



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

Curso de Licenciatura em Engenharia Mecânica

TRABALHO DE LICENCIATURA

PROJEÇÃO DE UMA CALDEIRA MÓVEL PARA AQUECIMENTO DO ALCATRÃO

Discente:

MANJATE, Filipe José

20202484

Supervisor:

Prof. Dr. Eng^o Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Co-supervisor:

Eng^o Vicente Chirime, MSc

Maputo, Julho de 2024



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

Departamento de Engenharia Mecânica

Curso de Licenciatura em Engenharia Mecânica

TRABALHO DE LICENCIATURA

PROJEÇÃO DE UMA CALDEIRA MÓVEL PARA AQUECIMENTO DO ALCATRÃO

Discente:

MANJATE, Filipe José

20202484

Supervisor:

Prof. Dr. Eng^o Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Co-supervisor:

Eng^o Vicente Chirime, MSc

Maputo, Julho de 2024

TERMO DE ENTREGA DO RELATÓRIO DE TRABALHO DE LICENCIATURA

Declaro que o estudante Filipe José Manjate entregou no dia ____/____/2024 as três cópias do relatório do seu Trabalho de Licenciatura com a referência: _____, intitulado: **PROJEÇÃO DE UMA CALDEIRA MÓVEL PARA AQUECIMENTO DO ALCATRÃO.**

Maputo, _____ de _____ de 2024

Chefe da Secretaria

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu, Filipe José Manjate, declaro, sob palavra de honra, que o presente trabalho de licenciatura com o tema, **Projecção de uma Caldeira Móvel para Aquecimento do Alcatrão**, 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.

(Filipe José Manjate)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus por me conceder força, sabedoria e perseverança ao longo desta jornada. Sem a Sua orientação divina, esta conquista não teria sido possível.

Aos meus queridos pais, José Sete Mandlhate e Vitória Francisco Enosse Tinosse Mandlhate, minha gratidão eterna pelo amor, sacrifício e apoio incondicional. Vocês são o pilar da minha vida e inspiração para continuar sempre em frente. Aos meus irmãos, Acrízia de Jesus Tinosse, Benvinda Inês José Manjate, Sete José Mandlhate, e toda a minha família, obrigado por estarem sempre ao meu lado. Um agradecimento especial aos meus primos Adelina Chambal e Ângelo Inguane, pela amizade e incentivo constantes. À Florinda Sidónio António, agradeço pelo amor, compreensão e suporte inabalável durante todo este percurso.

Expresso meus mais profundos e sinceros agradecimentos ao meu professor e supervisor, Jorge Olívio Penicela Nhambiu. Sua orientação incansável, paciência exemplar e sabedoria incomparável foram fundamentais para a realização deste trabalho. A sua dedicação vai além do académico; você me inspirou a ser um pesquisador melhor e a ultrapassar os meus próprios limites. Sou eternamente grato pelas inúmeras horas que dedicou a me orientar, pelos conselhos preciosos e pelo constante incentivo. Sua influência positiva moldou significativamente o meu percurso académico e pessoal.

Agradeço igualmente ao meu co-supervisor, Vicente Chirime, pelo apoio e contribuições valiosas. Seu conhecimento especializado e orientações foram essenciais para a realização deste trabalho. A sua dedicação e paciência durante todo o processo foram inestimáveis.

Aos meus colegas e amigos, especialmente André Justino Zandamela Jr., Shirley Mauaie e Pedro Zacarias, obrigado pela camaradagem, motivação e pelas inúmeras discussões e colaborações que enriqueceram este trabalho.

Agradeço também à minha instituição de ensino por proporcionar um ambiente académico rico e por disponibilizar os recursos necessários para o desenvolvimento deste trabalho. Agradeço aos demais professores e orientadores cujas lições e orientações foram valiosas ao longo do meu percurso académico. Obrigado a todos os autores cujas pesquisas fundamentaram e enriqueceram o meu trabalho.

Finalmente, agradeço a todos aqueles que, pela limitação de espaço, não pude mencionar aqui, mas que de alguma forma contribuíram para a concretização deste objectivo. A todos vocês, meu sincero MUITO OBRIGADO!

DEDICATÓRIA

Este trabalho de licenciatura é dedicado aos meus pais, José Sete Mandlhate e Vitória Francisco Enosse Tinosse Mandlhate. Vocês são a minha maior fonte de inspiração e apoio incondicional. A vossa dedicação, sacrifícios e amor contínuo tornaram possível a realização deste sonho. Agradeço profundamente por acreditarem em mim e por serem o alicerce em cada etapa da minha jornada acadêmica. Esta conquista é tanto vossa quanto minha.

RESUMO

O trabalho proposto tem como objectivo a concepção e desenvolvimento de uma caldeira móvel de natureza flamotubular, projectada especificamente para aquecer o alcatrão utilizado em operações de tapamento de buracos em estradas. A implementação dessa caldeira móvel visa otimizar o processo de manutenção das estradas, oferecendo uma solução mais eficiente e segura em comparação com os métodos actuais. Ao substituir as fogueiras improvisadas actualmente utilizadas, a caldeira móvel proporcionará um aquecimento mais controlado e uniforme do alcatrão, contribuindo assim para a melhoria da qualidade das estradas e a redução dos riscos associados às operações de tapamento de buracos.

Palavras-Chave:

- Caldeira móvel;
- Aquecimento de alcatrão;
- Tapamento de buracos.
- Manutenção das estradas.

ABSTRACT

This proposed work aims to design and develop a mobile fire tube boiler specifically designed to heat asphalt for road pothole patching operations. Implementing this mobile boiler aims to optimize the road maintenance process by offering a more efficient and safer solution compared to current methods. By replacing the improvised fire pits currently in use, the mobile boiler will provide more controlled and uniform heating of the asphalt, thus improving road quality and reducing the risks associated with pothole patching operations.

Key Words:

- Mobile boiler;
- Tar heating;
- Pothole filling;
- Road maintenance.

ÍNDICE GERAL

TERMO DE ENTREGA DO RELATÓRIO DE TRABALHO DE LICENCIATURA	II
DECLARAÇÃO DE HONRA.....	III
AGRADECIMENTOS	IV
DEDICATÓRIA	V
RESUMO.....	VI
ABSTRACT.....	VII
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Considerações preliminares.....	1
1.2 Situação problemática	2
1.3 Estrutura do trabalho	3
1.4 Objectivos.....	4
1.4.1 Geral.....	4
1.4.2 Específicos	4
2 ESTUDO DO ESTADO DA ARTE	5
2.1 Caldeira	5
2.1.1 Tipos de caldeiras	5
2.2 Conceito do alcatrão.....	13
2.2.1 Propriedades do Alcatrão	14
2.2.2 Impacto Ambiental do Alcatrão.....	14
3 DIMENSIONAMENTO DA CALDEIRA	15
3.1 Metodologia de execução dos cálculos e Resultados dos Cálculos	15
Gás Propano Liquefeito	15
3.2 Cálculo De Combustão.....	18
3.2.1 Volume teórico de ar.....	19
3.2.2 Volume dos gases biatómicos.....	20
3.2.3 Volume dos gases triatómicos	20
3.2.4 Volume do vapor de água	21

3.2.5	Volume dos gases de combustão	21
3.2.6	Fracções volúmicas	22
3.2.7	Poder calorífico inferior	23
3.2.8	O calor disponível	23
3.2.9	Temperatura Adiabática da Chama	24
3.2.10	Perdas	24
3.2.11	Consumo de combustível	28
3.3	Dimensionamento Térmico Da Caldeira	29
3.3.1	Coeficientes	29
3.4	Superfícies Convectivas	37
3.5	Cálculo Da Espessura Do Isolamento Da Caldeira	44
3.6	Escolha Dos Elementos Adjacentes À Caldeira	45
3.6.1	Bomba de Engrenagens para Alcatrão	46
3.6.2	Queimador	48
3.7	Resultados	48
3.7.1	Resultados Do Cálculo Da Combustão	48
3.7.2	Resultados Do Dimensionamento Térmico Da Caldeira: Fornalha	49
3.7.3	Resultados Do Dimensionamento Térmico Da Caldeira: Superfícies Convectivas	51
3.7.4	Resultados Do Dimensionamento Térmico Da Caldeira: Espessura Do Isolamento	52
3.7.5	Seleção Da Bomba	53
3.7.6	Seleção Do Queimador	54
4	DISCUSSÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	56
4.1	Eficiência Térmica e Perdas de Calor	56
4.2	Calor Físico do Ar e Combustível	56
4.3	Temperaturas Operacionais	57
4.4	Transmissão de Calor na Fornalha e nas Superfícies Convectivas	57

4.4.1	Fornalha: Predominância da Transmissão de Calor por Radiação	57
4.4.2	Importância da Radiação na Fornalha.....	57
4.4.3	Superfícies Convectivas: Predominância da Transmissão de Calor por Convecção.....	58
4.4.4	Importância da Convecção nas Superfícies Convectivas.....	58
4.5	Seleção de Componentes Adjacentes	60
5	SISTEMAS DE SEGURANÇA E MATERIAIS DA CALDEIRA	63
6	CÁLCULO DO INVESTIMENTO INICIAL E AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE ECONÓMICA DO PROJECTO.....	65
6.1	Energia Do Projecto Baseada No Custo.....	69
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	70
7.1	Conclusões	70
7.2	Recomendações.....	70
8	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	71
9	ANEXOS	A

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Caldeira flamotubular de tubos verticais. Fonte: Adaptado pelo Autor, de spiraxsarco.com.	6
Figura 2: Caldeira flamotubular de tubos horizontais. Fonte: wiki.uc.pt	6
Figura 3: Partes principais da caldeira flamotubular. Fonte: Adaptado pelo Autor, de spiraxsarco.com.	7
Figura 4: Caldeira com câmara de reversão seca. Fonte: Adaptado pelo Autor, de spiraxsarco.com.	8
Figura 5: Caldeira flamotubular. Fonte: Togawa Engenharia.	9
Figura 6: Caldeira aquatubular. Fonte: Togawa Engenharia.	10
Figura 7: Caldeira Mista. Fonte: Togawa Engenharia.	11
Figura 8: caldeiras de recuperação de calor. Fonte: tlv.com.....	12
Figura 9: Caldeira eléctrica de resistência. Fonte: estudomec.info	13
Figura 10: Coeficiente Cc. Fonte: Krivandin & Markov, 1980.	40
Figura 11: Vista explodida da fornalha.....	50
Figura 12: Fornalha - vista em corte	50
Figura 13: Fornalha.....	50
Figura 14: Tubo de convecção da Caldeira.....	52
Figura 15: Queimador BS1. Fonte: thermi.com.br	55
Figura 16: Caldeira	61
Figura 17: Vista geral da caldeira.	61
Figura 18: Vista explodida da caldeira	61
Figura 19: Caldeira móvel.	62
Figura 20: Caldeira móvel e tractor.	62

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1: Composição do Gás Propano Liquefeito.	16
Tabela 2: Resultados do cálculo da combustão.	48
Tabela 3: Resultados do dimensionamento térmico da caldeira: fornalha.	49
Tabela 4: Resultados do dimensionamento térmico da caldeira: superfícies convectivas.....	51
Tabela 5: Resultados do dimensionamento térmico da caldeira: espessura do isolamento.	53
Tabela 6: Especificações Técnicas da Bomba de Engrenagens OT 100 P07.	54

Tabela 7: Especificações do Queimador Estrutura S.....	54
Tabela 8: Investimento Inicial Total do Projecto.....	66
Tabela 9: Estimativa da receita anual baseada nos benefícios do projecto.....	67
Tabela 10: Fluxo de caixa anual e acumulado.	67
Tabela 11: Avaliação Económica do Projecto.	68

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Parcelas de calor na fornalha.....	59
Gráfico 2: Parcelas de calor nas superfícies convectivas.....	59
Gráfico 3: Payback do projecto.....	67
Gráfico 4: Fluxo de caixa do projecto.....	68

ACRÓNIMOS

ASME - *American Society of Mechanical Engineers*;

ISO - *International Organization for Standardization*;

ROI - *Return on Investment*;

TIR - Taxa Interna de Retorno;

VAL - Valor Presente Líquido;

ABREVIATURAS

PCI - Poder Calorífico Inferior;

PCS - Poder Calorífico Superior;

SIGLAS

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas;

B/C - Benefício/Custo;

BPVC - *Boiler and Pressure Vessel Code*;

COV - Compostos Orgânicos Voláteis;

EN - Norma Europeia (*European Standard*);

GPL - Gás Propano Liquefeito;

HPA - Hidrocarbonetos Policíclicos Aromáticos;

IEC - *International Electrotechnical Commission*;

IL - Índice de Lucratividade;

MOPHRH - Ministério das Obras Públicas, Habitação e Recursos Hídricos;

MZN - Metical Moçambicano (Moçambique);

NFPA - *National Fire Protection Association*;

NOMENCLATURA

I_{aa} - Entalpia da água de alimentação;

I_v - Entalpia da água no estado de vapor saturado;

B - Fluxo mássico de combustível;

$C_{p,alc}$ - Calor específico do alcatrão;

ΔT_{alc} - Variação da temperatura do alcatrão;

G_o - Consumo de vapor de água ou produtividade;

Q_{disp} - Calor disponível;

η_v - Rendimento térmico do gerador de vapor ou caldeira;

Q_i - Poder calorífico inferior do combustível com referência a 0°C;

$Q_{fis,ar}$ - Calor introduzido na caldeira com o ar pré-aquecido fora da caldeira;

$Q_{fis,comb}$ - Calor físico do combustível que é tomado em consideração quando o combustível é aquecido por uma fonte externa por exemplo gases quentes, vapor, etc...;

q_2 - Perdas de calor com as cinzas;

q_3 - Perdas com gases de efluentes (de escape);

q_4 - Perdas de calor associadas à combustão incompleta mecânica;

q_5 - Perdas de calor associadas à combustão incompleta química;

q_6 - Perdas de calor ao meio ambiente;

q_7 - Perdas associadas às purgas;

P_{cv} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes;

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

A - Fração em peso de inertes (cinzas) 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 volantes em relação ao total de inertes do combustível;

C_{cf} - Fracção em peso do combustível nas cinzas volantes;

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%;

$m_{H_2O}(W)$ - % em peso da humidade no combustível nas condições de queima;

T_g - Temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira (°C) (geralmente escolhe-se uma temperatura de 50°C acima da temperatura do vapor);

T_a - Temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira (°C);

CO_2 - % em volume de CO_2 presente nos gases de combustão;

CO - % em volume de CO presente nos gases de combustão;

k_1 - Constante que depende do combustível utilizado;

k_2 - Constante que depende do combustível utilizado;

C - Percentagem em peso de carbono presente no combustível (nas condições de queima);

CO_{2t} - Percentagem máxima de Dióxido de Carbono (% CO_2) teórica nas condições estequiométricas (excesso de ar igual a zero);

H - Percentagem em peso de hidrogénio no combustível;

P_{CO} - Perdas associadas a não queimados nos gases de combustão (%);

T_p - Temperatura das purgas, medida após qualquer recuperação de calor existente (°C);

T_{H_2O} - Temperatura da água de alimentação à caldeira (ou à entrada do economizador, no caso de existir) (°C);

(p)- Percentagem das purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira (incluindo qualquer produção de vapor “flash”);

EP - Somatório de todas as perdas, isto é, perdas nos gases de combustão, cinzas, etc;

ϕ - Coeficiente de conservação de calor na fornalha;
 I_{PC} - Entalpia específica dos gases de combustão;
 I_g - Entalpia dos gases de combustão;
 V_g - Volume dos gases de combustão;
 r_{RO_2} - Fracção volúmica real dos gases triatómicos;

 r_{RO} - Fracção volúmica real dos gases biatómicos;
 r_{H_2O} -Fracção volúmica real do vapor de água;

 r_{O_2} -Fracção volúmica real do oxigénio excedente;

 $(C\theta)_{RO_2}$ -Entalpia específica dos gases triatómicos;

 $(C\theta)_{RO}$ -Entalpia específica dos gases biatómicos;

 $(C\theta)_{H_2O}$ -Entalpia específica do vapor de água;
 $(C\theta)_{O_2}$ - Entalpia específica do oxigénio excedente;
 Φ - Coeficiente de retenção de calor;
 \dot{B} - Consumo de combustível, kg/s;
 ϵ_f - Emissividade da fornalha;
 K_o - Número de Konakov;
 D_f - Diâmetro interno da fornalha, m;
 L_f - Comprimento da fornalha, m;
 A - Área de troca de calor da fornalha, m²;
 Ψ - Factor de eficiência térmica da fornalha;
 σ - Constante de Boltzman, $5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$;
 C_p -Calor específico médio dos produtos de combustão;
 S - Espessura efectiva da camada radiante;
 P - Pressão na fornalha;
 r - Fracção dos gases triatómicos $r=r_{RO_2}+r_{H_2O}$;
 a_l - Emissividade da parte luminosa da chama;
 a_{nl} - Emissividade da parte não luminosa da chama;
 m -Grau de luminosidade da chama que depende da tensão térmica volumétrica na

fornalha e do tipo de combustível.

ϵ_{ch} – Emissividade da chama

k_g – Condutividade térmica à temperatura média do fluxo do gás, kW/m°C;

ν_g – Viscosidade cinemática, à temperatura média do fluxo do gás, m²/s;

w_g – Velocidade do fluxo de gás, m/s;

Re – Número de Reynolds;

Pr – Número de Prandtl;

A_g – Secção de passagem dos gases m²;

t – Temperatura média dos gases na fornalha °C;

T_{ent}^{conv1} - Temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção;

T_{sai}^{conv1} - Temperatura dos gases na saída dos tubos de convecção;

A_T - Secção de escoamento de cada tubo;

d_{in} - Diâmetro interno dos tubos de convecção;

N - Número de tubos (assumido);

C_c - Factor de correcção devido a influência da região de entrada, que se retira da Figura 1, se $L/d > 50$, então $C_c = 1$;

Pr - Número de Prandtl;

Re - Número de Reynolds;

Δt_{excess} - Excesso de temperatura;

ϵ_{cinz} – Emissividade das cinzas depositadas na superfície interna dos tubos;

ϵ_g - Emissividade do gás de combustão à temperatura T_g ;

h_1 – Coeficiente total de transferência de calor para o lado interno do tubo;

h_2 – Coeficiente total de transferência de calor para o lado externo do tubo;

U - Coeficiente de transferência de calor;

Δt_{\max} - Maior diferença de temperatura na entrada ou na saída da superfície de aquecimento;

Δt_{\min} - Menor diferença de temperatura à entrada ou à saída da superfície de aquecimento;

\$ - Dólar Americano (Estados Unidos da América)

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações preliminares

A infra-estrutura rodoviária é fundamental para o desenvolvimento socioeconómico de qualquer país, especialmente em Moçambique, onde o transporte rodoviário é o principal meio de locomoção de pessoas e bens. No entanto, as estradas moçambicanas, particularmente na província de Maputo, sofrem com a constante deterioração, principalmente devido à falta de manutenção adequada e às condições climáticas adversas (Silva & Pereira, 2020).

Os buracos nas estradas representam um problema sério, causando danos aos veículos, aumentando o risco de acidentes, diminuindo o conforto e a segurança dos usuários, e, conseqüentemente, gerando custos adicionais para o governo e para os motoristas (MOPHRH, 2023). Segundo dados do Ministério das Obras Públicas, Habitação e Recursos Hídricos (MOPHRH), em 2023, a província de Maputo registou mais de 10.000 buracos nas suas estradas, com um custo estimado de reparação anual superior a 100 milhões de meticais.

Diante desta realidade, surge a necessidade urgente de soluções inovadoras e eficientes para a reparação de buracos nas estradas, buscando não apenas a eficiência operacional, mas também a segurança, a sustentabilidade ambiental e a viabilidade económica.

Diversos métodos tradicionais de reparação de buracos são utilizados em Moçambique, como o método a frio com aplicação de asfalto pré-misturado e o método a quente com aplicação de asfalto quente. No entanto, esses métodos apresentam algumas desvantagens, como tempo de reparação lento, baixa qualidade das reparações e alto custo (Rodrigues, 2018).

Nesse contexto, a caldeira móvel flamotubular surge como uma alternativa promissora para a reparação de buracos nas estradas, oferecendo diversas vantagens em relação aos métodos tradicionais:

- **Maior rapidez no processo de reparação:** A caldeira móvel permite um aquecimento rápido e uniforme do asfalto, otimizando o tempo de reparação e reduzindo o impacto no trânsito.
- **Maior durabilidade das reparações:** O processo de aquecimento da caldeira flamotubular proporciona uma melhor aderência do asfalto à superfície da estrada, resultando em reparações mais duráveis e resistentes ao desgaste.

1.2 Situação problemática

Contexto Actual:

As operações de manutenção de estradas, especialmente o tapamento de buracos, apresentam diversos desafios que impactam negativamente a fluidez do trânsito e a segurança dos trabalhadores. O processo actual, que envolve o aquecimento do alcatrão em fogueiras muitas vezes improvisadas nas rodovias e sua distribuição manual com colheres, é lento, ineficiente e inseguro.

Problemas Identificados:

- **Morosidade:** O aquecimento do alcatrão em fogueiras é um processo lento e demorado, prolongando o tempo necessário para concluir os reparos e causando transtornos aos usuários das rodovias.
- **Insegurança:** O uso de fogueiras nas rodovias expõe os trabalhadores a riscos de queimaduras e outros acidentes, além de contribuir para a emissão de gases poluentes.
- **Ineficiência:** A distribuição manual do alcatrão com colheres é um processo trabalhoso e impreciso, resultando em desperdício de material e acabamento inadequado dos reparos.

Necessidade de Melhoria:

Diante dos problemas mencionados, é crucial buscar soluções que otimizem o processo de tapamento de buracos em rodovias. As melhorias devem visar:

- **Redução do tempo de reparo:** Agilizar o aquecimento e a distribuição do alcatrão para minimizar o tempo de interdição das pistas e o impacto no trânsito.
- **Aumento da segurança:** Eliminar o uso de fogueiras e implementar métodos de aquecimento e distribuição mais seguros para os trabalhadores.
- **Optimização do uso de materiais:** Reduzir o desperdício de alcatrão e garantir a aplicação precisa do material para reparos duráveis e de qualidade.

Objectivo:

Desenvolver e implementar um sistema inovador para aquecimento e distribuição de alcatrão que optimize o processo de tapamento de buracos em rodovias, garantindo maior eficiência, segurança e qualidade na manutenção das vias.

1.3 Estrutura do trabalho

No Capítulo 2, é feito o estudo do estado da arte que consiste na revisão do conceito de caldeira, seus tipos, suas vantagens e desvantagens. Em seguida aborda-se o conceito de alcatrão e o seu impacto sobre o meio ambiente. O objectivo principal é proporcionar uma base teórica sólida que suporte o dimensionamento e a análise da caldeira flamotubular móvel, destacando as melhores práticas e identificando lacunas na literatura que podem ser exploradas para futuras melhorias no projecto e na operação.

No Capítulo 3, é realizado o dimensionamento detalhado da caldeira flamotubular móvel, abordando os cálculos necessários para determinar suas especificações técnicas e operacionais. Inicialmente, são apresentados os parâmetros fundamentais, como capacidade térmica, pressão de operação e taxa de fluxo de calor. Em seguida, são detalhados os cálculos para a selecção dos materiais adequados, tomando em consideração as condições de operação e os requisitos de segurança.

No Capítulo 4, é feita uma discussão e análise aprofundada dos resultados obtidos no dimensionamento da caldeira flamotubular móvel e seus componentes adjacentes. Este capítulo se propõe a avaliar minuciosamente o desempenho térmico da caldeira, identificar oportunidades de optimização e discutir os aspectos críticos do projecto. A análise não se limita a comentar os resultados dos cálculos, mas também adopta uma abordagem crítica e realista, considerando aspectos práticos, humanos e ambientais. O objectivo é fornecer uma visão holística do desempenho da caldeira, considerando não apenas a eficiência técnica, mas também o impacto no meio ambiente, a segurança dos operadores e a viabilidade económica do sistema.

No Capítulo 5, são explorados detalhadamente os sistemas de segurança implementados na caldeira flamotubular móvel para aquecimento de alcatrão. Inicialmente, são apresentados os principais dispositivos de segurança, como válvulas de alívio de pressão, sensores de temperatura e pressão, e sistemas de desligamento automático. Em seguida, são apresentados detalhadamente os materiais da caldeira móvel flamotubular.

No Capítulo 6, realiza-se uma análise detalhada dos aspectos económicos relacionados ao projecto da caldeira flamotubular móvel para aquecimento de alcatrão. Este capítulo é crucial para entender não apenas os investimentos iniciais necessários, mas também para avaliar a

viabilidade económica do projecto a longo prazo. É feito no final uma estimativa da emergência do projecto baseado no custo.

Finalmente, no Capítulo 7, são apresentadas as conclusões e recomendações relativamente ao trabalho.

1.4 Objectivos

1.4.1 Geral

- Projecção de uma caldeira móvel para aquecimento do alcatrão a ser usado no processo de tapamento de buracos nas estradas.

1.4.2 Específicos

- Optimização do processo de tapamento de buraco nas estradas (tempo e produtividade);
- Garantia de segurança no processo de manutenção das estradas;
- Avaliação da viabilidade económica do projecto.

2 ESTUDO DO ESTADO DA ARTE

2.1 Caldeira

A caldeira é um sistema que utiliza energia química, geralmente na forma de combustíveis como carvão, gás natural, gasóleo ou biomassa, para produzir energia térmica.

O objectivo principal de uma caldeira é converter a energia química em energia térmica, que pode ser utilizada para diversos fins, como aquecimento de ambientes, geração de electricidade por meio de turbinas a vapor, accionamento de processos industriais que requerem calor, entre outros.

A caldeira é um dispositivo que realiza a conversão de energia química em energia térmica de forma controlada e eficiente.

2.1.1 Tipos de caldeiras

Quanto a posição dos tubos as caldeiras dividem-se em:

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

A classificação mais usual de caldeiras de combustão refere-se à localização de água/gases e divide-as em:

- Flamotubulares;
- Aquatubulares; e
- Mistas.

Nas caldeiras de tubos verticais, os tubos são colocados verticalmente num corpo cilíndrico fechado nas extremidades por placas, chamadas espelhos. A fornalha interna fica no corpo cilíndrico logo abaixo do espelho inferior. Os gases de combustão sobem através dos tubos, aquecendo e vaporizando a água que está em volta deles.

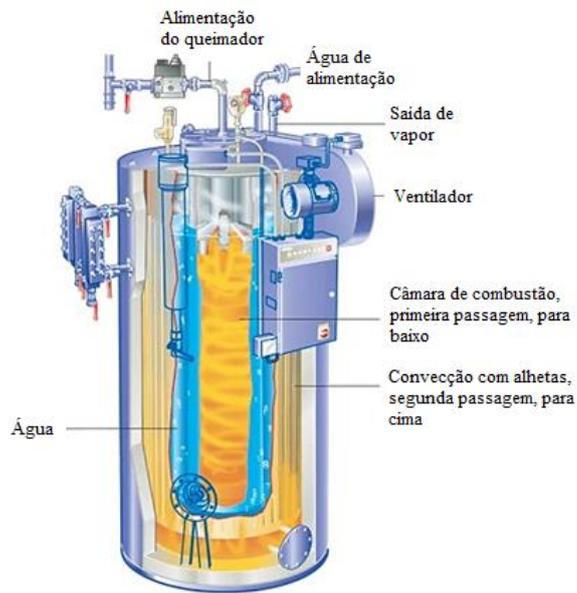


Figura 1: Caldeira flamotubular de tubos verticais. Fonte: Adaptado pelo Autor, de spiraxsarco.com.

As fornalhas externas são utilizadas principalmente no aproveitamento da queima de combustíveis de baixo poder calorífico, tais como: serradura, palha, casca de café e de amendoim e gasóleo.

As caldeiras de tubos horizontais abrangem vários modelos, desde as caldeiras Cornuália e Lancaster, de grande volume de água, até as modernas unidades compactas.

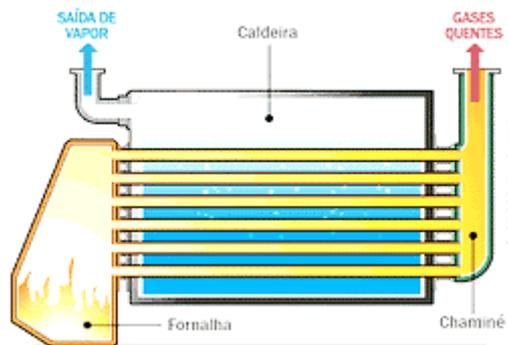


Figura 2: Caldeira flamotubular de tubos horizontais. Fonte: wiki.uc.pt

As caldeiras flamotubulares constituem a grande maioria das caldeiras, utilizadas para pequenas capacidades de geração de vapor (da ordem de até $10 \frac{ton}{h}$) e baixas pressões (até

10bar), chegando algumas vezes a 15 ou 20 bar. As caldeiras flamotubulares horizontais, constituem-se de um vaso de pressão cilíndrico horizontal, com dois tampos planos (os espelhos) onde estão afixados os tubos e a fornalha. As caldeiras modernas têm diversos passes de gases, sendo mais comum uma fornalha e dois passes de gases. A saída da fornalha é chamada câmara de reversão e pode ser revestida completamente de refractários ou constituída de paredes metálicas molhadas.

A caldeira flamotubular, como o nome sugere, é uma caldeira em que a queima e os gases dela resultantes fluem dentro de tubos. A queima processa-se no interior de um cilindro construído de 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. Este tipo de caldeira é o mesmo que se adoptava nas locomotivas a vapor e vem sofrendo transformações no sentido de que sejam mais seguras e eficientes. As caldeiras flamotubulares são empregues geralmente para pequenas capacidades e quando se pretende apenas vapor saturado de baixa pressão.

As caldeiras flamotubulares apresentam as seguintes partes principais: corpo, espelhos, feixe tubular ou tubos de fogo e caixa de fumaça (Figura 3). O corpo da caldeira, 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.

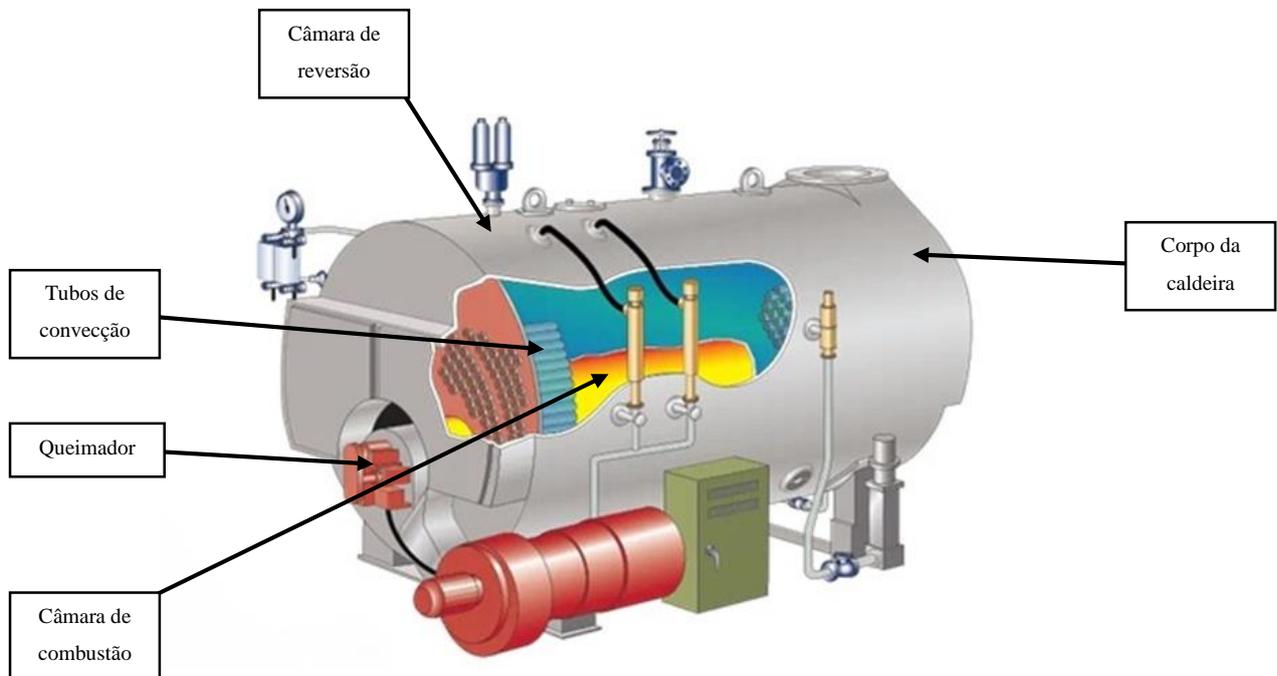


Figura 3: Partes principais da caldeira flamotubular. Fonte: Adaptado pelo Autor, de spiraxsarco.com.

