
- R_{in,al} Raio interno da alheta
- Din,al Diâmetro interno da alheta
- a_{al} Área de transferência de calor da alheta

- a_l Área de transferência de calor da parte lisa do tubo
- A_{TT} Área de transferência de calor total do tubo
- $T_{b,al}$ Temperatura da superfície externa do tubo ou da base da alheta
- T_{∞} Temperatura ambiente
- η_{alheta} Eficiência da alheta
- η_o Eficiência global da superfície alhetada
- q_{ta} Taxa de transferência de calor na superfície do tubo alhetado
- A_{TTC} Área total do trocador de calor com alhetas
- L_{TUBO} Comprimento total do tubo do trocador de calor
- N_{TUBOS} Número de tubos do trocador de calor
- E_{Diária} Energia diária necessária
- ttrabalho Carga horária de trabalho por dia
- EDM Electricidade de Moçambique
- \$\$_{Diário} Custo total diário
- $\$_{Mensal}$ Custo total mensal
- \$\$_{investimento} Custo de investimento total
- \$\$_{manutenção} Custo de manutenção
- \$\$_{invest/manu} Custo de investimento e manutenção

1. INTRODUÇÃO

1.1. Considerações Preliminares

O desenvolvimento económico da maior parte dos países de todo o mundo está atrelado ao avanço industrial verificado nesses países em diversas áreas, já que "a indústria é responsável por crescentes aumentos no nível do produto, no assim chamado crescente económico" (de Oliveira, s.d.). Porém, com esse desenvolvimento nasce um dos maiores desafios que o mundo enfrenta hoje, a poluição e degradação ambiental.

De modo a combater esse mal, os governos um pouco por todo o globo impõem uma série de exigências que servem de medidas de controlo do impacto ambiental, com vista a reduzir e controlar a poluição proveniente das actividades industriais. Moçambique não é uma excepção no combate à poluição, e sendo assim, as empresas do sector industrial operantes no país observam medidas de controlo de emissões e gestão de resíduos sólidos e líquidos.

A empresa Hidroeléctrica de Cahora Bassa (HCB) é um gigante no ramo da geração de energia eléctrica no país, sendo a maior barragem em operação actualmente. Durante o processo de geração de energia usam-se óleos para o arrefecimento de postos de transformação (PT), ficando inutilizados após certo período de operação (transformam-se em óleo queimado, devido à exposição a altas temperaturas).

O óleo queimado após ser extraído dos PTs, é armazenado num tanque com capacidade de até cem mil (100 000) litros. Após atingir a capacidade máxima do tanque, a HCB paga um "valor simbólico" à uma empresa sul-africana para poder dar um destino adequado ao óleo à luz da supervisão da própria HCB (fonte: relatório da HCB, facilitado pelo supervisor deste trabalho).

O presente trabalho visa dar um fim a esse óleo, que não seja dispendioso à empresa e que também contribua positivamente para o crescimento económico do país. Nesse contexto, pretende-se projectar uma instalação que possa reaproveitar o óleo queimado para gerar energia eléctrica, a ser usada na mecanização da actividade agrícola a nível local.

Para este projecto, é tomado em consideração um campo agrícola de vinte (20) hectares, localizado no distrito de Cahora Bassa, província de Tete. Escolhe-se um campo com áreas relativamente reduzidas (em relação às comuns na produção agrária em larga escala) de modo a possibilitar a adequação logística do projecto aos pequenos agricultores (sem grandes massas monetárias para investimento), e também, escolhe-se este distrito pela necessidade de anular os altos custos que proviriam do transporte do óleo queimado por longas distâncias, entretanto, é importante frisar que o projecto é aplicável para áreas maiores em outros pontos geográficos, desde que sejam observadas as devidas particularidades.

1.2. Justificativa

O tema do trabalho é escolhido no contexto da necessidade de se dar um destino melhor ao óleo queimado (para este caso, produzido na HCB), em comunhão com a necessidade do aumento da mecanização da Agricultura em Moçambique.

Com o desenvolvimento deste tema, ao mesmo tempo que o problema da gestão do óleo queimado será resolvido, pode-se aumentar a produtividade agrícola em grande escala, contribuindo para a solução de problemas como fome, má nutrição e outros que assolam a população. Ao mesmo tempo, se explora uma nova forma de geração de energia eléctrica, através de um resíduo industrial inutilizado.

1.3. Objectivo (s)

1.3.1. Geral

 Projectar uma instalação que gera energia eléctrica através de óleo queimado, para alimentar os sistemas de um campo agrícola.

1.3.2. Específicos

- Conhecer as necessidades energéticas do sistema para o qual será projectada a instalação;
- Dimensionar os elementos principais que compõem a instalação; e
- Avaliar a viabilidade económica da instalação em comparação com o sistema de energia eléctrica da rede nacional;

1.4. Estrutura do Trabalho

No Capítulo 2 (Estado do estudo da arte) apresenta-se um embasamento teórico sobre conceitos científicos importantes para a elaboração deste trabalho, tendo se recorrido a livros, artigos científicos, trabalhos de licenciatura, dissertações, teses e aulas, que abordam temas como a definição, classificação e composição do óleo queimado, e, o sistema de geração de energia eléctrica à vapor e seus componentes (caracterização e funcionalidade de cada).

No Capítulo 3 (Dimensionamento do sistema de geração de energia eléctrica e apresentação dos resultados) são apresentadas as necessidades energéticas do sistema agrícola para o qual se dimensiona a instalação, através dos roteiros apresentados neste capítulo para cada componente. Junto ao roteiro de dimensionamento são apresentados os resultados obtidos após a realização de todos os cálculos, e ainda, é feita a interpretação desses resultados, expondo o significado de cada.

No Capítulo 4 (Avaliação económica) é feito um estudo comparativo dos custos de operação do sistema agrícola se se for usar a energia da rede eléctrica nacional, aos custos de investimento e operação usando a energia proveniente da instalação dimensionada. Isto vai permitir avaliar economicamente a viabilidade do projecto.

Para terminar, no Capítulo 5 (Conclusão e recomendações) são apresentadas as conclusões do trabalho observando se foram atingidos os objectivos apontados no início do mesmo, e também, são apresentadas recomendações inerentes ao trabalho.

1.5. Metodologia

Para a realização do presente trabalho, serão usadas como metodologias, as seguintes:

- Pesquisa bibliográfica;
- Consultas ao supervisor;
- Consulta à empresa fornecedora do combustível em questão;
- Uso de aplicativos informáticos; e
- Brainstorming.

2. ESTUDO DO ESTADO DA ARTE

2.1. Óleos Utilizados nos Postos de Transformação

Segundo Friedenberg e Santana (2014), nos postos de transformação, também conhecidos como subestações de energia (que é o local no qual se irá extrair o óleo queimado), até os dias actuais, utiliza-se principalmente óleo mineral como meio de isolamento e resfriamento. No entanto, existem diferentes tipos de óleos que podem ser utilizados, dependendo das necessidades específicas e das regulamentações ambientais. Apresentam-se em seguida os principais tipos:

Óleo Mineral

Inibido: Contém aditivos que melhoram a resistência à oxidação

Não Inibido: Usado principalmente em transformadores de menor importância ou em aplicações menos críticas, não contém aditivos.

Óleo Sintético

Polialfaolefinas (PAO): Tem propriedades de isolamento e resfriamento superiores, porém, é mais caro.

Ésteres Sintéticos: Possuem alta biodegradabilidade e são uma alternativa ecológica aos óleos minerais.

Óleos Naturais (Biodegradáveis)

Ésteres Naturais: Derivados de óleos vegetais, como o óleo de soja. São ambientalmente amigáveis e oferecem boas propriedades de isolamento e resfriamento.

Óleos de Silicone: Utilizados em transformadores de tipo seco ou onde há necessidade de alta resistência ao fogo. Têm boa estabilidade térmica, mas são mais caros que os óleos minerais

2.1.1. Composição do Óleo Mineral

Segundo a "Guide for Acceptance and Maintenance of Insulating Mineral Oil in Electrical Equipment, 2015" da *IEE Power Engineering Society*, em paralelo com a norma da ASTM "Standard Specification for Mineral Insulating Oil used in Electrical Apparatus, 1993", a composição dos óleos minerais utilizados em transformadores, em termos de elementos como Carbono, Hidrogénio, Nitrogénio, Oxigénio, Enxofre, Cinzas e Humidade é descrita aproximadamente nos seguintes intervalos

Composição do óleo combustível	Índice Percentual
Carbono (C)	85 a 87%
Hidrogénio (H)	11 a 14%
Oxigénio (O)	0.1 a 0.3%
Nitrogénio (N)	<0.01%
Enxofre (S)	0.05 a 0.3%
Cinzas (A)	<0.01%
Humidade (W)	<50ppm

Tabela 1:Percentual dos elementos que compõem o óleo mineral

Fonte: Adaptado de "Guide for Acceptance and Maintenance of Insulating Mineral Oil in Electrical Equipment" (2015) e "Standard Specification for Mineral Insulating Oil used in Electrical Apparatus" (1993)

2.2. Sistema de Geração de Energia Eléctrica à Vapor

Os componentes de um sistema de geração de energia eléctrica a vapor num Ciclo de Rankine Simples são:

- Gerador de Vapor/Caldeira (I);
- Turbina a Vapor (II);
- Bomba (III);
- Condensador (IV);



Figura 1: Esquema Ilustrativo do Sistema de geração de energia. Fonte: Autor

Apud PAZ (Simulação de Sistemas Térmicos de Potência para Geração de Energia Eléctrica, pg 12), o ciclo de Rankine é o mais apropriado para a geração de energia, tendo água como fluído de trabalho. "*Na* Figura 2, *observa-se o funcionamento do ciclo fechado, com a elevação de pressão da água pela bomba (processo 1-2), elevação da temperatura da água até ao estado de saturação (processo 2-2'), mudança de fase na caldeira (processo 2'-3'), superaquecimento (processo 3'-3), expansão adiabática na turbina (processo 3-4), e finalmente condensação do vapor no condensador (processo 4-1). Os processos de aquecimento, vaporização e superaquecimento ocorrem no gerador de vapor" (Paz, 2002).*



Figura 2: Ciclo de Rankine. Fonte: Paz, 2002

2.2.1. Gerador de Vapor/Caldeira

2.2.1.1. Descrição

Segundo Leite & Militão (2008), as caldeiras ou geradores de vapor, são equipamentos destinados a transformar água em vapor, onde a energia necessária à sua operação, isto é, o fornecimento de calor sensível à água até alcançar a temperatura de ebulição, mais o calor latente a fim de vaporizar a água e mais o calor de superaquecimento para transformá-la em vapor superaquecido, é dada pela queima de um combustível. Os mesmos autores apresentam uma abordagem paralela e mais descritiva que a anterior, colocando a caldeira como sendo um equipamento que se destina a gerar vapor através de uma troca térmica entre o combustível e a água , sendo que isto é feito por este equipamento construído com chapas e tubos cuja finalidade é fazer com que água se aqueça e passe do estado líquido para o gasoso, aproveitando o calor libertado pelo combustível, que faz com que as partes metálicas da mesma se aqueçam e transfiram calor à água produzindo o vapor.

Vale ainda saber que "uma caldeira é um conjunto de superfícies de aquecimento concebidas para o aquecimento de fluidos térmicos ou produção de vapor de água. Quando a finalidade é o aquecimento e o abastecimento de água quente a processos, geralmente denomina-se caldeira" (Nhambiu, 2022^a).

2.2.1.2. Classificação das Caldeiras

Leite & Militão (2008) classificam as caldeiras quanto ao tipo, da seguinte maneira:

- Caldeiras Flamotubulares;
- Caldeiras Aquatubulares;

Nhambiu (2022) classifica as caldeiras quanto à posição dos tubos em:

- Caldeiras de tubos verticais; e
- Caldeiras de tubos horizontais;

E ainda, quanto ao tipo ou localização de água/gases, acrescenta a classificação de Caldeiras Mistas.

2.2.1.3. Caldeiras Flamotubulares

Segundo Leite & Militão (2008), nestas caldeiras, também conhecidas como caldeiras de tubos de fogo ou tubos de fumaça, fogotubulares, flamotubulares ou ainda gás-tubulares, os gases quentes passam por dentro de tubos montados à maneira dos feixes de permutadores de calor, com uma ou mais passagens dos gases quentes. Ao redor dos tubos está a água a ser aquecida e evaporada.

Nhambiu (2024^a) diz que "caldeira flamotubular, como o nome sugere, é uma caldeira em que a queima e os gases dela resultantes fluem dentro de tubos. A queima processase no interior de um cilindro construído em chapa de aço, com dimensões tais que permitam a combustão completa de modo que, após a mesma, só fluam gases quentes para as demais passagens de gases."

Leite & Militão (2008) vão mais além na descrição e classificação das caldeiras flamotubulares, classificando-as quanto à posição dos tubos como **Verticais** ("os tubos são colocados verticalmente num corpo cilíndrico fechado nas extremidades por placas, chamadas espelhos, sendo que a fornalha interna fica no corpo cilíndrico logo abaixo do espelho inferior e os gases de combustão sobem através dos tubos, aquecendo e vaporizando a água que está em volta deles") e **Horizontais**, que abrangem os seguintes modelos:

Caldeira de Cornuália: constituída de um tubulão horizontal ligando a fornalha ao local de saída de gases.



Figura 3: Exemplo de uma Caldeira Cornuália. Fonte: Autor

<u>Principais Características</u>: pressão máxima de operação de 10 kgf/cm², vaporização específica 12 a 14 kg de vapor/m² e máximo de 100m² de superfície.

Caldeira Lancaster: mesma construção que a anterior, porém mais evoluída podendo ser constituída de até quatro (4) tubulões internos.



Figura 4: Exemplo de uma Caldeira Lancaster. Fonte: Autor

<u>Principais Características</u>: área de troca térmica de 120 a 140m² e vaporização de 15 a 18 kg de vapor/m².

Caldeiras Multitubulares de Fornalha Interna - como o próprio nome indica possui vários tubos de fumaça. Podem ser de três tipos:

Tubos de fogo directos: os gases percorrem o corpo da caldeira uma única vez;

Tubos de fogo de retorno: os gases provenientes da combustão na fornalha, circulam em tubos de retorno;

Tubos de fogo directos e de retorno: os gases quentes circulam pelos tubos directos e voltam pelos de retorno.

Caldeiras Multitubulares de fornalha externa: a fornalha é constituída pela própria alvenaria, situada abaixo do corpo cilíndrico. Os gases quentes provindos da combustão entram inicialmente em contacto com a base inferior do cilindro, retornando pelos tubos de fogo.



Figura 5: Exemplo de uma Caldeira Multitubular de Fornalha Externa. Fonte: Autor

Caldeira Incomóvel: também do tipo multitubular, têm como principal característica apresentar uma dupla parede em chapa na fornalha, pela qual a água circula. A sua maior vantagem está no facto de ser fácil a sua transferência de local e de poder produzir energia eléctrica. É usada em serrações junto à matéria-prima e em campos de petróleo.



Figura 6: Exemplo de uma Caldeira Incomóvel. Fonte: Autor

Caldeiras Escocesas: criada basicamente para uso marítimo, é o modelo de caldeira industrial mais difundido no mundo. É destinada à queima de óleo ou gás, tendo ainda pressão máxima de 18 kgf/cm², rendimento térmico em torno de 83% e taxa de vaporização de 30 a 35 kg de vapor/m².