Na fornalha procede-se à troca de calor por radiação e uma pequena parte por convecção. É 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 lá onde se processa a maior troca de calor de toda a caldeira, chegando a ser mais de 50% do total da caldeira. É a fornalha a maior responsável pela limitação da capacidade da caldeira e onde um *stress* de material acarreta maiores inconvenientes.

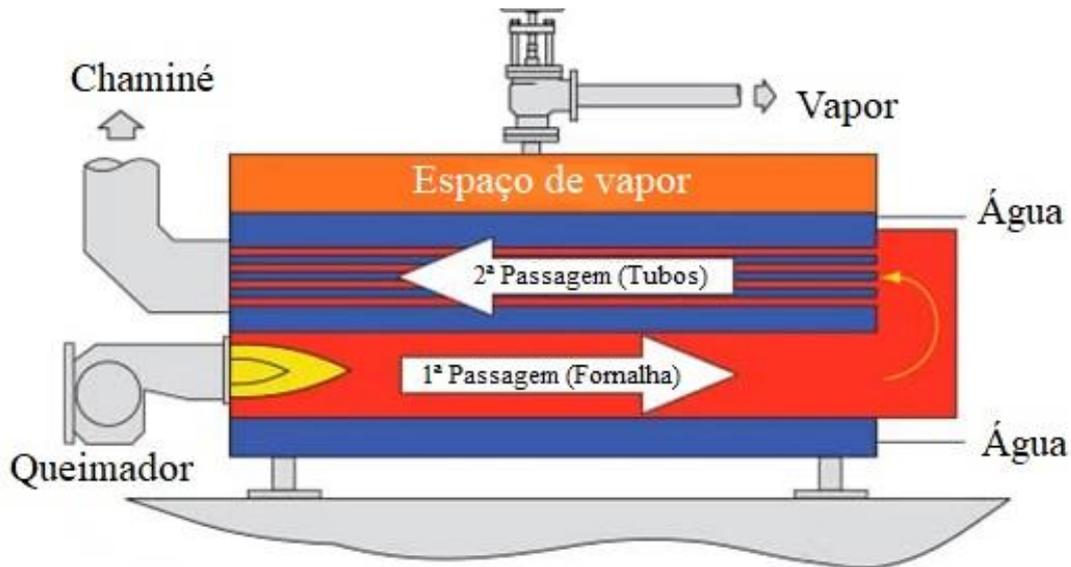


Figura 4: Caldeira com câmara de reversão seca. Fonte: Adaptado pelo Autor, de spiraxsarco.com.

Vantagens e desvantagens das caldeiras flamotubulares

As principais vantagens das caldeiras deste tipo de caldeiras são:

- O custo de aquisição mais baixo;
- A exigência de pouca alvenaria;
- O bom Atendimento a aumentos instantâneos de necessidades de vapor.

Como desvantagens, apresentam:

- O baixo rendimento térmico;
- A partida lenta devido ao grande volume interno de água;
- A limitação da pressão de operação (máx. $15 \frac{kgf}{cm^2}$);
- A baixa taxa de vaporização - kg de vapor/(m². hora);
- A limitada capacidade de produção;

- As dificuldades para instalação de economizador, superaquecedor e pré-aquecedor.

Em suma, conforme Mendes e Silva (2020), as caldeiras flamotubulares são mais fáceis de construir e manter, mas podem ser menos eficientes em grandes aplicações.

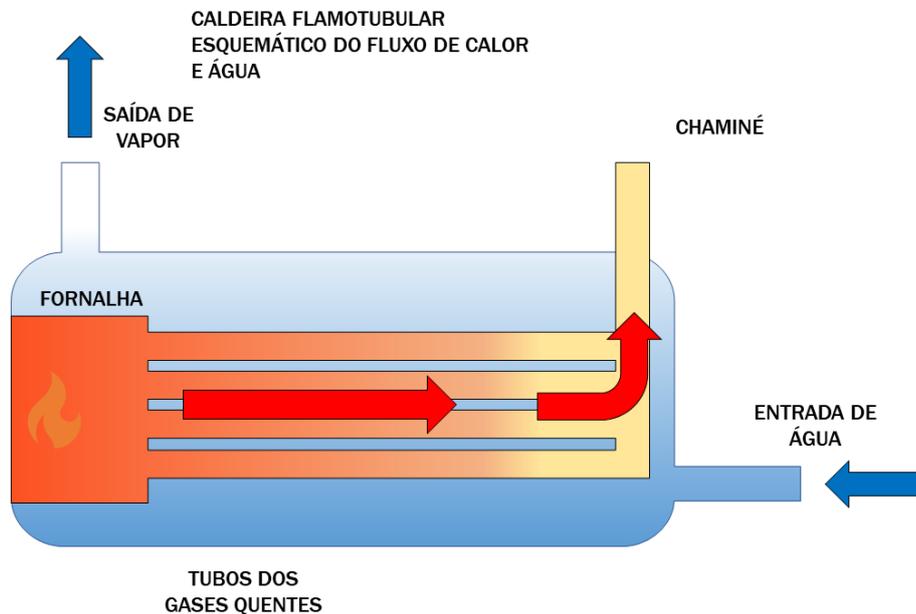


Figura 5: Caldeira flamotubular. Fonte: Togawa Engenharia.

As caldeiras aquatubulares fazem a produção de vapor dentro de tubos que interligam 2 ou mais reservatórios cilíndricos horizontais:

- O tubulão superior, onde se dá a separação da fase líquida e do vapor, e
- O tubulão inferior, onde é feita a decantação e purga de sólidos em suspensão.

Os tubos podem ser rectos ou curvados. As primeiras caldeiras aquatubulares utilizavam tubos rectos, solução hoje completamente abandonada, apesar de algumas vantagens, como a facilidade de limpeza interna dos tubos. Nestas caldeiras, a água circula através de tubos que são aquecidos externamente pelo fogo. Esse tipo é utilizado principalmente em aplicações de alta pressão e alta capacidade, como na geração de energia eléctrica. Segundo o estudo de Smith e Jones (2017), as caldeiras de tubos de água têm a vantagem de responder rapidamente às variações de carga e serem mais eficientes em termos de transferência de calor.

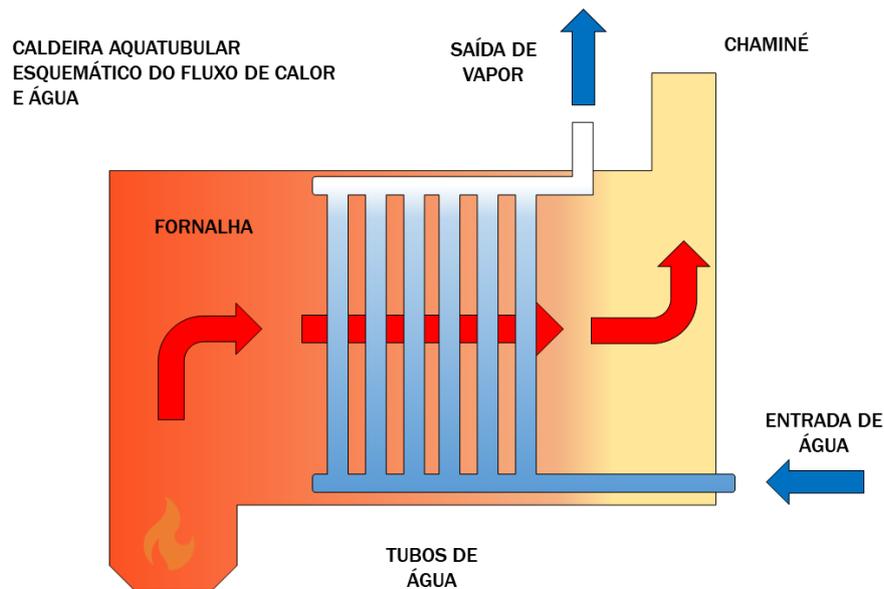


Figura 6: Caldeira aquatubular. Fonte: Togawa Engenharia.

A necessidade de utilização de combustíveis sólidos para caldeiras de pequena capacidade fez surgir uma solução híbrida, que são as caldeiras mistas. Basicamente são caldeiras flamotubulares com uma antecâmara de combustão com paredes revestidas de tubos de água. Na antecâmara se dá a combustão de sólidos através de grelhas de diversos tipos possibilitando assim o espaço necessário para os maiores volumes da câmara de combustão necessários à combustão de sólidos, principalmente em grandes tamanhos, tais como lenha em toras, cavacos, etc, além da possibilidade de retirada de cinzas por baixo das grelhas (o cinzeiro).

As caldeiras mistas não reúnem todas as vantagens da aquatubular, como a segurança, maior eficiência térmica, etc., porém, são uma solução prática e eficiente quando se tem disponibilidade de combustível sólido a baixo custo. Tem ainda a possibilidade de queimar combustível líquido ou gasoso, com a instalação de queimadores apropriados. O rendimento térmico destas caldeiras é menor que o das flamotubulares, devido à perda de calor pela antecâmara. Dificilmente as paredes frontais e traseira são revestidas de tubos, devido à dificuldade construtiva pelo pequeno tamanho da caldeira.

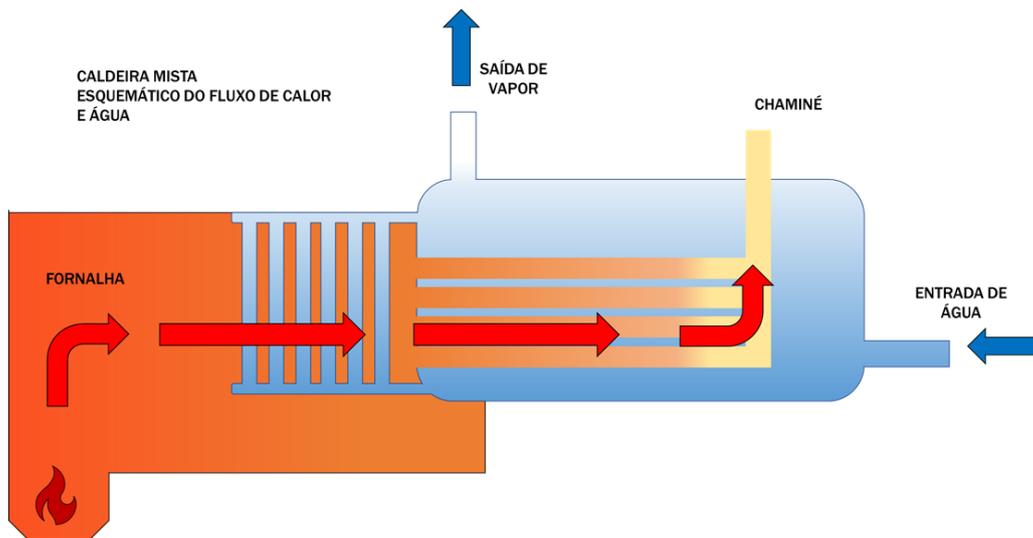


Figura 7: Caldeira Mista. Fonte: Togawa Engenharia.

Alguns processos de fabricação geram gases de processo ou de combustão com temperatura alta o suficiente para se recuperar calor destes. Como exemplo, gases de alto-forno ou gases de processos de fabricação de amônia ou produtos de combustão de incineradores e fornos de alta temperatura. Neste caso, a caldeira pode ser tanto aquatubular como flamatubular, valendo ainda a escolha pela capacidade de produção de vapor, optando-se pela aquatubular para maiores capacidades. As caldeiras de recuperação de calor são projectadas para recuperar calor residual de processos industriais ou sistemas de exaustão, convertendo-o em vapor ou água quente. São utilizadas para melhorar a eficiência energética global de plantas industriais.

Vantagens: Melhora a eficiência energética global, reduz custos operacionais e emissões de gases de efeito estufa.

Desvantagens: Dependência de uma fonte de calor residual, custos de instalação e integração com processos existentes.

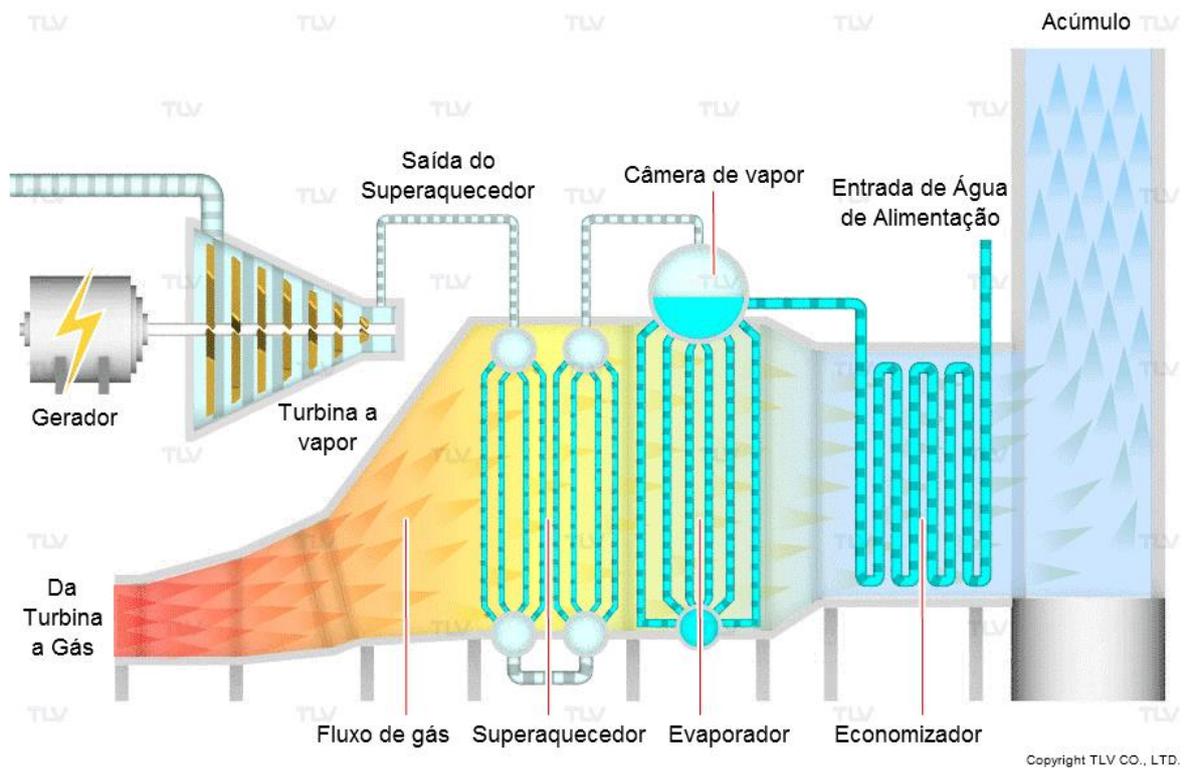


Figura 8: caldeiras de recuperação de calor. Fonte: tlv.com

Para além desses principais tipos de caldeiras, existem também as caldeiras eléctricas que utilizam energia eléctrica para aquecer o fluido, sendo particularmente eficientes para pequenas aplicações. Uma das principais vantagens dessas caldeiras é a ausência de emissões directas de poluentes, o que as torna uma escolha sustentável para algumas indústrias e sectores. Segundo a análise de GreenTech (2019), a eficiência energética das caldeiras eléctricas pode ser superior a 95%, especialmente em contextos onde a electricidade é gerada a partir de fontes renováveis.

Em regiões com alta incidência solar, essa pode ser uma solução altamente eficiente e sustentável para gerar a electricidade necessária para operar caldeiras eléctricas (Martinez et al., 2020).

Turbinas eólicas, podem fornecer energia eléctrica limpa e renovável para caldeiras eléctricas, especialmente em áreas costeiras ou com ventos constantes (Smith et al., 2018).

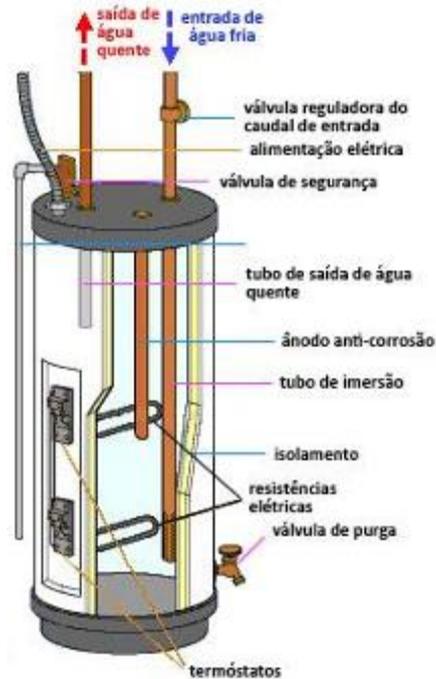


Figura 9: Caldeira eléctrica de resistência. Fonte: estudomec.info

2.2 Conceito do alcatrão

O alcatrão é uma substância viscosa e pegajosa, derivada da destilação de materiais orgânicos como madeira, carvão ou petróleo. É utilizado em várias aplicações industriais, incluindo a pavimentação de estradas, onde é um componente essencial do asfalto.

O alcatrão é, na realidade, uma mistura de mais de 4000 substâncias. Dentre elas, as principais são os hidrocarbonetos policíclicos aromáticos (HPAs), constituintes de uma família de compostos caracterizados por possuírem dois ou mais anéis condensados.

Muitos desses são comprovadamente carcinogénicos, o que significa que eles causam alterações nos genes das células comprometidas com a divisão celular. Um dos HPAs mais potentes é o benzopireno. Ele amplamente utilizado na construção e manutenção de estradas devido às suas propriedades adesivas e impermeabilizantes. Segundo Oliveira et al. (2021), o alcatrão é um componente essencial em misturas asfálticas, proporcionando durabilidade e resistência às superfícies rodoviárias.

2.2.1 Propriedades do Alcatrão

As propriedades do alcatrão que o tornam ideal para a construção de estradas incluem:

- **Adesividade:** Capacidade de aderir a outros materiais, como agregados de pedra, criando uma superfície resistente e durável. Adesividade do alcatrão na pavimentação de estradas varia entre $0,3 \text{ MPa}$ e $1,5 \text{ MPa}$ dependendo do tipo de alcatrão, agregados minerais, condições de aplicação, técnicas de mistura e compactação.
- **Impermeabilidade:** Evita a penetração de água, o que é crucial para prevenir danos estruturais causados pela infiltração de água e pelo congelamento e descongelamento subsequentes (Oliveira et al., 2021). A impermeabilidade do alcatrão na pavimentação de estradas varia entre 95% e 99% dependendo do tipo de alcatrão, agregados minerais, condições de aplicação, técnicas de mistura e compactação.
- **Flexibilidade:** Permite que o pavimento se adapte às variações de temperatura e carga, reduzindo o risco de rachaduras e deformações.
- **Durabilidade:** O material é resistente ao desgaste e à acção de agentes químicos, tornando-o adequado para o uso em pavimentação.
- **Aparência:** Líquido viscoso e escuro, com odor forte e desagradável.
- **Densidade:** Aproximadamente $1,2 \text{ kg/m}^3$.
- **Calor específico do alcatrão:** $1,67 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$
- **Ponto de saturação (temperatura de trabalho do alcatrão):** 150°C
- **Ponto de ebulição:** Acima de 350°C , variando de acordo com a composição.

2.2.2 Impacto Ambiental do Alcatrão

O uso de alcatrão, especialmente aquele derivado do petróleo, levanta preocupações ambientais. A produção e aplicação do alcatrão resultam na emissão de compostos orgânicos voláteis (COVs) e outros poluentes. No entanto, a utilização de alternativas sustentáveis, como asfaltos modificados com polímeros reciclados, está sendo pesquisada para mitigar esses impactos.

3 DIMENSIONAMENTO DA CALDEIRA

3.1 Metodologia de execução dos cálculos e Resultados dos Cálculos

Neste capítulo, são apresentados os métodos de cálculos concernentes ao dimensionamento da caldeira, obedecendo à seguinte marcha de cálculo:

- **Cálculo de combustão:** cujo objectivo é a obtenção do poder calórico inferior, da temperatura adiabática da chama e do consumo de combustível.
- **Dimensionamento térmico da caldeira:** cujo objectivo é a obtenção das superfícies de transferência de calor e arranjo dos elementos da caldeira, do calor transferido na fornalha e na parte convectiva e da espessura dos componentes da caldeira.
- **Escolha dos elementos adjacentes à caldeira:** cujo objectivo é a obtenção da bomba de distribuição de alcatrão, do queimador da caldeira e de outros componentes essenciais para o funcionamento seguro e óptimo da caldeira.

A maioria das caldeiras flamotubulares usam combustíveis líquidos ou gasosos, o dimensionamento da caldeira para aquecimento de alcatrão será feito para combustível gasoso, especificamente o GPL (Gás Propano Liquefeito).

Gás Propano Liquefeito:

O poder calorífico do Gás Propano Liquefeito varia, mas em média está em torno de 37.27 MJ/m^3 . Ele tem o peso específico próximo a 1.527 kg/m^3 . Este combustível é composto por propano (C_3H_8), etano (C_2H_6) e metano (CH_4). O Gás Propano Liquefeito é relativamente limpo em termos de enxofre, geralmente contendo menos de *1 grama por metro cúbico (g/m^3)*.

Para o **Gás Propano Liquefeito**, os valores típicos das substâncias em massa de trabalho geralmente variam conforme a origem do gás e as condições de produção. No entanto, são apresentados os valores médios aproximados para cada substância em percentagem de massa de trabalho para o Gás Propano Liquefeito:

Tabela 1: Composição do Gás Propano Liquefeito.

Substância	Símbolo	Percentagem (%)	Substância	Símbolo	Percentagem (%)
Hidrogénio	H ₂	5	Propileno	C ₃ H ₆	5
Monóxido De Carbono	CO	0	Ciclo-butano	C ₄ H ₈	7
Ácido Sulfúrico	H ₂ S	0	Dióxido De Carbono	CO ₂	0
Metano	CH ₄	28	Nitrogénio	N ₂	0
Etano	C ₂ H ₆	26	Oxigénio	O ₂	0
Propano	C ₃ H ₈	22	Cinzas	A	0
Etileno	C ₂ H ₄	7	Humidade	W	0

A geometria de uma caldeira flamotubular é crucial para sua eficiência e operação segura, pois influencia directamente a transferência de calor, a resistência estrutural e a capacidade de lidar com as pressões internas. Um projecto geométrico bem elaborado garante que o calor gerado na fornalha seja eficazmente transferido pelos tubos de convecção, maximizando a eficiência térmica e minimizando a perda de energia.

A geometria de uma caldeira flamotubular pode ser obtida por três vias diferentes:

- A partir de uma caldeira já existente;
- Pelo uso de relações empíricas; e
- Pelo Método Analítico.

Neste trabalho, o dimensionamento é realizado pelo método analítico.

A escolha do método analítico para o dimensionamento da caldeira flamotubular se justifica pela precisão e rigor técnico que oferece. Diferente das relações empíricas, que dependem de dados históricos e podem não ser adequadas para novas aplicações ou condições específicas, o método analítico permite um cálculo detalhado baseado em princípios fundamentais de termodinâmica e mecânica dos fluidos. Além disso, o uso de uma caldeira existente como referência pode não atender às necessidades específicas do projecto actual. Portanto, o método analítico proporciona uma abordagem mais personalizada e robusta, garantindo uma optimização mais eficaz da geometria e do desempenho da caldeira.

A aplicação do método baseia-se nas seguintes hipóteses:

- A combustão é instantânea e completa na entrada da fornalha;

- Os produtos de combustão encontram-se à temperatura adiabática de chama na entrada da fornalha;
- O gradiente de temperatura na direcção radial é desprezível;
- O eventual efeito de rotação da mistura ar-combustível na entrada da câmara de combustão não é considerado; e
- O escoamento dos produtos de combustão tem velocidade uniforme.

Com este método pretende-se gerar uma geometria da câmara de combustão e para tal serão usados os dados de entrada e as equações de transferência de calor tanto para o cálculo do comprimento como do diâmetro da fornalha.

O número de trajectos que os gases percorrem na fornalha, relaciona o comprimento da fornalha com o comprimento total dos tubos de convecção, é um dado de entrada também como o diâmetro e o número de tubos de convecção.

Uma variável que requer especial atenção é a temperatura de saída do gás da fornalha. A sua variação afecta a transferência de calor tanto na fornalha como nos tubos de convecção. Gunn (1963) propôs 955°C como o valor máximo da temperatura a ser usado nos cálculos.

Dados de partida

- Produtividade: $600 \frac{kg}{h}$
- Pressão de trabalho: 0,1 *Mpa*
- Temperatura de saturação (temperatura de trabalho do alcatrão): 150°C
- Massa específica do alcatrão: $1,2 \text{ kg/m}^3$
- Calor específico do alcatrão: $1,67 \frac{kJ}{kg \cdot K}$
- Calor específico do ar: $1,31 \frac{kJ}{m^3 \cdot K}$
- Temperatura dos gases na chaminé: 250°C
- Temperatura ambiente: 25°C
- Composição do combustível: Apresentado na Tabela 1.
- Massa específica do combustível: $1,2 \text{ kg/m}^3$
- Calor específico do combustível: $1,4 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

3.2 Cálculo De Combustão

O cálculo térmico da fornalha consiste na determinação dos seguintes parâmetros: temperatura adiabática da chama, temperatura real da chama, calor químico de combustão e consumo de combustível. É usado o método de entalpias específicas para a determinação da temperatura adiabática da chama.

$$I_{pc} = \frac{Q_i^t}{V_g} \quad \left[\frac{kJ}{m^3} \right] \quad (3.1)$$

Onde:

I_{pc} - É a entalpia dos gases de combustão;

Q_i^t - É o poder calorífico inferior do combustível $\left[\frac{kJ}{m^3_{comb}} \right]$;

V_g - É o volume dos gases de combustão $\left[\frac{m^3 N}{m^3_{comb}} \right]$;

O procedimento consiste em atribuir temperaturas aos produtos de combustão, retirar as entalpias das tabelas e substituir na expressão que se segue até que a parte esquerda se iguale à direita, aí retira-se a temperatura teórica de combustão ou temperatura adiabática da chama.

$$\frac{Q_i^t}{V_g} = r_{RO_2} \cdot (C\theta)_{RO_2} + r_{RO} \cdot (C\theta)_{RO} + r_{H_2O} \cdot (C\theta)_{H_2O} + r_{O_2} \cdot (C\theta)_{O_2} \quad ([kJ/m^3]) \quad (3.2)$$

Onde:

r_{RO_2} - É a fracção volúmica real dos gases triatómicos;

r_{RO} - É a fracção volúmica real dos gases biatómicos;

r_{H_2O} - É a fracção volúmica real do vapor de água;

r_{O_2} - É a fracção volúmica real do oxigénio excedente;

$(C\theta)_{RO_2}$ - É a entalpia específica dos gases triatómicos $[kJ/m^3]$;

$(C\theta)_{RO}$ - É a entalpia específica dos gases biatómicos $[kJ/m^3]$;

$(C\theta)_{H_2O}$ - É a entalpia específica do vapor de água $[kJ/m^3]$;

$(C\theta)_{O_2}$ - É a entalpia específica do oxigénio excedente $[kJ/m^3]$;

Neste trabalho será usado um outro procedimento, mais fiável e preciso onde a Temperatura Adiabática da Chama é determinada fazendo-se variar de forma iterativa a temperatura até que a diferença entre a entalpia calculada pela Fórmula 3.1 e a desejada seja mínima. Neste caso, o

cálculo da temperatura adiabática da chama é feito usando o *Macro* do *Excel* cujo código encontra-se no Anexo 23.

$$I_g \approx I_{PC} [kJ/m^3] \quad (3.3)$$

Para controlar o funcionamento óptimo da caldeira em vários regimes, é fundamental conhecer-se a quantidade de ar necessária para a combustão do combustível e a composição e a quantidade dos produtos de combustão.

A formação dos produtos de combustão e a quantidade de calor que se liberta na fornalha dependem da quantidade de ar disponível na câmara de combustão. A quantidade mínima de ar necessário para a combustão completa de um 1 kg ou de 1 m³ de combustível, chama-se ar teoricamente necessário (ar estequiométrico) e designa-se por V_{ar}^o. A sua unidade é metros cúbicos de ar por quilograma de combustível m³N/kg_{comb} ou metros cúbicos de ar por metro cúbico de combustível m³N/m³_{comb}: **m³N** refere-se a metro cúbico em condições normais (ou, também, em condições de referência); à pressão- p = 101325 Pa e à temperatura - t = 0°C (273,15 K).

3.2.1 Volume teórico de ar

O Volume teórico de ar é a quantidade de ar necessária para a combustão completa de um combustível, calculada com base na composição química do mesmo.

$$V_{ar}^o = 0,0476 [0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum (m + \frac{n}{4}) \cdot C_m H_n - O_2] \left[\frac{m^3 N}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.4)$$

Para queimar completamente um combustível, é necessário fornecer à fornalha uma quantidade de ar maior que a teoricamente necessária (estequiométrica). Isto porque, caso haja na fornalha somente o ar teórico, sempre haverá um local do volume da fornalha com o ar em excesso e um com défice de ar, o último irá provocar a queima incompleta nesse local. Se houver na fornalha um grande excesso de ar haverá uma combustão completa, mas esta quantidade de ar em excesso diminuirá a temperatura na fornalha o que diminui o rendimento térmico do gerador.

O excesso de ar é caracterizado pelo coeficiente de excesso de ar - α que é calculado pela seguinte expressão:

$$\alpha = \frac{V_{ar}}{V_{ar}^o} \quad (3.5)$$

Onde:

α - Coeficiente do excesso do ar;

V_{ar}° - Volume teórico do ar, em m^3N/kg para combustíveis líquidos ou em m^3N/Nm^3 para combustíveis gasosos.

V_{ar} - Volume real do ar, em m^3N/kg para combustíveis líquidos ou em m^3N/Nm^3 para combustíveis gasosos.

Conhecendo-se o valor necessário do coeficiente de excesso de ar na fornalha pode-se calcular a quantidade real de ar a partir de:

$$V_{ar} = \alpha V_{ar}^{\circ} \left[\frac{m^3N}{kg_{comb}} \right] \quad \text{ou} \quad V_{ar} = \alpha V_{ar}^{\circ} \left[\frac{m^3N}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.6)$$

Do anexo 1, $\alpha = 1.10$

3.2.2 Volume dos gases biatômicos

Gases biatômicos são moléculas constituídas por dois átomos, que podem ser do mesmo elemento (como O_2 e N_2) ou de elementos diferentes (como CO e HCl).

3.2.2.1 Volume teórico

$$V_{RO}^{\circ} = 0,79 \cdot V_{ar}^{\circ} + 0,01 \cdot N^t \left[\frac{m^3N}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.7)$$

3.2.2.2 Volume Real

$$V_{RO} = V_{RO}^{\circ} + (\alpha - 1) \cdot 0,79 \cdot V_{ar}^{\circ} \left[\frac{m^3N}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.8)$$

3.2.3 Volume dos gases triatômicos

Os gases triatômicos são moléculas constituídas por três átomos como dióxido de carbono (CO_2), o dióxido de enxofre e outros....

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [CO_2 + CO + H_2S + \sum m(C_mH_n)] \left[\frac{m^3N}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.9)$$

Os gases triatómicos resultam da reacção entre elementos que se encontram no combustível e o ar, não dependendo, deste modo, da quantidade de ar que se introduz na fornalha. Sendo assim, para estes gases não existe distinção entre volume teórico e o real.

3.2.4 Volume do vapor de água

Vapor de água é a fase gasosa da água, formada quando a água líquida evapora ou quando o gelo sublima.

3.2.4.1 Volume teórico

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \cdot \{H_2S + H_2 + \sum \left[\binom{n}{2} (C_m H_n) \right] + 0,012 \cdot W^t\} + 0,0161 \cdot V_{ar}^o \left[\frac{m^3 N}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.10)$$

3.2.4.2 Volume Real

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{ar}^o \left[\frac{m^3 N}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.11)$$

3.2.5 Volume dos gases de combustão

Os gases de combustão são os produtos gasosos resultantes da queima de combustíveis.

3.2.5.1 Volume do Oxigénio excedente

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{ar}^o \left[\frac{m^3 N}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.12)$$

3.2.5.2 Volume Total dos gases de Escape

$$V_g = V_{RO} + V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{O_2} \left[\frac{m^3 N}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.13)$$

Onde:

C - É o teor de Carbono no combustível em %;

H - É o teor de Hidrogénio no combustível em %;

O - É o teor de Oxigénio no combustível em %;

S - É o teor de Enxofre no combustível em %;

N - É o teor de Nitrogénio no combustível em %;

W - É o teor de Humidade no combustível em %;

3.2.6 Fracções volúmicas

As fracções volúmicas correspondem à proporção entre os volumes parciais dos produtos de combustão e o volume total dos gases. São utilizadas no cálculo da entalpia dos gases, essencial para determinar a temperatura adiabática da chama. Para calcular as fracções volúmicas, identificam-se os componentes dos gases de combustão, calcula-se o volume parcial de cada componente, soma-se esses volumes para obter o volume total, e divide-se o volume parcial de cada componente pelo volume total. As fracções volúmicas dos gases de combustão calculam-se como se segue:

- A fracção Volúmica dos Gases Triatómicos nos Gases de Combustão é dada por:

$$r_{R_{O_2}} = \frac{V_{R_{O_2}}}{V_g} \quad (3.14)$$

- A fracção Volúmica real dos Gases Biatómicos nos Gases de Combustão é dada por:

$$r_{R_2} = \frac{V_{R_2}}{V_g} \quad (3.15)$$

- A fracção Volúmica da Água nos Gases de Combustão é dada por:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_g} \quad (3.16)$$

- A fracção Volúmica do Oxigénio excedente nos Gases de Combustão é dada por:

$$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_g} \quad (3.17)$$

A Soma Das Fracções é dada por:

$$\sum r = r_{R_2} + r_{R_{O_2}} + r_{H_2O} + r_{O_2} = 1,00 \quad (3.18)$$

3.2.7 Poder calorífico inferior

O poder calorífico inferior (*PCI*) é a quantidade de energia liberta na combustão completa de um combustível, sem considerar a energia contida no vapor de água produzido. Diferente do poder calorífico superior (*PCS*), o *PCI* não inclui a energia que pode ser recuperada pela condensação do vapor de água. É uma medida importante na avaliação da eficiência energética dos combustíveis.

Tendo a composição química do combustível, o poder calorífico inferior é calculado pela análise elementar, pela fórmula de Mendeleev, como se segue:

$$\begin{aligned} Q_i^t = & 108,3H_2 + 126,8CO + 234,6H_2S + 359,3CH_4 + 639,5C_2H_6 \\ & + 915,4C_3H_8 + 592,5C_2H_4 + 1190,2C_4H_{10} \\ & + 1465,4C_5H_{12} + 862,7C_3H_6 \\ & + 1138,7C_4H_8 \quad \left[\frac{kJ}{m^3_{comb}} \right] \end{aligned} \quad (3.19)$$

3.2.8 O calor disponível

O calor disponível é a quantidade total de energia térmica utilizável de um combustível.

$$Q_{disp} = Q_i + Q_{fis,ar} + Q_{fis,comb} \left[\frac{kJ}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.20)$$

Onde:

Q_i - Poder calorífico inferior do combustível com referência a 0°C $\left[\frac{kJ}{m^3_{comb}} \right]$;

$Q_{fis,ar}$ - Calor introduzido na caldeira com o ar pré-aquecido fora da caldeira $\left[\frac{kJ}{m^3_{comb}} \right]$;

$Q_{fis,comb}$ - Calor físico do combustível $\left[\frac{kJ}{m^3_{comb}} \right]$;

O calor físico do ar é a energia térmica contida no ar usado para a combustão, determinado por:

$$Q_{fis,ar} = I_{ar} \cdot V_{ar} \left[\frac{kJ}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.21)$$

Onde:

I_{ar} - Entalpia específica do ar [kJ/m^3];

O calor físico do combustível é a quantidade de calor contida no combustível antes da combustão.

$$Q_{fis,comb} = 0 \left[\frac{kJ}{m^3_{comb}} \right] \text{ (o combustível não é pré-aquecido)} \quad (3.22)$$

3.2.9 Temperatura Adiabática da Chama

A temperatura adiabática da chama é obtida pelo *Macro do Excel*.

Após a determinação da temperatura adiabática da chama, segue-se então, a determinação da eficiência térmica da caldeira flamotubular que culmina com a determinação do consumo de combustível, terminando assim o cálculo da combustão:

3.2.10 Perdas

q_2 – Perdas de calor com as cinzas

As perdas de calor com as cinzas representam a energia perdida associada ao combustível não queimado presente nas cinzas. Calculam-se somando as perdas nas cinzas volantes e nas cinzas de fundo, considerando a fracção de inertes e combustível residual. Para combustíveis líquidos e gasosos, essas perdas são geralmente insignificantes, resultando em valores próximos de zero.

As perdas de calor com as cinzas calculam-se da seguinte relação:

$$q_2 = P_{cv} + P_{cf} = 0[\%] \quad (3.23)$$

P_{cv} - são as perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes;

$$P_{cv} = \frac{A \cdot F_{cv} \cdot C_{cv} \cdot 33820 \cdot 100}{(1 - C_{cv}) \cdot Q_i} = 0 \quad (3.24)$$

P_{cf} - são as perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo.

$$P_{cf} = \frac{A \cdot F_{cf} \cdot C_{cf} \cdot 33820 \cdot 100}{(1 - C_{cf}) \cdot Q_i} = 0 \quad (3.25)$$

Onde:

A – É a fracção em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima);

F_{cv} - É a fracção em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível;

C_{cv} - É a fracção em peso do combustível nas cinzas volantes;

F_{cf} – É a fracção em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível;

C_{cf} – É a fracção em peso do combustível nas cinzas volantes;

C_{cv} - É a fracção em peso do combustível nas cinzas volantes;

P_{cv} - São as perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes;

P_{cf} - São as perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo;

Q_i – É o Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima [$\text{kJ}/\text{m}^3_{\text{comb}}$].

$$q_2 = P_{cv} + P_{cf} = 0 [\%] \text{ para combustível líquido e gasoso.} \quad (3.26)$$

q_3 – Perdas com gases de efluentes (de escape)

As perdas de calor por gases de efluentes referem-se à energia dissipada pelos gases quentes que escapam da caldeira sem transferir completamente seu calor. Essas perdas são calculadas considerando a temperatura dos gases de escape e a composição do dióxido de carbono e vapor de água. Incluem tanto a energia transportada pelos gases de combustão quanto a entalpia do vapor de água.

$$q_3 = P_{gc} + P_{H_2O} [\%] \quad (3.27)$$

$$P_{gc} = \frac{k_1 \cdot (T_g - T_a) \cdot \left[1 - \frac{P_{cv} + P_{cf}}{100}\right]}{CO_2} \quad (3.28)$$

$$P_{gc} = \frac{k_1 \cdot (T_g - T_a) \cdot \left[1 - \frac{P_{cv} + P_{cf}}{100}\right]}{CO_2} \quad (3.29)$$

$$P_{gc} = \frac{k_1 \cdot (T_g - T_a) \cdot \left[1 - \frac{0 + 0}{100}\right]}{CO_2} \quad (3.30)$$

$$P_{gc} = \frac{k_1 \cdot (T_g - T_a)}{CO_2} \quad (3.31)$$

Onde:

P_{gc} - São perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão [%];

T_g - É a temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira [°C];

T_a - É a temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira [°C];

k_1 - É a constante que depende do combustível utilizado;

$k_1=0,45$ (do Anexo 2)

$$CO_2 = \left(1 - \frac{O_2}{21}\right) \times CO_{2t} \quad (3.32)$$

Onde:

CO_2 - É a percentagem em volume de CO_2 presente nos gases de combustão [%];

CO_{2t} - É a percentagem máxima de Dióxido de Carbono (% CO_2) teórica nas condições estequiométricas [%];

$CO_{2t}=13,8$ (do Anexo 3)

CO_{2t} – É a percentagem máxima de Dióxido de Carbono (% CO_2) teórica nas condições estequiométricas (excesso de ar igual a zero) [%];

P_{H_2O} – São as perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão [%];

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \cdot [210 - 4,2 \cdot T_a + 2,1 \cdot T_g]}{Q_i} \quad (3.33)$$

Onde:

m_{H_2O} - É a percentagem em peso da humidade no combustível nas condições de queima [%];

$m_{H_2O} = 0$ (do Anexo 4)

$$q_3 = P_{gc} + P_{H_2O} \quad (3.34)$$

q_4 – Perdas de calor associadas à combustão incompleta mecânica.

As perdas de calor associadas à combustão incompleta mecânica referem-se à energia não aproveitada devido à queima inadequada do combustível. Esta ineficiência resulta em resíduos de combustível não queimado, que são expelidos nas cinzas ou como partículas finas.

De acordo com o Anexo 5 o valor das perdas de calor associadas à combustão incompleta mecânica toma o valor $q_4 = 2\%$.

q_5 – Perdas de calor associadas à combustão incompleta química.

As perdas de calor associadas à combustão incompleta química ocorrem quando o combustível não é completamente oxidado, resultando na formação de monóxido de carbono (CO) ao invés de dióxido de carbono (CO_2). Essas perdas são geralmente minimizadas em condições de excesso de ar, mas se CO for presente na chaminé, a energia perdida é calculada.

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 da seguinte expressão:

$$P_{CO} = \frac{k_2 \cdot CO \cdot [1 - 0,01 \cdot (P_{cv} + P_{cf})]}{CO + CO_2} = 0\% \quad (3.35)$$

Onde:

P_{CO} - São as perdas associadas a não queimados nos gases de combustão [%];

k_2 - É a constante que depende do combustível utilizado;

q_6 – Perdas de calor ao meio ambiente

As perdas de calor ao meio ambiente referem-se à energia térmica dissipada pelas superfícies externas da caldeira para o ambiente circundante. Essa dissipação ocorre devido à condução e convecção térmica, sendo inevitável mas minimizável com isolamento adequado.

Para caldeiras industriais flamotubulares compactas = 1,5 a 2,5%.

q_7 – Perdas associadas às purgas

As perdas associadas às purgas referem-se à remoção de água de uma caldeira a vapor para controlar a concentração de impurezas e evitar incrustações e corrosão. Essas purgas levam a uma perda de calor, pois a água removida está aquecida e precisa ser substituída por água fria que deve ser aquecida novamente. Essa perda de calor é quantificada por uma fórmula específica e é geralmente considerada nas análises de eficiência de caldeiras a vapor.

As perdas associadas às purgas são somente aplicáveis às caldeiras de vapor:

$$q_7 = \frac{(T_p - T_{H_2O}) \cdot p \cdot (100 - EP)}{(T_p - T_{H_2O}) \cdot p + (100 - p) \cdot (660 - T_{H_2O})} [\%] \quad (3.36)$$

Onde:

T_p - É a temperatura das purgas, medida após qualquer recuperação de calor existente [°C];

T_{H_2O} - É a temperatura da água de alimentação à caldeira [°C];

O rendimento térmico da caldeira, que é uma medida da eficiência com que ela converte a energia contida no combustível em energia útil na forma de vapor ou calor. É expresso como a proporção entre a energia útil gerada pela caldeira e a energia contida no combustível consumido. Um rendimento térmico mais alto indica uma caldeira mais eficiente, capaz de gerar mais energia útil com a mesma quantidade de combustível, contribuindo para a redução de custos operacionais e emissões de poluentes. Calcula-se de:

$$\eta_v = 100 \frac{Q_1}{Q_{disp}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7) \quad (3.37)$$

Onde:

Q_1 - Calor efectivamente utilizado.

3.2.11 Consumo de combustível

$$\dot{B} = \frac{G_0 \cdot C_{P alc} \cdot \Delta T_{alc}}{\eta_v \cdot Q_{disp}} \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (3.38)$$

Onde:

\dot{B} - Fluxo mássico de combustível $\left[\frac{kg}{h} \right]$;

$C_{p,alc}$ - Calor específico do alcatrão $[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$;

ΔT_{alc} - Variação da temperatura do alcatrão $[^{\circ}C]$;

G_o - Consumo de vapor de água ou produtividade $[\frac{kg}{h}]$;

Q_{disp} - Calor disponível $[\frac{kJ}{m^3_{comb}}]$;

η_v - Rendimento térmico do gerador de vapor ou caldeira;

Tendo sido efectuado o cálculo da combustão, segue-se então o **dimensionamento térmico da caldeira**, cujo objectivo é a obtenção das superfícies de transferência de calor e arranjo dos elementos da caldeira, do calor transferido na fornalha e na parte convectiva e da espessura dos componentes da caldeira, conforme a marcha de cálculo.

3.3 Dimensionamento Térmico Da Caldeira

3.3.1 Coeficientes

É uma medida da eficiência da transferência de calor dentro da fornalha de uma caldeira.

ϕ - Coeficiente de conservação de calor na fornalha

$$\phi = 1 - \frac{q_6}{\eta_v + q_6} \quad (3.39)$$

Onde:

η_v - Rendimento térmico da caldeira;

q_6 - Perdas de calor ao meio ambiente;

Tanto o combustível, quanto o ar não são pré-aquecidos.

Temperatura real de saída do gás na fornalha:

A Temperatura real de saída do gás na fornalha (T_{sai}^f) é a temperatura dos gases de combustão ao deixarem a fornalha.

$$T_{sai}^f = \frac{Ko \cdot T_{ad}}{2\varepsilon_f} \left(\sqrt{1 + 4 \frac{\varepsilon_f}{Ko}} - 1 \right) \quad (3.40)$$

Onde:

Ko - Número de Konakov= 0,47;

ε_f - Emissividade da fornalha;

T_{ad} - Temperatura adiabática da chama [°C];

Calor específico médio dos produtos da combustão ($\overline{VC_p}$) - $\text{kJ/Kg}^\circ\text{C}$

O calor específico médio dos produtos da combustão ($\overline{VC_p}$) é uma medida da capacidade térmica média dos gases resultantes da queima de combustível em uma caldeira.

$$\overline{VC_p} = \frac{Q_f - I_{sai}^f}{T_{ad} - T_{sai}^f} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{ou} \quad \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad (3.41)$$

Onde:

Q_f - Calor liberto pela combustão completa do combustível $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{comb}} \right]$;

I_{sai}^f - Entalpia dos gases de combustão na saída da fornalha $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$;

Temperatura dos gases à saída dos tubos de convecção: $T_g = 250^\circ\text{C}$

Pressão na fornalha:

Assume-se: $P = 0,1 \text{ Mpa}$

r - Fracção volúmica somatória dos gases triatómicos:

A fracção volumétrica somatória dos gases triatómicos (r) é a medida combinada das fracções volumétricas de vapor de água (r_{H_2O}) e dos gases triatómicos (r_{RO_2}) presentes nos gases de combustão.

$$r = r_{H_2O} + r_{RO_2} \quad (3.42)$$

Ψ - Coeficiente de eficiência térmica:

O coeficiente de eficiência térmica (Ψ) é um parâmetro que quantifica a eficácia do sistema de combustão em transferir energia térmica do combustível para o fluido de trabalho, geralmente água, mas para a caldeira do presente trabalho, é o alcatrão.

$$\Psi = \zeta = 0,65 \text{ do anexo 7.} \quad (3.43)$$

Coefficiente de absorção radiante dos gases triatômicos:

O coeficiente de absorção radiante dos gases triatômicos (k_y) é uma medida que descreve a capacidade desses gases em absorver radiação térmica emitida por uma chama. Em chamas luminosas, o coeficiente é calculado com base na temperatura dos gases de saída da fornalha. Já em chamas não luminosas, é determinado por uma equação que considera a razão dos gases triatômicos na mistura e a pressão.

O coeficiente de absorção de radiação, devido aos gases triatômicos (k_y) é calculado pelas equações:

- Para chamas luminosas (k_{yl}):

Na combustão, a parte luminosa da chama é aquela que emite luz visível devido à presença de partículas incandescentes, como partículas de carbono.

$$k_{yl} = 1,6 \times 10^{-3} T_{sai}^f - 0,5 \left[\frac{1}{(m \cdot MPa)} \right] \quad (3.44)$$

- Para chamas não luminosas (k_{ynl}):

A parte não luminosa da chama é composta pelos gases de combustão que não emitem luz visível, sendo principalmente responsáveis pela emissão de radiação infravermelha.

$$k_{ynl} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16\sqrt{rPS}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{sai}^f}{1000} \right) \left[\frac{1}{(m \cdot MPa)} \right] \quad (3.45)$$

Coefficiente de absorção radiante das partículas de cinza

O coeficiente de absorção radiante das partículas de cinza (k_c) é uma medida que representa a capacidade das partículas de cinza em absorver radiação térmica. Ele é calculado considerando a temperatura dos gases de saída da fornalha e a composição das cinzas.

$$k_c = 0,032(2 - \alpha) \left(1,6 \frac{T_{sai}^f}{1000} - 0,5 \right) \frac{C^t}{H^t} \quad (3.46)$$

$$k_c = 0 \left[\frac{1}{(m \cdot MPa)} \right] \text{ pois o combustível é gasoso (não há cinzas)}. \quad (3.47)$$

$$\frac{C^t}{H^t} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n \quad (3.48)$$

A emissividade da parte não luminosa da chama calcula-se de:

A emissividade da parte não luminosa da chama (a_{nl}) é uma medida da capacidade dessa parte da chama de emitir radiação térmica.

$$a_{nl} = 1 - e^{-k_{y_{nl}} r P S} \quad (3.49)$$

Onde:

S – Espessura efectiva da camada radiante [m];

P – Pressão na fornalha [MPa];

r – Fracção dos gases triatómicos;

Emissividade da parte luminosa da chama:

A emissividade da parte luminosa da chama (a_l) é uma medida da capacidade dessa parte da chama de emitir radiação térmica.

$$a_l = 1 - e^{-(k_{y_l} r + k_c) P S} \quad (3.50)$$

Tamanho efectivo do feixe de radiação:

O tamanho efectivo do feixe de radiação (S) refere-se à medida característica do feixe de radiação térmica emitida pela chama. $S = 0,0381 \text{ m do Anexo 8}$.

Emissividade da chama:

A emissividade da chama (ε_{ch}) é uma medida da capacidade da chama de emitir radiação térmica.

$$\varepsilon_{ch} = m a_l + (1 - m) a_{nl} \quad (3.51)$$

Onde:

$m = 0,6$ do Anexo 9 – Representa o grau de luminosidade da chama;

Emissividade da fornalha:

A emissividade da fornalha (ε_f) é uma medida da capacidade da fornalha de emitir radiação térmica.

$$\varepsilon_f = \frac{\varepsilon_{ch}}{\varepsilon_{ch} + (1 - \varepsilon_{ch})\psi} \quad (3.52)$$

Tendo a temperatura de saída, para se determinar a área da fornalha (A) a fórmula torna-se:

$$A = \frac{\phi \cdot B \cdot \overline{VC}_p}{\varepsilon_f \psi \sigma T_{ad} (T_{sai}^f)^2} \left(1 - \frac{T_{sai}^f}{T_{ad}}\right) \quad [m^2] \quad (3.53)$$

Com a área da fornalha calculada, dentro dos comprimentos de fornalhas padronizados, calcula-se o diâmetro da fornalha (D_f) de:

$$D_f = \frac{A}{\pi \cdot L_f} \quad [m] \quad (3.54)$$

Onde:

L_f – Comprimento da fornalha;

Nota: os gases de queima circulam na fornalha no interior de um tubo cujo diâmetro é de 50 mm, daí que o diâmetro usado para calcular a velocidade de escoamento dos gases no interior da fornalha é o diâmetro do tubo de 50mm.

A velocidade média do fluxo de gases dentro da fornalha (w_g), usada no cálculos do número de Reynolds (Re) obtém-se de:

$$w_g = \frac{\dot{B}V_g(t + 273)}{A_g 273} \quad \left[\frac{m}{s}\right] \quad (3.55)$$

Onde:

A_g - Secção de passagem dos gases [m^2];

Número de Reynolds:

O número de Reynolds (Re) em uma fornalha é uma medida da relação entre as forças inerciais e viscosas no escoamento dos gases.

$$Re = \frac{w_g \cdot D_f}{\nu_g} \quad (3.56)$$

A partir da temperatura da fornalha ($T_{real}^f [^\circ\text{C}]$), do Anexo 14, lêem-se os seguintes dados: $k_g [kW/m \cdot K]$, $\nu_g [\frac{m^2}{s}]$, Pr e Re .

Onde:

Re – Número de Reynolds;

Pr – Número de Prandtl;

k_g – É o coeficiente condutividade térmica à temperatura média do fluxo do gás [$kW/m.K$];

ν_g – Viscosidade cinemática do gás [m^2/s];

Número de Prandtl:

O número de Prandtl (Pr) é uma grandeza adimensional que descreve a relação entre a difusividade de momentum (viscosidade), a difusividade térmica e a capacidade térmica dos gases em uma fornalha.

$$Pr = \frac{\nu_g \cdot c_p \cdot \rho}{k_g} \quad (3.57)$$

Onde:

ρ – Massa específica [kg/m^3];

c_p – Calor específico à pressão constante [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$];

Coefficiente de transferência de calor por convecção:

O coeficiente de transferência de calor por convecção (h_{conv}) é uma medida da taxa de transferência de calor de um fluido, neste caso os gases de combustão para uma superfície sólida numa fornalha, devido aos efeitos de convecção.

$$h_{conv} = 0,023 \frac{kg}{D_f} Re^{0,8} Pr^{0,4} \left[\frac{kW}{(m^2)K} \right] \quad (3.58)$$

Temperatura da parede da fornalha:

A temperatura da parede numa fornalha (T_{pa}) refere-se à temperatura medida na superfície interna da fornalha onde ocorre a combustão.

Temperatura da Chama:

A temperatura da chama é a temperatura alcançada na zona de combustão de um combustível.

$$T_{ch} = \sqrt{T_{ad} \cdot T_{sai}^f} \quad (3.59)$$

Calor transferido por radiação na fornalha:

O calor transferido por radiação na fornalha (Q_r) é a quantidade de energia térmica transferida através da radiação dentro do equipamento.

$$Q_r = \phi \cdot \dot{B} \cdot \overline{VC_p} (T_{ad} - T_{sai}^f) = \varepsilon_f \psi \sigma A (T_{ch}^4 - T_{pa}^4) \quad [kW] \quad (3.60)$$

Onde:

\dot{B} - Fluxo mássico de combustível $\left[\frac{kg}{h} \right]$;

ϕ - Coeficiente de conservação de calor na fornalha;

$\overline{VC_p}$ - Calor específico médio dos produtos da combustão;

ε_f - Emissividade da fornalha;

Ψ - Coeficiente de eficiência térmica;

σ - Constante de Stefan-Boltzmann;

T_{pa} - Temperatura da parede numa fornalha;

T_{ch} - Temperatura da chama.

Calor transferido por convecção na fornalha:

O calor transferido por convecção na fornalha (Q_{conv}) é a quantidade de energia térmica transferida através do movimento do fluido, como ar ou gases de combustão, dentro do equipamento.

$$Q_{conv} = h_{conv}A(T_{ch} - T_{pa}) \quad [kW] \quad (3.61)$$

$$Q_{abs} = Q_r + Q_{conv} = \varepsilon_f \psi \sigma A(T_{ch}^4 - T_{pa}^4) + h_{conv}A(T_{ch} - T_{pa}) \quad [kW] \quad (3.62)$$

Onde:

h_{conv} – Coeficiente de transferência de calor por convecção.

As parcelas de calor são:

Calor pela entalpia:

O calor pela entalpia determina-se da seguinte maneira:

$$Q_{abs} = \phi \cdot \dot{B}(Q_f - I_{sai}^f) = \phi \cdot \dot{B} \cdot \overline{VC_p}(T_{ad} - T_{sai}^f) \quad kW \quad (3.63)$$

Calor de radiação:

A parcela do calor transferido por radiação na fornalha determina-se pela seguinte fórmula:

$$\%Q_r = \frac{Q_r}{Q_{abs}} \quad (3.64)$$

Calor de convecção:

A parcela do calor transferido por convecção na fornalha determina-se pela seguinte fórmula:

$$\%Q_{conv} = \frac{Q_{conv}}{Q_{abs}} \quad (3.65)$$

$$\%Q = \%Q_r + \%Q_{conv} = 100\% \quad (3.66)$$

- Tensões térmicas

Tensão térmica volumétrica (Calor liberto por unidade de volume na fornalha): $\frac{kW}{m^3}$

$$\frac{B \cdot Q_{abs}}{V_{tot}} \left[\frac{kW}{m^3} \right] \quad (3.67)$$

Do Anexo 11, o calor liberto por unidade de volume na fornalha é admissível.

Tensão térmica superficial (Calor liberto por unidade de área da fornalha): $\frac{kW}{m^2}$

$$\frac{B \cdot Q_{abs}}{F_{sec}} \left[\frac{kW}{m^2} \right] \quad (3.68)$$

Para um sistema flamotubular, a tensão térmica admissível por unidade de área ($\frac{kW}{m^2}$) varia dependendo do material usado na superfície do revestimento interno do sistema. Por exemplo, um revestimento de alumínio teria uma tensão térmica máxima de $10 \frac{kW}{m^2}$, já um revestimento de cerâmica teria uma tensão térmica máxima de $20 \frac{kW}{m^2}$.

Dos Anexos 11 e 12, o calor liberto por unidade de área da fornalha é admissível.

3.4 Superfícies Convectivas

Para o cálculo das superfícies convectivas, são essenciais o número estimado de tubos de convecção ($N = 5 \text{ tubos}$); o comprimento da zona de convecção ($L_c = 1 \text{ m}$); e a emissividade dos gases ($\epsilon_g = 0,03$).

Temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção:

A temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção (T_{ent}^{conv1}) é igual a temperatura dos gases na saída da fornalha (T_{sai}^f):

$$T_{ent}^{conv1} = T_{sai}^f [^{\circ}C] \quad (3.69)$$

Temperatura dos gases na saída dos tubos de convecção:

A temperatura dos gases na saída dos tubos de convecção (T_{sai}^{conv1}) é igual a temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira (T_g):

$$T_{sai}^{conv1} = T_g [^{\circ}C] \quad (3.70)$$

Coefficiente de retenção de calor:

O coeficiente de retenção de calor (ϕ) é uma medida da eficiência da transferência de calor nas superfícies convectivas de uma caldeira.

$$\phi = 1 - \frac{q_6}{\eta_v + q_6} \quad (3.71)$$

Onde:

η_v - Rendimento térmico da caldeira;

q_6 - Perdas de calor ao meio ambiente.

Secção de escoamento de cada tubo:

A secção de escoamento dos tubos de convecção (A_T) é a área transversal interna dos tubos por onde circulam os gases de combustão.

$$A_T = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} [m^2] \quad (3.72)$$

Onde:

d_{in} – Diâmetro interno dos tubos de convecção.

Temperatura média dos gases:

A temperatura média dos gases é a média aritmética entre a temperatura de entrada (T_{ent}^{conv1}) e a temperatura de saída (T_{sai}^{conv1}) dos gases na secção de convecção da caldeira.

$$t = \frac{T_{ent}^{conv1} + T_{sai}^{conv1}}{2} [^{\circ}C] \quad (3.73)$$

Velocidade dos gases no interior dos tubos:

A velocidade dos gases no interior dos tubos de convecção (w_g) determina-se pela fórmula:

$$w_g = \frac{\dot{B} \cdot V_g (t + 273)}{A_T \cdot N \cdot (273)} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.74)$$

Onde:

N – Número de tubos de convecção;

Número de Reynolds:

O número de Reynolds no interior dos tubos de convecção determina-se pela fórmula:

$$\text{Re} = \frac{w_g \cdot d_{in}}{\nu_g} \quad (3.75)$$

$$d_{in} = 0,025 \text{ [m]} \quad (3.76)$$

Número de Prandtl:

O número de Prandtl no interior dos tubos de convecção determina-se pela fórmula:

$$\text{Pr} = \frac{\nu_g \cdot c_p \cdot \rho}{k_g} \quad (3.77)$$

Coefficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo:

O coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos de convecção mede a eficiência da troca térmica entre os gases quentes e as superfícies internas dos tubos.

$$h_{conv} = 0,023 C_c \frac{k_g}{d_{in}} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] \quad (3.78)$$

Onde:

k_g - Condutividade térmica à temperatura média do fluxo do gás, kW/m°C;

C_c - Factor de correcção devido a influência da região de entrada.

Da Figura 13, sabendo que $L = 1\text{m} = 1000\text{mm}$ (é a altura dos tubos de convecção que se baseia na altura do tambor) e $d = 0,025\text{m} = 25\text{mm}$ (é o diâmetro dos tubos de convecção):

$$\frac{L}{d} = \frac{1000}{25} = 40 \quad (3.79)$$

$$C_c = 1,05 \quad (3.80)$$

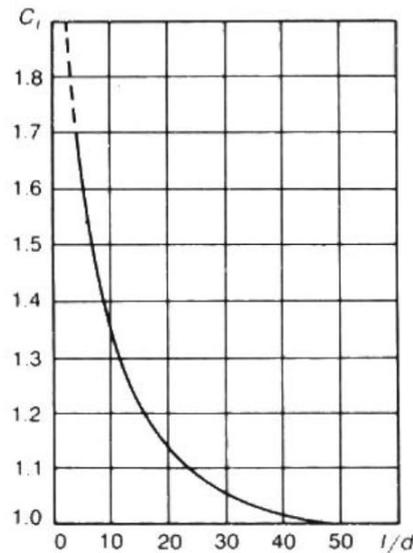


Figura 10: Coeficiente C_c . Fonte: Krivandin & Markov, 1980.

$$C_c = 1,05 \quad (3.80)$$

Temperatura da parede poluída:

A temperatura da parede poluída (t_p) é a temperatura da parede da caldeira coberta por depósitos ou incrustações. Ela é calculada somando a temperatura da parede limpa (T_{pa}) ao excesso de temperatura (Δt_{excess}) devido à resistência térmica adicional dos depósitos.

$$t_p = T_{pa} + \Delta t_{excess} \quad (3.81)$$

Coeficiente da troca de calor por radiação:

O coeficiente de troca de calor por radiação no interior dos tubos de convecção quantifica a quantidade de calor transferido por radiação térmica entre as superfícies internas dos tubos e os gases quentes.

$$h_{rad} = \sigma \frac{\varepsilon_{cinz} + 1}{2} \varepsilon_g T_g^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{pa}}{T_g}\right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{T_{pa}}{T_g}\right)} \left[\frac{W}{m^2 K}\right] \quad (3.82)$$

Onde:

ε_{cinz} – Emissividade das cinzas (é igual a zero para combustíveis líquidos e gasosos);

ε_g – Emissividade dos gases de combustão à temperatura dos gases (T_g).

Coefficiente combinado de transferência de calor dos gases no interior dos tubos:

O coeficiente combinado de transferência de calor dos gases no interior dos tubos de convecção (h_1) é a soma dos coeficientes de convecção (h_{conv}) e de radiação (h_{rad}), representando a eficiência total da transferência de calor por ambos os mecanismos.

$$h_1 = h_{conv} + h_{rad} \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (3.83)$$

$$h_2 = h_{ar} \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (3.84)$$

Pressão nos tubos de convecção:

$$\text{Assume-se: } P = 0,1 \text{ Mpa} \quad (3.85)$$

Coefficiente global da transferência de calor:

O coeficiente global de transferência de calor (U) quantifica a eficiência total da transferência de calor através de uma barreira composta, considerando resistências térmicas em série.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \varepsilon + \frac{1}{h_2}} \left[\frac{kW}{m^2K} \right] \quad (3.86)$$

$h_2 \left[\frac{kW}{m^2K} \right]$ para o ar (é o fluido no lado externo aos tubos de convecção) à $200^\circ C$.

$$\varepsilon = 0,003 \left[\frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W} \right] \text{ do Anexo 10.}$$

Cálculo da área de transferência de calor:

A área de transferência de calor nos tubos de convecção (A_{tc}) é a superfície interna total dos tubos através da qual o calor é transferido dos gases quentes para o alcatrão na caldeira.

$$Q = \frac{UA\Delta t}{B_{cal}} \left[\frac{kJ}{kg_{comb}} \text{ ou } \frac{kJ}{m^3_{comb}} \right] \quad (3.87)$$

$$A_{tc} = \frac{Q_{abs} \cdot \dot{B}}{U \cdot \Delta t} \quad (3.88)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} \quad (3.89)$$

$$\Delta t_{max} = T_{sai}^f - T_{amb} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.90)$$

$$\Delta t_{min} = T_g - T_{ar,quente} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.91)$$

Onde:

Q_{abs} – É o calor absoluto $\left[\frac{kJ}{kg_{comb}} \text{ ou } \frac{kJ}{m^3_{comb}}\right]$;

Δt – É a temperatura média logarítmica $[\text{}^\circ\text{C}]$.