2.2.1.4. Partes Componentes da Caldeira Flamotubular

Segundo Nhambiu (2024^a), as caldeiras flamotubulares apresentam as seguintes partes principais (Figura 7):



Figura 7: Principais Componentes da Caldeira Flamotubular. Fonte: Nhambiu, 2024a

- Corpo também chamado de casco ou carcaça, é construído a partir de chapas de aço carbono calandradas e soldadas. O seu diâmetro e comprimento estão relacionados à capacidade de produção de vapor. As pressões de trabalho são limitadas pelo diâmetro do corpo destas caldeiras;
- Espelhos são chapas planas cortadas em forma circular, de modo que encaixem nas duas extremidades do corpo da caldeira e são fixadas através de soldagem.
 Sofrem um processo de furação, por onde os tubos de fumaça deverão passar.
 Os tubos são fixados por meio de mandrilamento ou soldagem;
- Feixe Tubular ou Tubos de Fogo composto de tubos que são responsáveis pela absorção do calor contido nos gases de exaustão usados para o aquecimento da água. Ligam o espelho frontal com o posterior, podendo ser de um, dois ou três passes (Figura 8);



Figura 8: Caldeiras com a) duas, b) três, c) quatro, passagens. Fonte: Nhambiu, 2024a

Fornalha: nela procede-se à troca de calor por radiação (a maior de toda a caldeira, >50%) e uma pequena parte por convecção, sendo o componente mais importante da caldeira, porque é onde ocorre a queima do combustível, ou seja, onde se gera o calor necessário ao sistema. No seu interior é que ocorre a maior temperatura de todo o gerador de vapor. É a fornalha a maior responsável pela limitação da capacidade da caldeira e onde um *stress* de material acarretaria maiores inconvenientes.

Câmara de Reversão/Caixa de Fumaça – Podem ser secas (Dry Back, Figura 9a) quando não têm contacto com a água, ou húmidas (Wet Back, Figura 9b) quando elas estão no interior da caldeira em contacto com a água. É nelas onde os gases de combustão mudam de direcção entre os passes.



Figura 9: Caldeira com a) Câmara de Reversão Seca, b) Câmara de Reversão Húmida. Fonte: Nhambiu, 2024ª
2.2.1.5. Vantagens e Desvantagens das Caldeiras Flamotubulares

Leite & Militão (2008) indicaram para as caldeiras flamotubulares, as seguintes vantagens e desvantagens:

Vantagens

- Custo de aquisição mais baixo;
- Exigem pouca alvenaria;
- Atendem bem a aumentos instantâneos de demanda de vapor.

Desvantagens

- Baixo rendimento térmico;
- Partida lenta devido ao grande volume interno de água;
- Limitação de pressão de operação (máx. 15 kgf/cm²);
- Baixa taxa de vaporização (kg de vapor / m² hora);
- Capacidade de produção limitada;
- Dificuldades para instalação de economizador, superaquecedor e pré-aquecedor

2.2.1.6. Tratamento da Água de Alimentação para a Caldeira

Segundo Nhambiu (2024^b), a água para caldeiras deve receber tratamento que permita: remoção total ou parcial de sais de cálcio e magnésio, os quais produzem incrustações e levam à ruptura dos tubos.

As principais grandezas de controlo da qualidade da água são:

- Dureza total; e
- ✤ PH;

2.2.1.6.1. Métodos de Tratamento de Água

Clarificação: consiste na prévia floculação, decantação e filtração da água com vista a reduzir a presença de sólidos em suspensão.



Figura 10: Clarificação. Fonte: Nhambiu, 2024^b

Abrandamento: consiste na remoção total ou parcial dos sais de cálcio e magnésio presentes na água, ou seja, consiste na redução de sua dureza.



Figura 11: Abrandamento. Fonte: Nhambiu, 2024^b

Outros métodos:

- Desgazeificação;
- Desmineralização ou Troca Iónica;
- Remoção de Sílica;
- Eliminação da Dureza;
- Precipitação com Fosfatos;
- Tratamento com Quelatos;
- Controle de pH e da Alcalinidade;
- Eliminação do oxigénio dissolvido; e
- Controle do teor de cloretos e sólidos totais.

2.2.1.7. Tratamento dos produtos de combustão da caldeira

Majewski (2006) afirma ser possível encontrar no mercado e na literatura uma série de separadores e lavadores de gases para o controle de material particulado, bem como para o resfriamento e absorção de gases e vapores tóxicos como SO₂, SO₃, H₂SO₄, HF, HCl, P₂O₅, NO₂ e outros.

"Em alguns destes equipamentos a separação/remoção é feita com o uso de um ciclone, no qual um ventilador disposto no ducto de entrada do equipamento, força o escoamento do gás que contém o material particulado e/ou vapores. Já os lavadores em forma de torre, podem ser construídos com ou sem enchimento." (Majewski, 2006)

2.2.1.7.1. Tipos de Lavadores

a) Lavadores sem enchimento



Figura 12: Lavador de Gases sem enchimento. Fonte: Autor

São equipamentos para resfriamento do gás através da injecção directa de água de resfriamento, sendo que os lavadores deste tipo são eficientes tanto para a separação como para o resfriamento do gás (o que depende do tempo de contacto das partículas com a água). A desvantagem deste lavador é o elevado consumo de água que pode ser acima de 6 l/m³ (Majewski, 2006).

b) Lavadores com enchimento (indicado para este projecto)



Figura 13: Lavador de Gás com enchimento tipo OKc. Fonte: Autor

A construção é semelhante à dos lavadores sem enchimento, com uma camada adicional de filtração (que pode ser um anel de *Rasching* ou outros elementos de porcelana ou de plásticos) assente sobre uma grelha ou tela de chapa perfurada.

- c) Lavadores com leito fluidizado;
- d) Lavadores com borbulhagem;
- e) Lavadores de espuma;
- f) Lavadores de espuma tipo Elex-Hidro;
- g) Lavadores com labirintos fechados pela água;
- h) Lavadores roto-clone tipo N;
- i) Lavadores rotativos; etc

2.2.2. Turbina

2.2.2.1. Descrição e Considerações Gerais

Segundo Paz (2002) as turbinas a vapor são máquinas constituídas fundamentalmente de um anel de expansores, ou bocais, seguido de dois ou mais estágios de palhetas móveis, ligadas ao rotor, intercaladas por palhetas fixas, ligadas à carcaça. O escoamento do vapor pelas palhetas móveis transfere a energia do fluído para a turbina, que se transforma em energia cinética (nos expansores) e, consequentemente, em trabalho (nas palhetas móveis), conversão esta que se dá em duas modalidades: princípio da acção e princípio da reacção.

"Finalmente, nem toda energia interna do vapor é convertida em trabalho, visto que uma boa parte desta é rejeitada para o ambiente no condensador, no caso de um ciclo de potência" (Paz, 2002).

2.2.3. Condensador

2.2.3.1. Descrição e Considerações Gerais

Para Paz (2002), condensadores são trocadores de calor em que internamente aos tubos circula a água de resfriamento (por razões de praticidade e razões económicas) e externamente aos tubos, o vapor saturado oriundo da turbina. São colocados junto às turbinas, sendo utilizados os do tipo casco-tubo, normalmente com sistema de contracorrente (Figura 14).



Figura 14: Trocador de calor (Condensador) de Casco e Tubos, de correntes cruzada. Fonte: Paz, 2002

3. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE GERAÇÃO DE ENERGIA e APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

3.1. Local de Implantação do Sistema

O sistema será implantado em um campo agrícola de 20 hectares, localizado no distrito de Cahora Bassa, Província de Tete. Escolhe-se este ponto geográfico sob a justificativa de evitar os gastos que adviriam do transporte do óleo para pontos mais distantes da fonte de recolha (HCB).

3.2. Dimensionamento

Para realizar o dimensionamento do sistema importa:

- Conhecer as necessidades energéticas que deverão ser satisfeitas;
- Determinar a potência desejada no turbogerador e realizar a escolha do mesmo;
 e
- Com base nos dados técnicos do turbogerador, realizar o dimensionamento dos componentes do sistema de geração.

3.2.1. Necessidades Energéticas

A Tabela 2 mostra os equipamentos que serão utilizados no campo, consumindo energia gerada pelo sistema em dimensionamento.

Tabela 2: Equipamentos eléctricos a serem alimentados pela energia gerada no sistema

SISTEMA	EQUIPAMENTO`	MODELO	QUANTIDADE
	Bomba Centrífuga	PST 80-125/40	1
IRRIGAÇÃO,	Motor eléctrico		
FERTILIZAÇÃO (pivô	Painel de controle		
central) e aplicação	Aspersor final	DVP 40-1000m	1
de insecticidas e	(Canhão)		I
herbicidas	Anéis Colectores		
	Cabo de extensão		

	Caixa de		
	velocidades		
	Aspersores		
	Micro switch		
	Temporizador		
	Rodas		
Aragem da terra,	Tractores	VAK 1070	2
Transporte de carga	eléctricos		Z

Nb: As especificações técnicas de cada equipamento estão no ANEXO 18.

Com base nas especificações técnicas dos equipamentos apresentados na Tabela 3, faz-se uma relação das potências necessárias para o funcionamento de cada equipamento.

Tabela 3: Potências de Funcionamento dos Equipamentos

Equipamento	Quantidade	Potência Total
Bomba Centrífuga	2	8 kW
Sistema de Irrigação	1	12 kW
Tractor Eléctrico	2	48 kW
	Potência necessária	68 kW

Sendo assim, conclui-se que a potência nominal necessária na instalação é de 68 Kw.

Escolha da Turbina

Considerando um coeficiente de segurança de 10%, a potência desejada no turbogerador passa a ser:

$$P_{dese\,jada} = P_{nominal} \cdot 1, 1 = 68 \cdot 1, 1 = 74, 8 \, kW$$

Onde:

P_{nominal} – Potência nominal

A partir deste dado, escolhe-se a turbina XN-M30 cujas especificações técnicas são apresentadas na Tabela 4.

Marca	DTEC Small Steam Turbine Generator
Número do modelo	N0.07-1.27
Potência nominal	70 kW
Rotação	1500 rpm

Tabela 4: Especificações Técnicas da Turbina Escolhida

Pressão de vapor na entrada	1,27 MPa	
Temperatura do vapor na entrada	300°C	
Pressão de vapor na saída	0,06 MPa	
Consumo de vapor 6,42 kg/kWh		
Fonte: https://www.alibaba.com/product-detail/DTEC-Small-Steam-Turbine-Generator-		
150KW 1600074720111.html?spm=a2700.details.you may like.1.3620284cREljcn.		
Acedido a 20 de Marco de 2024		

3.2.2. Esquema da Instalação

A instalação por dimensionar, vai ser composta por dois sistemas de trabalho (apresentados no Subcapítulo 3.2.1), cuja lógica de funcionamento é exposta no esquema ilustrativo abaixo:



Figura 15: Esquema Ilustrativo do Funcionamento da Instalação. Fonte: Autor

O óleo queimado (1) será alimentado na caldeira (através do queimador), que irá produzir vapor para gerar energia eléctrica (sistema de geração de energia à vapor - 2), a ser usada para os fins descritos no Subcapítulo 3.2.1 (Pontos 3, 4 e 5 da Figura 15). A instalação vai operar activamente em uma carga horária diária de oito (8) horas, sendo que nas "horas mortas de operação da caldeira", o queimador será regulado de tal forma que a caldeira passe a queimar apenas o suficiente para compensar as perdas de calor ao ambiente, visto que o processo de operação da caldeira não pode ser interrompido constantemente por conta da forte demanda energética e tempo necessários para que esta arranque e comece a produzir vapor.

3.2.3. Dimensionamento da Caldeira Flamotubular

Na Figura 16, é apresentado o desenho em vista explodida com os elementos básicos constituintes da caldeira:



Figura 16: Vista explodida da Caldeira Flamotubular. Fonte: Autor

1 – Fornalha;	2 – Tubos de Conv	ecção;	3 – Chaminé;	4 – Câmara
de Reversão;	5 – Espelhos;	6 – Casco;	7 – Queima	dor.

Nb: Dentre estes, são dimensionados os elementos 1, 2 e 3.

Dados Iniciais

Tabela 5: Dados Iniciais para o cálculo da Temperatura Adiabática

Descrição	Valor	Unidades
Produtividade	449,4	kg/h
Temp fin do vapor	300	°C
Pressão final	12,7	bar
Temp gas escap	350	°C
Temp exterior	20	°C

Para além destes dados, importa indicar o queimador pelo qual o óleo será pulverizado e queimado dentro da fornalha. Apresenta-se em seguida a tabela com alguns dados técnicos deste queimador:

Тіро	Heavy oil Burner
Marca	BNTET
Modelo	BNL 300 FC
Vazão	110 kg/h
Potência do motor	7,5 kW
Fonte: Heavy Oil Burner Fuel Burner Wast	e Oil Burner Low Price Good Quality Good
After Sale - Buy High Temperature Resistar	nt Waste Oil Burner,Complete Specifications
Of Waste Oil Burner, Strength Of Waste	e Oil Burner Manufacturers Product on
Alibaba.com. Acedido a 18 de Junho de 202	4

Tabela 6: Dados Técnicos do Queimador

3.2.3.1. Temperatura Adiabática da Chama

Para determinar a temperatura adiabática da chama deve-se cumprir com uma marcha de cálculo, cujos elementos a serem determinados são apresentados abaixo, acompanhados das respectivas fórmulas e descrições:

 Conversão dos componentes do combustível em Massa de combustível para Massa de trabalho

$$X^{t} = X^{c} \frac{100 - (A^{t} + W^{t})}{100} \quad (\%)$$
 Eq. 1

Onde:

- X^t Quantidade do componente de combustível em massa de trabalho
- X^{c} Quantidade do componente de combustível em massa de combustível

 A^t – Quantidade de Cinzas;

 W^t – Quantidade de Humidade

Volume Teórico do Ar

$$V_{ar}^{o} = 0,0889(C^{t} + 0,375S^{t}) + 0,269H^{t} - 0,0336O^{t} (m^{3}/kg_{comb})$$
 Eq. 2

Onde:

 $C^{t}, S^{t}, H^{t}, O^{t}$ – Quantidades de carbono, enxofre, hidrogénio e oxigénio em massa de trabalho respectivamente

Volume Teórico da Água

$$V_{H_2O}^o = 0,1119H^t + 0,0124W^t + 0,0161V_{ar}^o$$
 (m^3/kg_{comb}) Eq. 3

Onde:

H^t – Quantidade de hidrogénio em massa de trabalho

 W^t – Quantidade de Humidade

Var – Volume teórico do ar

Volume Teórico dos Gases Biatómicos

$$V_{N_2}^o = 0.79 V_{ar}^o + 0.008 N^t$$
 (m^3/kg_{comb}) Eq. 4

Onde:

V^o_{ar} – Volume teórico do ar

N^t – Quantidade de Nitrogénio em massa de trabalho

Volume dos Gases Triatómicos

$$V_{RO_2} = \frac{1,867}{100} (C^t + 0,375S^t) \qquad (m^3/kg_{comb})$$
 Eq. 5

Onde:

 C^{t} , S^{t} – Quantidades de carbono e enxofre em massa de trabalho respectivamente

Volume Real da Água

$$V_{H_20} = V_{H_20}^o + 0.0161 (\alpha - 1) V_{ar}^o \quad (m^3 / kg_{comb})$$
 Eq. 6

Onde:

 $V_{H_2O}^o$, V_{ar}^o – Volumes teóricos da água e do ar respectivamente

 α – Coeficiente de excesso de ar

Volume Real dos Gases Biatómicos

$$V_{N_2} = V_{N_2}^o + (\alpha - 1)0,79V_{ar}^o \qquad (m^3/kg_{comb})$$
 Eq. 7

Onde:

 $V_{N_2}^o, V_{ar}^o$ – Volumes teóricos dos gases biatómicos e do ar respectivamente

 α – Coeficiente de excesso de ar

Volume do Oxigénio Excedente

$$V_{O_2} = 0.21(\alpha - 1)V_{ar}^o$$
 (m^3/kg_{comb}) Eq. 8

Onde:

 α – Coeficiente de excesso de ar

V^o_{ar} – Volume teórico do ar

Volume dos Gases de Combustão

$$V_g = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + V_{O_2}$$
 (m³/kg_{comb}) Eq. 9

Onde:

 $V_{RO_2} e V_{N_2}, V_{H_2O}, V_{O_2}$ – Volume dos gases triatómicos, e volumes reais dos gases biatómicos, da água e do oxigénio excedente respectivamente

Fracções dos Gases
 Biatómicos

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_g}$$
 Eq. 10

Onde:

 V_{N_2} – Volume real dos gases biatómicos;