O número total de tubos calculado (N_t) será:

$$A_{tc} = N_t \cdot \pi \cdot d_c \cdot L_c \text{ [m}^2\text{]} \quad (3.92)$$

$$N_t = \frac{A_{tc}}{\pi \cdot d_c \cdot L_c} \text{ [tubos de convecção]}. \quad (3.93)$$

Verificação do erro dos cálculos:

O erro do cálculo do número de tubos de convecção é determinado por:

$$Erro = \frac{N_t - N}{N_t}; Erro \leq 2\% \quad (3.94)$$

Calor transferido por radiação nas superfícies convectivas:

O calor transferido por radiação nas superfícies convectivas (Q_r) é a quantidade de energia térmica transferida através da radiação dentro do equipamento.

$$Q_r = \phi \cdot B \cdot \overline{VC_p} (T_{ad} - T_{sai}^f) = \varepsilon_f \psi \sigma A (T_{ch}^4 - T_{pa}^4) \text{ [kW]} \quad (3.95)$$

Onde:

\dot{B} - Fluxo mássico de combustível $[\frac{kg}{h}]$;

ϕ - Coeficiente de conservação de calor na fornalha;

$\overline{VC_p}$ - Calor específico médio dos produtos da combustão;

ε_f - Emissividade da fornalha;

Ψ - Coeficiente de eficiência térmica;

σ – Constante de Stefan-Boltzmann;

T_{pa} - Temperatura da parede numa fornalha;

T_{ch} - Temperatura da chama.

Calor transferido por convecção nas superfícies convectivas:

O calor transferido por convecção nas superfícies convectivas (Q_{conv}) é a quantidade de energia térmica transferida através do movimento de fluido, como ar ou gases de combustão, dentro do equipamento.

$$Q_{conv} = h_{conv}A(T_{ch} - T_{pa}) \quad [kW] \quad (3.96)$$

$$Q_{abs} = Q_r + Q_{conv} = \varepsilon_f \psi \sigma A(T_{ch}^4 - T_{pa}^4) + h_{conv}A(T_{ch} - T_{pa}) \quad [kW] \quad (3.97)$$

Onde:

h_{conv} – Coeficiente de transferência de calor por convecção.

As parcelas de calor são:

Calor pela entalpia:

O calor pela entalpia determina-se da seguinte maneira:

$$Q_{abs} = \phi \cdot B(Q_f - I_{sai}^f) = \phi \cdot B \cdot \overline{VC_p}(T_{ad} - T_{sai}^f) \quad kW \quad (3.98)$$

Calor de radiação:

A parcela do calor transferido por radiação nas superfícies convectivas determina-se pela seguinte fórmula:

$$\%Q_r = \frac{Q_r}{Q_{abs}} \quad (3.99)$$

Calor de convecção:

A parcela do calor transferido por convecção nas superfícies convectivas determina-se pela seguinte fórmula:

$$\%Q_{conv} = \frac{Q_{conv}}{Q_{abs}} \quad (3.100)$$

$$\%Q = \%Q_r + \%Q_{conv} = 100\% \quad (3.101)$$

3.5 Cálculo Da Espessura Do Isolamento Da Caldeira

Os materiais de isolamento de caldeiras comumente usados incluem fibra cerâmica, lã de rocha, lã de vidro, silicato de cálcio, isolamento microporoso, aerogel e vermiculite expandida. Eles são escolhidos por suas propriedades térmicas, resistência mecânica e capacidade de operar em altas temperaturas. A seleção do material adequado garante a eficiência e a segurança do sistema.

O material do isolamento a ser usado na caldeira flamotubular móvel é a fibra cerâmica, escolhida por suas excelentes propriedades térmicas. Ela possui alta resistência a temperaturas elevadas (até 1600°C), baixa condutividade térmica ($K_{fibra} = 0,3 \frac{W}{m} \text{ a } 1400^\circ\text{C}$) e é leve (200 a 300 kg/m^3), o que melhora a eficiência energética do sistema e reduz a perda de calor. Além disso, a fibra cerâmica é resistente a choques térmicos, tornando-se uma opção ideal para aplicações com variações bruscas de temperatura.

Preço: €12 por 500 × 610 × 25mm

- **Cálculo da energia:**

Energia representa a quantidade de calor adicionada ou removida de um material para causar uma mudança de temperatura.

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3.102)$$

Onde:

m – massa do alcatrão [kg];

c_p – calor específico do alcatrão à pressão constante [$\frac{J}{kg} \text{ } ^\circ\text{C}$];

ΔT – variação de temperatura do alcatrão [$^\circ\text{C}$];

Dados: $T_{inic} = T_{amb} = 20^\circ\text{C}$; $T_{final} = 200^\circ\text{C}$; $m = 600kg$; $c_p = 1670 \frac{J}{kg} \text{ } ^\circ\text{C}$

Nota: a temperatura ambiente é de 25°C e a temperatura de operação do alcatrão que é a temperatura final é de 150°C, as temperaturas acima mencionadas incluem um coeficiente de segurança.

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T [J] \quad (3.103)$$

- Sendo que a produtividade é de $\frac{600kg}{h}$ e $1h = 3600s$:

$$P = \frac{Q}{t} \left[\frac{J}{s} \right] = P [W] \quad (3.104)$$

- **O fluxo térmico será:**

O fluxo térmico (q) é a quantidade de calor transferida por unidade de área (A) de uma superfície.

$$q = \frac{P}{A} = q \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.105)$$

Onde: $A = A_{lateral} + A_{inferior}$

- **A resistência térmica será:**

A resistência térmica (R) quantifica a oposição à transferência de calor através de um material.

$$R = \frac{\Delta T}{q} \quad (3.106)$$

- **A espessura do isolamento será:**

A espessura do isolamento (ε) é a medida da distância necessária para o material isolante fornecer a resistência térmica desejada.

$$\varepsilon = R \cdot K_{fibra} [mm] \quad (3.107)$$

3.6 Escolha Dos Elementos Adjacentes À Caldeira

Na escolha dos elementos adjacentes à caldeira, é fundamental considerar componentes que garantam a eficiência e a segurança do sistema de aquecimento. Esses elementos incluem dispositivos que auxiliam na distribuição e queima de combustíveis. Os principais elementos são a bomba para distribuição do alcatrão e o queimador na caldeira.

3.6.1 Bomba de Engrenagens para Alcatrão

A bomba de engrenagens é um dispositivo que utiliza engrenagens interligadas para deslocar fluidos de forma contínua e controlada. Ela é ideal para a distribuição de alcatrão devido à sua capacidade de manejar líquidos viscosos com precisão e consistência. Além disso, sua construção robusta garante durabilidade e resistência ao desgaste, fundamentais para o manuseio de alcatrão, que pode ser abrasivo. Essa bomba também oferece um fluxo estável, essencial para a operação eficiente da caldeira.

- **Determinação da Vazão Necessária (Q):**

A determinação da vazão necessária (Q) é o cálculo do volume de fluxo requerido para o processo.

Produtividade ($\frac{\text{kg}}{\text{h}}$): $600 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$

Massa específica do alcatrão (ρ): $1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Conversão para $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$:

Vazão ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$) = $Q = \text{Produtividade} (\frac{\text{kg}}{\text{h}}) / \text{Massa específica} (\frac{\text{kg}}{\text{m}^3})$

$$Q = \frac{600 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 500 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

- **Cálculo a Pressão de Descarga (Pd):**

A pressão de descarga (Pd) refere-se à pressão do fluido na saída da bomba.

Pressão de trabalho do sistema (Ps): 50 bar

Perdas de carga na tubulação (Pc): $10\% \text{ da } Ps$

Factor de segurança (Fs): 10%

Cálculo da pressão de descarga:

$$Pd = Ps + Pc \cdot Fs \tag{3.108}$$

- **Seleção o Tipo de Bomba de Engrenagens:**

Para alcatrão, considera-se:

Bomba de Engrenagens Internas: Priorizar devido à sua capacidade de lidar com fluxos pulsantes e alta viscosidade.

Material das Engrenagens: Aço endurecido ou bronze são recomendados para maior resistência ao desgaste.

Selos: Selos de alta qualidade são essenciais para evitar vazamentos de alcatrão.

- **Viscosidade do Alcatrão (μ):**

Viscosidade do alcatrão: $5 \frac{m^2}{s}$

Temperatura de operação do alcatrão: $150^\circ C$

- **Cálculo da Potência Requerida (P):**

Vazão Necessária (Q): $500 \frac{m^3}{h}$

Pressão de Descarga (Pd): $55,5 \text{ bar}$

Densidade do Alcatrão (ρ): $1,2 \frac{kg}{m^3}$

Eficiência Volumétrica da Bomba (η_v): 95%

Eficiência Mecânica da Bomba (η_m): 90%

Eficiência Total da Bomba (η_t): 85%

$$P = \frac{Q \cdot Pd \cdot \rho}{\eta_v \cdot 1000} \quad (3.109)$$

- **Cálculo da Energia Térmica Necessária (E_t):**

Numa bomba de engrenagens, a Energia Térmica Necessária (E_t) refere-se ao calor requerido para garantir o funcionamento adequado da bomba, especialmente em contextos onde a temperatura do fluido precisa ser mantida ou elevada. Este calor é necessário para compensar perdas térmicas e assegurar que o fluido atinja a temperatura desejada para uma operação eficiente.

Calor específico do alcatrão (C_p): $1,67 \text{ kJ/Kg} \cdot K$

Temperatura inicial do alcatrão (T_i): $25^\circ C$ (*temperatura ambiente*)

Temperatura final do alcatrão (T_f): $150^\circ C$ (*temperatura de operação*)

$$E_t = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (3.110)$$

$$E_t = (Q \cdot \rho) \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) \quad (3.111)$$

3.6.2 Queimador

O queimador é um componente crucial na caldeira responsável por aquecer o alcatrão através da combustão controlada. A sua escolha é fundamentada na capacidade de garantir uma queima eficiente e completa do alcatrão, minimizando emissões e maximizando a eficiência energética do processo. Um queimador bem dimensionado e projectado também contribui para a operação segura e confiável da caldeira, cumprindo normas ambientais e de segurança.

Dados a serem considerados:

Consumo de combustível (B): $0,001856 \frac{m^3}{s}$

Poder calorífico (Q): $64389,4 \text{ kJ}/m^3$

- **Cálculo da Potência Térmica (P) Necessária:**

$$P = Q \cdot B \text{ [kW]} \quad (3.112)$$

A potência térmica mínima necessária é de $0,0332 \text{ kW}$, o que significa que:

$$P_{\text{padrão}} \geq P_{\text{calculado}} \quad (3.113)$$

3.7 Resultados

3.7.1 Resultados Do Cálculo Da Combustão

A tabela a seguir apresenta os resultados dos parâmetros mais relevantes do cálculo da combustão, conforme realizado na Secção 3.2 do presente capítulo. Esses dados são essenciais para avaliar a eficiência e a segurança do processo de queima do alcatrão na caldeira. Os outros parâmetros podem ser encontrados no Anexo 18.

Tabela 2: Resultados do cálculo da combustão.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Volume Total dos gases de Escape	V_g	19,78	$\frac{m^3 N}{m^3_{comb}}$

Poder calorífico inferior	Q_i^t	63799,60	$\frac{kJ}{m^3_{comb}}$
Calor disponível	Q_{disp}	64389,40	$\frac{kJ}{m^3_{comb}}$
Temperatura Adiabática da Chama	T_{ad}	1557,87	$^{\circ}C$
Rendimento térmico da caldeira	η_v	87,55	%
Consumo de combustível	\dot{B}	2,22	kg/h

O rendimento térmico da caldeira de 87,55% é considerado bastante elevado, indicando uma eficiente conversão do poder calorífico do combustível em calor útil. Na prática, rendimentos acima de 85% são indicativos de boas práticas operacionais e manutenção adequada (Smith et al., 2005). Entretanto, é importante considerar possíveis melhorias, como a recuperação de calor dos gases de escape, para aumentar ainda mais a eficiência.

3.7.2 Resultados Do Dimensionamento Térmico Da Caldeira: Fornalha

A tabela a seguir apresenta os resultados dos parâmetros mais relevantes do dimensionamento térmico da caldeira, especificamente da parte relativa à fornalha, cujos parâmetros foram calculados na Secção 3.3 deste capítulo. Esses resultados são fundamentais para determinar a capacidade de geração de calor da caldeira, garantindo sua eficiência operacional e segurança. Os outros parâmetros podem ser encontrados no Anexo 19.

Tabela 3: Resultados do dimensionamento térmico da caldeira: fornalha.

Fornalha			
Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Pressão na fornalha	P	0,10	Mpa
Emissividade da chama	ε_{ch}	0,56	
Emissividade da fornalha	ε_f	0,66	
Área da fornalha	A	0,23	m^2
Diâmetro da fornalha	D_f	0,85	m
Tubo da fornalha	d_f	50	mm
Coeficiente de transferência de calor por convecção	h_{conv}	0,07	$\frac{kW}{(m^2)K}$
Temperatura da parede da fornalha	T_{pa}	1063,6	$^{\circ}C$

Temperatura da Chama	T_{ch}	1262,78	$^{\circ}C$
Calor transferido por radiação na fornalha	Q_r	32,04	kW
Calor transferido por convecção na fornalha	Q_{conv}	5,577	kW
Calor absoluto	Q_{abs}	37,64	kW
Parcela de calor: Radiação	$\%Q_r$	85,5	%
Parcela de calor: Convecção	$\%Q_{conv}$	14,827	%

A análise do calor transferido na fornalha de uma caldeira revela dois principais mecanismos: radiação e convecção. O calor transferido por radiação (Q_r), quantificado em 32,04 kW, é significativamente maior do que o transferido por convecção (Q_{conv}), que é de 5,577 kW. Este cenário é típico em sistemas de combustão, onde a radiação é o principal modo de transferência de calor devido às altas temperaturas da chama e à presença de gases radiantes como o dióxido de carbono (CO_2) e o vapor de água (H_2O) (Turns, 2012). A radiação é eficaz na transferência de grandes quantidades de energia térmica directamente dos produtos da combustão para as superfícies da caldeira (Glassman & Yetter, 2008).

A seguir, estão ilustradas imagens tridimensionais da fornalha, onde tem-se uma vista explodida (Figura 11), um corte detalhado (Figura 12) e a montagem completa da mesma (Figura 13).

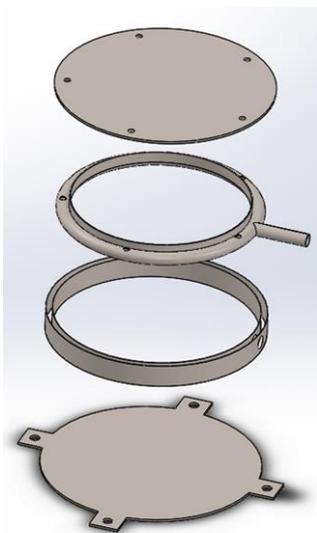


Figura 11: Vista explodida da fornalha.

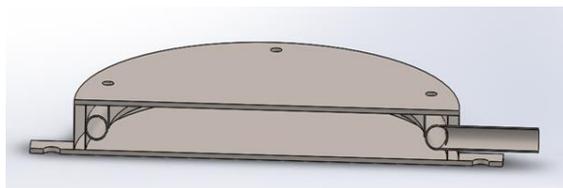


Figura 12: Fornalha - vista em corte



Figura 13: Fornalha

A escolha de uma fornalha circular com gases de combustão circulando num tubo de diâmetro de 50 mm é justificada pela eficiência térmica e pelo controle preciso da combustão. A forma circular otimiza a distribuição de calor e maximiza a transferência térmica por radiação, fundamental em altas temperaturas (Turns, 2012).

3.7.3 Resultados Do Dimensionamento Térmico Da Caldeira: Superfícies Convectivas

A tabela a seguir apresenta os resultados dos parâmetros mais relevantes do dimensionamento térmico da caldeira, especificamente em relação às superfícies convectivas, cujos parâmetros foram calculados na Secção 3.4 deste capítulo. Esses resultados são cruciais para entender a eficiência de transferência de calor e para o projecto adequado das superfícies convectivas da caldeira. Os outros parâmetros podem ser encontrados no Anexo 20.

Tabela 4: Resultados do dimensionamento térmico da caldeira: superfícies convectivas.

Tubos de convecção			
Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção	T_{ent}^{conv1}	1023,59	°C
Temperatura dos gases na saída dos tubos de convecção	T_{sai}^{conv1}	250	°C
Secção de escoamento de cada tubo	A_T	0,00049	m^2
Diâmetro interno dos tubos de convecção	d_{in}	0,025	m
Coefficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo	h_{conv}	43,79	$\frac{W}{m^2K}$
Temperatura da parede	T_{pa}	792	°C
Coefficiente da troca de calor por radiação	h_{rad}	0,0018	$\frac{W}{m^2K}$
Pressão nos tubos de convecção	P	0,10	Mpa
Área de transferência de calor	A_{tc}	0,4	m^2
Número total de tubos calculado	N_t	5	Un
Calor absoluto	Q_{abs}	28,17	kW
Parcela de calor: Radiação	$\%Q_r$	13,7	%
Parcela de calor: Convecção	$\%Q_{conv}$	86,3	%

A análise do calor transferido nas superfícies convectivas revela que a parcela de calor transferido por convecção ($\%Q_{conv} = 86,3\%$) é significativamente maior do que a parcela de calor transferido por radiação ($\%Q_r = 13,7\%$). Este resultado é típico para superfícies convectivas, que são projectadas para maximizar a troca de calor entre os gases quentes e as superfícies de troca térmica através da convecção. A alta percentagem de transferência de calor por convecção sugere um fluxo eficaz de gases sobre as superfícies, promovendo uma eficiente transferência de calor (Incropera et al., 2007).

Na imagem a seguir, apresenta-se uma vista tridimensional em corte da caldeira, destacando um dos cinco tubos de convecção.

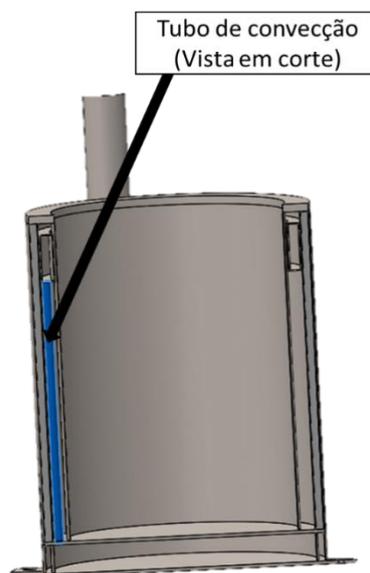


Figura 14: Tubo de convecção da Caldeira

A escolha de um diâmetro interno de 25 mm ($0,025\text{ m}$) para os tubos de convecção na caldeira é fundamentada em vários aspectos técnicos e operacionais que visam maximizar a eficiência da transferência de calor e garantir a durabilidade do sistema. Tubos com um diâmetro menor aumentam a velocidade dos gases de combustão que passam por eles, o que intensifica a transferência de calor por convecção devido ao maior coeficiente de transferência de calor convectivo (Incropera et al., 2007).

3.7.4 Resultados Do Dimensionamento Térmico Da Caldeira: Espessura Do Isolamento

A seguir, são apresentados os resultados do dimensionamento térmico da caldeira, especialmente em relação à espessura do isolamento, cujo cálculo foi realizado na Secção 3.5

deste capítulo. Esses resultados são essenciais para garantir a eficiência energética da caldeira, minimizando perdas de calor e assegurando condições operacionais ideais.

Tabela 5: Resultados do dimensionamento térmico da caldeira: espessura do isolamento.

Espessura do isolamento			
Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Energia	Q	180360000	J
Potência	P	50100	W
Fluxo térmico	q	15324,76	w/m^2
Resistência térmica	R	0,075	$\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$
Espessura do isolamento	ε	25	mm

A espessura de 25 mm foi cuidadosamente escolhida para proporcionar um equilíbrio ideal entre eficiência térmica e facilidade de instalação, oferecendo uma barreira térmica eficaz que minimiza a transferência de calor para o ambiente externo. O material escolhido para o isolamento da caldeira é a fibra cerâmica pois este demonstra resistência a choques térmicos e degradação química, garantindo uma vida útil prolongada e reduzindo os custos de manutenção ao longo do tempo (Richerson, 2005). A sua leveza também facilita a instalação e reduz o peso total da caldeira, resultando em economias adicionais nos custos estruturais associados (Kingery et al., 1976). Essas qualidades fazem da fibra cerâmica a escolha superior para aplicações de isolamento térmico em ambientes industriais de alta temperatura, como caldeiras.

3.7.5 Seleção Da Bomba

A seguir, são apresentados os resultados da seleção da bomba, cujos cálculos foram realizados na Secção 3.6 e na Subsecção 3.6.1 deste capítulo. Esses resultados são fundamentais para garantir o dimensionamento correcto da bomba, assegurando uma distribuição eficiente do fluido na caldeira e otimizando o desempenho do sistema como um todo.

Bomba de Engrenagens Internas:

Tabela 6: Especificações Técnicas da Bomba de Engrenagens OT 100 P07.

Especificação	Detalhe	Especificação	Detalhe
Capacidade de vazão	500 m ³ /h	Tipo	OT 100 P07
Pressão de descarga	55,5 bar	Deslocamento (cc/rev)	0,73
Compatibilidade com viscosidade	5 m ² /s a 150°C	Pressão máxima de trabalho P1 (bar)	200
Material das engrenagens	Aço endurecido ou bronze	Pressão de pico P3 (bar)	240
Selos	Selos de alta qualidade	Velocidade máxima (r.p.m)	5000

A escolha da Bomba de Engrenagens OT 100 P07 para bombear alcatrão a 150 é fundamentada em várias considerações técnicas e operacionais específicas para o manuseio desse fluido em altas temperaturas. Primeiramente, a Bomba OT 100 P07 é projectada com materiais e componentes que oferecem resistência térmica adequada para operar com segurança a temperaturas elevadas, como o alcatrão a 150°C. Isso inclui selos de vedação robustos e materiais de construção que são compatíveis com as características químicas do alcatrão, evitando corrosão e danos. Além disso, as bombas de engrenagens são conhecidas pela sua capacidade de lidar eficientemente com fluidos viscosos, como o alcatrão, devido ao seu projecto que permite um bom deslocamento volumétrico e uma operação estável mesmo sob altas pressões e viscosidades (Bungartz, 2012).

3.7.6 Seleção Do Queimador

A seguir, são apresentados os resultados da selecção do queimador, cujos cálculos foram realizados na Secção 3.6 e na Subsecção 3.6.2 deste capítulo. Também é apresentada uma imagem e um desenho em vista geral do queimador escolhido. Esses resultados são fundamentais para garantir a escolha correcta do queimador, assegurando uma combustão eficiente e otimizando o desempenho do sistema como um todo.

Tabela 7: Especificações do Queimador Estrutura S.

Especificação	Detalhe	Especificação	Detalhe
Código	10050005	Potência térmica	16/52 kW
Descrição	BS1	Pressão de gás	20-30 mbar
Dimensões LxPxH (mm)	234x295x230-276	Diâmetro do bico	48-89 mm
Peso (kg)	10	Material	Aço Inoxidável

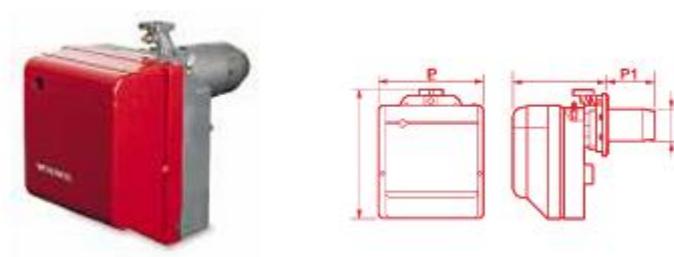


Figura 15: Queimador BS1. Fonte: thermi.com.br

A escolha do Queimador BS1 é altamente recomendável devido às suas características técnicas avançadas e benefícios operacionais específicos para essa aplicação industrial exigente. O Queimador BS1 é projectado para oferecer uma combustão eficiente e controlada, essencial para garantir a segurança operacional e atender às regulamentações ambientais rigorosas. A sua capacidade de modulação da chama e ajuste preciso da relação ar-combustível permite uma operação estável e adaptável às variações na demanda de calor e nas condições do alcatrão, garantindo assim uma eficiência energética superior e reduzindo os custos operacionais a longo prazo (Webster Engineering, 2020).

4 DISCUSSÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

A análise dos dados obtidos no dimensionamento da caldeira flamotubular móvel revela várias facetas críticas que precisam ser abordadas com um olhar atento e realista. A seguir, discute-se e analisa-se detalhadamente os principais aspectos dos resultados, destacando as áreas que necessitam de melhorias e oferecendo uma visão crítica sobre o desempenho do sistema.

4.1 Eficiência Térmica e Perdas de Calor

Eficiência Térmica da Caldeira

Os resultados indicam um rendimento térmico de 87,55%. Embora este valor seja relativamente bom, há margem para melhorias. A eficiência ideal para caldeiras modernas deve ser próxima a 90% ou mais, utilizando tecnologias avançadas como condensadores de vapor, recuperadores de calor e queimadores de alta eficiência (Gómez, 2023), especialmente considerando as demandas ambientais e económicas actuais. As perdas de calor identificadas, como as perdas com gases de efluentes (8,44%) e as perdas ao meio ambiente (2%), são áreas que necessitam de uma atenção especial.

Recomendações:

1. **Reavaliação do Sistema de Isolamento:** Melhorar a espessura e o tipo de material de isolamento pode ajudar a reduzir as perdas térmicas para o ambiente.
2. **Recuperação de Calor:** Implementar economizadores para recuperar o calor dos gases de efluentes pode melhorar significativamente a eficiência.

4.2 Calor Físico do Ar e Combustível

O calor físico do ar é $589,8 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \text{ de combustível})$, enquanto o calor físico do combustível é considerado zero. Este último valor sugere que o combustível utilizado pode não estar sendo pré-aquecido, o que é uma prática comum para melhorar a eficiência da combustão.

Recomendações:

1. **Pré-aquecimento do Combustível:** Introduzir um sistema de pré-aquecimento pode melhorar a eficiência da combustão e reduzir a quantidade de combustível necessária. Utilizar o calor que se perde com os gases efluentes para pré-aquecer o combustível é uma alternativa que pode tornar a caldeira móvel flamotubular mais sustentável.

4.3 Temperaturas Operacionais

As temperaturas operacionais são críticas. A temperatura da chama ($1262,78^{\circ}\text{C}$) e da parede da fornalha ($1063,6^{\circ}\text{C}$) indicam que o sistema opera em condições extremas, exigindo materiais resistentes a altas temperaturas.

Recomendações:

1. **Materiais Refractários:** Garantir que os materiais usados sejam de alta qualidade e capazes de suportar essas temperaturas para evitar falhas prematuras.

4.4 Transmissão de Calor na Fornalha e nas Superfícies Convectivas

4.4.1 Fornalha: Predominância da Transmissão de Calor por Radiação

Os resultados mostram que na fornalha, a maior parte do calor é transmitido por radiação. Especificamente, 85,5% do calor transferido na fornalha é devido à radiação, enquanto apenas 14,5% é por convecção. Esse predomínio da radiação é uma característica fundamental no funcionamento de uma caldeira flamotubular.

A radiação é a transferência de calor através de ondas eletromagnéticas, que não requerem um meio material para se propagar. Na fornalha, onde as temperaturas são extremamente altas (com a temperatura da chama a atingir $1262,78^{\circ}\text{C}$), a radiação se torna o principal modo de transferência de calor devido à intensa emissão de energia térmica das chamas.

4.4.2 Importância da Radiação na Fornalha

1. **Eficiência na Transferência de Calor:**

A radiação é extremamente eficiente a altas temperaturas, como as encontradas na fornalha. A eficiência da radiação aumenta com a quarta potência da temperatura absoluta (Lei de Stefan-Boltzmann), tornando-a dominante em ambientes de alta temperatura.

A radiação permite que uma grande quantidade de calor seja transferida rapidamente das chamas para as superfícies da fornalha, melhorando a eficiência térmica da caldeira.

2. **Aquecimento Uniforme:**

A radiação permite um aquecimento mais uniforme das superfícies da fornalha, uma vez que as ondas electromagnéticas podem alcançar todas as partes da superfície interna de maneira mais uniforme do que a convecção. Isso é crucial para evitar pontos quentes e frios que podem causar *stress* térmico e danos estruturais à fornalha.

3. **Redução de Perdas de Calor:**

A predominância da radiação ajuda a minimizar as perdas de calor, pois a transferência é directa e não depende do movimento de fluidos que podem escapar ou perder calor para o ambiente.

4. **Propriedades dos Gases Combustíveis:**

Os gases de combustão na fornalha, incluindo dióxido de carbono (CO_2) e vapor de água (H_2O), são bons radiadores de calor. A presença destes gases aumenta a eficiência da radiação.

4.4.3 **Superfícies Convectivas: Predominância da Transmissão de Calor por Convecção**

Nas superfícies convectivas, como os tubos de convecção, a maior parte do calor é transmitido por convecção. Especificamente, 86,3% do calor transferido nas superfícies convectivas é devido à convecção, enquanto apenas 13,7% é por radiação. A convecção é o processo de transferência de calor através do movimento de fluidos, no caso dos gases quentes que fluem através dos tubos de convecção.

4.4.4 **Importância da Convecção nas Superfícies Convectivas**

1. **Aumento da Eficiência de Transferência de Calor:**

A convecção é altamente eficiente em superfícies convectivas devido ao contacto directo entre o fluido quente e as superfícies dos tubos. O movimento dos gases aumenta a taxa de transferência de calor através da mistura e renovação contínua da camada de fluido adjacente à superfície.

Nos tubos de convecção, a transferência de calor por convecção é maximizada devido à alta área de superfície disponível e ao fluxo turbulento dos gases, o que melhora a eficiência do processo.

2. Distribuição de Calor:

A convecção permite uma distribuição mais eficiente do calor ao longo do comprimento dos tubos de convecção, garantindo que o calor seja transferido de forma contínua e uniforme à medida que os gases quentes se movem. A convecção é essencial para a transferência de calor das superfícies internas dos tubos para a água ou vapor dentro dos tubos, facilitando a troca térmica necessária para o aquecimento eficiente do alcatrão.

3. Controle de Temperatura:

A transferência de calor por convecção permite um controle mais preciso das temperaturas operacionais dentro dos tubos. O ajuste do fluxo de gases pode ser utilizado para regular a taxa de transferência de calor, mantendo as temperaturas dentro dos limites de segurança e eficiência.

4. Aproveitamento de Calor Residual:

A convecção nas superfícies convectivas é crucial para aproveitar o calor residual dos gases de combustão que saem da fornalha. Isso ajuda a maximizar a eficiência energética do sistema, reduzindo as perdas de calor e aumentando a recuperação de energia.

A temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção (1023,59 °C) e na saída (250 °C) mostra a eficácia da convecção em extrair calor útil dos gases antes de serem libertos para a atmosfera.



Gráfico 1: Parcelas de calor na fornalha



Gráfico 2: Parcelas de calor nas superfícies convectivas

A predominância da radiação na transferência de calor na fornalha e da convecção nas superfícies convectivas é essencial para a eficiência operacional da caldeira flamotubular. A

radiação permite uma transferência de calor rápida e eficiente em ambientes de alta temperatura, crucial para o aquecimento inicial. Já a convecção garante uma distribuição eficiente e controle de temperatura ao longo das superfícies de troca térmica, aproveitando ao máximo o calor residual e aumentando a eficiência energética global da caldeira. Esses processos complementares garantem que a caldeira opere de maneira eficiente, segura e económica, atendendo às necessidades de aquecimento com um desempenho otimizado.

4.5 Seleção de Componentes Adjacentes

Bomba de Engrenagens para Alcatrão

A seleção da bomba de engrenagens internas para alcatrão é apropriada, considerando a viscosidade e a pressão de operação. No entanto, a precisão na seleção dos materiais e selos é crucial para evitar falhas e vazamentos.

Recomendações:

1. **Manutenção Regular:** Implementar um plano de manutenção regular para garantir que a bomba opere de forma eficiente e evite vazamentos de alcatrão, que podem ser problemáticos e caros de resolver.
2. **Materiais Duráveis:** Selecionar materiais duráveis e resistentes ao desgaste para as engrenagens e selos da bomba pode aumentar sua vida útil e reduzir a necessidade de manutenção.

A seguir, é apresentado o resultado do dimensionamento da caldeira de forma gráfica (imagem). Na Figura 16, pode-se ver a montagem da caldeira flamotubular para aquecimento do alcatrão. A Figura 17 exibe um desenho em vista geral que realça as dimensões de gabarito da caldeira. Já a Figura 18 apresenta uma imagem em vista explodida, onde é possível visualizar os elementos principais que compõem a caldeira flamotubular para aquecimento do alcatrão. Essas figuras servem para a compreensão detalhada do projecto e da montagem da caldeira, proporcionando uma visão clara de sua estrutura e componentes.

NOTAS:

1. Massa total da caldeira: 440 kg;
2. Área total da caldeira: 28,5 m².



Figura 16: Caldeira

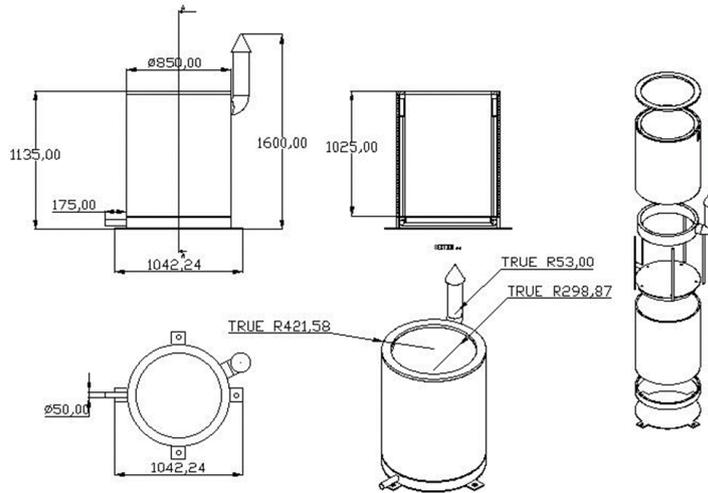
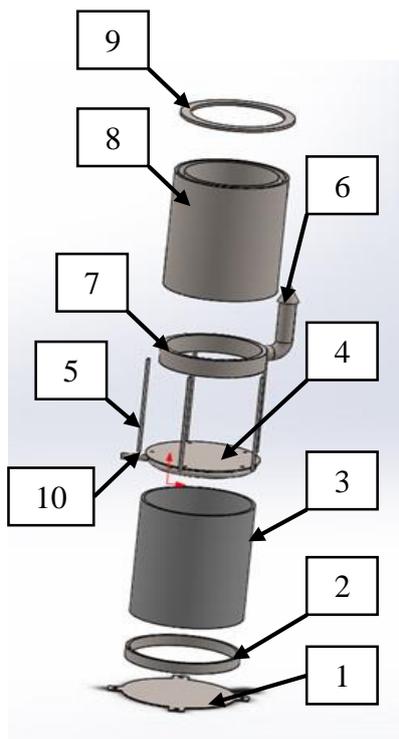


Figura 17: Vista geral da caldeira.

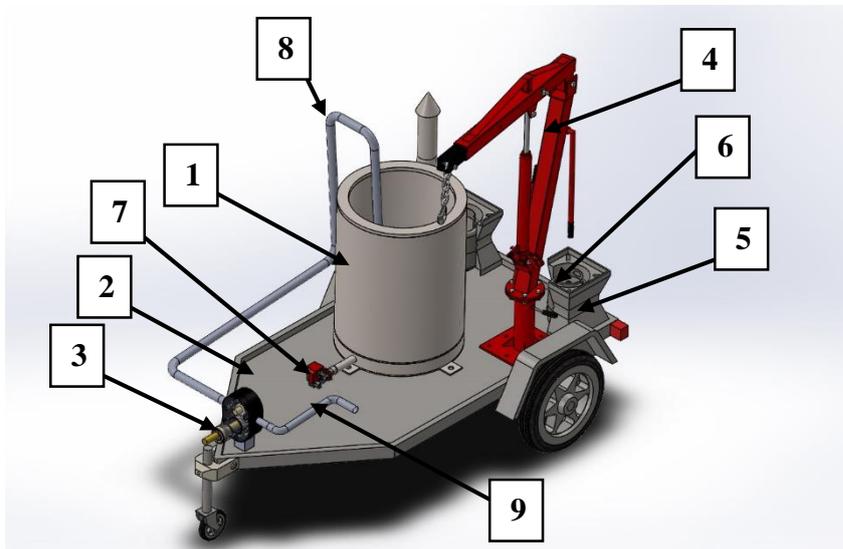


- 1- Tampa inferior da fornalha.
- 2-Fornalha da caldeira.
- 3-Isolamento de fibra cerâmica.
- 4-Tampa superior da fornalha.
- 5-Tubos de convecção.
- 6-Chaminé.
- 7-Unificador dos tubos de convecção.
- 8-Casco da caldeira.
- 9-Tampa do casco da caldeira.
- 10-Tubo da fornalha.

Figura 18: Vista explodida da caldeira

A análise detalhada dos resultados do dimensionamento da caldeira flamotubular móvel revela um sistema que opera de maneira eficiente, mas com claras áreas de melhoria. Investir na otimização da transferência de calor, na redução das perdas térmicas e na eficiência da combustão pode resultar numa operação mais económica e sustentável.

Finalmente, nas Figuras 19 e 20, é apresentado o resultado final do dimensionamento do projecto: A CALDEIRA FLAMOTUBULAR MÓVEL PARA AQUECIMENTO DO ALCATRÃO. As figuras destacam detalhes essenciais e aspectos visuais da caldeira móvel.



- 1-Caldeira flamotubular.
- 2-Atrelado de um eixo.
- 3-Bomba de engrenagens.
- 4-Elevador hidráulico do tambor de alcatrão.
- 5-Base para botijas de GPL.
- 6-Botijas de GPL.
- 7-Queimador.
- 8-Tubulação à montante da bomba.
- 9-Tubulação à jusante da bomba.
- 10-Veio de tomada de força.
- 11-Veio de tracção.
- 12-Tractor.

Figura 19: Caldeira móvel.

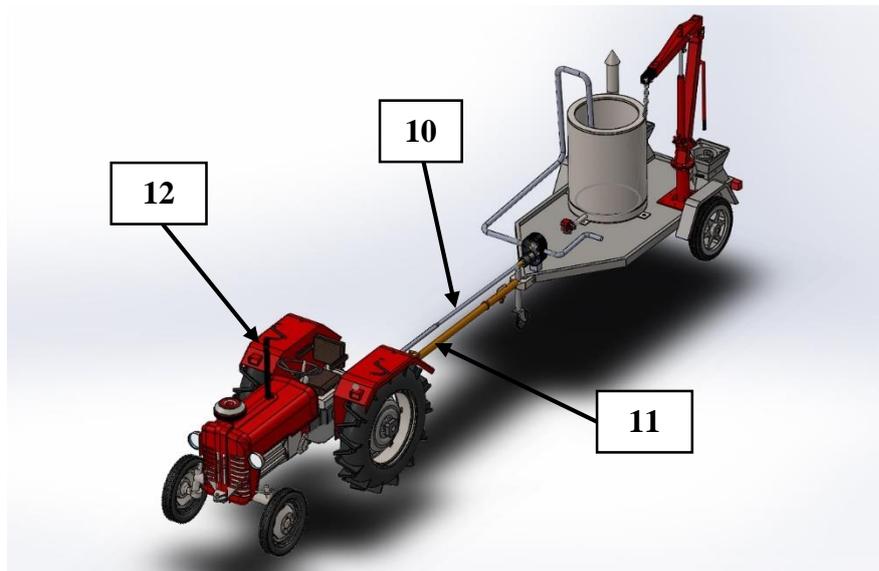


Figura 20: Caldeira móvel e tractor.

A constante revisão e optimização dos processos, aliada à formação contínua dos operadores e ao uso de materiais de alta qualidade, são essenciais para garantir a longevidade e eficiência do sistema. As recomendações feitas visam não apenas melhorar a performance técnica, mas também assegurar que a operação da caldeira seja sustentável e economicamente viável a longo prazo.

5 SISTEMAS DE SEGURANÇA E MATERIAIS DA CALDEIRA

A operação segura de uma caldeira flamotubular móvel para aquecimento de alcatrão é fundamental, especialmente devido às altas temperaturas envolvidas e às propriedades específicas do alcatrão. Para garantir uma operação segura, é essencial implementar uma série de sistemas de segurança robustos e eficazes. Entre os principais sistemas, incluem-se válvulas de segurança, que são cruciais para liberar o excesso de pressão e evitar explosões. Medidores de pressão monitoram continuamente a pressão interna, fornecendo leituras precisas para assegurar que os níveis permaneçam dentro dos limites seguros. Controladores de temperatura garantem que o alcatrão seja aquecido à temperatura correcta, prevenindo tanto o superaquecimento quanto o aquecimento insuficiente. Alarmes de alta temperatura e interruptores de segurança são configurados para disparar em caso de qualquer anomalia, proporcionando uma resposta rápida a situações de risco. Além disso, sistemas de controlo de combustão e detectores de chama asseguram que a combustão ocorra de forma eficiente e segura, prevenindo falhas no processo. A integração desses sistemas de segurança é vital para a operação confiável e segura da caldeira, minimizando riscos e garantindo a eficiência no aquecimento do alcatrão.

- **Válvula de Alívio de Pressão**

Descrição: Libera excesso de pressão dos gases de combustão para prevenir explosões.

Funcionamento: Abre automaticamente quando a pressão atinge um nível perigoso.

Benefícios: Previne acidentes catastróficos devido à alta pressão.

- **Manómetro**

Descrição: Monitora a pressão dos gases de combustão.

Funcionamento: Exibe a pressão em um mostrador, permitindo monitoramento contínuo.

Benefícios: Ajuda a manter a pressão dentro dos limites seguros.

- **Detector de Vazamento de Gás**

Descrição: Detecta vazamentos de gases combustíveis ao redor da caldeira.

Funcionamento: Emite um alarme se um vazamento for detectado.

Benefícios: Previne incêndios e explosões devido a vazamentos de gás.

- **Termóstato de Limite Alto**

Descrição: Desliga o queimador se a temperatura ultrapassar um nível perigoso.

Funcionamento: Monitora a temperatura e interrompe o funcionamento do queimador se necessário.

Benefícios: Previne superaquecimento e possíveis danos ao equipamento.

- **Alarmes Sonoros e Visuais**

Descrição: Soa ou acende luzes quando qualquer parâmetro crítico (temperatura, pressão) sai da faixa segura.

Funcionamento: Fornece uma indicação clara e imediata de problemas, permitindo uma resposta rápida.

Benefícios: Permite a intervenção imediata para corrigir problemas antes que se agravem.

- **Chave de Corte de Emergência**

Descrição: Permite ao operador desligar imediatamente a caldeira em caso de emergência.

Funcionamento: Um botão de desligamento fácil de aceder que corta a alimentação do sistema da caldeira.

Benefícios: Fornece um meio rápido de desligar a caldeira para prevenir acidentes graves.

No Anexo 15 são apresentados os critérios e normas para os elementos de segurança ora descritos.

Materiais da Caldeira Flamotubular

As caldeiras flamotubulares são equipamentos essenciais em muitas aplicações industriais, incluindo o aquecimento de alcatrão. A escolha dos materiais utilizados na construção dessas caldeiras é crucial para garantir eficiência, durabilidade e segurança. No Anexo 16, apresenta-se uma análise detalhada dos materiais utilizados na caldeira flamotubular móvel incluindo o material do tubo flexível com elevada resistência química e a altas temperaturas, com baixa fricção, o que facilita o fluxo do alcatrão, minimizando entupimentos e desgaste, e propriedades não adesivas, que ajudam a evitar a aderência do alcatrão às superfícies internas do tubo (Teflon) que deverá ser instalado à jusante da bomba para melhor distribuição do alcatrão durante as operações.

No Anexo 46 é apresentado um esquema básico de integração dos elementos de segurança na caldeira.

6 CÁLCULO DO INVESTIMENTO INICIAL E AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE ECONÓMICA DO PROJECTO

A determinação do investimento inicial envolve cálculo do valor monetário necessário para a implementação do projecto, considerando os materiais e equipamentos necessários para o funcionamento da caldeira móvel e a avaliação económica do projecto consiste em verificar se o projecto é ou não economicamente viável.

A seguir é apresentado o cálculo do investimento inicial do projecto, considerando componentes de segurança, componentes adjacentes à caldeira e materiais para fabricação da caldeira. Esses itens foram detalhadamente orçados, incluindo margens de 10% para contingências, visando garantir a segurança e a eficiência operacional do sistema proposto.

Tabela 8: Investimento Inicial Total do Projecto.

SISTEMA DE SEGURANÇA			
Item	Descrição	Preço (\$)	Valor com Margem (10%)
1	Arduino Uno	20.00	22.00
2	Termopar Tipo K	18.00	19.80
3	Válvula de Alívio de Pressão (DN50)	70.00	77.00
4	Manômetro Digital	60.00	66.00
5	Detector de Vazamento de Gás	100.00	110.00
6	Termostato de Limite Alto	30.00	33.00
7	Alarmes Sonoros e Visuais	60.00	66.00
8	Chave de Corte de Emergência (Manual)	10.00	11.00
9	Amplificador de Termopar MAX6675	18.00	19.80
Total:			\$ 424.60
COMPONENTES ADJACENTES À CALDEIRA			
Item	Descrição	Preço (\$)	Valor com Margem (10%)
1	Tractor	80,000.00	88,000.00
2	Arelado (incluido bojitas de gás)	5,000.00	5,500.00
3	Guindaste - 1ton	500.00	550.00
4	Eixo de tomada de força	943.00	1,037.30
5	Bomba de engrenagens	751.00	826.10
6	Queimador	757.00	832.70
Total:			\$ 96,746.10
MATERIAL PARA O FABRICO DA CALDEIRA			
Item	Descrição	Preço (\$)	Valor com Margem (10%)
1	Chapa de 3mm (2400x12000mm)	1,810.00	1,991.00
2	2xChapa de 10mm (1200x2500mm)	800.00	880.00
3	Isolamento (2000x6000x25mm)	50.00	55.00
4	5xTubos de 1"x825mm	75.00	82.50
6	Tubo de 2" x2670mm	26.22	28.84
7	Tubo de 5" x700mm	25.00	27.50
8	4xParafusos M20x200mm+Porcas+Anilhas	32.60	35.86
9	Consumiveis de soldadura e serralharia	93.46	102.81
10	Mão-de-obra	350.00	385.00
Total:			\$ 3,588.51
Total geral:			\$ 100,759.21
Total geral (Sem o tractor):			\$ 12,759.21
Total geral:			MZN 6,549,348.52
Total geral (Sem o tractor):			MZN 829,348.52

Receita anual

A tabela a seguir detalha a receita anual considerando uma estimativa de redução de 30 acidentes por ano correspondente ao benefício segurança, onde o custo de um acidente é estimado em \$500, a redução de 1000 horas de trabalho pagamento de \$10 por hora de serviço correspondente ao benefício produtividade, e disposição a pagar de \$1 mensalmente por 3,000 usuários correspondente ao benefício qualidade de serviço.

Tabela 9: Estimativa da receita anual baseada nos benefícios do projecto.

Receita Anual			
Descrição	Cálculo	Receita Anual (\$)	Benefícios Correspondentes
Redução de Acidentes	30 acidentes/ano * \$500	\$15,000	Segurança: Menor número de acidentes
Pagamento por Hora de Serviço	1,000 horas * \$10/hora	\$10,000	Produtividade: Horas trabalhadas remuneradas
Disposição a Pagar (Usuários)	3,000 usuários * \$1/mês * 12 meses	\$36,000	Qualidade: Satisfação dos usuários
Total de Receita Anual		\$61,000	

Na tabela a seguir é apresentado o fluxo de caixa anual e acumulado onde é descontando anualmente \$10,000 para custos operacionais e de manutenção da caldeira flamotubular móvel. Segue ao lado a apresentação do gráfico referente ao *payback* do projecto, que é o tempo necessário para recuperar o investimento inicial de um projecto, medido pelo período em que os fluxos de caixa acumulados igualam o valor do investimento inicial.

Tabela 10: Fluxo de caixa anual e acumulado.

Ano	Fluxo de Caixa Anual (\$)	Fluxo de Caixa Acumulado (\$)
0	-100,759.21	-100,759.21
1	51,000	-49,759.21
2	51,000	1,240.79
3	51,000	52,240.79
4	51,000	103,240.79
5	51,000	154,240.79
6	51,000	205,240.79
7	51,000	256,240.79
8	51,000	307,240.79
9	51,000	358,240.79
10	51,000	409,240.79

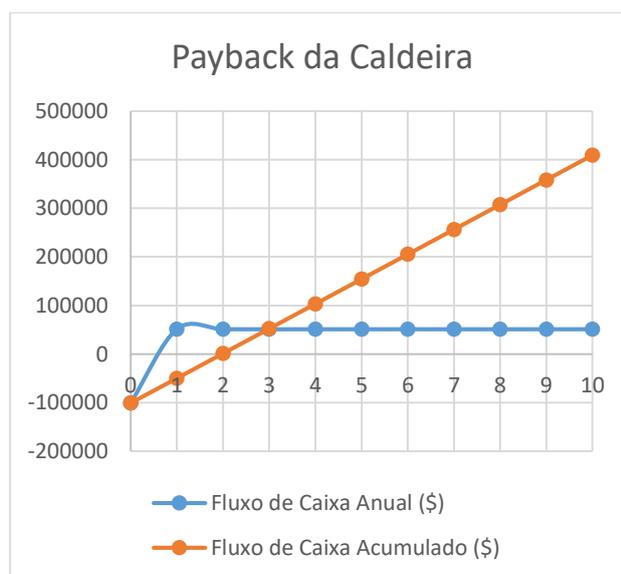


Gráfico 3: Payback do projecto.

O projecto da caldeira móvel flamotubular com um *payback* de 3 anos representa não apenas um investimento inteligente, mas também uma estratégia financeiramente vantajosa para sua operação industrial. Um *payback* tão rápido é indicativo da eficiência energética do sistema e da capacidade de reduzir significativamente os custos operacionais a médio prazo. É apresentado a seguir, de forma gráfica, o fluxo de caixa do projecto:

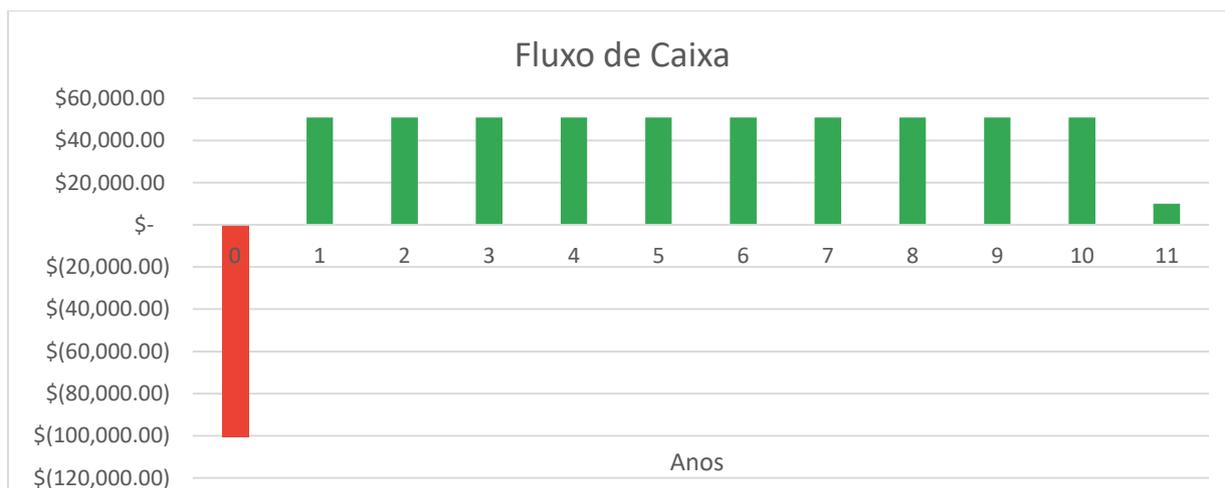


Gráfico 4: Fluxo de caixa do projecto.

O fluxo de caixa apresentado para o projecto da caldeira flamotubular móvel para aquecimento de alcatrão demonstra um investimento inicial significativo no ano zero, seguido por fluxos de caixa positivos nos anos subsequentes. No primeiro ano, há uma saída de caixa de \$100,759.21 devido ao investimento inicial. A partir do segundo ano, o projecto começa a gerar benefícios esperados, como aumento de produtividade, maior segurança operacional e melhor qualidade de serviço, reflectidos em fluxos de caixa anuais de \$51,000. O saldo acumulado torna-se positivo a partir do segundo ano (-\$49,759.21 no final do primeiro ano para \$409,240.79 no final do décimo ano).

Esse padrão de fluxo de caixa indica que o projecto não apenas se paga rapidamente, mas também contribui positivamente para a operação, proporcionando melhorias tangíveis na eficiência e na gestão de recursos. Esses benefícios são fundamentais para promover um ambiente de trabalho mais seguro, aumentar a produtividade e garantir uma qualidade de serviço superior ao longo do ciclo de vida do projecto.

Finalmente, tem-se a tabela referente aos índices indicadores da avaliação económica do projecto da caldeira flamotubular móvel.

Tabela 11: Avaliação Económica do Projecto.

Indicador	Valor
Vida útil	10 anos
Investimento Inicial	\$100,759.21
Receita Anual	\$61,000
Custos Operacionais e de manutenção	\$10,000
Valor Residual	\$10,000

Valor Presente Líquido (VAL)	\$409,240.79
Taxa Interna de Retorno (TIR)	18.20%
Índice de Lucratividade (IL)	1.64
Taxa de Retorno sobre Investimento (ROI)	47.44%
Razão Benefício/Custo (B/C)	1.61
Payback Period	3 anos

Os resultados da avaliação económica do projecto da caldeira flamotubular móvel indicam um forte potencial de viabilidade e retorno financeiro. Com uma vida útil de 10 anos e um investimento inicial de \$100,759.21, o projecto gera uma receita anual de \$61,000, com custos operacionais e de manutenção de \$10,000. O Valor Presente Líquido (VAL) positivo de \$409,240.79 demonstra a lucratividade ao longo do período. A Taxa Interna de Retorno (TIR) de 18.20% é superior ao custo de capital típico, indicando um bom retorno sobre o investimento. O Índice de Lucratividade (IL) de 1.64 e a Razão Benefício/Custo (B/C) de 1.61 reforçam a atractividade do projecto, enquanto o *Payback Period* de 3 anos sugere um tempo relativamente curto para recuperar o investimento inicial. A Taxa de Retorno sobre Investimento (ROI) de 47.44% destaca ainda mais a eficiência económica do projecto. No Anexo 17 são apresentados os conceitos dos indicadores de avaliação económica de projectos.

6.1 Emergia Do Projecto Baseada No Custo

A emergia é uma metodologia que avalia a energia total usada para produzir um bem ou serviço, considerando não apenas a energia directa, mas também a energia incorporada em materiais, trabalho e outras entradas. Segundo Odum (1996), "A análise de emergia proporciona uma medida da energia usada no passado para gerar um produto ou serviço". Brown e Ulgiati (2004) destacam que "a emergia é uma abordagem integral para avaliar a sustentabilidade de sistemas, fornecendo uma visão holística das interacções entre economia e ecologia". Esta abordagem é crucial para o projecto da caldeira móvel flamotubular para aquecimento de alcatrão, pois permite uma avaliação abrangente da sustentabilidade energética do projecto. Ao considerar todos os custos energéticos envolvidos, desde a fabricação até a operação e manutenção, pode-se determinar a eficiência e impacto ambiental do projecto. Isso ajuda a identificar áreas de melhoria para reduzir o consumo energético e aumentar a eficiência. A estimativa da emergia baseada no custo do projecto, encontra-se detalhada no Anexo 21.

7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 Conclusões

A caldeira móvel flamotubular proposta tem o potencial de aumentar significativamente a produtividade no processo de tapamento de buracos nas estradas. Com sua capacidade de gerar calor de maneira eficiente, o equipamento pode reduzir o tempo necessário para aquecer e aplicar o material de preenchimento, permitindo que mais buracos sejam tratados em menos tempo.

A inclusão de válvulas de alívio de pressão, detectores de vazamento de gás, e sistemas de alarme sonoro e visual assegura a operação segura da caldeira. Esses sistemas minimizam os riscos de explosões, vazamentos de gás e outros incidentes perigosos. O uso de aços de médio e alto teor de carbono para diferentes partes da caldeira, assim como materiais de isolamento térmico como a fibra cerâmica, garante a durabilidade e segurança da estrutura, resistindo a altas temperaturas e pressões.

A análise económica, com base em indicadores como VAL e TIR mostra que o projecto é economicamente viável. O VAL positivo e a TIR superior à taxa de desconto indicam um retorno atractivo sobre o investimento. O período de retorno do investimento (*Payback Period*) é razoável, especialmente considerando os benefícios de longo prazo em termos de produtividade e segurança.

7.2 Recomendações

Para trabalhos futuros são propostas as seguintes recomendações:

- **Desenvolvimento de um Modelo de Simulação:** Criação de um modelo de simulação computacional para prever o desempenho térmico e eficiência da caldeira flamotubular sob diferentes condições operacionais. Isso pode auxiliar na optimização de parâmetros e na identificação de possíveis melhorias.
- **Estudo de Materiais Alternativos:** Investigação do uso de materiais alternativos para isolamento térmico que possam oferecer melhor desempenho em termos de resistência a altas temperaturas e redução de perda de calor, contribuindo para uma maior eficiência energética.

8 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

1. Álvaro, P. J. (2022). *Análise da Política de Estradas: Um olhar sobre a Manutenção da Estrada Praça da Juventude - Praça dos Combatentes (2014-2021)*. Trabalho de Fim de Curso, Faculdade de Letras e Ciências Sociais, Universidade Eduardo Mondlane, Maputo.
2. AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **BPVC Standards**. Disponível em: <https://www.asme.org/codes-standards/bpvc-standards>. Acesso em: 10 jun. 2024.
3. ASME (2004). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code – Section II- SA-213/SA-213M- Specification for Seamless Ferritic and Austenitic Alloy-Steel Boiler, Superheater, and Heat Exchanger Tubes*. ASME.
4. ASME (American Society of Mechanical Engineers). (1998). Seção I – Código para Construção de Caldeiras. USA.
5. ASME (American Society of Mechanical Engineers). (1998). Seção VI – Regras recomendadas para manutenção e operação de caldeiras. USA.
6. Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). (2019). NBR 16509:2019 - Caldeiras a vapor - Requisitos de segurança. Rio de Janeiro: ABNT.
7. Babcock & Wilcox. (n.d.). *Tensão Térmica Volumétrica*. Retrieved from <https://es.wiktionary.org/wiki/removido>.
8. BE FORWARD. Disponível em: <https://www.beforward.jp/>. Acesso em: 15 jun. 2024.
9. Blank, L., & Tarquin, A. (2012). *Engineering economy* (7th ed.). New York, NY: The McGraw-Hill Companies, Inc. Copyright © 2012 by The McGraw-Hill Companies, Inc.
10. BRAMBILLA, P.A (Julho de 2007). *Inspeção de Caldeiras*. São José dos Campos, São Paulo, Brasil: Instituto Santista de Qualidade Industrial.
11. Brown, M.T., & Ulgiati, S. (1997). *Emergy-based indices and ratios to evaluate sustainability: Monitoring economies and technology toward environmentally sound innovation*. *Ecological Engineering*, 9(1-2), 51-69.
12. Bungartz, H. (2012). *Rotary Positive Displacement Pumps: Design and Applications*. CRC Press.
13. Buranakarn, V. (1998). *Evaluation of recycling and reuse of building materials using the emergy analysis method*. (Doctoral dissertation, University of Florida).
14. Callister, W. D. Jr., & Rethwisch, D. G. (2018). *Materials Science and Engineering: An Introduction* (10th ed.). John Wiley & Sons.

15. Campbell, D.E., & Lu, H. (2009). *Emergy analysis of Chinese agriculture*. *Ambio*, 38(2), 85-96.
16. CEN. EN 12953-8:2001/AC:2002. Disponível em: <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/f86533ab-c0bc-4409-bdf8-3fdaf032a329/en-12953-8-2001-ac-2002>. Acesso em: 10 jun. 2024.
17. Chen, S., et al. (2020). "Modified Asphalt and Its Applications in Road Pavement Engineering." *Journal of Materials in Civil Engineering*, 32(4), 123-134.
18. Decreto nº 61/2008 - 30 de Dezembro. Política de Estradas. Boletim Oficial da República de Moçambique, nº 52, pp. 1-17.
19. DIN-EN837-1. 1997, *Pressure gauges Part 1: Bourdon tube pressure gauges – Dimensions, metrology, requirements and testing*. DEUTSCHE.
20. Glassman, I., & Yetter, R. A. (2008). *Combustion*. Academic Press.
21. Gómez, A. C. (2023). *Eficiência Térmica em Caldeiras: Uma Abordagem Abrangente*. Editora ABC, São Paulo, Brasil.
22. Gonçalves, A., et al. (2022). "Desafios da Manutenção de Estradas em Moçambique: Um Estudo de Caso na Província de Maputo." *Revista de Infraestrutura Rodoviária*, 15(2), 45-58.
23. Gunn, S. R. (1963). *Thermal analysis of industrial processes*. *Journal of Heat Transfer*, 85(4), 455-460.
24. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
25. INE-Delegação da Cidade de Maputo. (2023). *Estatísticas de acidentes de viação, Cidade de Maputo 2022*. INE-Delegação da Cidade de Maputo, Departamento de Estatísticas Demográficas e Sociais. Retrieved from <http://www.ine.gov.mz>
26. International Electrotechnical Commission. (2016). **IEC 60204-1:2016 Safety of machinery - Electrical equipment of machines - Part 1: General requirements**.
27. International Electrotechnical Commission. **Amendment 1 - Explosive atmospheres - Part 29-1: Gas detectors - Performance requirements of detectors for flammable gases**. Disponível em: <https://webstore.iec.ch/publication/64317>. Acesso em: 10 jun. 2024.
28. International Electrotechnical Commission. **IEC 60947-5-5: Control circuit devices and switching elements - Electrical emergency stop device with mechanical latching function**.

29. Kingery, W. D., Bowen, H. K., & Uhlmann, D. R. (1976). *Introduction to Ceramics*. Wiley-Interscience.
30. Krivandin, V. & Markov, B. (1980). *Metallurgical Furnaces*. Moscow: Mir Publishers.
31. LA FUENTE. Disponível em: <https://www.lafuente.eu/pt/atrelados/carga>. Acesso em: 15 jun. 2024.
32. Langa, D. A. *Projeção de uma Estufa de Secagem Artificial de Milho Usando Biomassa e Radiação Solar Como Fontes de Energia*. Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, Maputo, Outubro de 2020.
33. Li, W., et al. (2021). "Real-Time Monitoring of Pavement Conditions Using Embedded Sensors." *International Journal of Pavement Engineering*, 22(6), 345-357.
34. Machava, E. J. P. (2011). *Caracterização da sinistralidade rodoviária na província de Maputo: Estrada Nacional nº1 - Moçambique. Uma reflexão do comportamento de condutores e peões* (Dissertação de Mestrado). XXIII Curso de Formação de Oficiais de Polícia, Lisboa.
35. MACSTEEL TRADING. *Macsteel Trading*. Disponível em: <https://www.macsteel.co.za/division/macsteel-trading>. Acesso em: 16 jun. 2024.
36. MADE-IN-CHINA. *Made-in-China*. Disponível em: <https://pt.made-in-china.com>. Acesso em: 16 jun. 2024.
37. Mahumane, A. A. (2022). *GESTÃO DA REDE DE ESTRADAS COM AUXÍLIO DE SISTEMAS DE INFORMAÇÃO GEOGRÁFICA*. Relatório de Estágio Profissional, apresentado Ao Departamento de Engenharia Civil da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane para obtenção do Grau de Licenciatura em Engenharia Civil.
38. Mercado Livre. Eixo Tomada de Força. Disponível em: <https://lista.mercadolivre.com.br/eixo-tomada-de-forca>. Acesso em: 16 jun. 2024.
39. Muhongo, B., et al. (2019). "Desenvolvimento de um Modelo de Gestão para Manutenção de Estradas em Moçambique." *Revista de Engenharia de Transportes*, 12(3), 78-91.
40. National Fire Protection Association. (NFPA). **NFPA 70: National Electrical Code**. Safe electrical design, installation, and inspection to protect people and property from electrical hazards. Disponível em: <https://www.nfpa.org/codes-and-standards/nfpa-70-standard-development/70>. Acesso em: 10 de junho de 2024.