 V_g – Volume dos gases de combustão

Triatómicos

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_g}$$
 Eq. 11

 V_{RO_2} – Volume dos gases triatómicos

V_g – Volume dos gases de combustão

Da Água

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_g}$$
 Eq. 12

Onde:

 V_{H_2O} – Volume real da água

V_g – Volume dos gases de combustão

$$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_g}$$
 Eq. 13

Onde:

 V_{O_2} – Volume do oxigénio excedente;

V_a – Volume dos gases de combustão

Poder Calorífico Inferior

$$Q_i^t = 4,187[81C^t + 300H^t - 26(O^t - S^t) - 6(W^t + 9H^t)] (kJ/kg_{comb})$$
 Eq. 14

Onde:

 $C^{t}, S^{t}, H^{t}, O^{t}$ – Quantidades de carbono, enxofre, hidrogénio e oxigénio em massa de trabalho respectivamente

 W^t – Quantidade de Humidade

Entalpia dos Gases

Devido ao Poder Calorífico do Combustível

$$I_g = \frac{Q_i^t}{V_g} \qquad (kJ/m^3) \qquad \qquad \text{Eq. 15}$$

 Q_i^t – Poder calorífico inferior

 V_q – Volume dos gases de combustão

Devido o Pré-aquecimento do Ar

$$I_{ar} = \frac{T_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot V_{ar}^o}{V_q} \qquad (kJ/m^3)$$
 Eq. 16

Onde:

Tar – Temperatura de pré-aquecimento do ar;

 $C_{p_{ar}}$ – Calor específico do ar

 V_g – Volume dos gases de combustão;

V^o_{ar} – Volume teórico do ar

Devido o Pré-aquecimento do Combustível

$$I_{comb} = \frac{T_{comb} \cdot C_{p_{comb}}}{V_q} \qquad (kJ/m^3)$$
 Eq. 17

Onde:

Tcomb – Temperatura de pré-aquecimento do combustível

 $C_{p_{comb}}$ – Calor específico do combustível

Entalpia Total dos Gases

$$I_g = \frac{Q_i^t + T_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot V_{ar}^o + T_{comb} \cdot C_{p_{comb}}}{V_g} \qquad \text{Eq. 18}$$

Onde:

 Q_i^t – Poder calorífico inferior

 $C_{p_{ar}}$ – Calor específico do ar

 $C_{p_{comb}}$ – Calor específico do combustível

V_g – Volume dos gases de combustão

Var – Volume teórico do ar

T_{comb} – Temperatura de pré-aquecimento do combustível

Tar – Temperatura de pré-aquecimento do ar

Temperatura dos Gases de Combustão

$$I_g = r_{RO_2}(C\theta)_{RO_2} + r_{N_2}(C\theta)_{N_2} + r_{H_2O}(C\theta)_{H_2O} + r_{O_2}(C\theta)_{O_2} (kJ/m^3)$$
 Eq. 19

Onde:

 r_{RO_2,N_2,H_2O,O_2} – Fracção dos gases triatómicos, biatómicos, da água ou do oxigénio excedente

 $(C\theta)_{RO_2,N_2,H_2O,O_2}$ – Entalpia específica dos gases triatómicos, biatómicos, da água ou do oxigénio excedente

Nota: Usa-se a tabela das entalpias específicas dos gases de combustão em função da temperatura ($C\theta$ - ANEXO 17), e pelo método de tentativas vai-se igualando a parte esquerda à direita na Eq. 19. O valor da temperatura no qual o somatório dos produtos entre as entalpias específicas dos gases e suas fracções (parte direita da Eq. 19) se iguala a entalpia total dos gases (parte esquerda da Eq. 19), é tida como temperatura de combustão. Porém, neste caso optou-se pelo uso do Microsoft Excel com o qual construiu-se os gráficos de regressão para as entalpias de cada um dos gases de combustão em função da temperatura (ANEXO 1) e usou-se a ferramenta Macros para calcular a temperatura de combustão através da programação em VBA (ANEXO 2).

Deste cálculo conclui-se que ao queimar o combustível, cada kg gera 46 247,58

kJ (Q_{disponível} = 46 247,58 kJ/kg_{comb}) em forma de calor que pode ser aproveitado no sistema, sendo que a sua chama tem a temperatura adiabática de 1 744,51 °C libertando um volume de gases de 16,94 m³/kg_{comb}, (tabela de cálculo detalhada no ANEXO 11).

3.2.3.2. Perdas, Consumo de Combustível e Eficiência da Caldeira

Na projecção da caldeira, para o cálculo das perdas, opta-se pelo Método de Balanço Indirecto no qual a partir das perdas, calculam-se o rendimento e a eficiência da caldeira, obedecendo o roteiro de cálculo apresentado abaixo, junto ao qual estão as respectivas fórmulas e a descrição de cada elemento:

Perdas de Calor com as cinzas – q₂

$$q_2 = P_{cv} + P_{cf}$$
 (%) Eq. 20

Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (Pcv)

$$P_{cv} = \frac{A \cdot F_{cv} \cdot C_{cv} \cdot 33820 \cdot 100}{(1 - C_{cv}) \cdot Q_i} \quad (\%)$$
 Eq. 21

Nb: Aplicável apenas para combustíveis sólidos

Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (Pcf)

$$P_{cv} = \frac{A \cdot F_{cf} \cdot C_{cf} \cdot 33820 \cdot 100}{(1 - C_{cf}) \cdot Q_i} \quad (\%)$$
 Eq. 22

Nb: Aplicável apenas para combustíveis sólidos

Onde:

 P_{cv} – Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes

 P_{cf} – Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo

A – Fracção em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima)

 F_{cv} – Fracção em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível

 C_{cv} – Fracção em peso do combustível nas cinzas volantes

 F_{cf} - Fracção em peso das cinzas de fundo em relação ao total de inertes do combustível

 C_{cf} – Fracção em peso do combustível nas cinzas de fundo

 Q_i – Poder calorífico inferior

Perdas com Gases Efluentes (de escape) – q₃

$$q_3 = P_{gc} + P_{H_20}$$
 (%) Eq. 23

Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (Pgc)

$$P_{gc} = \frac{k_1 \cdot (T_g - T_a) \cdot [1 - (P_{cv} + P_{cf})/100]}{CO_2} \quad (\%)$$

Tabela 7: Valor de k1 para cálculos com base no Poder Calorífico Inferior

Combustível	Valor de k ₁
Thick, Thin e Burner, Oleos	0,54

$$CO_2 = \left(1 - \frac{O_2}{21}\right) \times CO_2 t$$
 (%) Eq. 25

Tabela 8: Valores Teóricos de CO2 nos gases de combustão

Combustível	% de CO ₂ t nos gases secos
Thick, Thin e Burner, Oleos	15,8

Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (PH2O)

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \cdot (210 - 1.2 \cdot T_a + 2.1 \cdot T_g)}{Q_i} \quad (\%)$$
 Eq. 26

Onde:

 P_{gc} – Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão

 P_{H_2O} – Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão

 k_1 – Constante que depende do combustível utilizado

 T_g – Temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira

- T_a Temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira
- P_{cv} Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes
- P_{cf} Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo
- CO2 Percentagem em volume de CO2 presente nos gases de combustão
- 02 Quantidade de oxigénio no combustível (%)
- CO2t Valor teórico de CO2 nos gases de combustão
- m_{H_2O} Percentagem em peso da humidade no combustível nas condições de queima
- H Percentagem em peso de hidrogénio no combustível nas condições de queima
- Q_i Poder calorífico inferior
 - Perdas de Calor associadas à Combustão Incompleta Mecânica q4

Tabela 9: Perdas por Combustão química incompleta em função do combustível

Combustível	Perdas q₄ (%)
Combustível Líquido	1

✤ Perdas de Calor associadas à Combustão Incompleta Química – q5

As perdas relacionadas com o Monóxido de Carbono, de princípio devem-se anular, por quase sempre se tratar de uma combustão com excesso de ar. No entanto, se for estabelecida a percentagem deste gás na chaminé, as perdas correspondentes determinam-se pela Eq. 27.

$$P_{co} = \frac{k_2 \cdot CO \cdot \left[1 - \left(P_{cv} + P_{cf}\right)/100\right]}{CO + CO_2} \quad (\%)$$
 Eq. 27

Tabela 10: Valores de k₂ para vários combustíveis

Combustível	Valor de k ₂
Thick, Thin e Burner, Oleos	54

Onde:

k₂ – Constante que depende do combustível utilizado

*C0 e C0*₂ – Percentagem em volume de CO e CO₂ presente nos gases de combustão, respectivamente

 $P_{cv} e P_{cf}$ – Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes e nas cinzas de fundo respectivamente

Perdas de Calor ao Meio Ambiente – q₆

Para caldeiras industriais flamotubulares compactas = 1,5 a 2,5% (NHAMBIU, 2022).

- Perdas Associadas às Purgas q7 (aplicáveis apenas às caldeiras de vapor, portanto neste caso são nulas).
- Perda Total

$$\sum q_{n} = q_{2} + q_{3} + q_{4} + q_{5} + q_{6} + q_{7} \quad (\%)$$
 Eq. 28

Onde:

 $q_{2,3,4,5,6,7}$ – Perdas de calor com as cinzas, com os gases efluentes, associadas à combustão mecânica incompleta, associadas à combustão química incompleta, ao meio ambiente, e associadas às purgas, respectivamente.

Rendimento da Caldeira

$$\eta_v = 100 - \sum q_n \ (\%)$$
 Eq. 29

Onde:

 $\sum q_n$ – Perdas totais

Entalpias do Vapor saturado Iv e da água de alimentação Iaa

Extraídos no programa Steam Table.

Consumo de Combustível

Horário activo de trabalho da caldeira

$$\dot{B} = \frac{G_o(I_v - I_{aa})}{\eta_v \cdot Q_{disp}} \quad (kg/s)$$
Eq. 30

Horário morto de funcionamento da caldeira

Para o caso das horas mortas, há que considerar somente as perdas de calor na caldeira, e assim, calcular o consumo de combustível pela seguinte expressão:

$$\dot{B}_{h,mortas} = \frac{\sum q_n \cdot G_o(I_v - I_{aa})}{\eta_v \cdot Q_{disp}} = \frac{(1 - \eta_v) \cdot G_o(I_v - I_{aa})}{\eta_v \cdot Q_{disp}} \quad (kg/s) \quad Eq. 31$$

Onde:

 η_v – Rendimento da caldeira

Go – Consumo de vapor de água

 $I_v e I_{aa}$ – Entalpia da água no estado de vapor saturado e da água de alimentação, respectivamente

Q_{disp} – Calor disponível

 $\sum q_n$ – Perdas totais na caldeira

Deste roteiro de cálculo conclui-se que nesta caldeira, 20.68% do calor gerado na queima do combustível será perdido, sendo que só os restantes 79.32% serão aproveitados pelo sistema, isto é, do calor disponível calculado no Subcapítulo 3.2.3.1, apenas 36683,12 kJ/kg_{comb} são aproveitados para gerar calor. Além disso, por cada segundo do processo de queima, serão consumidos 0,00672 kg de combustível nas horas activas de trabalho e 0,00139 kg nas horas mortas. (mais detalhes, estão apresentados no ANEXO 12).

A Figura 17 indica as quantidades de calor disponível para geração de vapor (calor disponível, calculado no Subcapítulo 3.2.3.1, multiplicado pelo rendimento da caldeira) e



também, do combustível consumido em função do tempo de operação da caldeira, para as horas activas de trabalho.

Figura 17: Gráfico do Combustível consumido e Calor disponível em função do tempo. Fonte: Autor

Pela interpretação que se pode fazer da Figura 17, considerando o período activo de trabalho de 8 horas ao dia, são consumidos aproximadamente 180 kg de combustível, e gerados sob forma de calor, 7000 MJ (isto para um funcionamento contínuo).

A Figura 18 indica a quantidade de combustível consumido durante as horas mortas de trabalho (16 horas).



Figura 18: Gráfico do Combustível consumido nas horas mortas de operação da caldeira. Fonte: Autor

A partir deste gráfico, pode ser interpretado que durante as dezasseis horas em que a caldeira irá funcionar apenas para compensar as perdas de calor ao meio ambiente, isto é, apenas queimando combustível suficiente para manter a água no estado de vapor saturado, irá consumir aproximadamente oito (80) kg de óleo queimado por dia.

3.2.3.3. Dimensionamento da Fornalha

A fornalha é dimensionada a partir da sequência de cálculo apresentada abaixo (NHAMBIU, 2024^c), composta pelas fórmulas e descrição de cada elemento:

- Perdas (Eq. 28) qi
- Rendimento térmico (Eq. 29) η_v
- ✤ Volume dos gases (Eq. 9) Vi
- ✤ Entalpia do ar quente (Eq. 16) Iaq
- Calor trazido pelo ar (Tabela A 6) Qai
- Calor total trazido (Tabela A 6) Q_f
- Temperatura adiabática da Chama (Tabela A 5) T_{ad}
- Temperatura de saída do gás da fornalha (assume-se 1223,15 K) T_{sai}
- Entalpia do gás à saída da fornalha (Eq. 19) Isai

Calor específico médio dos produtos de combustão - VCp

$$\overline{VC_p} = \frac{Q_f - I_{sai}^f}{T_{ad} - T_{sai}^f} \ (kJ/kgK)$$
Eq. 32

Onde:

 Q_f – Calor total trazido

 I_{sai}^{f} – Entalpia do gás à saída da fornalha

 T_{ad} – Temperatura adiabática da chama;

 T_{sai}^{f} – Temperatura de saída do gás da fornalha

- Fracção volúmica do vapor de água (Eq. 12) r_{H2O}
- Fracção volúmica dos gases triatómicos (Eq. 11) r_{RO2}
- Fracção volúmica somatória dos gases triatómicos r

$$r = r_{H_2O} + r_{RO_2}$$
 Eq. 33

Onde:

 $r_{H_20} e r_{RO_2}$ – Fracção da água e dos gases triatómicos, respectivamente

- Pressão na fornalha (assume-se 0,1 MPa) P
- Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos
 Para chamas luminosas

$$k_{yl} = 1.6 \times 10^{-3} T_{sai}^{f} - 0.5 \quad [1/(m \cdot MPa)]$$
 Eq. 34

Para chamas não luminosas

$$k_{ynl} = \left(\frac{7.8 + 16r_{H_20}}{3.16\sqrt{rPS}} - 1\right) \left(1 - 0.37\frac{T_{sai}^f}{1000}\right) \quad [1/(m \cdot MPa)]$$
 Eq. 35

Onde:

 k_{yl} – Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos para chamas luminosas

 k_{ynl} – Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos para chamas não luminosas

 T_{sai}^{f} – Temperatura de saída do gás da fornalha

r - Fracção volúmica somatória dos gases triatómicos

 r_{H_20} – Fracção da água

P – Pressão na fornalha

S – Tamanho efectivo do feixe de radiação

Coeficiente de absorção radiante das partículas de cinza – kc

$$k_c = 0.032(2 - \alpha) \left(1.6 \frac{T_{sai}^f}{1000} - 0.5 \right) \frac{C^t}{H^t} [1/(m \cdot MPa)]$$
 Eq. 36

Onde:

 α – Coeficiente de excesso de ar

 T_{sai}^{f} – Temperatura de saída do gás da fornalha

 $C^t e H^t$ – Quantidade de carbono e hidrogénio em massa de trabalho, respectivamente

Emissividade da parte não luminosa – ani

$$a_{nl} = 1 - e^{-k_{ynl}rPS} [1/(m \cdot MPa)]$$
 Eq. 37

Onde:

anl – Emissividade da parte não luminosa

 k_{ynl} – Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos para chamas não luminosas

r - Fracção volúmica somatória dos gases triatómicos

P - Pressão na fornalha

- S Tamanho efectivo do feixe de radiação
 - Emissividade da parte luminosa al

$$a_l = 1 - e^{-(k_{yl}r + k_c)PS} [1/(m \cdot MPa)]$$
 Eq. 38

- k_{vl} Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos para chamas luminosas
- k_c Coeficiente de absorção radiante das partículas de cinza
- r Fracção volúmica somatória dos gases triatómicos
- P Pressão na fornalha
- *S* Tamanho efectivo do feixe de radiação
 - Tamanho efectivo do feixe de radiação S

Tabela 11: Tamanho efectivo do feixe de radiação

Tipo de Volume de Gás	Comprimento
	médio do feixe, S
Cilindro (comprimento infinito) radiação para a parede	0,95 x diâmetro

Emissividade da chama

$$\varepsilon_{ch} = ma_l + (1 - m)a_{nl}$$
 Eq. 39

Onde:

- m Coeficiente da fracção da luminosidade da chama
- a_l Emissividade da parte luminosa
- anl Emissividade da parte não luminosa
 - Coeficiente de deposição da fornalha -

Tipo de Combustível	Coeficiente de deposição (ξ)
Fuel oil ou Mazute	0,55-0,6

• Eficiência térmica da parede - ψ

$$\psi = \xi$$
 Eq. 40

- ψ Eficiência térmica da parede
- ξ Coeficiente de deposição
 - Emissividade da fornalha ε_f

$$\varepsilon_f = \frac{\varepsilon_{ch}}{\varepsilon_{ch} + (1 - \varepsilon_{ch})\psi}$$
 Eq. 41

Onde:

- ε_{ch} Emissividade da chama
- ψ Eficiência térmica da parede
 - Coeficiente de retenção de calor ϕ

$$\phi = 1 - \frac{q_6}{\eta_v + q_6}$$
 Eq. 42

Onde:

 q_6 – Perdas de calor ao meio ambiente

 η_v – Rendimento da caldeira

- Consumo de combustível (Eq. 30) B
- Calor absorvido na fornalha q

$$q = \phi \left(Q_f - I_{sai}^f \right) \qquad (kJ/kg \text{ ou } kJ/m^3) \qquad \qquad \text{Eq. 43}$$

Onde:

 ϕ – Coeficiente de retenção de calor

 Q_f – Calor total trazido

- I^f_{sai} Entalpia do gás à saída da fornalha
 - ✤ Área da fornalha A

$$A_f = \frac{\phi \cdot B \cdot \left(Q_f - I_{sai}^f\right)}{\varepsilon_f \psi \sigma (T_{ad} \cdot T_{sai}^f)^2} \qquad (m^2)$$
 Eq. 44

- ϕ Coeficiente de retenção de calor
- *B* Consumo de combustível
- Q_f Calor total trazido
- I^f_{sai} Entalpia do gás à saída da fornalha
- ε_f Emissividade da fornalha
- ψ Eficiência térmica da parede
- σ Constante de Stefan-Boltzman
- Tad Temperatura adiabática da chama
- T^{f}_{sai} Temperatura de saída do gás da fornalha
 - Número de Konakov Ko

$$Ko = \frac{\phi \cdot B \cdot \overline{VC_p}}{\psi \sigma A_f T_{ad}^3} = const$$
 Eq. 45

Onde:

- ϕ Coeficiente de retenção de calor
- *B* Consumo de combustível
- VC_p Calor específico médio dos produtos de combustão
- ψ Eficiência térmica da parede
- σ Constante de Stefan-Boltzman
- A_f Área da fornalha
- T_{ad} Temperatura adiabática da chama

✤ Temperatura de saída da fornalha corrigida - $T_{sai,corr}^{f}$

$$T_{sai,corr}^{f} = \frac{Ko \cdot T_{ad}}{2\varepsilon_{f}} \left(\sqrt{1 + 4\frac{\varepsilon_{f}}{Ko}} - 1 \right) \quad (K)$$
 Eq. 46

Onde:

Ko – Número de Konakov

Tad – Temperatura adiabática da chama

 ε_f – Emissividade da fornalha

- Diâmetro da fornalha (escolhe-se dentre os padronizados ANEXO 20) Df
- Calor liberto por unidade de volume da fornalha qv

$$q_v = BQ_f/V_{fornalha}$$
 (kJ/m^3) Eq. 47

Onde:

- *B* Consumo de combustível
- Q_f Calor total trazido
- $V_{fornalha}$ Volume da fornalha
 - Calor liberto por unidade de área da fornalha q_F

$$q_F = BQ_f/A_{fornalha}$$
 (kJ/m^2) Eq. 48

Onde:

B – Consumo de combustível

 Q_f – Calor total trazido

 $A_{fornalha}$ – Área da fornalha

Velocidade dos gases na fornalha – wg

$$w_g = \frac{BV_g(t+273)}{A_g 273}$$
 (m/s) Eq. 49

- *B* Consumo de combustível
- V_g Volume dos gases
- t Temperatura média dos gases na fornalha
- A_q Secção de passagem dos gases
 - Número de Reynolds Re

$$Re = \frac{w_g D_f}{v_g}$$
 Eq. 50

Onde:

- w_g Velocidade dos gases na fornalha
- D_f Diâmetro da fornalha
- v_g Viscosidade cinemática do gás à temperatura média do fluxo
 - Número de Prandtl Pr

$$Pr = \frac{v_g c_p \rho}{k_g}$$
 Eq. 51

Onde:

 v_g – Viscosidade cinemática do gás à temperatura média do fluxo

- c_p Calor específico do gás à temperatura média do fluxo
- ho Massa específica do gás na fornalha
- k_g Coeficiente de condutividade térmica à temperatura média do fluxo do gás

Nb: O valor do Prandtl pode ser retirado de tabelas (ANEXO 3)

Coeficiente de transferência de calor por convecção – hconv

No interior da fornalha, o regime é sempre turbulento, pelo que a fórmula para o coeficiente de convecção é:

$$h_{conv} = 0.023 \frac{k_g}{D_f} Re^{0.8} Pr^{0.4}$$
 $Re > 2300$
 $0.7 < Pr < 120$ (kw/m^2) Eq. 52

 k_g – Coeficiente de condutividade térmica à temperatura média do fluxo do gás

 D_f – Diâmetro da fornalha

Re – Número de Reynolds

Pr - Número de Prandtl

Temperatura da parede da fornalha – T_{pa}

Este valor deve ser interpolado de modo a satisfazer o balanço de energia (Eq. 53), mas, inicialmente pode-se assumir uma temperatura 200-300 K abaixo da temperatura da chama.

$$Q_{abs} = \phi \cdot B \cdot \left(Q_f - I_{sai}^f\right) = Q_r + Q_{conv} \qquad (kW) \qquad \qquad \text{Eq. 53}$$

Onde:

- Q_r Calor transferido por radiação
- Qconv Calor transferido por convecção
 - Temperatura da chama T_{ch}

$$T_{ch} = \sqrt{T_{ad} \cdot T_{sai}^f} \qquad (K)$$
 Eq. 54

Onde:

T_{ad} – Temperatura adiabática da chama

 T_{sai}^{f} – Temperatura de saída do gás da fornalha

Calor transferido por radiação – Qr

$$Q_r = \varepsilon_f \sigma A \left(T_{ch}^4 - T_{pa}^4 \right) \qquad (kW)$$
 Eq. 55

Onde:

- ε_f Emissividade da fornalha
- σ Constante de Stefan-Boltzman
- A Área da fornalha
- T_{ch} Temperatura da chama
- T_{pa} Temperatura da parede da fornalha
 - Calor transferido por convecção Q_{conv}

$$Q_{conv} = h_{conv} A (T_{ch} - T_{pa}) \qquad (kW)$$
 Eq. 56

Onde:

- h_{conv} Coeficiente de transferência ade calor por convecção na fornalha
- A Área da fornalha
- T_{ch} Temperatura da chama
- T_{pa} Temperatura da parede da fornalha
 - Parcela transferida por radiação na fornalha %Qr

$$%Q_r = Q_r/Q_{abs}$$
 (%) Eq. 57

Onde:

 Q_r – Calor transferido por radiação

 Q_{abs} – Calor total absorvido

Parcela transferida por convecção na fornalha - %Q_{conv}

$$\% Q_{conv} = Q_{conv}/Q_{abs} \quad (\%)$$
 Eq. 58

Qconv – Calor transferido por convecção

 Q_{abs} – Calor total absorvido

A partir deste cálculo pode-se concluir que o principal elemento constituinte da caldeira possui um diâmetro de 0,73 m e um comprimento de 4,6 m tal como mostra a Figura 19.



Figura 19: Desenho da Fornalha. Fonte: Autor

Também se conclui que do calor disponível (tal como se pode interpretar na Figura 20), 97% é transferido à água pelo processo de radiação, e os restantes 3% por convecção (isto se justifica pelo facto de a transferência de calor na fornalha decorrer a altas temperaturas). Para mais detalhes, consulte o ANEXO 13.

Parcelas dos Mecanismos de Transferência de Calor na Fornalha



Figura 20: Gráfico das Parcelas de Transferência de calor por Radiação e Convecção na fornalha. Fonte: Autor

3.2.3.4. Dimensionamento dos Tubos de Convecção

Para o dimensionamento dos tubos de convecção, tem-se um roteiro bastante similar ao da fornalha, pelo que a maior parte dos conceitos e fórmulas matemáticas é a mesma. Eis que se apresenta a seguir:

Dados iniciais:

Dext	25,4	mm
Espess	2,65	mm
Din	20,1	mm

Tabela 13: Dimensões dos tubos de convecção

Fonte: Adaptado de Tabela tubo para caldeira: conheça mais | Aparecida Tubos

(Acedido a 19 de Maio de 2024)

Nb: Ainda em relação aos dados iniciais, deve-se assumir um número de tubos segundo o qual os cálculos serão efectuados.

Marcha de cálculo

Temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção

$$T_{ent}^{conv} = T_{sai,corr}^{f}$$
 (K) Eq. 59

Tent – Temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção

 $T_{sai.corr}^{f}$ – Temperatura à saída dos gases da fornalha corrigida

- Entalpia dos gases na entrada dos tubos de convecção (Eq. 16) lent^{conv}
- Temperatura dos gases na saída dos tubos de convecção (assume-se 350 °C) T_{sai}^{conv}
- Entalpia dos gases na saída dos tubos de convecção (Eq. 16) Isai^{conv}
- ♦ Coeficiente de retenção de calor (Eq. 42) ϕ
- Temperatura de saturação da água T_{sat}

Pode-se extrair nas tabelas de propriedades da água ou do programa Steam Table.

Temperatura Média Logarítmica – Δt_{In}

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{ent}^{conv} - T_{sat}) - (T_{sai}^{conv} - T_{sat})}{\ln\left(\frac{T_{ent}^{conv} - T_{sat}}{T_{sai}^{conv} - T_{sat}}\right)} \quad (^{\circ}C) \qquad \text{Eq. 60}$$

Onde:

 ΔT_{ln} – Temperatura média logarítmica;

T_{sat} – Temperatura de saturação da água

 $T_{ent}^{conv} e T_{sai}^{conv}$ – Temperatura dos gases na entrada e saída dos tubos de convecção, respectivamente

Secção de escoamento de cada tubo – AT

$$A_T = \frac{\pi d_{in}^2}{4} \qquad (m^2)$$
 Eq. 61

Onde:

 A_T – Área de cada tubo;

- din Diâmetro interno de cada tubo de convecção
 - Temperatura média dos gases t

 T_{ent}^{conv} – Temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção

 T_{sai}^{conv} – Temperatura dos gases na saída dos tubos de convecção

- Velocidade dos gases no interior dos tubos (Eq. 49)- wg
- Número de Reynolds (Eq. 50) Re
- Número de Prandtl (Eq. 51) Pr
- Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos h_{conv}

$$h_{conv} = 0.023C_c \frac{k}{d_{eq}} Re^{0.8} Pr^{0.4}$$
 (kw/m²K) Eq. 63

Onde:

C_c – Factor de correcção devido a influência da região de entrada

k - Coeficiente de condutibilidade térmica dos produtos de combustão

deq - Diâmetro interno equivalente dos tubos de convecção

Re – Número de Reynolds

Pr – Número de Prandtl

Nb: O valor de C_c é lido no gráfico (ANEXO 4).

Temperatura da parede poluída – t_p

Tal como para o valor da temperatura da parede da fornalha, este valor deve ser interpolado de modo a satisfazer o balanço de energia (Eq. 53), inicialmente pode-se assumir uma temperatura 200-300 K abaixo da temperatura do gás à entrada dos tubos de convecção (T_{ent}^{conv}).

Coeficiente de troca de calor por radiação - hrad
$$h_{rad} = \sigma \frac{\varepsilon_{cinz} + 1}{2} \varepsilon_g T_g^3 \frac{1 - \left(\frac{t_p}{T_g}\right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{t_p}{T_g}\right)} \qquad (kw/m^2 K) \qquad \text{Eq. 64}$$

Cálculo da emissividade dos gases ε_g à sua temperatura nos tubos de convecção (BIZZO, s.d)

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta \varepsilon$$
 (kw/m²K) Eq. 65

Onde:

- σ Constante de Stefan-Boltzman
- ε_{cinz} Emissividade das cinzas depositadas na superfície interna dos tubos
- ε_g Emissividade do gás de combustão à temperatura T_g
- T_g Temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira
- t_p Temperatura da parede poluída
- ε_{CO_2} Emissividade de dióxido de carbono
- ε_{H_2O} Emissividade do vapor de água
- $\Delta \varepsilon$ Factor de correcção da mistura $CO_2 + H_2O$

Nb: Os valores de ε_{CO_2} , ε_{H_2O} e $\Delta \varepsilon$ são retirados de gráficos (ANEXO 10).

- Fracção volúmica do vapor de água (Eq. 12) rH20
- Fracção volúmica dos gases triatómicos (Eq. 11) r_{RO2}
- Fracção volúmica somatória dos gases triatómicos (Eq. 33) r
- Pressão na fornalha (assume-se 0,1 MPa) P
- Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos
 Para chamas luminosas (Eq. 34)
 Para chamas não luminosas (Eq. 35)
- Coeficiente de absorção radiante das partículas de cinza (Eq. 36) k_c

- ✤ Emissividade da parte não luminosa (Eq. 37) ani
- Emissividade da parte luminosa (Eq. 38) ai
- ✤ Tamanho efectivo do feixe de radiação (Tabela 11) S
- Emissividade da chama (Eq. 39)
- Coeficiente de deposição da fornalha (Tabela 12) ξ
- Eficiência térmica da parede (Eq. 40) ψ
- Emissividade da fornalha (Eq. 41) ε_f
- Coeficiente combinado de transferência de calor dos gases no interior dos tubos
 h1

$$h_1 = h_{conv} + h_{rad} \qquad (kW/m^2K)$$
 Eq. 66

Onde:

- hconv Coeficiente de transferência ade calor por convecção na fornalha
- h_{rad} Coeficiente de troca de calor por radiação
 - Coeficiente global de transferência de calor U

$$U = \frac{h_1}{1 + \varepsilon h_1} \qquad (kW/m^2K)$$
Eq. 67

Onde:

- h_1 Coeficiente combinado de transferência de calor dos gases no interior dos tubos
- ε Coeficiente de deposição de cinzas
 - ✤ Área de transferência de calor Atc

$$A_{tc} = \frac{Q \cdot B}{U\Delta T_{ln}} \qquad (m^2)$$
 Eq. 68

Onde:

Q – Quantidade de calor transferido por convecção por cada quilograma de combustível
 queimado

 ΔT_{ln} – Temperatura média logarítmica

B – Consumo de combustível

- U Coeficiente global de transferência de calor
 - Número de tubos Nt

$$N_t \simeq \frac{A_{tc}}{\pi \cdot d_{in} \cdot L_f}$$
 Eq. 69

Onde:

- A_{tc} Área de transferência de calor
- L_f Comprimento da fornalha
- din Diâmetro interno de cada tubo de convecção
 - Verificação do erro dos cálculos

$$Erro = \frac{N_t - N_{assum}}{N_t} \le 2\%$$
 Eq. 70

Onde:

- N_t Número de tubos calculado; N_{assum} Número de tubos assumido
 - ✤ Temperatura da chama (Eq. 54) T_{ch}
 - ✤ Calor transferido por radiação (Eq. 55) Qr
 - ✤ Calor transferido por convecção (Eq. 56) Q_{conv}
 - Parcela transferida por radiação na fornalha (Eq. 57) %Qr
 - Parcela transferida por convecção na fornalha (Eq. 58) %Q_{conv}

Deste cálculo pôde-se concluir que a caldeira terá apenas uma passagem para os gases de combustão após a fornalha. Nessa passagem haverão dezasseis (16) tubos de diâmetro externo 25,4 mm, diâmetro interno 20,1 mm, espessura 2,65 mm e comprimento igual ao da fornalha de 4,6 m como se pode ver na Figura 21.