41. National Fire Protection Association. **NFPA 72 - National Fire Alarm and Signaling Code**. Disponível em: <https://www.nfpa.org/product/nfpa-72-code/p0072code>. Acesso em: 10 jun. 2024.
42. NFPA (National Fire Protection Association). **NFPA 54 - Standard Development**. Disponível em: <https://www.nfpa.org/codes-and-standards/nfpa-54-standard-development/54>. Acesso em: 10 jun. 2024.
43. Nhambiu, J. O. P. (s.d.). *Geradores de Vapor*. [Apostila]. Universidade Eduardo Mondlane, Faculdade de Engenharia, Maputo.
44. Odum, H.T. (1996). *Environmental Accounting: Emery and Environmental Decision Making*. John Wiley & Sons.
45. Odum, H.T., & Odum, E.C. (2000). *The energetic basis for valuation of ecosystem services*. *Ecosystems*, 3(1), 21-23.
46. Oliveira, A. F., Silva, D. A. N., & Freitas, A. D. (2021). *Análise da Influência da Composição da Mistura Asfáltica na Impermeabilidade e Desempenho do Pavimento*. *Revista Brasileira de Transporte Terrestre*, 20(2), 223-236.
47. OpenAI. (2024). ChatGPT (v2 Personality) [Large language model]. <https://chat.openai.com/chat> em 5 de junho de 2024.
48. PEÇAS CAP. *Peças Cap*. Disponível em: <http://www.pecascap.com.br>. Acesso em: 16 jun. 2024.
49. Richerson, D. W. (2005). *Modern Ceramic Engineering: Properties, Processing, and Use in Design*. CRC Press.
50. Rodrigues, J. (2018). "Eficiência dos Métodos Tradicionais de Reparação de Buracos em Estradas." *Revista de Engenharia Civil*, 10(4), 92-105.
51. Silva, J., Pereira, M. (2020). "Impacto da Falta de Manutenção Rodoviária na Economia de Moçambique." *Revista de Infraestrutura Rodoviária*, 14(1), 25-38.
52. Smith, J. M., Van Ness, H. C., Abbott, M. M. (2005). "Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química". LTC Editora.
53. Smith, P., et al. (2021). "Mobile Boiler Units for Road Maintenance: A Comparative Study." *Journal of Transportation Engineering*, 147(5), 67-79.
54. The American Society of Mechanical Engineers (ASME). (2023). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*. New York: ASME.
55. Thermi. Queimador a Gás. <https://thermi.com.br/produtos/produto/queimador-a-gas/>. Acessado em 22 de maio de 2024.

56. Tinkercad. (2024). Tinkercad. Obtido de <https://www.tinkercad.com/> em 5 de junho de 2024.
57. TLV. Recuperação de Calor Residual. <https://www.tlv.com/pt-br/steam-info/steam-theory/energy-saving/waste-heat-recovery>. Acessado em 22 de maio de 2024.
58. **Togawa Engenharia**. *Os principais tipos de caldeiras*. **Blog da Togawa Engenharia**. 2023. <https://togawaengenharia.com.br/blog/tag/caldeira/page/2/>. Acessado em 20 de maio de 2024.
59. Turns, S. R. (2012). *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. McGraw-Hill Education.
60. UL (Underwriters Laboratories). *Limit Controls for Steam and Hot Water Boilers*. Norma UL 353 - Limit Control.
61. Webster Engineering Corporation. (2020). *BSI Burners - Power Gas Burner*. Retrieved from <https://www.webster-engineering.com>
62. Wikipedia. (n.d.). *Caldeira flamotubular*. In Wiktionary. Retrieved from <https://es.wiktionary.org/wiki/removido>.
63. Zhang, H., et al. (2019). "Rapid Repair of Potholes in Asphalt Pavements Using Microwave Heating." *Construction and Building Materials*, 215, 468-475.

9 ANEXOS

Anexo I: Excesso de ar para combustíveis líquidos e gasosos.

Combustível	Tipo de Fornalha ou Queimador	Coefficiente de Excesso de Ar (α)
Óleo combustível (Fuel Oil)	Queimador de baixa pressão	1,30-1,40
	Queimador multcombustível	1,05-1,20
	Queimador de pulverização mecânica	1,20-1,25
	Queimador de pulverização mecânica com vapor auxiliar	1,05-1,15
Gás Natural	Queimador tipo registro	1,05-1,10
Gás de Coque	Queimador multcombustível	1,07-1,12
Gás do Alto-forno	Queimador de bocal inter-tubos	1,15-1,18
Gás Liquefeito de Petróleo	Queimador tipo registro	1,05-1,10

Anexo II: Valor de k_1 (constante que depende do combustível utilizado) para cálculos com base no Poder Calorífico Inferior.

Combustível	Valor de k_1
Carvão betuminoso	0,66
Gasóleo	0,51
“Thick”, “Thin” e “burner” oleos	0,54
GPL (Propano)	0,45
Gás Natural	0,395

Anexo III: Valores de teóricos de CO₂ nos gases de combustão.

Combustível	% de CO₂t nos gases secos
Bagaço	20,3
Madeira	19,9
“Thick”, “thin” e “burner” óleos	15,8
Gasóleo	15,5
GPL (Propano)	13,8
Gás Natural	12,1

Anexo IV: Teores de hidrogénio e humidade para vários combustíveis.

Combustível	% em peso de hidrogénio	% em peso de humidade
Coque	2,0	2,0
Antracite	3,0	1,0
Carvão betuminoso	4,0	7,0
Gasóleo	13,0	-
“Thick”, “thin” e “burner” oleos	11,5	-
GPL (Propano)	18,2	-
Gás Natural	21,6	-
Turfa	6,4	20,0
Madeira	6,8	15,0

Anexo V: Perdas por combustão química incompleta em função do combustível.

Tipo de Combustível	Perdas q_4 (%)
Combustível Sólido	3-5
Combustível Líquido	1
Combustível gasoso	2-3

Anexo VI: Valores de k_2 (constante que depende do combustível utilizado) para vários combustíveis.

Combustível	Valor de k_2
Carvão betuminoso	63
Gasóleo	53
“Thick”, “thin” e “burner” oleos	54
GPL (Propano)	48
Gás Natural	35,5

Anexo VII: Coeficiente de deposição para diferentes combustíveis.

Tipo de combustível	Coeficiente de deposição (ξ)
Combustível gasoso.	0,65-0,7
Fuel oil ou Mazute.	0,55 -0,6
Antracite, carvão de pedra, lenhites e turfa.	0,45 0,55

Anexo VIII: Espessura da camada de radiação efectiva para geometrias *standart*.

Tipo de Volume de Gás	Comprimento médio do feixe, S
Volume entre dois planos finitos	1,8 x distância entre as placas
Cilindro (comprimento infinito) radiação para a parede	0,95 x diâmetro
Cilindro (diâmetro=altura) radiação para o centro da base	0,71x diâmetro
Cilindro (diâmetro=altura) radiação para toda a superfície	0,60 x diâmetro
Cubo, radiação para qualquer face	0,60 x aresta
Volume envolvendo feixes de tubos infinitos. radiação para um tubo	
Arranjo em triângulo equilátero passo = 2 x diâmetro	3,0 x (passo-diâmetro)
Arranjo em triângulo equilátero passo = 2 x diâmetro	3,5 x (passo-diâmetro)
Arranjo quadrangular	3,8 x (passo-diâmetro)

Anexo IX: Coeficiente da fracção da luminosidade da chama.

Tipo da chama	m
Combustível gasoso sob $q_v \leq 400 \text{ kW/m}^3$	0,1
Combustível gasoso sob $q_v > 2100 \text{ kW/m}^3$	0,6
Combustível líquido sob $q_v \leq 400 \text{ kW/m}^3$	0,55
Combustível líquido sob $q_v > 1000 \text{ kW/m}^3$	1,0

Anexo X: Coeficiente de deposição de cinzas para tubos lisos durante a queima do combustível líquido ou gasoso.

Combustível	ϵ m²C/W
Mazute	0,015
Gás natural	0,005
Gás de coque e do alto forno	0,003

Anexo XI: Tensão térmica volumétrica (Calor liberto por unidade de volume na fornalha).

Tipo de Caldeira	Combustível	Tensão Térmica Volumétrica (kW/m ³)
Caldeira de tubos de água	Gás natural	200-400
Caldeira de tubos de fogo	GLP	100-200

**Anexo XII: Tensão térmica superficial (Calor liberto por unidade de área da fornalha)
em função do combustível.**

Combustível	Valor Admissível (kW/m ²)
Óleo Leve	250
Óleo Pesado	200
Gás Natural/GPL	220
Carvão	180
Biomassa	150

Anexo XIII: Tensão térmica superficial (Calor liberto por unidade de área da fornalha) em função do número de passagens.

Tipo de Caldeira	Valor Admissível (kW/m ²)
Caldeira de Passagem Única	200
Caldeira de Passagem Dupla	250
Caldeira com Serpentina de Superaquecimento	220

Anexo XIV: Características termofísicas dos produtos de combustão e do ar.

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 x10 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			

Anexo XV: Critérios e normas para os sistemas de segurança.

Equipamento	Critérios e Normas
Válvula de Alívio de Pressão	ASME BPVC: Projectada e fabricada conforme especificações da ASME, suportando a pressão máxima permitida.
	EN 12953-8: Norma europeia para válvulas de segurança em caldeiras.
	Periodicidade de Testes: Testada e inspeccionada regularmente conforme normas nacionais e internacionais.
Manómetro	EN 837-1: Requisitos para manómetros de pressão, incluindo precisão e resistência a condições adversas.
	ASME Secção I: Exige calibração regular e faixa de medição adequada.
	Posicionamento Visível: Instalado em local de fácil visualização para os operadores.
Detector de Vazamento de Gás	NFPA 54: Requisitos para instalação e manutenção de detectores de vazamento de gás.
	IEC 60079-29-1: Padrão para detectores de gás inflamável, garantindo sensibilidade e precisão.
	Localização Estratégica: Instalado próximo a pontos de potencial vazamento e áreas críticas ao redor da caldeira.

Termóstato de Limite Alto	UL 353: Padrão de segurança para controlos de limite de temperatura.
	ASME Secção VI: Recomenda instalação de termóstatos de limite alto para protecção contra sobretensão.
	Verificação Periódica: Verificado regularmente para garantir calibração correcta e funcionamento eficiente.
Alarmes Sonoros e Visuais	NFPA 72: Requisitos para sistemas de alarme de incêndio e sinalização, incluindo alarmes sonoros e visuais.
	IEC 60204-1: Directrizes para alarmes em equipamentos industriais.
	Testes de Funcionamento: Testado regularmente para garantir funcionalidade em emergências.
Chave de Corte de Emergência	IEC 60947-5-5: Padrão para dispositivos de desligamento de emergência, garantindo fácil acesso e operação.
	NFPA 70: Requisitos para instalação de sistemas de corte de emergência.
	Localização Acessível: Instalado em locais de fácil acesso para resposta rápida em emergências.

Anexo XVI: Materiais utilizados na caldeira flamotubular móvel.

Componente	Tipo de Aço/Material	Composição Típica	Justificativa da Escolha
Casco	Aço Carbono de Baixo Teor de Carbono	C: 0,20%, Mn: 0,50%, Si: 0,30%, P: 0,04%, S: 0,05%	Resistência mecânica, soldabilidade, custo
Fornalha	Aço Inoxidável 310S	C: 0,08%, Cr: 24-26%, Ni: 19-22%, Mn: 2,00%, Si: 1,50%	Resistência a altas temperaturas e à corrosão
Superfícies Convectivas	Aço P22 (ASTM A335)	C: 0,10-0,20%, Cr: 1,90-2,60%, Mo: 0,87-1,13%, Mn: 0,30-0,60%	Resistência ao calor, condutividade térmica, resistência à corrosão
Isolamento	Fibra Cerâmica	Al ₂ O ₃ : 45-55%, SiO ₂ : 44-50%, CaO: 1-3%, MgO: 0-1%, Fe ₂ O ₃ : 0-1%	Isolamento térmico, resistência ao calor, durabilidade
Tubos de Calor	Aço T22 (ASTM A213)	C: 0,05-0,15%, Cr: 1,90-2,60%, Mo: 0,87-1,13%, Mn: 0,30-0,60%	Resistência ao calor, condutividade térmica, resistência à corrosão
Juntas e Vedantes	Grafite Reforçada com Aço Inoxidável 316L	Grafite: 98%, Aço Inoxidável: 2%	Resistência ao calor, durabilidade, vedação eficaz
Tubos flexíveis de distribuição do alcatrão	Teflon (PTFE)	C ₂ F ₄ (politetrafluoretileno)	Resistência química e a altas temperaturas (-200 à 260°C), flexibilidade e durabilidade.

Anexo XVII: Conceitos dos indicadores de avaliação económica de projecto.

Indicador	Conceito
Vida útil	Período de tempo durante o qual o projecto é esperado operar eficientemente.
Investimento Inicial	Total de recursos financeiros necessários para iniciar o projecto.
Receita Anual	Renda gerada anualmente pelo projecto.
Custos Operacionais e de Manutenção	Despesas anuais associadas à operação e manutenção do projecto.
Valor Residual	Valor estimado dos activos do projecto ao final de sua vida útil.
Valor Presente Líquido (VAL)	Diferença entre o valor presente dos benefícios e o valor presente dos custos do projecto.
Taxa Interna de Retorno (TIR)	Taxa de desconto que faz com que o valor presente dos fluxos de caixa futuros do projecto seja zero.
Índice de Lucratividade (IL)	Relação entre o valor presente dos benefícios e o valor presente dos custos do projecto.
Taxa de Retorno sobre Investimento (ROI)	Percentual de retorno sobre o investimento inicial ao longo da vida do projecto.
Razão Benefício/Custo (B/C)	Relação entre os benefícios económicos e os custos económicos do projecto.
<i>Payback Period</i>	Tempo necessário para recuperar o investimento inicial a partir dos fluxos de caixa do projecto.

Anexo XVIII: Resultados do cálculo da combustão.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Volume teórico de ar	V_{ar}^o	16,42	$\frac{m^3 N}{m^3_{comb}}$
Volume real de ar	V_{ar}	18,06	$\frac{m^3 N}{m^3_{comb}}$
Volume dos gases biatômicos (Teórico)	V_{RO}^o	12,97	$\frac{m^3 N}{m^3_{comb}}$
Volume dos gases biatômicos (Real)	V_{RO}	14,27	$\frac{m^3 N}{m^3_{comb}}$
Volume dos gases triatômicos	V_{RO_2}	2,03	$\frac{m^3 N}{m^3_{comb}}$
Volume do vapor de água (Teórico)	$V_{H_2O}^o$	3,10	$\frac{m^3 N}{m^3_{comb}}$
Volume do vapor de água (Real)	V_{H_2O}	3,13	$\frac{m^3 N}{m^3_{comb}}$
Volume do Oxigénio excedente	V_{O_2}	0,34	$\frac{m^3 N}{m^3_{comb}}$
Volume Total dos gases de Escape	V_g	19,78	$\frac{m^3 N}{m^3_{comb}}$
Fracção Volúmica dos Gases Triatômicos	r_{RO_2}	0,10	
Fracção Volúmica real dos Gases Biatômicos	r_{R_2}	0,72	
Fracção Volúmica da Água	r_{H_2O}	0,16	
Fracção Volúmica do Oxigénio excedente	r_{O_2}	0,02	
Soma Das Fracções	$\sum r$	1,00	
Poder calorífico inferior	Q_i^t	63799,60	$\frac{kJ}{m^3_{comb}}$
Calor físico do ar	$Q_{fis,ar}$	589,8	$\frac{kJ}{m^3_{comb}}$
Calor físico do combustível	$Q_{fis,comb}$	0	$\frac{kJ}{m^3_{comb}}$
Calor disponível	Q_{disp}	64389,40	$\frac{kJ}{m^3_{comb}}$

Temperatura Adiabática da Chama	T_{ad}	1557,87	°C
Perdas de calor com as cinzas	q_2	0	%
Perdas com gases de efluentes (de escape)	q_3	8,44	%
Perdas de calor associadas à combustão incompleta mecânica	q_4	2	%
Perdas de calor associadas à combustão incompleta química	q_5	0	%
Perdas de calor ao meio ambiente	q_6	2	%
Perdas associadas às purgas	q_7	0	%
Rendimento térmico da caldeira	η_v	87,55	%
Consumo de combustível	\dot{B}	2,22	kg/h

Anexo XIX: Resultados do dimensionamento térmico da caldeira: fornalha.

Fornalha			
Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Coeficiente de conservação de calor na fornalha	ϕ	0,98	
Temperatura real de saída do gás na fornalha	T_{sai}^f	1023,59	$^{\circ}C$
Calor específico médio dos produtos da combustão	$\overline{VC_p}$	40,45	$\frac{kJ}{m^3}$
Temperatura dos gases à saída dos tubos de convecção	T_g	250	$^{\circ}C$
Pressão na fornalha	P	0,10	Mpa
Fracção volúmica somatória dos gases triatómicos	r	0,26	
Coeficiente de eficiência térmica	ψ	0,65	
Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos: Para chamas luminosas	k_{yl}	-0,10	$\frac{1}{(m \cdot MPa)}$
Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos: Para chamas não luminosas	k_{ynl}	64,70	$\frac{1}{(m \cdot MPa)}$
Coeficiente de absorção radiante das partículas de cinza	k_c	0	$\frac{1}{(m \cdot MPa)}$
Emissividade da parte não luminosa da chama	a_{nl}	0	
Emissividade da parte luminosa da chama	a_l	0,94	
Tamanho efectivo do feixe de radiação	S	0,0381	m
Emissividade da chama	ε_{ch}	0,56	
Emissividade da fornalha	ε_f	0,66	
Área da fornalha	A	0,23	m^2
Diâmetro da fornalha	D_f	0,85	m
Tubo da fornalha	d_f	50	mm
Velocidade média de fluxo de gases dentro da fornalha	w_g	35,07	$\frac{m}{s}$
Número de Reynolds	Re	10198,29	
Número de Prandtl	Pr	0,577641	
Condutividade térmica à temperatura média do fluxo do gás	k_g	0,000111	$kW/m \cdot K$

Viscosidade cinemática, à temperatura média do fluxo do gás	ν_g	0,0001719	m^2/s
Coeficiente de transferência de calor por convecção	h_{conv}	0,07	$\frac{kW}{(m^2)K}$
Temperatura da parede da fornalha	T_{pa}	1063,6	$^{\circ}C$
Temperatura da Chama	T_{ch}	1262,78	$^{\circ}C$
Calor transferido por radiação na fornalha	Q_r	32,04	kW
Calor transferido por convecção na fornalha	Q_{conv}	5,577	kW
Calor absoluto	Q_{abs}	37,64	kW
Parcela de calor: Radiação	$\%Q_r$	85,5	%
Parcela de calor: Convecção	$\%Q_{conv}$	14,827	%
Tensão térmica volumétrica	$\frac{B \cdot Q_{abs}}{V_{tot}}$	0,7364	$\frac{kW}{m^3}$
Tensão térmica superficial	$\frac{B \cdot Q_{abs}}{F_{sec}}$	0,0634	$\frac{kW}{m^2}$

Anexo XX: Resultados do dimensionamento térmico da caldeira: superfícies convectivas.

Tubos de convecção			
Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Emissividade dos gases	ε_g	0,03	
Comprimento dos tubos de convecção	L_c	1	<i>m</i>
Temperatura em excesso	Δt_{excess}	22	$^{\circ}C$
Temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção	T_{ent}^{conv1}	1023,59	$^{\circ}C$
Temperatura dos gases na saída dos tubos de convecção	T_{sai}^{conv1}	250	$^{\circ}C$
Coeficiente de conservação de calor na fornalha	ϕ	0,98	
Secção de escoamento de cada tubo	A_T	0,00049	m^2
Temperatura média dos gases	t	636,39	$^{\circ}C$
Velocidade dos gases no interior dos tubos	w_g	16,61	<i>m/s</i>
Número de Reynolds	Re	2415,41	
Diâmetro interno dos tubos de convecção	d_{in}	0,025	<i>m</i>
Número de Prandtl	Pr	0,577641	
Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo	h_{conv}	43,79	$\frac{W}{m^2K}$
Coeficiente C_c	C_c	1,05	
Temperatura da parede poluída	t_p	814	$^{\circ}C$
Temperatura da parede	T_{pa}	792	$^{\circ}C$
Coeficiente da troca de calor por radiação	h_{rad}	0,0018	$\frac{W}{m^2K}$
Coeficiente combinado de transferência de calor dos gases no interior dos tubos	h_1	43,79	$\frac{W}{m^2K}$
Coeficiente de transferência de calor por convecção do ar	h_2	30	$\frac{W}{m^2K}$
Pressão nos tubos de convecção	P	0,10	<i>Mpa</i>
Coeficiente global da transferência de calor	U	16,9	$\frac{W}{m^2K}$
Área de transferência de calor	A_{tc}	0,4	m^2
Número total de tubos calculado	N_t	5	Un

Erro	$Erro$	1,75	%
Calor transferido por radiação na fornalha	Q_r	3,86	kW
Calor transferido por convecção na fornalha	Q_{conv}	24,3	kW
Calor absoluto	Q_{abs}	28,17	kW
Parcela de calor: Radiação	$\%Q_r$	13,7	%
Parcela de calor: Convecção	$\%Q_{conv}$	86,3	%

Anexo XXI: Estimativa da energia baseada no custo.

Descrição	Cálculo e Resultado	Observações
Investimento Inicial	100,000 USD × 0.001 GJ/USD	Energia incorporada no investimento inicial (aproximadamente 100,000 USD convertido para GJ)
	100	
Combustível Anual	5 GJ	Consumo de combustível anual para operar o tractor e a caldeira
	5	
Manutenção Anual	2 GJ	Energia gasta em manutenção anual do tractor
	2	
Mão-de-obra Anual	2000 horas × 0.01 GJ/hora	Energia incorporada no trabalho humano anual (2000 horas/ano com 0.01 GJ/hora)
	20	
Energia Gasta Total Anual	Combustível + Manutenção + Mão-de-obra	Soma dos custos energéticos anuais (Combustível + Manutenção + Mão-de-obra)
	5 + 2 + 20 = 27	
Energia Inicial Total	100	Energia inicial incorporada no investimento
Energia Total Gasta (10 anos)	Energia Inicial + (Energia Gasta Total Anual × 10)	Soma da energia inicial e dos custos energéticos anuais ao longo de 10 anos (Energia Inicial + (Energia Gasta Total Anual × 10))
	100 + (27 × 10) = 370	
Benefícios Anuais	150 GJ	Energia gerada anualmente pelo projecto
Benefícios Totais (10 anos)	Benefícios Anuais × 10	Soma dos benefícios energéticos anuais ao longo de 10 anos (Benefícios Anuais × 10)
	150 × 10 = 1500	
Energia	Benefícios Totais ÷ Energia Total Gasta	Razão entre os benefícios energéticos totais e a energia total gasta ao longo de 10 anos (Benefícios Totais ÷ Energia Total Gasta)
	1500 ÷ 370 ≈ 4.05	
1 USD ≈ 0.001 GJ.		

Anexo XXII: Integração dos Sistemas de Segurança ao ARDUÍNO

INTEGRAÇÃO DOS SISTEMAS DE SEGURANÇA AO ARDUÍNO
1. IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE TEMPERATURA COM SEGURANÇA ADICIONAL PARA MONITORAR PRESSÃO E VAZAMENTO DE GÁS, UTILIZANDO LEDS PARA INDICAR O ESTADO ACTUAL E UM DISPLAY LCD PARA MOSTRAR A TEMPERATURA.
<pre>```cpp #include <SPI.h> #include <Adafruit_MAX6675.h> #include <LiquidCrystal.h> // Defina os pinos do chip select do MAX6675 e do actuador #define CS_PIN 10 #define PIN_QUEIMADOR 9 #define PIN_ALARME 13 // Pino para o alarme sonoro ou visual #define PIN_DETECTOR_GAS A0 // Pino do detector de vazamento de gás #define PIN_PRESSURE_SENSOR A1 // Pino do sensor de pressão // Pinos dos LEDs #define LED_VERDE 6 #define LED_AMARELO 7 #define LED_VERMELHO 8 // Crie uma instância da biblioteca Adafruit_MAX6675 max6675(CS_PIN); // Instância da classe LiquidCrystal LiquidCrystal lcd(12, 11, 5, 4, 3, 2); // Defina a temperatura mínima e máxima const float TEMP_MIN = 300.0; const float TEMP_MAX = 800.0;</pre>

```

// Defina o tempo de accionamento do queimador
const int TEMPO_ACIONAMENTO = 5000;

// Variável para armazenar o tempo de início
unsigned long tempoInicio;

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  SPI.begin();
  max6675.begin();

  pinMode(PIN_QUEIMADOR, OUTPUT);
  pinMode(LED_VERDE, OUTPUT);
  pinMode(LED_AMARELO, OUTPUT);
  pinMode(LED_VERMELHO, OUTPUT);
  pinMode(PIN_ALARME, OUTPUT); // Definir o pino do alarme como saída
  pinMode(PIN_DETECTOR_GAS, INPUT); // Definir o pino do detector de gás como
  entrada
  pinMode(PIN_PRESSURE_SENSOR, INPUT); // Definir o pino do sensor de pressão
  como entrada

  lcd.begin(16, 2);

  // Inicie o temporizador
  tempoInicio = millis();
}

void loop() {
  // Verifique se 5 segundos já se passaram desde o início
  if (millis() - tempoInicio >= 5000) {
    // Leitura da temperatura
    float temperatura = lerTemperatura();
  }
}

```

```

// Exiba a temperatura no LCD
lcd.clear();
lcd.print("Temp: ");
lcd.print(temperatura);
lcd.print(" C");

// Leitura do sensor de pressão (simulação)
int leituraPressao = analogRead(PIN_PRESSURE_SENSOR);
bool pressaoAlta = (leituraPressao > 800); // Supondo que um valor acima de 800 indica
pressão alta

// Leitura do detector de gás (simulação)
int leituraGas = analogRead(PIN_DETECTOR_GAS);
bool vazamentoGas = (leituraGas > 300); // Supondo que um valor acima de 300 indica
vazamento de gás

// Acender os LEDs conforme a temperatura
if (temperatura < TEMP_MIN) {
    digitalWrite(PIN_QUEIMADOR, HIGH);
    delay(TEMPO_ACIONAMENTO);
    digitalWrite(PIN_QUEIMADOR, LOW);
    digitalWrite(LED_VERDE, LOW);
    digitalWrite(LED_AMARELO, HIGH);
    digitalWrite(LED_VERMELHO, LOW);
} else if (temperatura > TEMP_MAX) {
    Serial.println("Temperatura acima do máximo!");
    digitalWrite(PIN_QUEIMADOR, LOW);
    digitalWrite(LED_VERDE, LOW);
    digitalWrite(LED_AMARELO, LOW);
    digitalWrite(LED_VERMELHO, HIGH);
} else {
    digitalWrite(LED_VERDE, HIGH);
    digitalWrite(LED_AMARELO, LOW);
}

```

```

digitalWrite(LED_VERMELHO, LOW);
}

// Verificar pressão alta e activar alarme se necessário
if (pressaoAlta) {
    digitalWrite(PIN_ALARME, HIGH); // Activar o alarme
    Serial.println("Pressão alta!");
    digitalWrite(PIN_QUEIMADOR, LOW); // Desligar o queimador por segurança
} else {
    digitalWrite(PIN_ALARME, LOW); // Desactivar o alarme
}

// Verificar vazamento de gás e activar alarme se necessário
if (vazamentoGas) {
    digitalWrite(PIN_ALARME, HIGH); // Activar o alarme
    Serial.println("Vazamento de gás detectado!");
    digitalWrite(PIN_QUEIMADOR, LOW); // Desligar o queimador por segurança
} else {
    digitalWrite(PIN_ALARME, LOW); // Desactivar o alarme
}
}

delay(1000); // Aguardar 1 segundo antes da próxima leitura
}

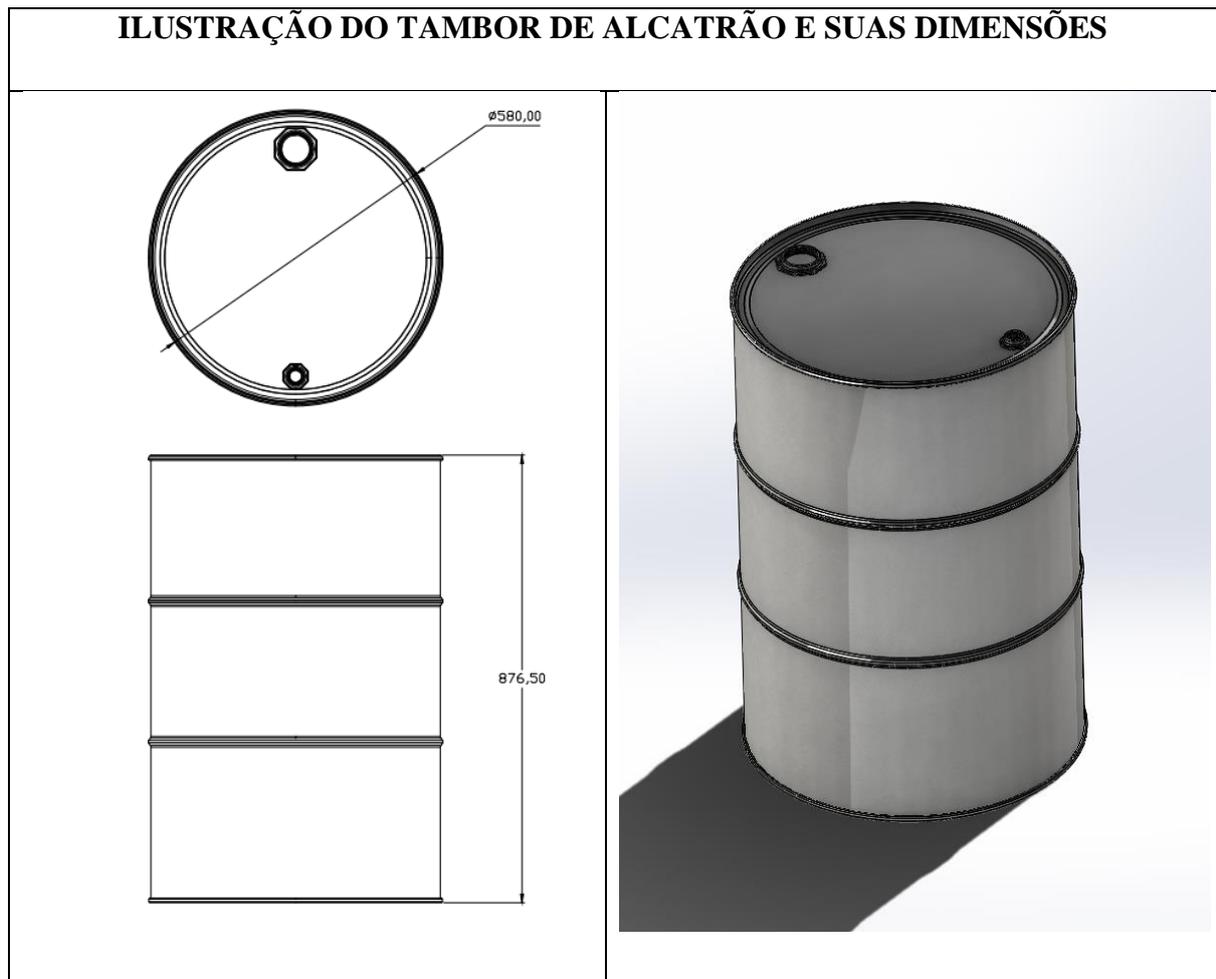
float lerTemperatura() {
    uint16_t leitura = max6675.read();
    float temperatura = (leitura * 0.0078125) - 273.15;
    return temperatura;
}
...

```

Anexo XXIII: Código Do Macro Da Temperatura Adiabática Da Chama.

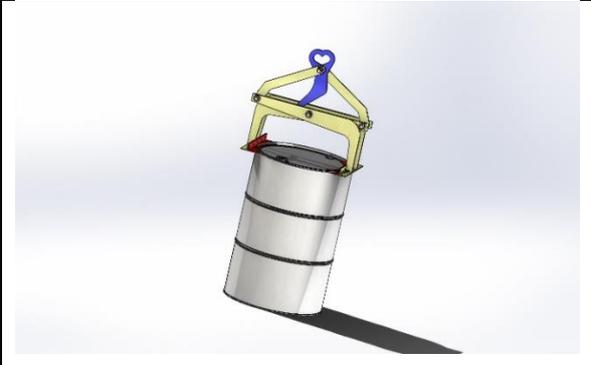
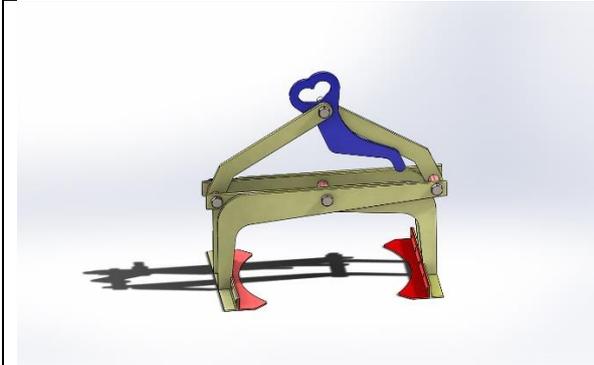
CÓDIGO DO MACRO DA TEMPERATURA ADIABÁTICA DA CHAMA
Sub Temperatura() Dim x, y, z x = Range("D63").Value z = 1200 y = Range("D70").Value Do z = z + 0.01 Range("d64").Value = z y = Range("d70").Value Loop Until Abs(x - y) < 0.1 End Sub

Anexo XXIV: Ilustração do tambor de alcatrão e suas dimensões.