Figura 21: Desenho dos Tubos de Convecção. Fonte: Autor

Nos tubos de convecção tal como indica a Figura 22, o calor que é trazido junto com os gases provenientes da fornalha é transferido à água pelo processo de convecção em 98%, e por radiação em 2%. Para mais detalhes, queira consultar o ANEXO 14.





Figura 22: Parcelas de Transferência de Calor por Radiação e Convecção nos Tubos de Convecção. Fonte: Autor

3.2.3.5. Dimensionamento da Chaminé

Para poder dimensionar a chaminé é necessário seguir o roteiro de cálculo apresentado abaixo (Nhambiu, 2022^d):

Fluxo Volumétrico dos gases que passam pela chaminé

$$\dot{V}_{g}^{ch} = \dot{B} \cdot V_{g} \cdot \frac{t_{gB}^{ch} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^{5}}{P_{B}}$$
 Eq. 71

Sendo que: $t_{gB}^{ch} = T_{sai}^{conv}$

Onde:

B – Consumo de combustível

- V_q Volume dos gases de combustão
- t^{ch}_{qB} Temperatura dos gases à base da chaminé
- P_B Pressão barométrica
 - Diâmetro da saída da chaminé

$$d_{boca} = 1,13 \sqrt{\dot{V}_g^{ch}/c_{g,boca}} \qquad (m)$$
 Eq. 72

Onde:

 \dot{V}_{g}^{ch} - Fluxo volumétrico dos gases que passam pela chaminé

 $c_{g,boca}$ – Velocidade dos gases à saída da chaminé

Diâmetro da base da chaminé

Visto que a chaminé tem a forma cilíndrica, então:

$$d_{base} = d_{boca}$$
 (m) Eq. 73

Onde:

 d_{boca} – Diâmetro da saída da chaminé

Diâmetro médio da chaminé

Visto que a chaminé tem a forma cilíndrica, então:

$$d_{m\acute{e}dio} = \frac{d_{base} + d_{boca}}{2} = d_{boca} \quad (m)$$
 Eq. 74

Onde:

- d_{base} Diâmetro da base da chaminé
- dboca Diâmetro da saída da chaminé
 - Velocidade dos gases na base da chaminé

$$c_{g,base} = \frac{c_{g,boca} \cdot d_{boca}^2}{d_{base}^2} = c_{g,boca} \qquad (m/s)$$
Eq. 75

Onde:

cg,boca - Velocidade dos gases à saída da chaminé

- dboca Diâmetro da saída da chaminé
- d_{base} Diâmetro da base da chaminé
 - Velocidade média dos gases na chaminé

$$c_{m\acute{e}dio} = 0.5(c_{g,base} + c_{g,boca}) = c_{g,boca} \qquad (m/s) \qquad \qquad \text{Eq. 76}$$

Onde:

c_{g,base} e c_{g,boca} – Velocidade dos gases na base e à saída da chaminé, respectivamente

Perdas locais

$$\Delta P_l = \xi_l \frac{c^2}{2} \rho \qquad (Pa)$$
 Eq. 77

- ξ_l Coeficiente de resistência local (ANEXO 5)
- c Velocidade média dos gases na chaminé
- ho Massa específica dos gases na chaminé

Nb: Para as perdas locais só se vai considerar uma curva de 90º

Perdas totais

$$\Delta P = \Delta P_{at} + \sum \Delta P_l \qquad (Pa)$$
 Eq. 78

Onde:

- ΔP_{at} Perdas de pressão ao longo da conduta (sem contar as localizadas)
- $\sum \Delta P_l$ Somatório das perdas locais
 - Perdas com coeficiente de segurança

$$\Delta P = (1, 2 - 1, 3) \sum \Delta P \qquad (Pa)$$
Eq. 79

Onde:

 $\sum \Delta P$ – Perdas totais

- Leitura da altura no ábaco (ANEXO 7)
- Temperatura dos gases à saída da chaminé

$$t_{boca} = t_{base} - \Delta t \cdot H \qquad (^{\circ}C) \qquad \qquad \text{Eq. 80}$$

Onde:

- t_{base} Temperatura dos gases à base da chaminé
- Δt Queda média de temperatura na chaminé
- H Altura da chaminé (retirada do ábaco)

Tabela 14: Valores de queda média de temperatura ∆t para diferentes tipos de chaminé

Tipo de Chaminé	$\Delta t (K/m)$				
Fabricada de aço sem revestimento	3-4				

Temperatura média dos gases na chaminé

Onde:

 $t_{base} \ e \ t_{boca}$ - Temperatura dos gases à base e à saída da chaminé, respectivamente

Reynolds

$$Re = \frac{c_{m\acute{e}dia} \cdot d_{m\acute{e}dio,eq}}{v} = \frac{\rho \cdot c_{m\acute{e}dia} \cdot d_{m\acute{e}dio,eq}}{\mu}$$
Eq. 82

Onde:

- c_{média} Velocidade média dos gases na chaminé
- $d_{médio,eq}$ Diâmetro médio equivalente da chaminé
- ρ Massa específica dos gases na chaminé
- μ Viscosidade dinâmica na chaminé
- v Viscosidade cinemática do gás na chaminé
 - Rugosidade relativa

Rugosidade relativa =
$$\frac{k}{d}$$
 Eq. 83

Onde:

- k Rugosidade absoluta
- d Diâmetro médio da chaminé

Tabela 15: Valores de Rugosidade absoluta para diferentes materiais

Material	Rugosidade Absoluta k (mm)				
Tubos de aço soldados novos	0.04-0.1				

- Leitura do factor de fricção no diagrama de Moody (ANEXO 8)
- Altura da chaminé

$$H = \frac{\Delta P + \zeta \frac{c_{boca}^2}{2} \rho_{g\acute{a}s}(1 + \beta \cdot t_{boca})}{g\left(\frac{\rho_{ar}}{1 + \beta \cdot t_{ar}} - \frac{\rho_{g\acute{a}s}}{1 + \beta \cdot \overline{t_g}}\right) - \frac{\lambda}{3d_{m\acute{e}dio}} \frac{c_{m\acute{e}dio}^2}{2} \rho_{g\acute{a}s}(1 + \beta \cdot \overline{t_g})}$$
Eq. 84

Sendo:

$$\zeta = 1,06; \ \beta = 1/273$$

Onde:

- ΔP Perdas com coeficiente de segurança
- ζ Coeficiente de resistência local na saída da chaminé
- cg,boca Velocidade dos gases à saída da chaminé
- ho_{gas} Massa específica do gás na chaminé
- cmédio Velocidade média dos gases
- tboca Temperatura dos gases à saída da chaminé
- ρ_{ar} Massa específica do ar
- t_{ar} Temperatura do ar ambiente
- $\overline{t_g}\,$ Temperatura média dos gases na chaminé
- λ Factor de Fricção (diagrama de Moody)
- d_{médio} Diâmetro médio da chaminé

Para a chaminé importa concluir que esta tem a forma cilíndrica, pelo que os diâmetros da base e boca da chaminé são iguais a 0,23 m e a altura, igual a 5 m. (Para mais detalhes sobre os resultados, consulte o ANEXO 15)

Na Figura 23, é apresentado o desenho de conjunto da caldeira:



Figura 23: Desenho de montagem/conjunto da caldeira. Fonte: Autor

Neste desenho podem ser lidas as dimensões de gabarito da caldeira (comprimento 4,9 mm e diâmetro do casco de 1,5 m), a altura da chaminé (5 m), o diâmetro da fornalha (0,73 m) e o diâmetro da câmara de reversão (1,24 m).

3.2.4. Dimensionamento do Condensador

Para o dimensionamento do condensador faz-se o uso da seguinte sequência de cálculo (Santos, 2015):

- Temperatura do fluído frio à entrada T_{ent}^{frio} (dado);
- Temperatura do fluído frio à saída T_{sai}^{frio} (dado);
- Temperatura do fluído quente à entrada T^{quente}_{ent} (obtido na tabela das propriedades da água ou pelo Steam Table);
- Temperatura do fluído quente à saída T_{sai}^{quente} (dado);
- Temperatura média do fluído frio

$$T_{med}^{frio} = \frac{T_{ent}^{frio} + T_{sai}^{frio}}{2} \qquad (^{\circ}C)$$
 Eq. 85

 T_{ent}^{frio} – Temperatura do fluído frio à entrada do condensador

 T_{sai}^{frio} - Temperatura do fluído frio à saída do condensador

Temperatura média do fluído quente

$$T_{med}^{quente} = \frac{T_{ent}^{quente} + T_{sai}^{quente}}{2} \qquad (^{\circ}C)$$
 Eq. 86

Onde:

 T_{ent}^{quente} - Temperatura do fluído quente à entrada do condensador T_{sai}^{quente} - Temperatura do fluído quente à saída do condensador

- Densidade do fluído frio ρ_f (à temperatura média);
- Densidade do fluído quente ρ_q (à temperatura média);
- Calor específico do fluído frio Cp_f (à temperatura média);
- Calor específico do fluído quente Cp_q (à temperatura média);
- Viscosidade dinâmica do fluído frio μ_f (à temperatura média);
- Viscosidade dinâmica do fluído quente μ_q (à temperatura média);
- Viscosidade cinemática do fluído frio

$$v_f = \frac{\mu_f}{\rho_f} \qquad (m^2/s) \qquad \qquad \text{Eq. 87}$$

Onde:

 μ_f – Viscosidade dinâmica do fluído frio;

 ρ_f – Densidade do fluído frio

Viscosidade cinemática do fluído quente

$$v_q = \frac{\mu_q}{\rho_q}$$
 (m²/s) Eq. 88

Onde:

 μ_q – Viscosidade dinâmica do fluído quente;

 ρ_q – Densidade do fluído quente

- Condutividade térmica do fluído frio k_f (à temperatura média);
- Condutividade térmica do fluído quente k_q (à temperatura média);
- Vazão mássica do fluído frio m_f (dada pela bomba adoptada);
- Prandtl do fluído frio Pr (à temperatura média);
- Prandtl superficial do fluído frio Prs (à temperatura superficial/de saída);

Cálculos para convecção interna.

Nb: Antes de proceder com os cálculos a seguir, deve-se adoptar um trocador de calor, cujas dimensões e configuração permitirão a realização destes cálculos.

Vazão mássica do fluído quente

$$\dot{m}_q = \frac{\dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot \left(T_{sai}^{frio} - T_{ent}^{frio}\right)}{Cp_q \cdot \left(T_{ent}^{quente} - T_{sai}^{quente}\right)} \qquad (kg/s)$$
Eq. 89

Onde:

- \dot{m}_{f} Vazão mássica do fluído frio
- Cp_f Calor específico do fluído frio
- Cp_a Calor específico do fluído quente
- T_{ent}^{frio} Temperatura do fluído frio à entrada do condensador
- T_{sai}^{frio} Temperatura do fluído frio à saída do condensador

 T_{ent}^{quente} - Temperatura do fluído quente à entrada do condensador

 T_{sai}^{quente} - Temperatura do fluído quente à saída do condensador

Taxa de transferência de calor do fluído quente

$$Q_q = \dot{m}_q \cdot Cp_q \cdot \left(T_{ent}^{quente} - T_{sai}^{quente}\right)$$
 Eq. 90

 \dot{m}_{q} – Vazão do fluído quente

 Cp_a – Calor específico do fluído quente

 T_{ent}^{quente} - Temperatura do fluído quente à entrada do condensador T_{sai}^{quente} - Temperatura do fluído quente à saída do condensador

Temperatura média logarítmica (para fluxo em contracorrente)

$$\Delta T_{ml} = \frac{\left(T_{ent}^{quente} - T_{sai}^{frio}\right) - \left(T_{sai}^{quente} - T_{ent}^{frio}\right)}{\ln\left[\frac{\left(T_{ent}^{quente} - T_{sai}^{frio}\right)}{\left(T_{sai}^{quente} - T_{ent}^{frio}\right)}\right]}$$
Eq. 91

Onde:

 T_{ent}^{frio} – Temperatura do fluído frio à entrada do condensador

 T_{sai}^{frio} - Temperatura do fluído frio à saída do condensador

 T_{ent}^{quente} - Temperatura do fluído quente à entrada do condensador

 T_{sai}^{quente} - Temperatura do fluído quente à saída do condensador

Velocidade do fluído quente

$$V_q = \frac{\dot{m}_q}{\pi \cdot \left(\frac{D_{in}}{2}\right)^2} \qquad (m/s)$$
 Eq. 92

Onde:

 \dot{m}_{q} – Vazão do fluído quente

Din – Diâmetro interno dos tubos do condensador

Número de Reynolds

$$Re = \frac{V_q \cdot D_{in}}{v_q}$$
 Eq. 93

 V_q – Velocidade do fluído quente

- v_q Viscosidade cinemática do fluído quente
- Din Diâmetro interno dos tubos do condensador
 - Número de Prandtl do fluído quente

$$Pr = \frac{Cp_q \cdot v_q \cdot \rho_q}{k_q}$$
 Eq. 94

Onde:

- Cp_q Calor específico do fluído quente
- k_a Condutividade térmica do fluído quente
- v_q Viscosidade cinemática do fluído quente
- ρ_q Densidade do fluído quente
 - Nusselt (para escoamento interno)

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3}$$
 Eq. 95

Onde:

Re – Número de Reynolds;

Pr – Número de Prandtl

Coeficiente de convecção interno

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_q}{D_{in}} \qquad (W/m^2 K)$$
Eq. 96

Onde:

Nu – Nusselt

- k_q Condutividade térmica do fluído quente
- D_{in} Diâmetro interno dos tubos do condensador

Cálculos para convecção externa

Área de vazão do fluído frio

$$A_{v,f} = A_{at} - D_{ex} \cdot N_{tf} \cdot L_{tr} - n_{al} \cdot t \cdot D_{ex,al} \cdot N_{tf} \qquad (m^2) \qquad \qquad \mathsf{Eq. 97}$$

Onde:

- A_{at} Área frontal do trocador de calor
- Dex Diâmetro externo dos tubos
- N_{tf} Número de tubos por fila em 0,8m
- t Espessura das alhetas
- L_{tr} Largura do trocador/comprimento do tubo
- Dex,al Diâmetro externo da alheta
- nal Número de alhetas no comprimento de 0,8m
 - Velocidade do fluído frio passando externamente ao feixe de tubos

$$V_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot A_{v,f}} \qquad (m/s) \qquad \qquad \text{Eq. 98}$$

Onde:

- \dot{m}_f Vazão mássica do fluído frio
- ρ_f Densidade do fluído frio
- $A_{v,f}$ Área de vazão do fluído frio
 - Velocidade máxima do fluído frio passando externamente ao feixe de tubos

$$V_{max,f} = \left[\frac{ST}{ST - D_{ex,t}}\right] \cdot V_f \qquad (m/s)$$
 Eq. 99

ST – Passo transversal entre os tubos

Dex,t – Diâmetro externo dos tubos

 V_f – Velocidade do fluído frio passando externamente ao feixe de tubos

Número de Reynolds no escoamento máximo do banco de tubos

$$Re_D = \frac{V_{max,f} \cdot D_{ex,t}}{v_f}$$
 Eq. 100

Onde:

 $V_{max,f}$ - Velocidade máxima do fluído frio passando externamente ao feixe de tubos

 $D_{ex,t}$ – Diâmetro externo dos tubos

 v_f – Viscosidade cinemática do fluído frio

Nusselt (para escoamento externo)

$$Nu_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr_f^n \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_s}\right)^{0,25} ; Nu_{D,N_L} = FNu_D$$
 Eq. 101

- Re Número de Reynolds
- Pr Número de Prandtl
- Pr_f Prandtl do fluído frio
- Pr_s Prandtl do fluído frio na superfície dos tubos
- F Factor de correcção do Nusselt
- Nu_D Nusselt para escoamento externo
- Nb: Os valores dos coeficientes C, m, n e F são retirados no ANEXO 6.
 - Coeficiente de convecção externo

$$h_e = \frac{Nu_D \cdot k_f}{D_{ex,t}} \qquad (W/m^{2} \circ C) \qquad \qquad \text{Eq. 102}$$

Onde:

Nu_D - Nusselt para escoamento externo

- *D*_{ex,t} Diâmetro externo dos tubos;
- k_f Condutividade térmica do fluído frio

Cálculos referentes às áreas de tubo com e sem alheta

Raio externo da alheta

Onde:

Dex,al – Diâmetro externo da alheta;

Raio interno da alheta

Onde:

 $D_{in,al}$ – Diâmetro interno da alheta;

Área de transferência de calor da alheta

$$a_{al} = 2 \cdot \pi \cdot \left(R_{ex,al}^2 - R_{in,al}^2 \right)$$
 (m²) Eq. 105

Onde:

 $R_{ex,al}$ – Raio externo da alheta

R_{in,al} – Raio interno da alheta

✤ Área de transferência de calor lisa do tubo

$$a_l = 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{ex,t}}{2} \cdot L_{tr} \qquad (m^2)$$
 Eq. 106

Dex,t – Diâmetro externo dos tubos

- L_{tr} Largura do trocador/comprimento do tubo;
 - Área de transferência de calor total do tubo

Onde:

- A_{TT} Área de transferência de calor total do tubo
- a_{al} Área de transferência de calor da alheta
- a_l Área de transferência de calor da parte lisa do tubo

Cálculo do coeficiente global de transferência de calor com alhetas

Temperatura da superfície externa do tubo ou da base da alheta

$$T_{b,al} = T_{ent}^{quente}$$
 (°C) Eq. 108

Onde:

 T_{ent}^{quente} - Temperatura do fluído quente à entrada do condensador

Temperatura ambiente

Onde:

 T_{ent}^{frio} – Temperatura do fluído frio à entrada do condensador

• Eficiência da alheta η_{alheta} ;

Para efectuar a leitura da eficiência de uma alheta no gráfico, são necessários os seguintes parâmetros:

$$L = R_{e,al} - R_{i,al}$$
 Eq. 110 $L_c = L - t/2$ Eq. 111 $A_p = L_c \cdot t$ Eq. 112

$$\xi = L_c^{3/2} \sqrt{h/(kA_p)}$$
 Eq. 113

Onde:

- $R_{ex,al}$ Raio externo da alheta
- h Coeficiente de Convecção externo
- $R_{in,al}$ Raio interno da alheta
- k Condutividade térmica do material
- t Espessura da alheta
- L Comprimento da alheta

Nb: A leitura da eficiência da alheta é feita no gráfico do ANEXO 9.

Eficiência global da superfície alhetada

$$\eta_o = 1 - \frac{a_{al}}{A_{TT}} \cdot [1 - \eta_{alheta}] \qquad (\%)$$
 Eq. 114

Onde:

 a_{al} – Área de transferência de calor da alheta

 η_{alheta} – Eficiência da alheta

- A_{TT} Área de transferência de calor total do tubo
 - Taxa de transferência de calor na superfície do tubo alhetado

$$q_{ta} = \eta_o \cdot h_e \cdot A_{TT} \cdot \left[T_{b,al} - T_{\infty} \right] \qquad (W)$$
 Eq. 115

- η_o Eficiência global da superfície alhetada
- h_e Coeficiente de convecção externo
- A_{TT} Área de transferência de calor total do tubo
- T_{∞} Temperatura ambiente

 $T_{b,al}$ – Temperatura da superfície externa do tubo ou da base da alheta

Coeficiente global de transferência de calor para trocador alhetado

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ex,t}}{D_{in,t}}\right)}{2\pi k_{alum} L_{tr}} + \frac{1}{h_e A_{v,f}} \qquad (W/m^2 K)$$
 Eq. 116

Onde:

- h_i Coeficiente de convecção interno
- A_i Área interna do tubo
- Dex,t Diâmetro externo dos tubos
- D_{in,t} Diâmetro interno dos tubos;
- k_{alum} Condutividade térmica do material do tubo (neste caso, alumínio)
- L_{tr} Largura do trocador/comprimento do tubo;
- h_e Coeficiente de convecção externo
- $A_{v,f}$ Área de vazão do fluído frio
 - Área total do trocador de calor com alhetas

$$A_{TTC} = \frac{Q_q}{U \cdot [\Delta T_{ml} + 273.15]} \qquad (m^2)$$
 Eq. 117

Onde:

 Q_q – Taxa de transferência de calor do fluído quente

- U Coeficiente global de transferência de calor
- ΔT_{ml} Diferença de temperatura média logarítmica
 - Comprimento total do tubo trocador de calor

$$L_{TUBO} = \frac{A_{TT}}{\pi \cdot D_{ex,t}} \qquad (m) \qquad \qquad \text{Eq. 118}$$

Onde:

A_{TT} – Área de transferência de calor total do tubo

 $D_{ex,t}$ – Diâmetro externo dos tubos;

Número de tubos do trocador de calor

$$N_{TUBOS} = \frac{A_{TT}}{\pi \cdot D_{ex,t} \cdot L_{tr}}$$
 Eq. 119

Onde:

 A_{TT} – Área de transferência de calor total do tubo

 $D_{ex,t}$ – Diâmetro externo dos tubos;

 L_{tr} – Largura do trocador/comprimento do tubo;

No dimensionamento do condensador, conclui-se que ter-se-á um condensador de 6 tubos com 4,7 m de comprimento, alhetados, cujas dimensões da alheta podem ser encontradas no ANEXO 16, assim como o desenho no ANEXO 19. Na Figura 24 é apresentado o desenho do condensador dimensionado, com as cotas de gabarito:



Figura 24: Desenho do condensador com tubos alhetados. Fonte: Autor

Em cada tubo do condensador, a cada 0,8 m tem-se 220 alhetas, totalizando 1292 alhetas por tubo.

4. AVALIAÇÃO ECONÓMICA

No caso da avaliação económica do projecto, há que considerar à priori que o objectivo principal do projecto é dar um fim ao óleo queimado produzido na HCB, que seja melhor ao já implementado.

Como já foi dito no capítulo 1, a HCB tem que desembolsar fundos para que uma empresa externa possa dar fim ao óleo, e ainda por cima, supervisionar todo o processo para que não seja sancionada por conta de questões ambientais violadas. Tendo isso em mente, o simples facto de a solução que está sendo apresentada neste projecto possibilitar que a HCB dê um fim ao óleo que não seja dispendioso aos seus cofres já constitui uma vantagem económica.

Outro olhar que se pode dar a este caso, é sob o ponto de vista comparativo entre o custo de instalação e operação da instalação e o custo da energia do sistema da rede.

No Subcapítulo 3.2.1 foram apresentadas as necessidades energéticas do sistema agrícola para o qual projectou-se a instalação de geração de energia, sendo que, a potência demandada é de 75 kW, aproximadamente.

Assim, a energia diária necessária seria dada pela seguinte expressão:

$$E_{Di\acute{a}ria} = P_{necess\acute{a}ria} \cdot t_{trabalho} \qquad (kWh) \qquad \qquad Eq. \ 120$$

Onde:

Pnecessária – Potência necessária no sistema

 $t_{trabalho}$ – Carga horária de trabalho por dia

Se forem consideradas oito (8) horas de trabalho diário, tem-se:

$$E_{Di\acute{a}ria} = 75 \cdot 8 = 600 \text{ kWh}$$

Isto é, se o sistema agrícola funcionar num máximo de 8 horas diárias, o gasto de energia por dia será de 600 kWh.

Segundo a informação do site da EDM, a tarifa de energia eléctrica na categoria agrícola, para um consumo de mais de 500 kWh diários é de 5,75 Mt/kWh.

Assim, o custo total diário para o funcionamento do sistema agrícola nas condições dadas seria de:

$$$_{Diário} = E_{Diária} \cdot 5,75 = 600 \cdot 5,75 = 3450,00 \text{ Mt}$$

Onde:

E_{Diária} – Energia diária necessária

E o custo total mensal seria de:

 $\$_{Mensal} = \$_{Di\acute{a}rio} \cdot 30 \text{ dias} = 3450 \cdot 30 = 103500,00 \text{ Mt}$

Onde:

\$\$_{Diário} – Custo total diário

Para fazer o estudo comparativo, estima-se o investimento necessário para a compra dos equipamentos que compõem a instalação:

Preços dos equipamentos que compõem a instalação				
Caldeira	448 000,00 Mt			
Turbogerador	224 000 Mt			
Condensador	160 000 Mt			
Bomba	128 000 Mt			

Fonte: Adaptado de www.Alibaba.com

De referir que para além do investimento total da instalação, há que considerar os custos de manutenção. Seja considerada a manutenção a cada 6 meses de operação da caldeira, num valor médio correspondente a 25% do investimento inicial.

Assim, o custo total de investimento é:

 $$_{investimento} = 960\ 000,00\ Mt$

E o custo de manutenção semestral é:

$$\$_{manutencão} = 0,25 \cdot \$_{investimento} = 0,25 \cdot 960\ 000 = 240\ 000,00\ Mt$$

Para determinar o tempo no qual os custos de pagamento da energia da rede superam os custos de investimento e manutenção, basta traçar os gráficos que caracterizam o comportamento destes custos, extrair as equações de cada, e achar o ponto "x" no qual estas são iguais. Eis que se apresenta abaixo o gráfico de comparação entre os custos de investimento e manutenção da instalação, e os custos da rede eléctrica nacional:



Figura 25: Gráfico da Análise Comparativa entre os custos de investimento e manutenção, e os da rede eléctrica nacional. Fonte: Autor

Para encontrar o ponto de intersecção entre as linhas do gráfico basta igualar as equações Y e Z:

$$y = z$$

1242x = 480x + 960

$$762x = 960 \iff x = 1.26 \text{ anos} \approx 15 \text{ meses}$$

Este resultado leva a concluir que depois de quinze (15) meses de operação, o custo acumulado de energia da rede superaria o custo acumulado do investimento da instalação adicionado aos custos de manutenção. Pode-se observar também no gráfico, que essa diferença tende a aumentar com o tempo.

5. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

5.1. Conclusão

Neste trabalho foi projectada e dimensionada uma instalação de geração de energia eléctrica através de óleo queimado, o que partiu de serem conhecidas as necessidades energéticas do sistema (agrícola) para o qual se ia projectar a instalação (apresentadas no Subcapítulo 3.2.1). Foi à base das necessidades energéticas que a instalação foi dimensionada nos Subcapítulos 3.2.3 e 3.2.4, e os resultados desse dimensionamento (incluindo sua interpretação), foram apresentados nos mesmos subcapítulos.

Com o dimensionamento feito, foi o momento de avaliar economicamente a viabilidade da instalação (feita no Capítulo 4), tendo concluído que a instalação é economicamente viável tanto para a empresa que fornecerá o óleo queimado, quanto para os agricultores que se beneficiarão desta instalação de geração. Isto é, a empresa HCB não mais terá de gastar recursos financeiros para dar fim ao óleo, e ao mesmo tempo, os agricultores poderão gastar a partir do décimo quinto mês de operação da instalação, menos do que gastariam com a energia da rede eléctrica nacional.

5.2. Recomendações

Para aplicação deste projecto recomenda-se que seja feito um dimensionamento mecânico da instalação, visto que o presente trabalho se limitou ao dimensionamento térmico. Também, recomenda-se que o sistema de geração seja instalado o menos distante possível da fonte do combustível (óleo queimado neste caso) de modo a reduzir os custos de operação, e assim, do investimento total.

Em virtude da materialização do projecto, que se estude em laboratório, a composição e condição exactas do combustível a ser usado, para garantir resultados mais precisos e um sistema de geração que responda com eficácia e eficiência à demanda para a qual foi projectado. Quanto mais precisos forem os dados usados para o dimensionamento da instalação, mais ela vai responder positivamente aos requisitos pelos quais é dimensionada.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIZZO, Waldir – **Transferência de Calor em Caldeiras e Fornos.** Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP

FRIEDENBERG, Luiz Eduardo; SANTANA, Ruth Marlene Campomanes – Propriedades
de Óleos Isolantes de Transformadores e a Protecção do Meio Ambiente: IX
Simpósio Internacional de Qualidade Ambiental. Porto Alegre – RS, 2014;

IEEE Guide for Acceptance and Maintenance of Insulating Mineral Oil in Electrical Equipment. Nova York: IEEE Power and Energy Society, [2015] – ISSN 10016-5997

LEITE, Nilson Ribeiro; MILITÃO, Renato de Abreu – **Tipos e Aplicações de Caldeiras.** São Paulo: Dpto de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP), 2008

MAJEWSKI, Ryszard – **Projecto, Construção e Avaliação Experimental de um Lavador de Gases Industrial.** São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006. Tese de Doutoramento

NHAMBIU, Jorge Olívio Penicela – **Sistemas Energéticos_Aula 13 - Caldeiras: Tipos e seus Componentes.** Maputo: Dpto de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, 2022^a

NHAMBIU, Jorge Olívio Penicela – **Sistemas Energéticos_Aula 16 – Balanço Térmico em Caldeiras Flamotubulares.** Maputo: Dpto de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, 2022^b

NHAMBIU, Jorge Olívio Penicela – **Sistemas Energéticos_Aula 20 – Dimensionamento da Chaminé.** Maputo: Dpto de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, 2022^c

NHAMBIU, Jorge Olívio Penicela – **Transmissão de Calor e Massa_Aula 20 – Escoamento Externo.** Maputo: Dpto de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, 2022^d NHAMBIU, Jorge Olívio Penicela – **Geradores de Vapor_Aula 20 – Caldeiras Flamotubulares.** Maputo: Dpto de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, 2024^a

NHAMBIU, Jorge Olívio Penicela – **Geradores de Vapor_Aula 04 – Caldeiras Aquatubulares: Tratamento de Água.** Maputo: Dpto de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, 2024^b

NHAMBIU, Jorge Olívio Penicela – **Geradores de Vapor_Aula 21 – Dimensionamento de Caldeiras Flamotubulares.** Maputo: Dpto de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, 2024^c

NHAMBIU, Jorge Olívio Penicela – **Geradores de Vapor_Aula 16 – Transferência de Calor em Superfícies de Aquecimento Convectivo.** Maputo: Dpto de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, 2024^d

OLIVEIRA, Gilson Batista de – Industrialização e Desenvolvimento: O Caso da Região Metropolitana da Baixada Santista. Curitiba: Universidade Federal do Paraná

PAZ, Agis Espártaco Cervo – **Simulação de Sistemas Témicos de Potência para Geração de Energia Eléctrica.** Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2002. Dissertação de Mestrado

SANTOS, Pedro Alex dos – **Dimensionamento de um Trocador de Calor para uma Dobradeira Hidráulica.** Horizontina: Faculdade de Horizontina (FAHOR), 2015. Trabalho Final de Curso

Standard Specification for Mineral Insulating Oil used in Electrical Apparatus. West Conshohocken, Pensilvânia: ASTM [1993]; D 3487-88

 PARÂMETROS
 TÉCNICOS
 DA
 BOMBA
 CENTRÍFUGA.
 Disponível
 em

 https://yeschamp.en.made-in-china.com/product/QndUuzZhhecg/China-2kw-Italy Standard-Horizontal-Monoblock-Centrifugal-Water-Supply-Pump.html.
 Acedido a 20 de

 Março de 2024
 Março de 2024
 Standard-Horizontal-Monoblock-Centrifugal-Water-Supply-Pump.html.
 Acedido a 20 de

PARÂMETROS TÉCNICOS DO SISTEMA DE IRRIGAÇÃO POR PIVÔ CENTRAL.Disponívelemhttps://harvestmachinery.en.made-in-

china.com/product/OSTmLIKEqzYn/China-Lindzay-Control-Panel-for-Center-Pivot-Irrigation-System-Electric-Control-Panel.html. Acedido a 20 de Março de 2024

PARÂMETROS TÉCNICOS DO TRACTOR RLÉCTRICO. Disponível em https://c8c15fd9fc40963c55e64f33043a5d3b.cdn.bubble.io/f1699646708654x56161249 3923413500/Tratores-IND-datasheet-2023.pdf. Acedido a 20 de Março de 2024

 PARÂMETROS
 TÉCNICOS
 DA
 TURBINA.
 Disponível
 em

 https://www.alibaba.com/product-detail/DTEC-Small-Steam-Turbine-Generator 150KW_1600074720111.html?spm=a2700.details.you_may_like.1.3620284cREljcn.