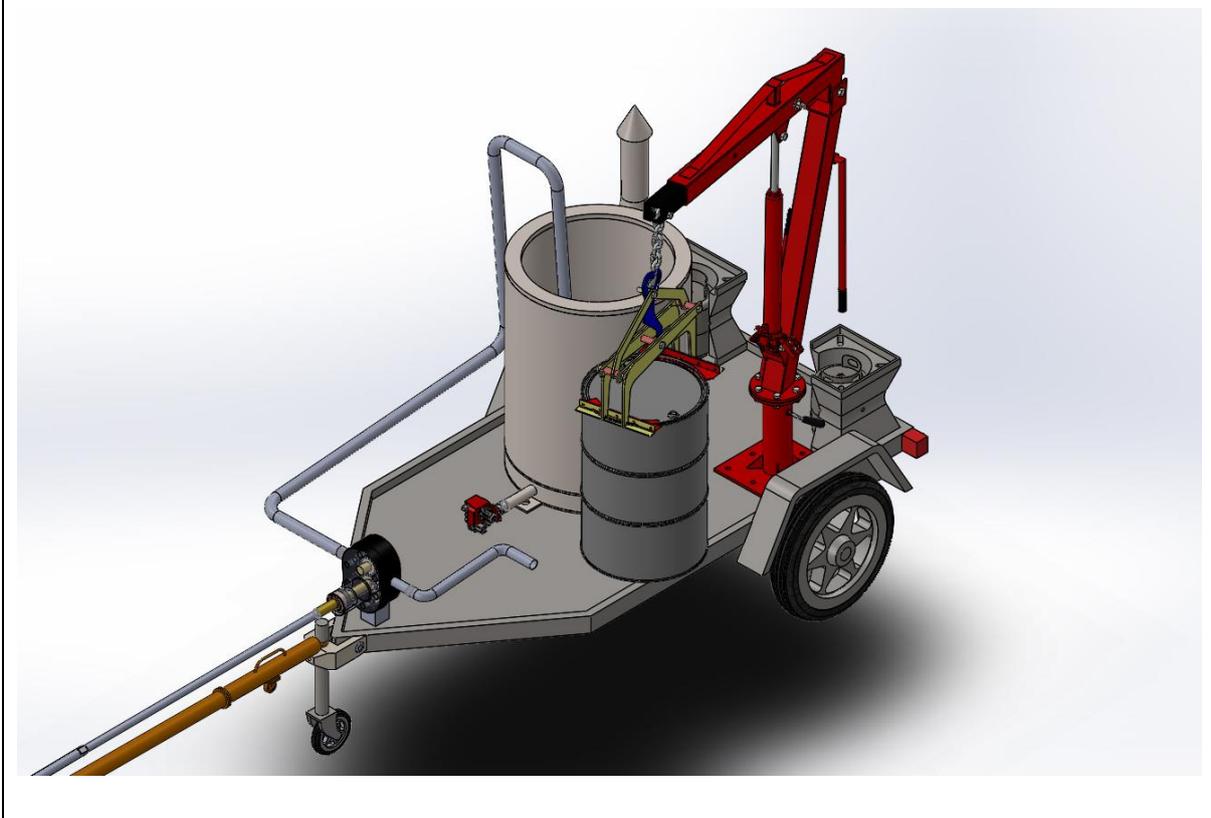
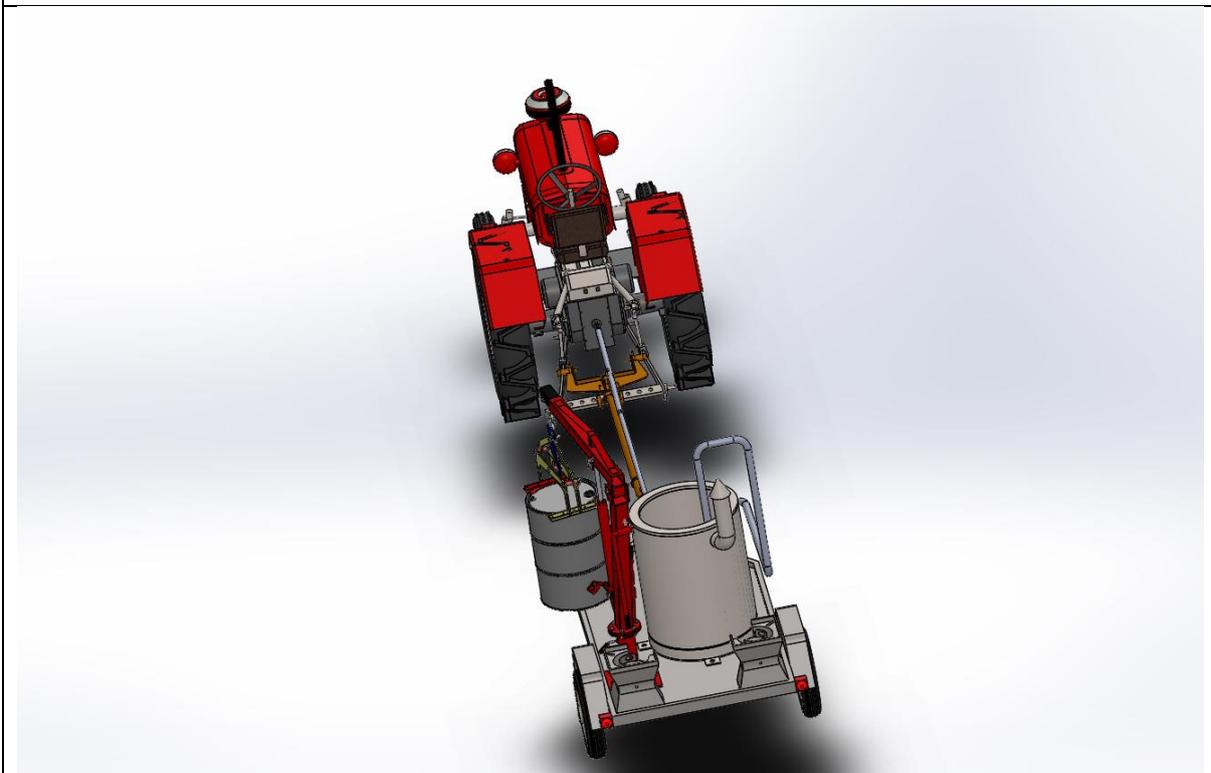
Anexo XXV: Ilustração do elevador do tambor de alcatrão e sua conexão com o tambor.

**ILUSTRAÇÃO DO ELEVADOR DO TAMBOR DE ALCATRÃO E SUA
CONEXÃO COM O TAMBOR**

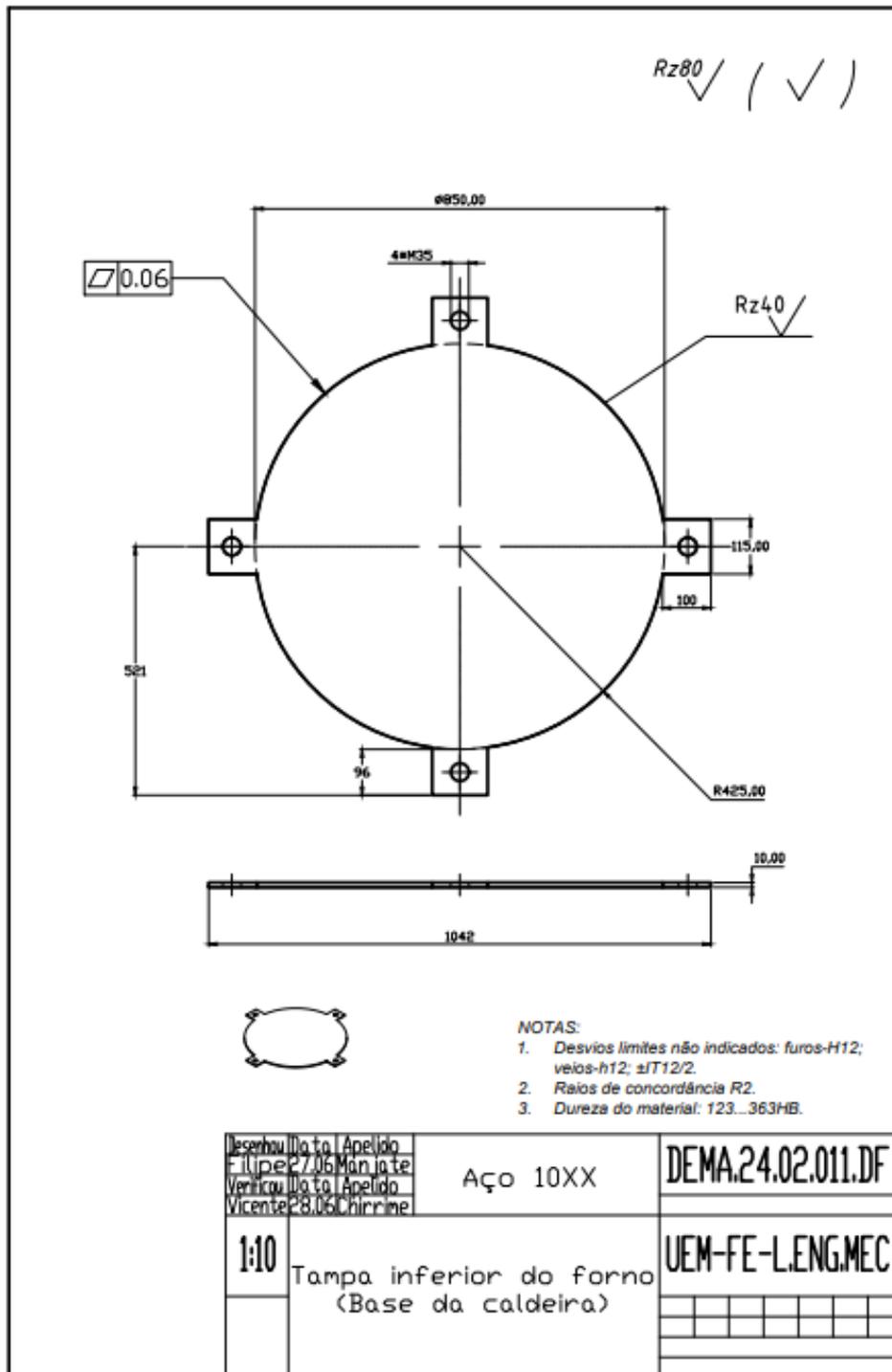


Anexo XXVI: Ilustração do carregamento do tambor de alcatrão.

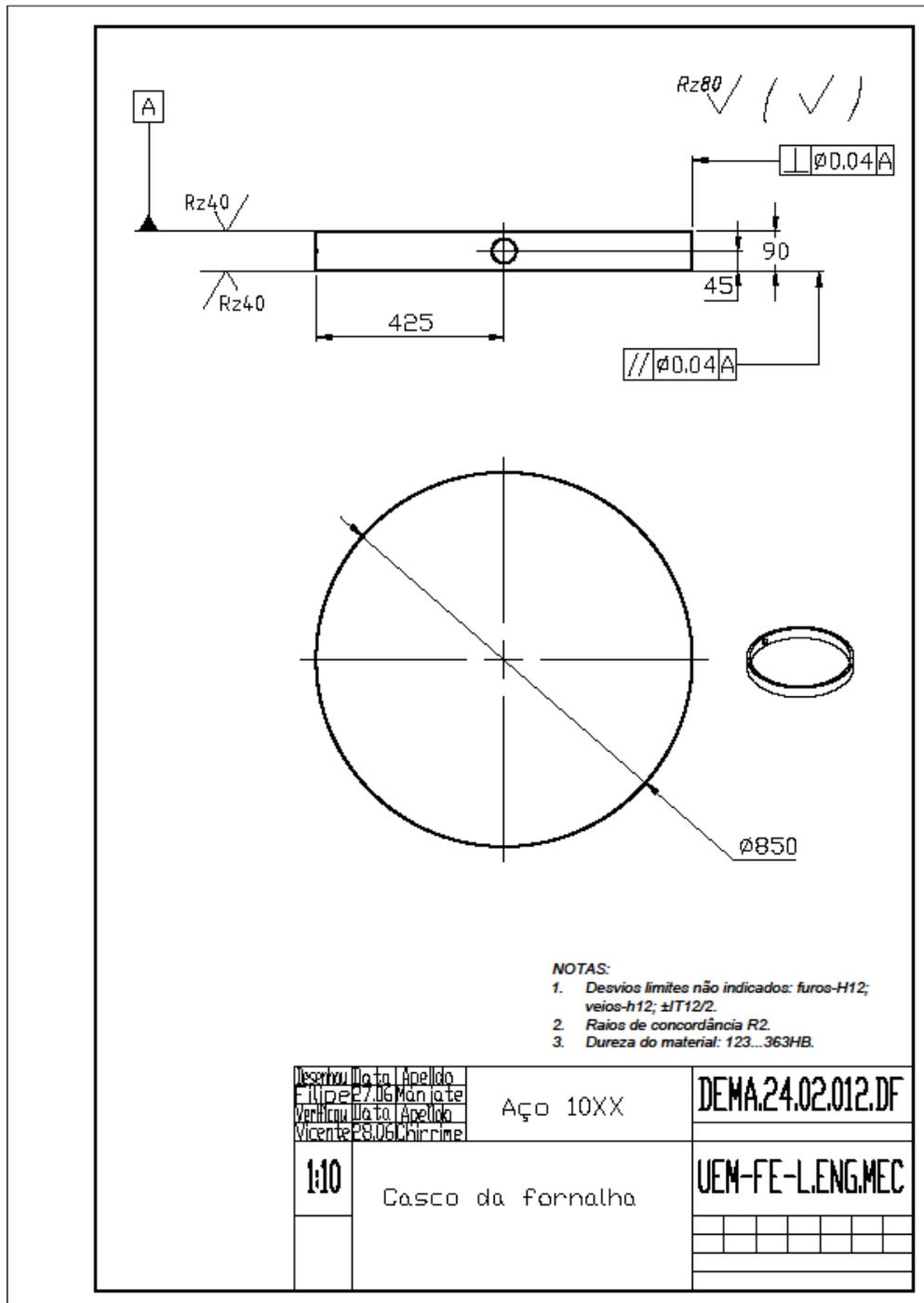
ILUSTRAÇÃO DO CARREGAMENTO DO TAMBOR DE ALCATRÃO



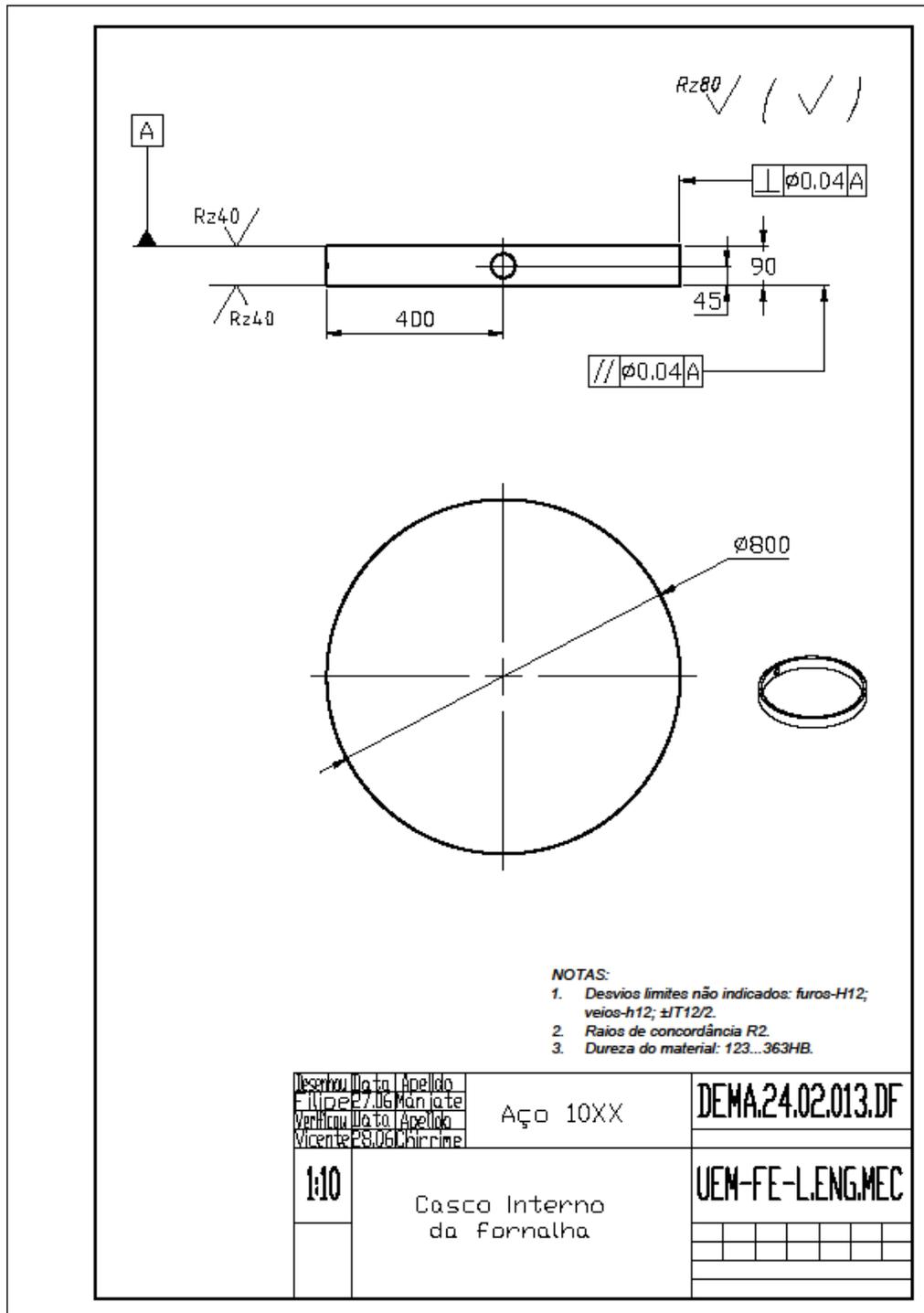
Anexo XXVII: Desenho de fabrico da basa da caldeira.



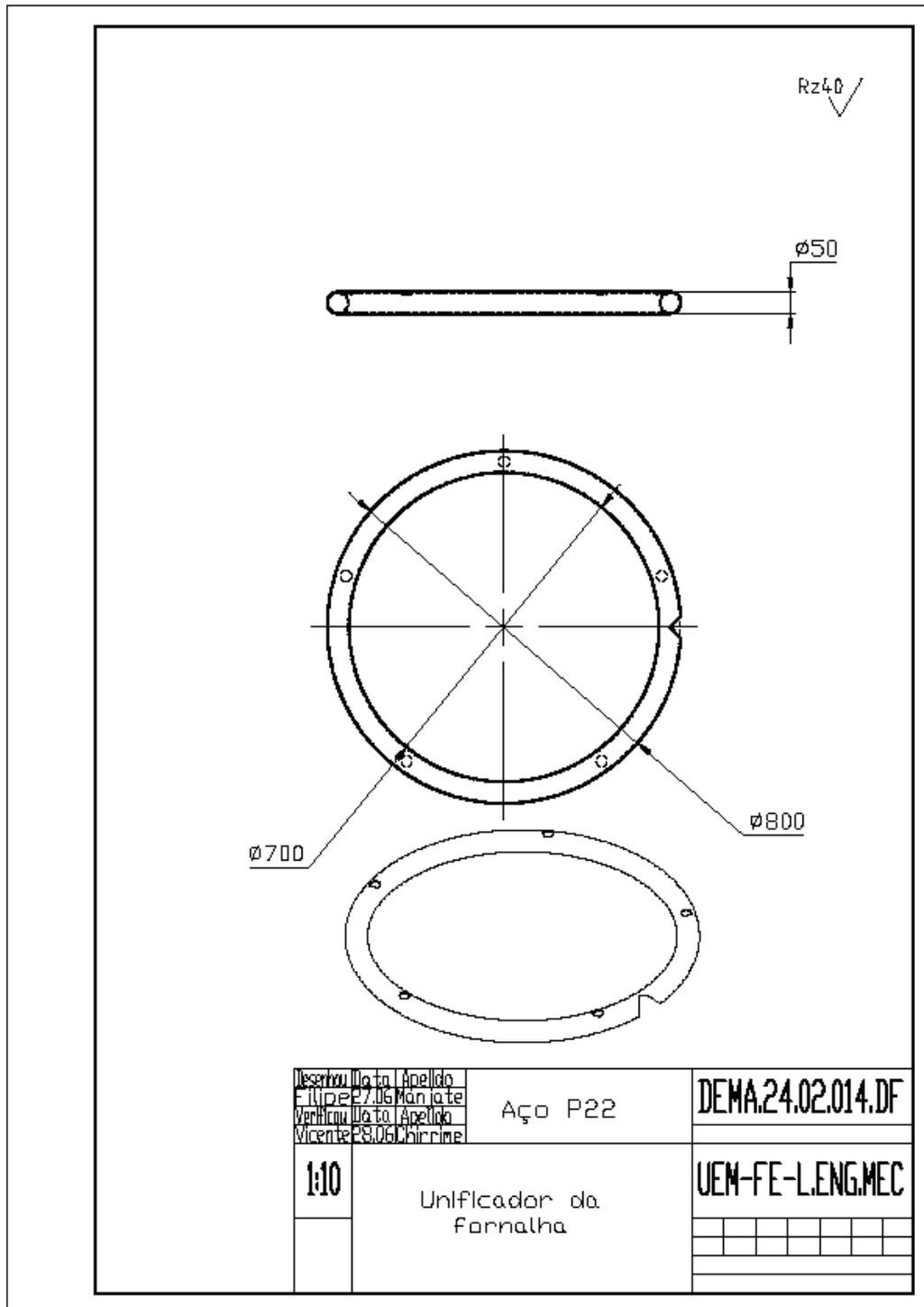
Anexo XXVIII: Desenho de fabrico do casco da fornalha.



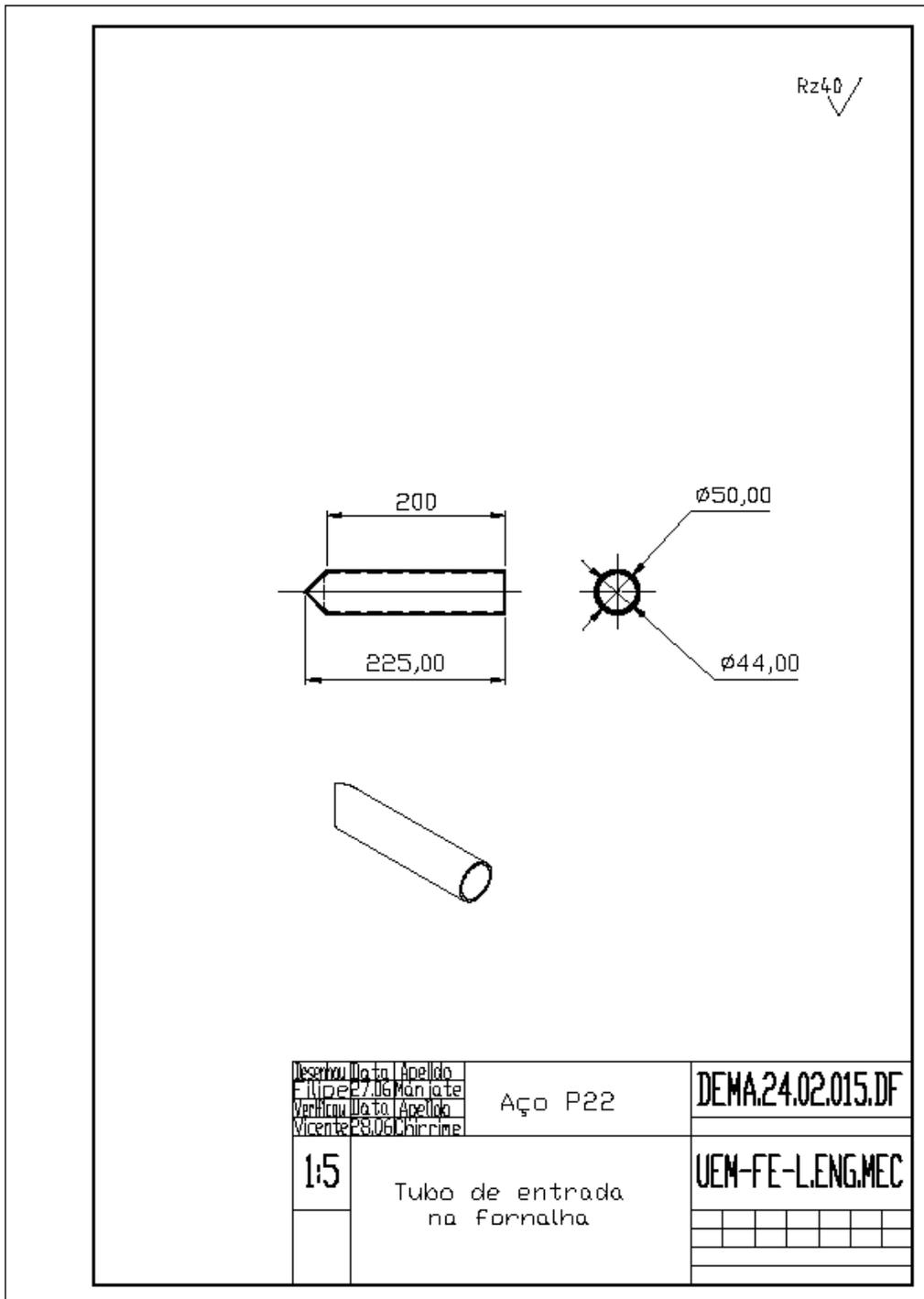
Anexo XXIX: Desenho de fabrico do casco interno da fornalha.



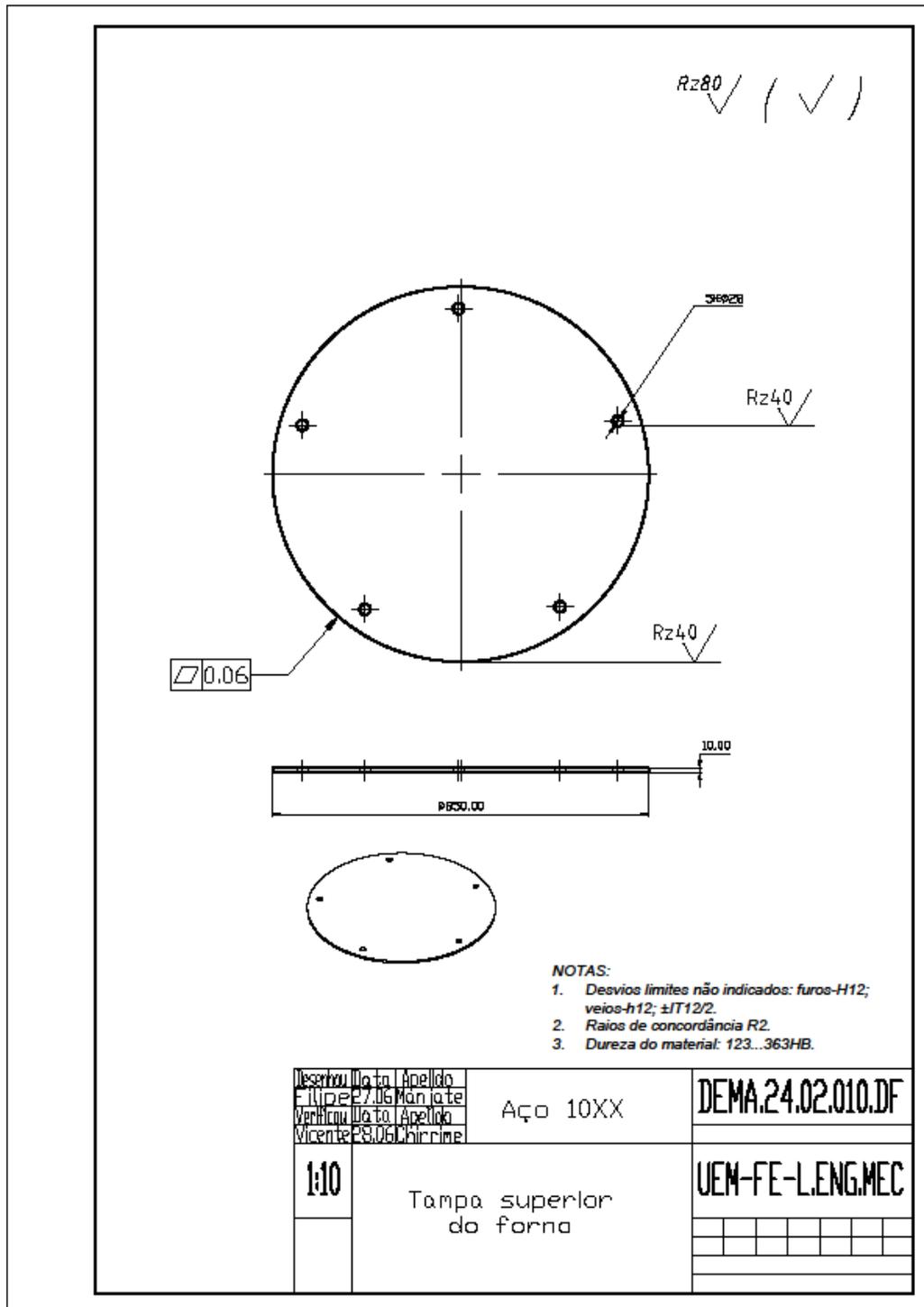
Anexo XXX: Desenho de fabrico do tubo unificador da fornalha.



Anexo XXXI: Desenho de fabrico do tubo de entrada na fornalha.



Anexo XXXII: Desenho de fabrico da tampa superior da fornalha.



Anexo XXXIII: Desenho de fabrico dos tubos de convecção.