 Acedido a 20 de Março de 2024
 Acedido a 20 de Março de 2024

PARÂMETROS TÉCNICOS DO QUEIMADOR. Disponível em <u>Heavy Oil Burner Fuel</u> Burner Waste Oil Burner Low Price Good Quality Good After Sale - Buy High Temperature Resistant Waste Oil Burner, Complete Specifications Of Waste Oil Burner, Strength Of Waste Oil Burner Manufacturers Product on Alibaba.com. Acedido a 18 de Junho de 2024

 Tarifas de Energia Eléctrica da EDM. Disponível em Tarifário de Energia Eléctrica |

 EDM - Electricidade de Moçambique. Acedido a 15 de Junho de 2024

Preços dos equipamentos da Instalação de Geração. Disponível no site <u>www.Alibaba.com</u>. Acedido a 15 de Junho de 2024

Dimensões dos tubos de convecção. Disponível em <u>Tabela tubo para caldeira:</u> <u>conheça mais | Aparecida Tubos.</u> Acedido a 19 de Maio de 2024

ANEXOS

ANEXO 1. GRÁFICOS DE REGRESSÃO LINEAR DO COMPORTAMENTO DAS ENTALPIAS ESPECÍFICAS DOS GASES DE COMBUSTÃO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE COMBUSTÃO.



Gráfico A 1: Curva de regressão da entalpia específica de Nitrogénio. Fonte: Autor

Gráfico A 2: Curva de regressão da entalpia específica de dióxido de carbono. Fonte: Autor





Gráfico A 3: Curva de regressão da entalpia específica do vapor de água. Fonte: Autor

Gráfico A 4: Curva de regressão da entalpia específica do oxigénio excedente. Fonte: Autor



ANEXO 2. CÓDIGO DE PROGRAMAÇÃO VBA PARA CÁLCULO AUTOMÁTICO DA TEMPERATURA DE COMBUSTÃO

Figura A 1: Código de Programação (VBA) para cálculo automático da temperatura de combustão no Macros (Excel). Fonte: Autor

ations - Planilha_Matsinhe_6.xlsm
r F <u>o</u> rmatar <u>D</u> epurar E <u>x</u> ecutar <u>F</u> erramentas
") (° 🕨 🗉 🕍 😻 🚰 😚 🖄 🕜 L
🤻 Planilha_Matsinhe_6.xlsm - Módulo1 (Código)
(Geral)
Sub Temperatura_Comb() Dim x1, y1, z1 x1 = Range("D41").Value z1 = 1100 y1 = Range("D47").Value Do z1 = z1 + 0.01 Range("d42").Value = z1 y1 = Range("d47").Value Loop Until Abs(x1 - y1) < 0.1 End Sub

ANEXO 3. CARACTERÍSTICAS TERMOFÍSICAS DOS PRODUTOS DE COMBUSTÃO

t °C	Produtos de combustão			Ar				
	k x10 ² W/m ² K	V x10 ⁶ m ² /s	Pr	k x10 ² W/m ² K	$V \times 10^6 m^2/s$	Pr		
0	2,28	11,9	0,74	2,44	13,28	0,69		
50	2.71	16.35	0.72	2,83	17,95	0,69		
100	3,13	20,8	0,70	3,21	23,13	0,69		
200	4,01	31,6	0,67	3,93	34,85	0,69		
300	4,84	43,9	0,65	4,60	48,33	0,69		
400	5,70	57,8	0,64	5,21	63,09	0,7		
500	6,56	73,0	0,62	5,74	79,38	0,7		
600	7,42	89,4	0,61	6,22	96,89	0,71		
700	8,27	107	0,60	6,71	115,4	0,71		
800	9,15	126	0,59	7,18	134,8	0,72		
900	10,01	146	0,585	7,63	155,1	0,72		
1000	10,90	167	0,58	8,07	177,1	0,72		
1100	11,75	188	0,57	8,50	199,3	0,72		
1200	12,62	223	0,56	9,15	233,7	0,73		
1300	13,49	247	0,55					
1400	14,42	273	0,54					
1500	16,35	300	0,53					

Tabela A 1: Características termofísicas dos gases de combustão. Fonte: Nhambiu, 2024^d



Gráfico A 5: Cc. Fonte: Nhambiu, 2024^c

ANEXO 5. COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA LOCAL

N°	Peça	ζι
1	Ampliação gradual	0,30
2	Controlador de vazão	2,50
3	Cotovelo de 90º (raio curto)	0,90
4	Cotovelo de 45º (raio curto)	0,40
5	Crivo	0,75
6	Curva de 90º (raio longo)	0,40
7	Curva de 45º (raio longo)	0,20
8	Curva de 22,5º (raio longo)	0,10
9	Entrada normal em canalização	0,50
10	Entrada de borda	1,00
11	Existência de pequena derivação	0,03
12	Junção	0,40

Nº	Peça	ζι
13	Medidor de venturi	2,50**
14	Redução gradual	0,15*
15	Contador de ângulo aberto	5,00
16	Contador de gaveta, aberto	0,20
17	Contador de globo, aberto	10,00
18	Saída de canalização	1,00
19	T, passagem directa	0,60
20	T, saída de lado	1,30
21	T, saída bilateral	1,80
22	Válvula de pé	1,75
23	Válvula de retenção	2,50

Tabela A 2: Coeficiente de resistência local. Fonte: Nhambiu, 2022^c

* Com base na velocidade maior (secção menor)

** Relativamente a velocidade na canalização

ANEXO 6. VALORES DE C, m, n e F

Tabela A 3: Correlações para	número	de Nusselt	em escoa	amento	cruzado	sobre	banco
de tubos para	N>16 e	0,7 <pr<500< td=""><td>0. Fonte:</td><td>Santos,</td><td>2015</td><td></td><td></td></pr<500<>	0. Fonte:	Santos,	2015		

Arranjo	Faixa de Re _p	Correlação			
Em linha	0-100	$Nu_D = 0.9 \text{ Re}_D^{0.4} \text{Pr}^{0.36} (\text{Pr/Pr}_s)^{0.25}$			
	100-1.000	$Nu_D = 0,52 \text{ Re}_D^{0.5} \text{Pr}^{0.36} (\text{Pr/Pr}_s)^{0.25}$			
	$1.000-2 \times 10^{5}$	$Nu_D = 0,27 \text{ Re}_D^{0,63} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$			
	2×10^{5} - 2×10^{6}	$Nu_D = 0,033 \text{ Re}_D^{0.8} \text{ Pr}^{0.4}(\text{Pr/Pr}_s)^{0.25}$			
Escalonado	0–500	$Nu_D = 1,04 \text{ Re}_D^{0,4} \text{Pr}^{0,36} (\text{Pr/Pr}_s)^{0,25}$			
	500-1.000	$Nu_{D} = 0,71 \text{ Re}_{D}^{0.5} \text{Pr}^{0.36} (\text{Pr/Pr}_{s})^{0.25}$			
	$1.000-2 \times 10^{5}$	$Nu_D = 0.35(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$			
	$2\times10^{5}2\times10^{6}$	$Nu_D = 0.031(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$			

* Todas as propriedades, exceto Pr_s, devem ser avaliadas na média aritmética das temperaturas de entrada e de saída do fluido (Pr_s deve ser avaliada em T_s).

Tabela A 4: Factor de correcção F do Nusselt para Nt<16. Fonte: Nhambiu, 2022^d

NL	1	2	3	4	5	7	10	13
In-line	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99
ANEXO 7. ÁBACO PARA LEITURA DA ALTURA DA CHAMINÉ



Gráfico A 6: Ábaco da altura da chaminé. Fonte: Nhambiu, 2022°





Gráfico A 7: Dlagrama de Moody. Fonte: Nhambiu, 2022^c





Gráfico A 8: Eficiência da alheta. Fonte: Santos, 2015

ANEXO 10. GRÁFICOS PARA LEITURA DE EMISSIVIDADES DAS FRACÇÕES DE CO₂ E DO VAPOR DE ÁGUA NO GÁS DE COMBUSTÃO, EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA





Temperatura (K)





Gráfico A 11: Factor de Correlação da mistura CO2 e vapor de água. Fonte: Bizzo, s.d



ANEXO 11. VALORES OBTIDOS A PARTIR DO ROTEIRO DE CÁLCULO DA TEMPERATURA ADIABÁTICA DA CHAMA

N٥	Descrição	Valor	Unidades
1	Tcomb	25	°C
2	Ro comb		kg/m³
3	Cp Combustível	1,35	KJ/KgK
4	Cp ar	1,304	KJ/m ³ K
5	Temp ar	200	°C
	Massa	Seca	Trabalho
6	Carbono	85,5	74,7
7	Hidrogenio	14	9,9
8	Nitrogénio	0	1,8
9	Oxigénio	0,2	2,7
10	Enxofre	0,3	0,9
11	Cinzas		5
12	Humidade		5
13	Total	100	100
	Coef Excesso de	1,4	
14	ar		
15	Poder C Inferior	43427,98	kJ/kg
16	Poder C superior	46593,35	kJ/kg
17	V ar	11,37029125	m³/kg
18	V nitro	8,982530088	m³/kg
19	V agua	1,737061689	m³/kg
20	V RO2	1,60328625	m³/kg
21	V nitro (real)	12,57554212	m³/kg
22	V agua (real)	1,810286365	m³/kg
23	V RO2 (real)	1,60328625	m³/kg
24	VO2	0,955104465	m³/kg
25	Vgases de comb	16,9442192	m³/kg
26	Rnitro	0,742173007	
27	Ragua	0,106837993	
28	RCO2	0,09462143	
29	RO2	0,05636757	
30	Σ	1	
31	Entalpia Vg	2562,996983	kJ/m ³
32	Entalpia Ar	245,0110384	kJ/m ³
33	Entalpia Comb	1,991829756	kJ/m ³
34	Entalpia Total	2809,999851	kJ/m ³

Tabela A 5: Resultados do roteiro da temperatura da chama. Fonte: Autor

35	Temperatura ad.	1744,51	°C
36	Entalpia nitro	1890,126815	kJ/m ³
37	Entalpia agua	358,5338493	kJ/m ³
38	Entalpia CO2	409,4015973	kJ/m ³
39	Entalpia O2	151,8396066	kJ/m ³
40	Entalp Gases	2809,901868	kJ/m ³

ANEXO 12. VALORES OBTIDOS A PARTIR DO ROTEIRO DE CÁLCULO DAS PERDAS, RENDIMENTO DA CALDEIRA E CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

N٥	Símbolo	Descrição	Valor	Unidade
1		C. de fundo Pcf	0	%
2		C. volantes Pcv	0	%
3	q2	P. c/ cinzas	0	%
4		k1	0,54	%
5		CO2t	15,8	%
6		CO2	11,56	%
7		p. rel cal sens. Pgc	15,183	%
8		p. rel ental vap agua. Ph2o	2,498	%
9	q3	P. c/gas escape	17,681	%
10	q4	P. combustão incompleta mecânica	1	%
11	q5	P. combustão incompleta química	0	%
12	q6	P. meio ambiente	2	%
13	q7	P. associadas às purgas	0	%
14		Perda Total	20,681	%
15		Rendimento	79,319	%
16	Qfis,ar	Calor fís. do ar	2785,847	kJ/kg
17	Qfis,comb	Calor fís. Do comb.	33,75	kJ/kg
18	Qdisp	Calor Dispon	46247,58	kJ/kg
19	lv	Entalpia do vapor saturado	2784,7	kJ/kg
20	laa	Entalpia da água de alimentação	809,9	kJ/kg
21	Gv	Consumo de Vapor de água	449,4	kg/h
22	В	Consumo de Combustível	0,00672	kg/s
23	Bh, mortas	Consumo de Combustível nas horas mortas	0.00139	Kg/s

Tabela A 6: Resultados do cálculo das Perdas, Rendimento da Caldeira e Consumo de Combustível. Fonte: Autor

ANEXO 13. VALORES OBTIDOS A PARTIR DO DIMENSIONAMENTO DA FORNALHA

N٥	Descrição	Símbolo	Valor	Unidades
1	Perdas	q_i	20,68102611	%
2	Rendimento térmico	$\eta_{ m v}$	79,3189738 9	%
3	Volume dos gases	Vi	16,9442192	m³/kg
4	Temperatura do ar quente	T _{aq}	200	°C
5	Entalpia do ar quente	l _{aq}	245,0110384	kJ/Kg
6	Calor trazido pelo ar	Q _{ai}	2785,84686 6	kJ/Kg
7	Calor total trazido	Qf	46247,5795 7	kJ/Kg
8	Temperatura ad da chama	T _{ad}	2017,66	K
9	Temp saida do gás da fornalha	T _{sai}	1150	K
10	Entalpia do gás à saída	I _{sai}	1323,04396 1	kJ/Kg-kJ/m ³
11	Calor espec. médio dos pc	<i></i>	51,7766586	kJ/Kg°C
12	Fracção vapor água	r _{H2O}	0,10683799 3	<i>m³/m³</i>
13	Fracção gases triatom.	r _{RO2}	0,09462143	<i>m³/m</i> ³
14	Σ Fracções	r	0,20145942 2	<i>m³/m</i> ³
15	Pressão na fornalha	Р	0,1	Мра
16	Coef. Absor. Radiante dos gases triat. Lumin	K _{yl}	1,34	1/(m.Mpa)
17	Coef. Absor. Radiante dos gases triat. N lum	K _{ynl}	14,0519658 4	
18	Coef. Absor. Radiante de partic. Cinza	Kc	0,15712457 1	1/(m.Mpa)
19	Emissividade parte não luminosa	a _{nl}	0,17825321 5	
20	Emissividade parte luminosa	aı	0,02918369 7	
21	Tamanho efect feixe de radia.	S	0,6935	т
22	Emissividade da chama	E ch	0,09626498	
23	Coef. de deposição na forna	ξ	0,6	
24	Eficiência térm da parede de água	Ψ	0,6	
25	Emissividade da fornalha	٤f	0,15076597 8	

Tabela A 7: Resultados do dimensionamento da Fornalha. Fonte: Autor

26	Coef. retenção de calor	ф	0,97540549	
27	Cons. Combustivel	В	0,00672028	Kg/s
28	Calor absorvido	q	43819,6388 4	kJ/K
29	Área da Fornalha	A	10,6641704 5	m²
30	Número de Konakov	Ко	0,113894163	
31	Temperatura de saída corrigida	T _{sai,corr}	1154,37	
32	Diâmetro da fornalha	Df	0,73	т
33	Comprimento da Fornalha	L _f	4,65001	т
34	Calor liberto/uni. Volume	q_{v}	159,69328	kW/m³
35	Calor liberto/uni. Área	<i>q</i> _F	29,144024	kW/m²
36	Velocidade dos gases na fornalha	Wg	1,1504159	m/s
37	Reynolds	Re	6391,1992	
38	Número de Prandtl	Pr	0,58865	
39	Coef. Transferência de calor por convecção	h _{conv}	0,0026492	kW/m²K
40	Temperatura da parede da fornalha	T _{pa}	1230,0315	K
41	Temperatura da Chama	T _{ch}	1526,1456	K
42	Calor transferido por radiação na fornalha	Qr	285,85651	kW
43	Calor transferido por convecção na fornalha	Q _{conv}	8,3657429	kW
44	Parcela transf. Por radiação na fornalha	%Qr	97%	%
44	Parcela transf. Por convecção na fornalha	%Qconv	3%	%

ANEXO 14. VALORES OBTIDOS A PARTIR DO DIMENSIONAMENTO DOS TUBOS DE CONVECÇÃO

Tabela A 8 ⁻ Resultados do	dimensionamento dos	Tubos de Convec	cão Fonte Autor
			çuo. i onic. Autor

N٥	Descrição	Símbolo	Valor	Unidades
1	Temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção	T _{ent} conv1	876,85	٥C
2	Entalpia dos gases na entrada dos tubos de convecção	l _{en} conv1	1323,043961	kJ/m³
3	Temperatura dos gases na saída dos tubos de convecção	T _{sai} conv1	350	°C
4	Entalpia dos gases na saída dos tubos de convecção	l _{sai} conv1	490,8824637	kJ/m³
5	Coeficiente de retenção de calor	Φ	0,975405494	-
6	Calor fornecido ao fluido motor do balanço térmico	Q _{conv1}	811,6948961	kJ/m³
7	Temperatura de saturação da água	T _{sat}	190	°C
8	Temperatura média logarítmica	∆t _{ln}	361,6135435	K
9	Secção de escoamento de cada tubo	AT	0,000317309	<i>m</i> ²
10	Temperatura média dos gases	t	613,425	°C
11	Velocidade dos gases no interior dos tubos	Wg	72,82601086	m/s
12	Número de Reynolds	Re	16726,49883	-
13	Número de Prandtl	Pr	0,61113	-
14	Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo	h _{conv}	2,63E-01	kW/m²K
15	Fracção volúmica do vapor nos gases de combustão	ľ H2O	0,106837993	-
16	Temperatura da parede poluída	t _p	569,1278588	°C
17	Coeficiente da troca de calor por radiação	h _{rad}	0,00335612	kW/m²K
18	Fracção volúmica do vapor de água	r _{H2O}	0,106837993	<i>m³/m</i> ³
19	Fracção volúmica dos gases triatómicos	ľ _{RO2}	0,09462143	<i>m³/m</i> ³
20	Fracção volúmica somatória dos gases triatómicos	r	0,201459422	m³/m³
21	Pressão nos tubos de conveccão	Р	0,1	Мра
22	Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos_pt luminosa	k _{yl}	0,4968	1/(m.Mpa)
23	Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos_pt n luminosa	k _{yni}	117,2940361	1/(m.Mpa)
24	Coeficiente de absorção radiante das partículas de cinza	kc	0,058253349	1/(m.Mpa)

25	Emissividade da parte não luminosa	a nl	0,04411863	-
26	Emissividade da parte luminosa	a	0,000302301	-
27	Tamanho efectivo do feixe de radiação	S	0,019095	т
28	Emissividade da chama	E ch	0,020019649	-
29	Coeficiente de deposição nos tubos de conveccão	ξ	0,6	-
30	Eficiência térmica da parede dos tubos de conveccão	Ψ	0,6	-
31	Emissividade dos tubos de conveccão	٤f	0,032926629	-
32	Coeficiente combinado de transferência de calor dos gases no interior dos tubos	h1	0,266628669	kW/m²K
33	Coeficiente global da transferência de calor	U	0,053331813	kW/m²K
34	Cálculo da área de transferência de calor	A _{tc}	4,792597195	<i>m</i> ²
35	Cálculo do número de tubos	Nt	16,3218978	
36	Verificação do erro dos cálculos	Erro	2%	
37	Temperatura da Chama	T _{ch}	846,378491	K
38	Calor transferido por radiação nos tubos de conveccão	Qr	0,091545212	kW
39	Calor transferido por convecção nos tubos de conveccão	Qconv	5,363274553	kW
40	Parcela transferida por radiação nos tubos de conveccão	%Qr	2%	%
41	Parcela transferida por convecção nos tubos de convecção	%Q _{con}	98%	%

ANEXO 15. VALORES OBTIDOS A PARTIR DO DIMENSIONAMENTO DA CHAMINÉ

N٥	Descrição	Valor	Unidade
1	Poder C Inferior	43427,98	kJ/kg
2	Poder C Superior	46593,35	kJ/kg
3	V gases de comb	16,9442	m³/kg
4	Cons. Combust.	0,00672	kg/s
5	Fluxo Gases	0,24996	m³/s
6	Veloc. na conduta	6	m/s
7	Veloc. na boca	2	m/s
8	Ds	0,23064	m
9	Dbase	0,23064	m
10	Dmédio	0,23064	m
11	Tbase Chaminé	350	°C
12	Densidade do gás	1,29	kg/m³
13	Densidade do ar	1,3	kg/m132
14	Veloc. gas base da chaminé	2	m/s
15	Veloc. média gas na chaminé	2	m/s
16	Perdas loc (curva raio longo 90º)	1,032	Pa
17	Perdas loc (válvula de retenção)	0	Pa
18	Perdas ∆P	0	Pa
19	ΣΔΡ	1,032	Pa
20	ΔΡς	1,29	Pa
21	H ábaco	5	m
22	Pressão	1,05E+05	Pa
23	Perdas de temp com a altura ΔT	4	
24	Tg saída	330	°C
25	T média do gás	340	°C
26	Viscosidade cinemática do gás	4,39E-05	m²/s
27	Número de Reynolds	10507,6	
28	Rugosidade Relativa	0,0003	
29	Lambda	0,025	
30	Coef de Resistência	1,06	
31	Temperatura do ar	20	°C
32	Beta	0,00366	1/K

Tabela A 9: Resultados do dimensionamento da Chaminé. Fonte: Autor

33	Gravidade	9,81	m/s²
34	Altura da Chaminé	5,16349	m

ANEXO 16. VALORES OBTIDOS A PARTIR DO DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

N٥	Descrição	Símbolo	Valor	Unidades
1	Temperatura de entrada do vapor (fluído quente)	T _{ent} quente	85	°C
2	Temperatura desejada de saída do condensado (fluído quente)	T _{sai} quente	35	°C
3	Temperatura de entrada da água (fluído frio)	T _{ent} frio	25	°C
4	Temperatura de saída da água (fluído frio)	T _{sai} frio	55	°C
5	Temperatura média do fluído frio	T _{médio} frio	40	°C
6	Temperatura média do fluído quente	T _{médio} quente	60	°C
7	Densidade do fluído frio	ρ _f	922,1	kg/m³
8	Densidade do fluído quente	$ ho_q$	0,1304	kg/m³
9	Calor específico do fluído frio	Cp ^{frio}	4179	J/kg°C
10	Calor específico do fluído quente	Cp ^{quente}	1916	J/kg°C
11	Viscosidade dinâmica do fluído frio	μ_{f}	6,53E-04	kg/m.s
12	Viscosidade dinâmica do fluído quente	μ_q	1,09E-05	kg/m.s
13	Viscosidade cinemática do fluído frio	Vf	7,08E-07	m²∕s
14	Viscosidade cinemática do fluído quente	Vq	8,38E-05	m²/s
15	Condutividade térmica do fluído frio	<i>k</i> f	0,631	W/mK
16	Condutividade térmica do fluído quente	k _q	0,0212	W/mK
17	Vazão mássica do fluído frio	m _f	0,016666667	m³∕s
18	Prandtl do fluído frio	Pr _f	4,32	
19	Prandtl do fluído frio na superfície do tubo	Prs	2,99	
20	Diâmetro da alheta	D _{ex,al}	0,0285	т
21	Diâmetro externo do tubo	D _{ex,t}	0,0164	т
22	Diâmetro interno do tubo	D _{in,t}	0,0138	т
23	Espessura da alheta	t	0,000254	т
24	Passo transversal	ST	0,0313	т
25	Passo longitudinal	SL	0,0343	т
26	Passo diagonal	SD	0,037701625	m
27	Area frontal do trocador de calor	A _{at}	0,64	m²
28	Número de tubos por fila	N _{tf}	25	
29	Comprimento do tubo	Ltr	0,8	т
30	Número de alhetas em Ltr	n _{al}	220	

Tabela A	10 [.] Resultados	do dimensionamento	do Condensador	Fonte: Autor
rubciu / t	10. 1 Countadoo			i onto. / tator

31	Coeficiente de condutividade térmica do alumínio	k _{al}	237	W/mK
32	Vazão mássica do fluído quente	<i>m</i> _q 0,021811065		m³∕s
33	Taxa de transferência de calor do fluído quente	Q_q	272,4708	W
34	Temperatura média logaritmica	Δ <i>T_{ml}</i> 18,20478453		°C
35	Velocidade do fluído quente	V_q	145,8239346	m/s
36	Número de Reynolds	Re	2,40E+04	
37	Prandtl do fluído quente	Pr_q	9,88E-01	
38	Nusselt (escoamento interno)	Nu	73,1853308	
39	Coeficiente de convecção interno	h _i	112,4296386	W/m²K
40	Área de vazão do fluído frio	$A_{v,f}$	0,2721855	m²
41	Velocidade do fluído frio passando externamente ao feixe de tubos	V _f	0,06123275	m/s
42	Velocidade max do fluído frio passando externamente aos tubos	V _{max,f}	0,044986829	m/s
43	Número de Reynolds no escoamento máximo do banco de tubos	<i>Re</i> _D	Re _D 1041,823303	
44	Nusselt (escoamento externo)	Nu _D	37,73402419	
45	Coeficiente de convecção externo	he	1451,839589	W/m²K
46	Raio externo da alheta	R _{ex,al}	0,01425	т
47	Raio interno da alheta	R _{in,al}	0,0082	т
48	Área de transferência de calor da alheta	a al	0,000853398	m²
49	Área de transferência de calor dlisa do tubo	aı	0,041217696	m²
50	Área de transferência de calor total do tubo	Α _T	A _T 0,042071094	
51	Temperatura da superfície externo do tubo ou base da alheta	<i>T_{b,al}</i> 85		°C
52	Temperatura ambiente	<i>T</i> ∞ 25		°C
53	Comprimento da alheta	Lalheta	0	m
54	Compprimento corrigido	Lc	0,000127	m
55	Area	$A_{ ho}$	3,2258E-08	m²
56	Soma do raio externo da alheta com a metade da espessura	r _{2c}	0,014377	m
57	Razao	<i>r2c/r</i> ₁	1,753292683	
58	Xi	ξ	0,019722956	
59	Eficiência da alheta	η_{al}	0,42	%
60	Eficiência global da superfície alhetada	η_{\circ}	0,988234896	%
61	Taxa de transferência de calor na superfície do tubo alhetado	q	3621,711658	W

62	Coeficiente globar de transferência de calor para trocador alhetado	U	3,859156252	W/m²K
63	Área total do trocador de calor com alhetas	Αττ	0,242329033	m²
64	Comprimento total do tubo do trocador de calor	Lтиво	4,703397986	т
65	Número de tubos do trocador de calor	NTUBOS	5,879247483	

Temp. °C	CO2	N ₂	H₂O	O ₂	Ar Seco	Cinzas
100	172	130,13	150,18	131,98	130,51	81,00
200	361,67	260,6	303,47	267,38	261,94	169,80
300	564,24	392,41	461,36	407,48	395,42	264,00
400	777,44	526,89	623,69	551,85	532,08	360,00
500	1001,78	664,58	791,55	700,17	672,01	458,00
600	1236,77	805,06	964,68	851,64	814,96	560,00
700	1475,41	940,36	1143,6	1005,24	960,75	662,50
800	1718,96	1094,65	1328,1	1162,32	1109,05	768,00
900	1972,43	1243,55	1517,9	1319,67	1259,36	825,00
1000	2226,75	1393,86	1713,3	1480,11	1411,86	985,00
1100	2485,34	1546,14	1913,7	1641,02	1565,94	1092,00
1200	2746,44	1699,76	2118,8	1802,76	1721,36	1212,00
1300	3010,58	1857,74	2328	1966,05	1879,27	1360,00
1400	3276,75	2012,36	2540,3	2129,93	2036,87	1585,00
1500	3545,34	2170,55	2758,4	2296,78	2196,19	1758,00
1600	3815,86	2328,65	2979,1	2463,97	2356,68	1880,00
1700	4087,1	2486,28	3203,1	2632,09	2517,6	2065,00
1800	4360,67	2646,74	3429,9	2800,48	2680,01	2182,00
1900	4634,76	2808,22	3657,9	2971,3	2841,43	2385,00
2000	4910,51	2970,25	3889,7	3142,76	3006,26	2514,00
2100	5186,81	3131,96	4121,8	3314,85	3169,77	2640,00
2200	5464,2	3295,84	4358,8	3487,44	3338,21	2762,00
2300	5746,39	3457,2	4485,3	3662,33	3500,54	-
2400	6023,25	3620,58	4724,4	3837,64	3665,8	-
2500	6303,53	3786,09	5076,7	4014,29	3835,29	-

ANEXO 17. ENTALPIAS ESPECÍFICAS DOS GASES DE COMBUSTÃO

Tabela A 11: Entalpias específicas das fracções do gás de combustão. Fonte: Nhambiu, 2022

ANEXO 18. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DOS EQUIPAMENTOS USADOS NO SISTEMA AGRÍCOLA

BOMBA CENTRÍFUGA

Tabela A 12:	Parâmetros	técnicos da	Bomba	centrífuga
--------------	------------	-------------	-------	------------

PARÂMETRO	VALOR		
Potência	4 kW		
Altura Manométrica	15 m		
Caudal	60 m ³ /h		
Rotação	2900 RPM		
Diâmetro nominal	100x80 (mm)		

Fonte: <u>https://yeschamp.en.made-in-china.com/product/QndUuzZhhecg/China-2kw-</u> <u>Italy-Standard-Horizontal-Monoblock-Centrifugal-Water-Supply-Pump.html.</u> Acedido a 20 de Março de 2024

SISTEMA DE IRRIGAÇÃO POR PIVÔ CENTRAL DYP 40-1000m

Tabela A 13: Parâmetros técnicos do sistema de irrigação por pivô central

PARAMETRO	VALOR			
Potência Máxima Necessária	11.5 kW			
Número de Torres	7			
Canhão	Nelson Sr75& Sr100			
Comprimento do Pivô	41.1-791.2 m			
Altura do Pivô	4.62-5.46 m			
Caudal	15-1080 m ³ /h			
Horas de irrigação por dia	24 horas			
Fonte: https://barvestmachinery.en.made_in_china.com/product/OSTmLIKEgzVp/China_				

Fonte: <u>https://harvestmachinery.en.made-in-china.com/product/OSTmLIKEqzYn/China-</u> <u>Lindzay-Control-Panel-for-Center-Pivot-Irrigation-System-Electric-Control-Panel.html</u>. Acedido a 20 de Março de 2024

TRACTOR ELÉCTRICO YAK 1272 (Motor Mercosul VRIF132M4)

Tabela A 14: Parâmetros técnicos do tractor eléctrico

PARÂMETRO	VALOR					
Potência Nominal do Motor	12 kW					
Potência Máxima do Motor	24 kW					
Torque Máximo do Motor	180 Nm					
Capacidade de Carga	18 Ton					
Tipo de Bateria	LFP					
Potência Máxima	25 kWh					
Tensão Nominal	72V					
Estação de Carga	3/6/9 kWh					
Fonte:https://c8c15fd9fc40963c55e64f33043a5d3b.cdn.bubble.io/f1699646708654x561						
612493923413500/Tratores-IND-datasheet	12493923413500/Tratores-IND-datasheet-2023.pdf. Acedido a 20 de Março de 2024					

ANEXO 19. DESENHO DO TUDO ALHETADO DO CONDENSADOR

Figura A 2: Desenho do Tubo alhetado do Condensador. Fonte: Autor



a	TIPO DE CALDEIRA ATA					
Características	Unidade	02	08	14	18	20
Super Aquecimento	m ²	15,5	31	62	100	124
Produção de Vapor	Kg/h	500	1000	2000	3300	4000
Diâmetro da Fornalha	m	0,4	0,45	0,6	0,7	0,73
Comprimento da Fornalha	m	1,412	2,40	3,20	3,762	4,032
Diâmetro dos Tubos	pol	1,5	2	2,5	2,5	2,5
Número de tubos 1º	-	53	50	61	83	96
Trajecto						
Número de tubos 2º	-	36	32	36	50	58
Trajecto						
Comprimento dos tubos	m	1,430	-	-	3,78	4,05

Tabela A 15: Dimensões usuais de caldeiras flamotubulares.