E25

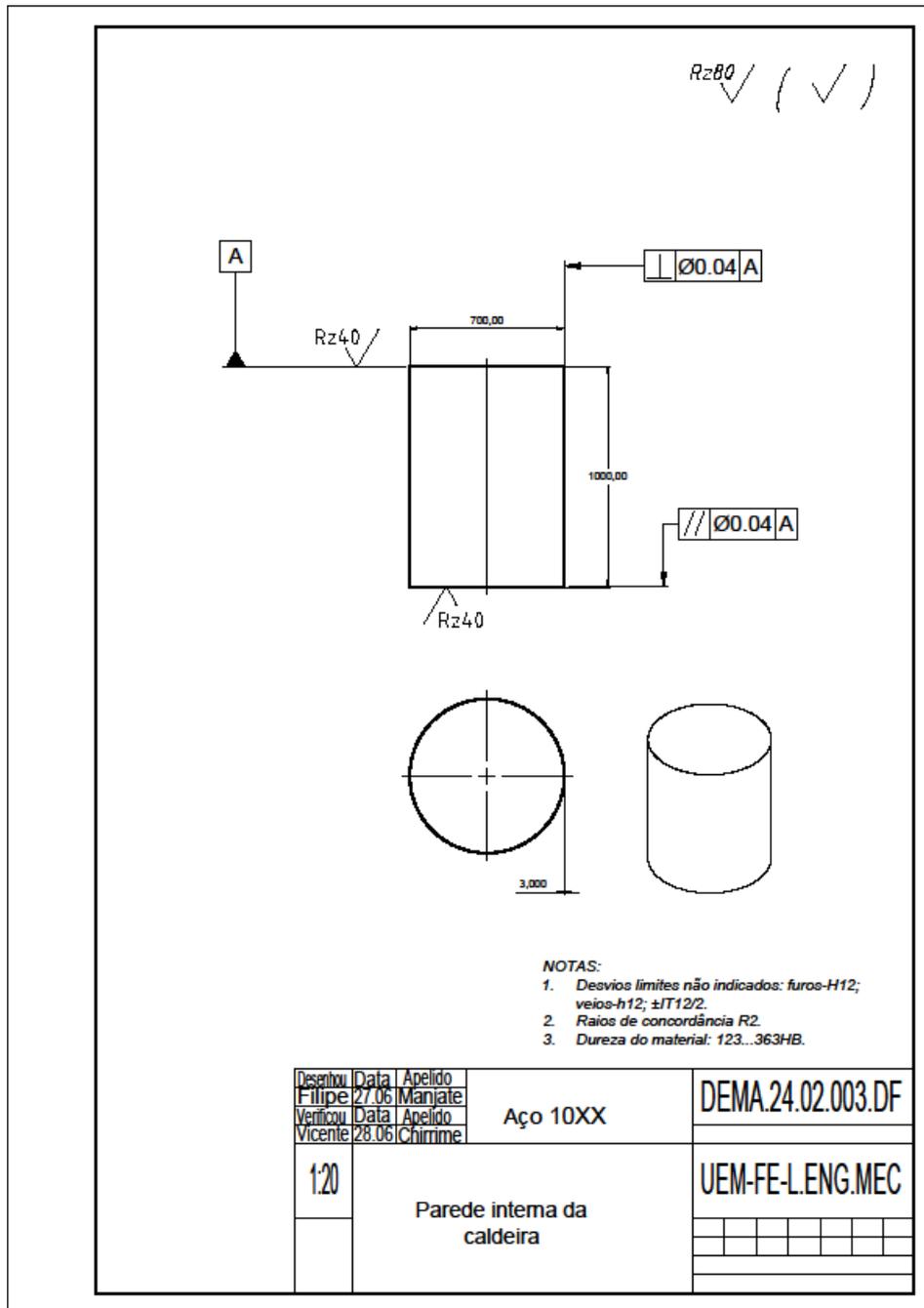
ID: 25 OD: 28

NOTAS:

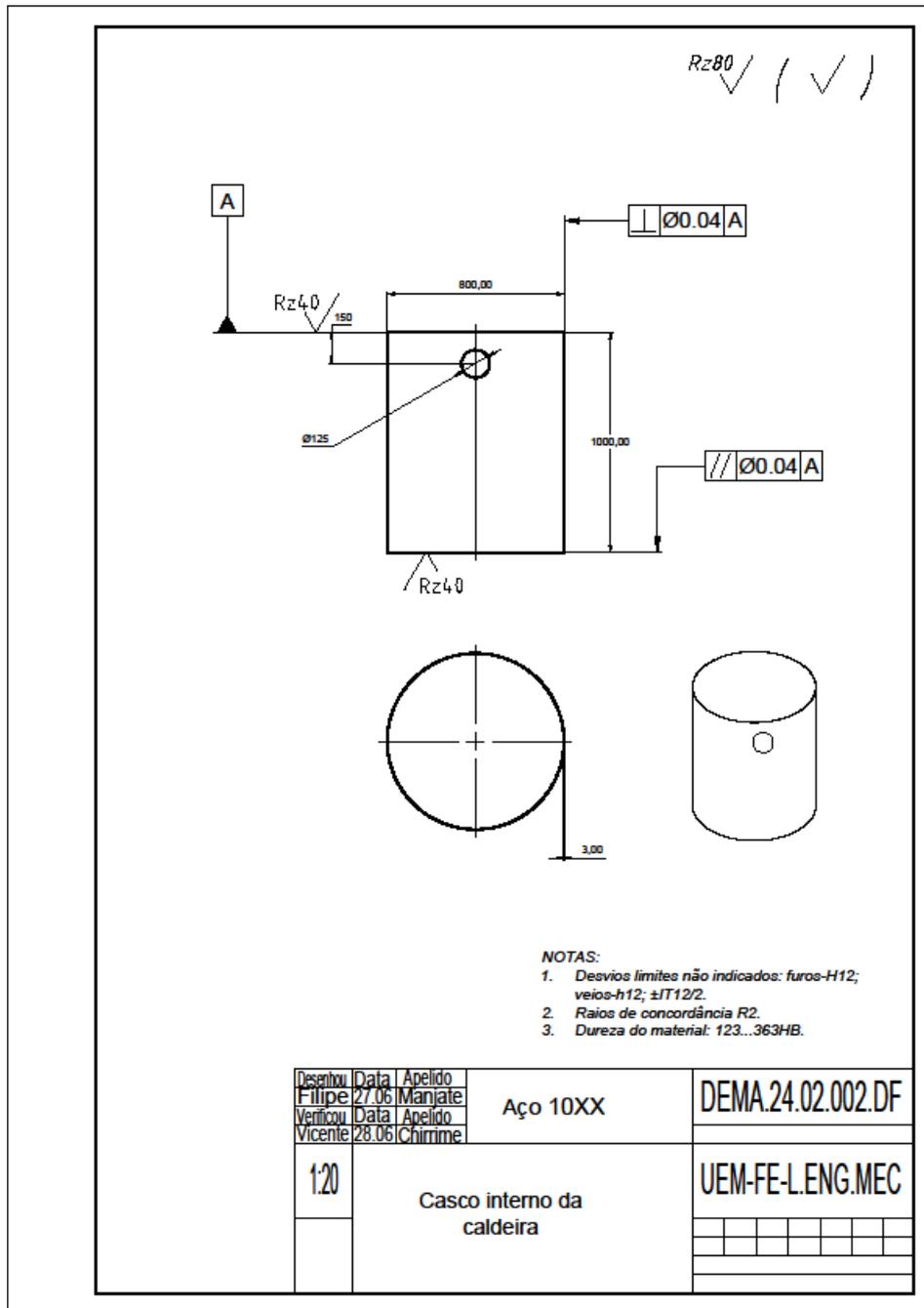
1. Norma: ASTM A213/A213M T22;
2. Soldas: ASME Secção IX;
3. Número de tubos: 5 tubos.

Desenhou	Data	Apelido	Aço T22	DEMA.24.02.005.DF										
Filipe	21.06	Manjate												
Verificou	Data	Apelido												
		Vicente												
1:5		Tubo de convecção		UEM-FE-L.ENG.MEC										
<table border="1" style="width: 100%; height: 20px;"> <tr> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> </table>														

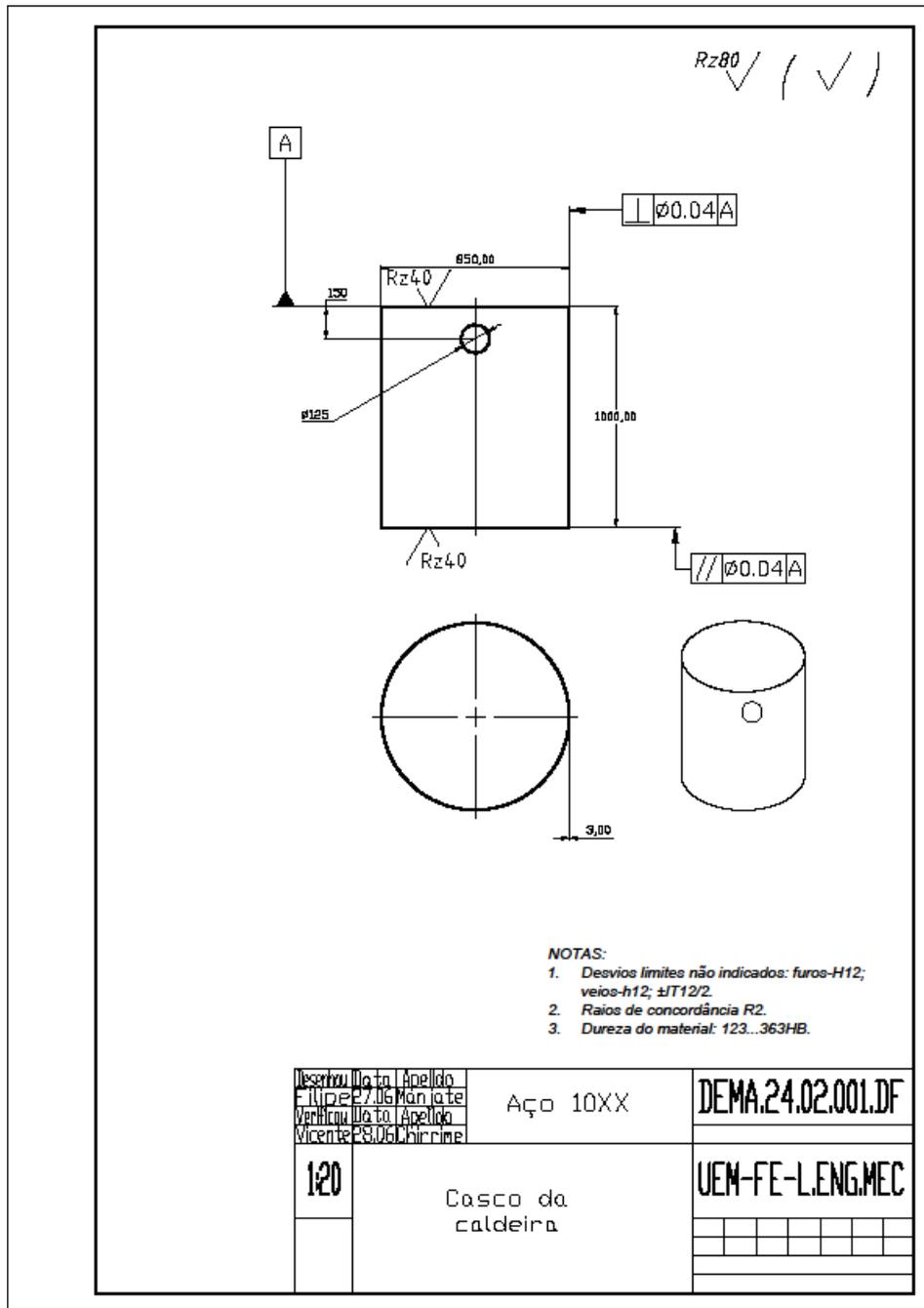
Anexo XXXIV: Desenho de fabrico da parede interna da caldeira.



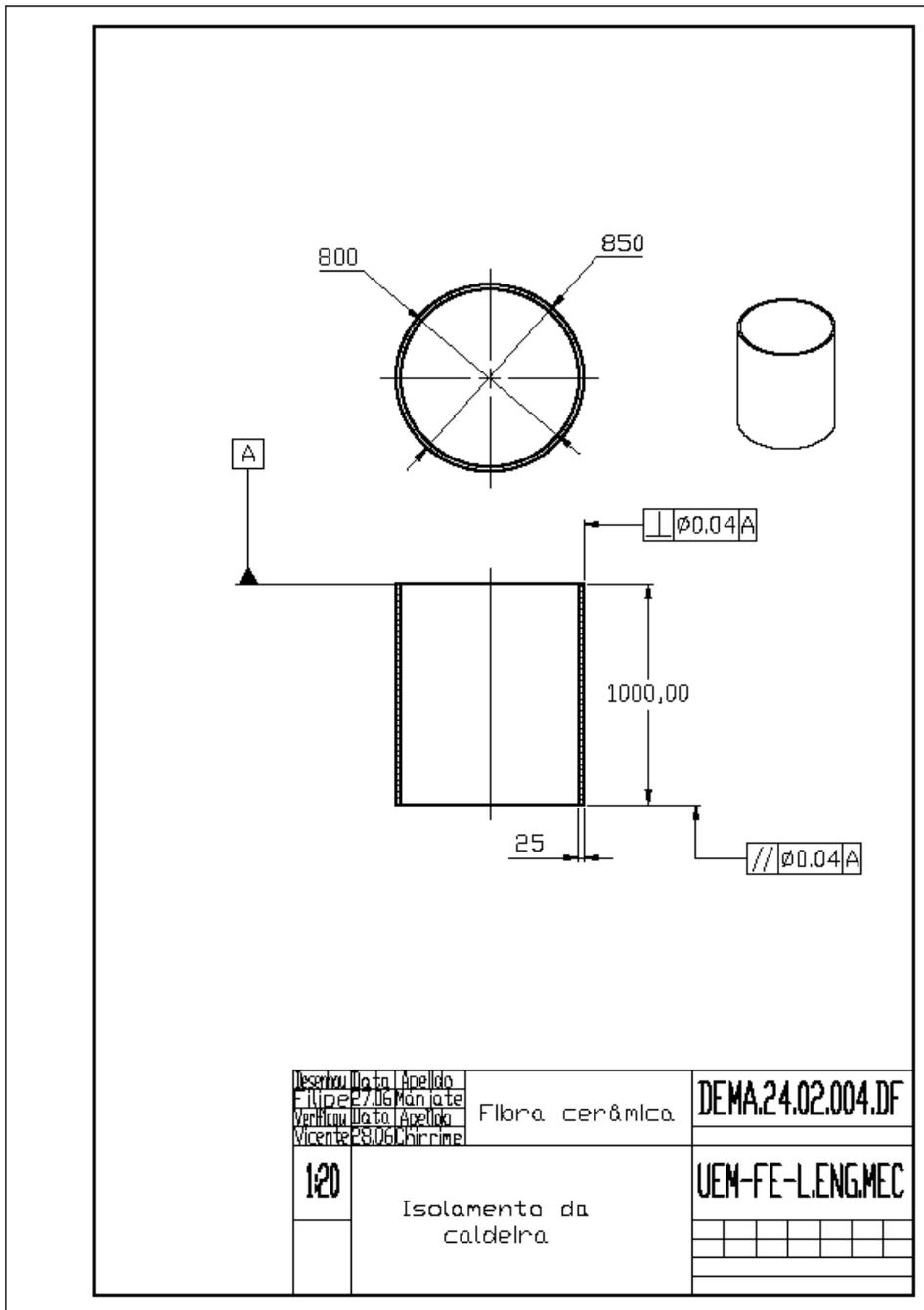
Anexo XXXV: Desenho de fabrico do casco interno da caldeira.



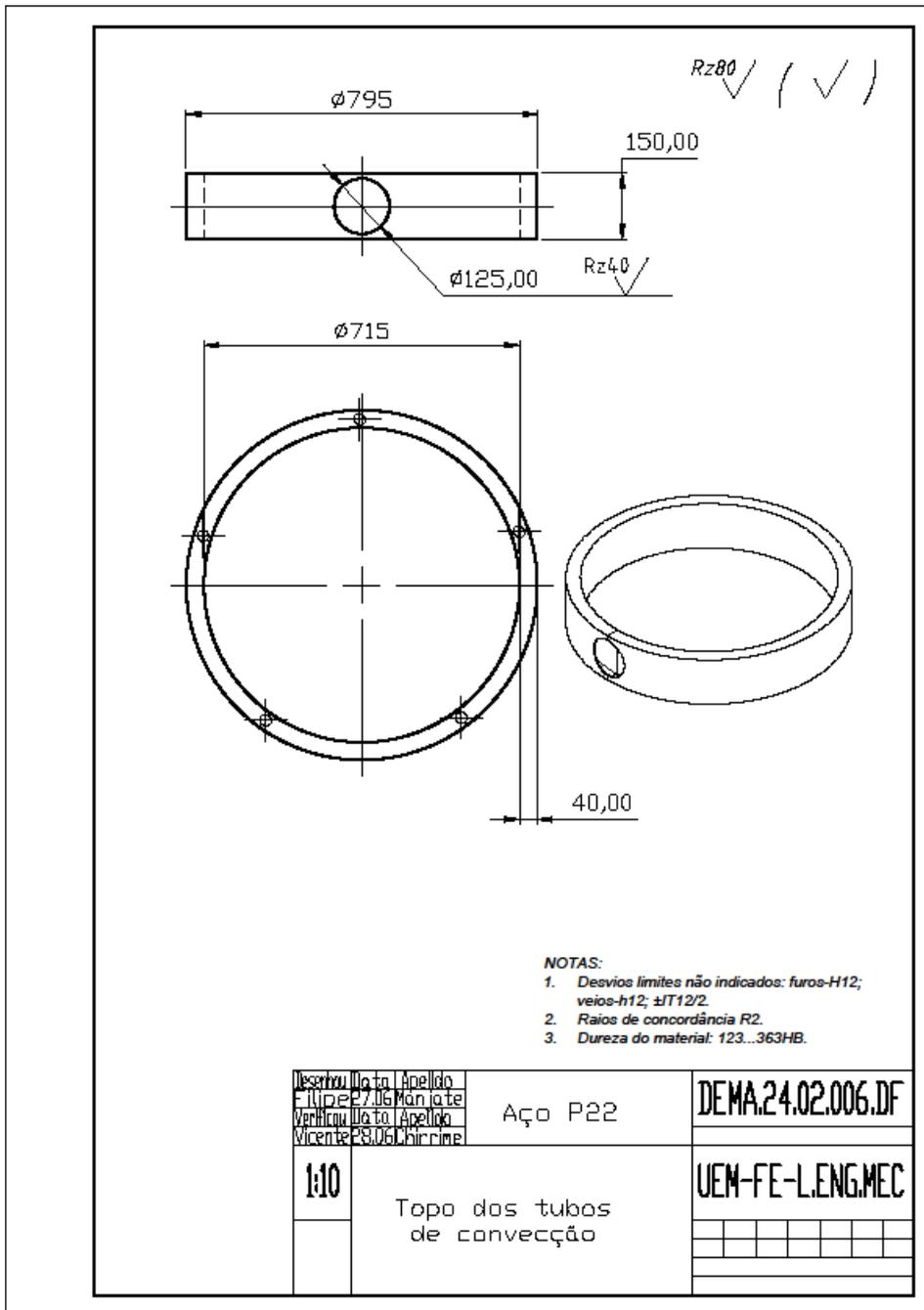
Anexo XXXVI: Desenho de fabrico do casco da caldeira.



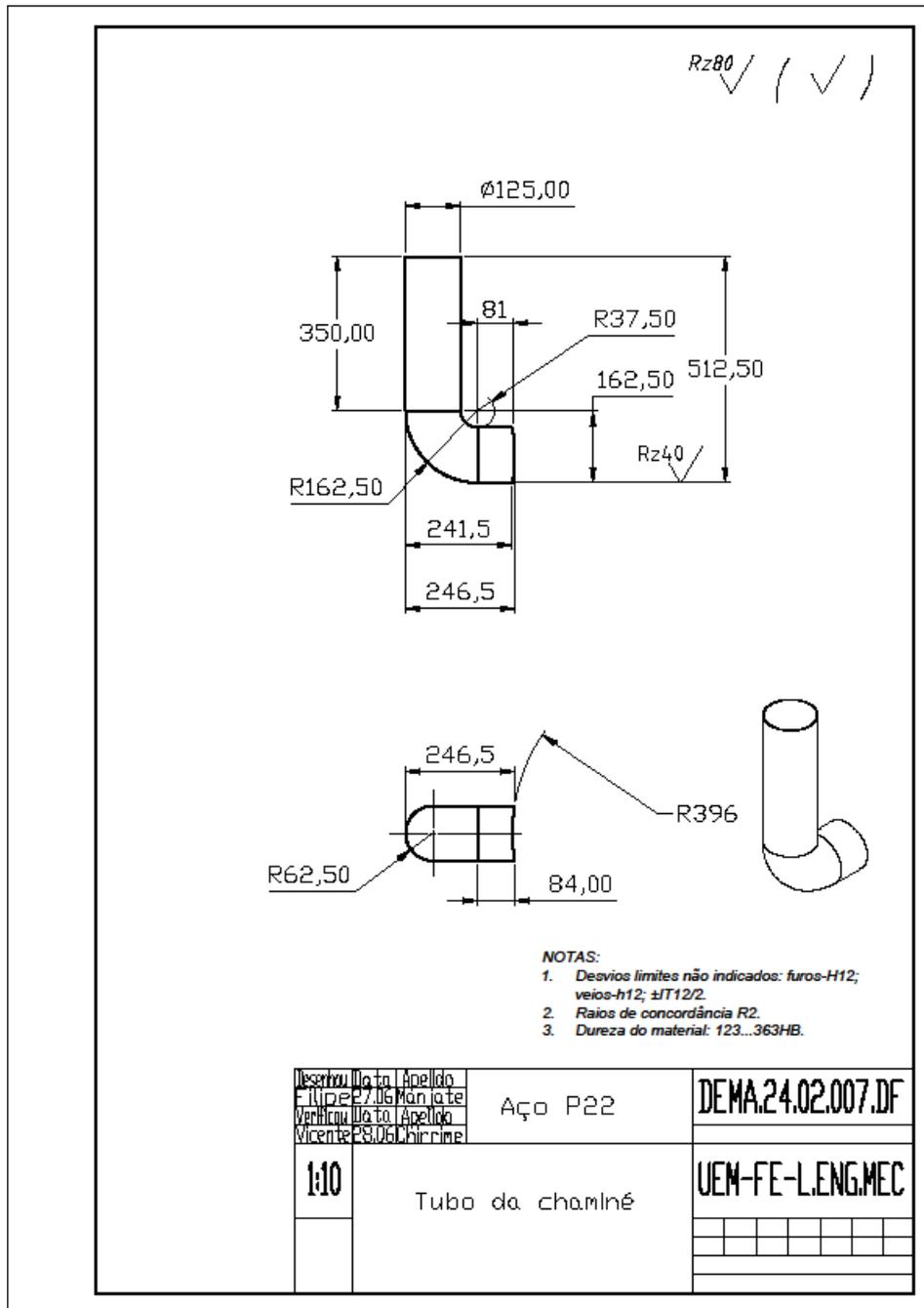
Anexo XXXVII: Desenho de fabrico do isolamento.



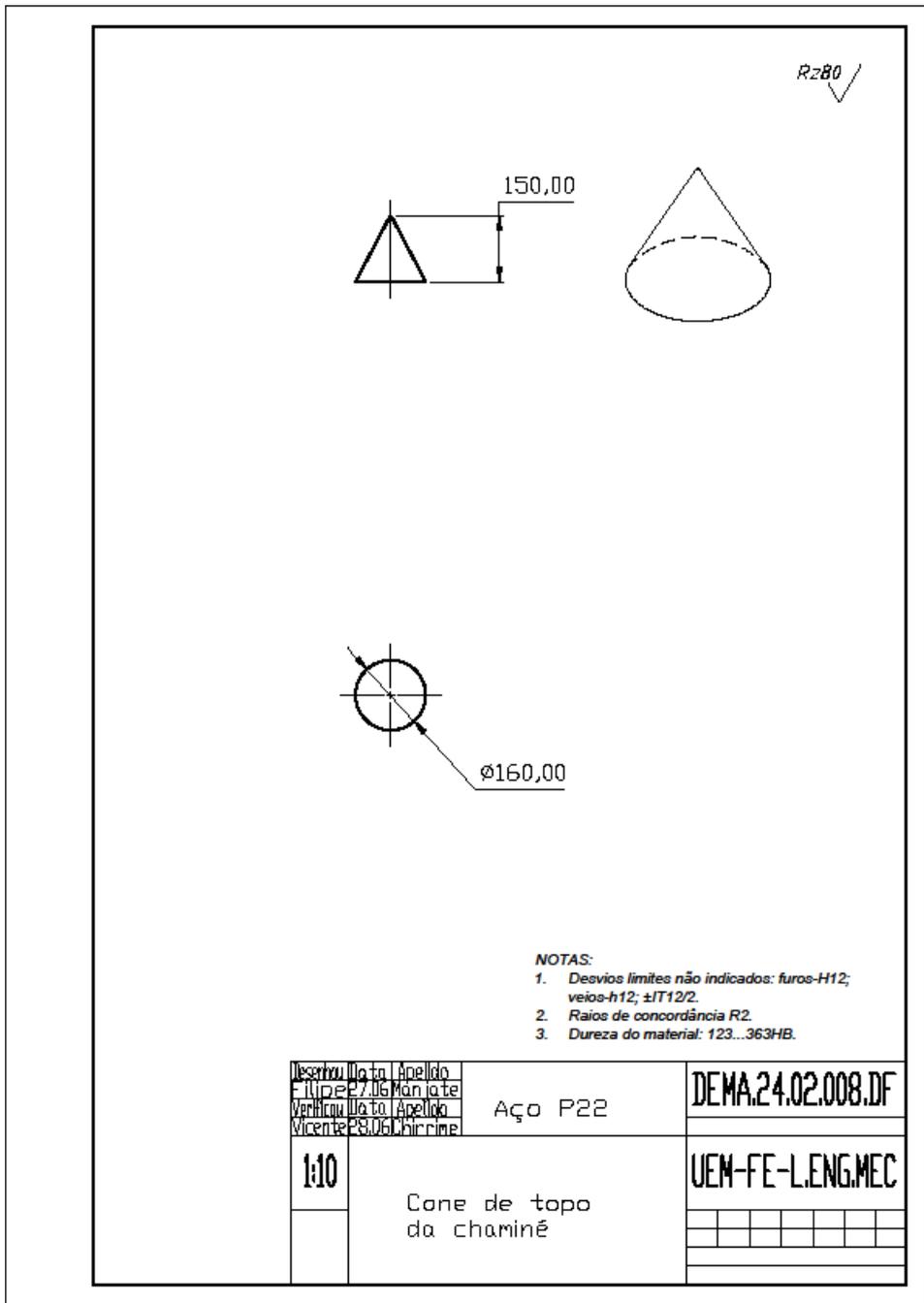
Anexo XXXVIII: Desenho de fabrico do topo dos tubos de convecção.



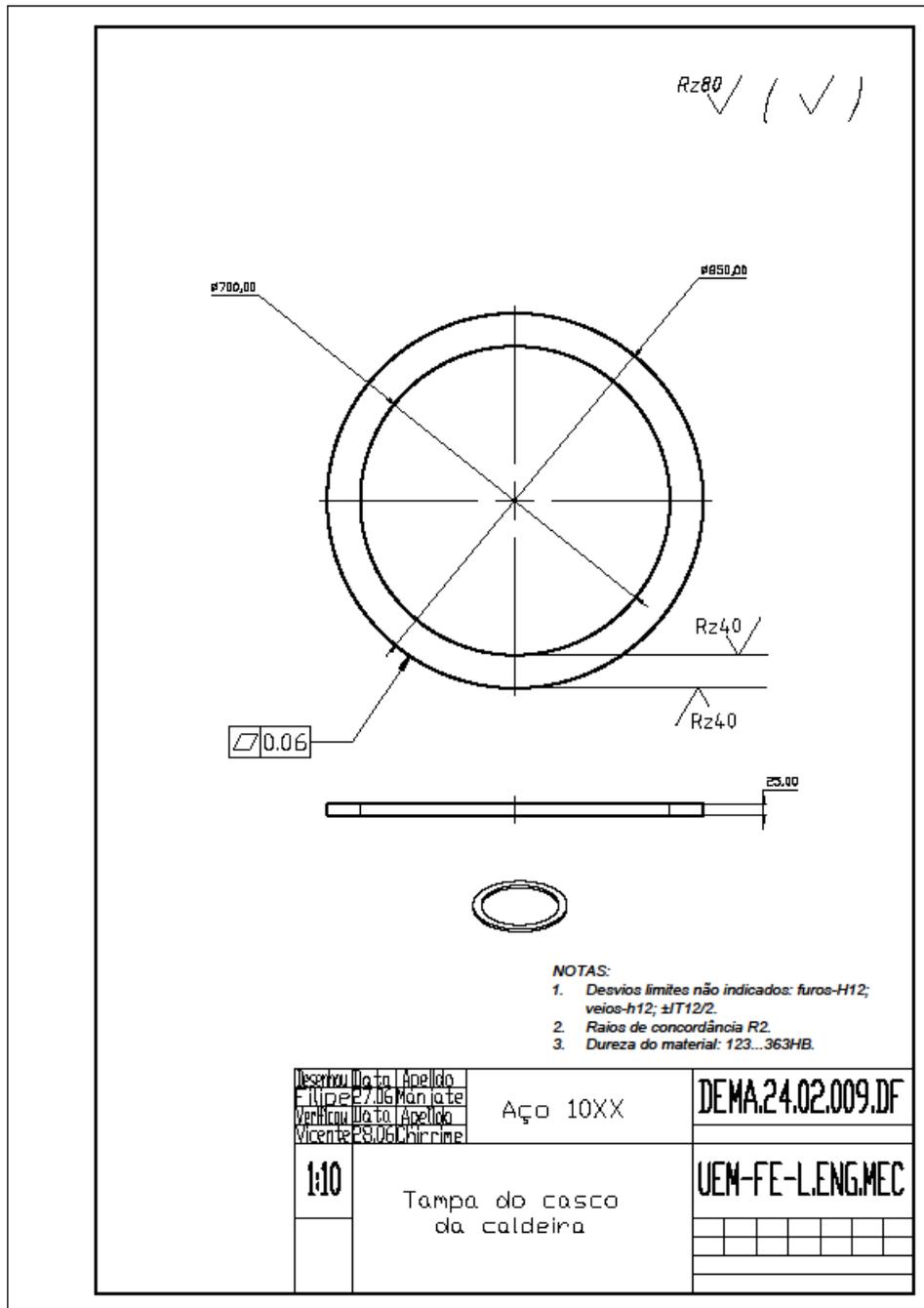
Anexo XXIX: Desenho de fabrico do tubo da chaminé.



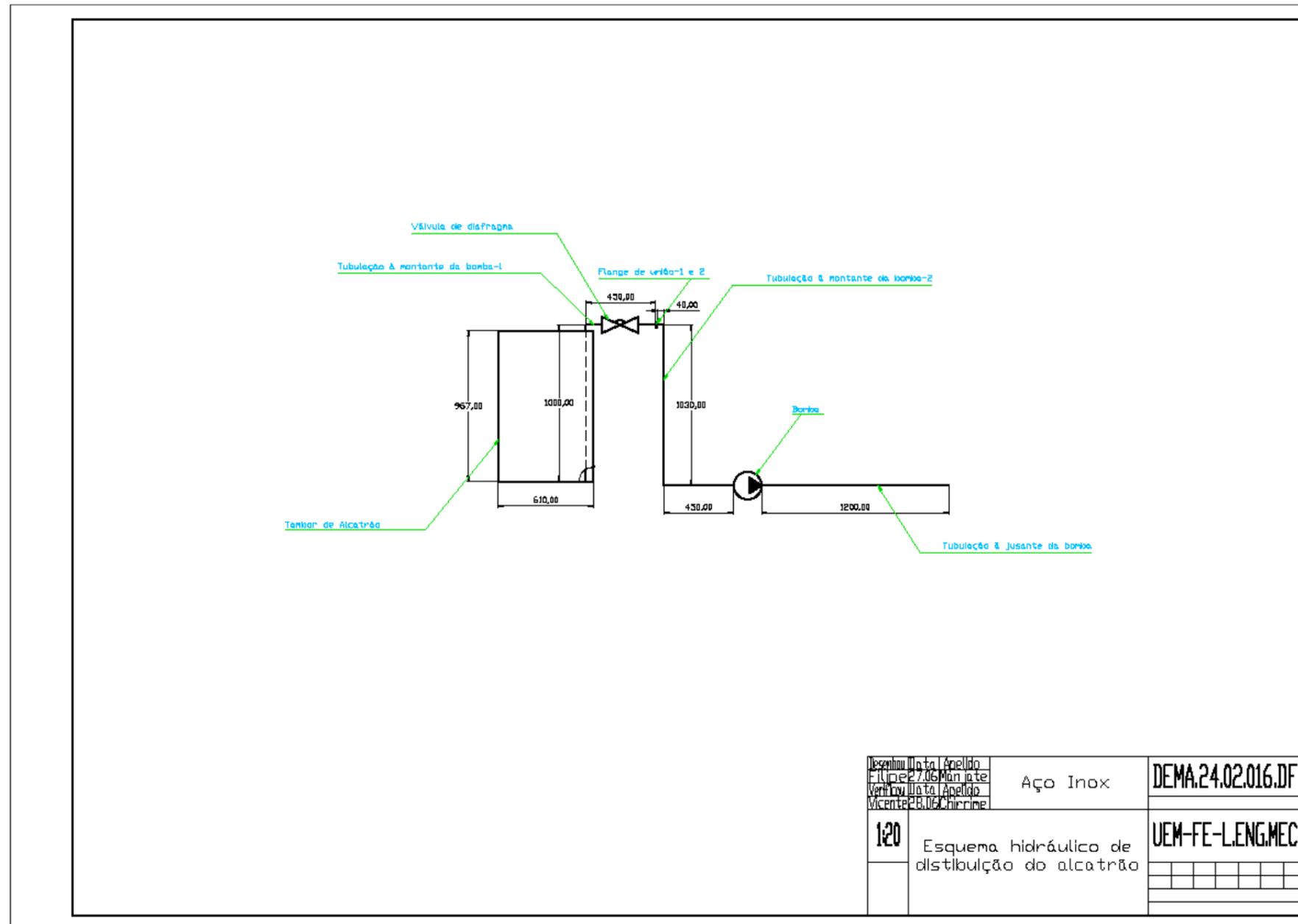
Anexo XL: Desenho de fabrico do cone de topo da chaminé.



Anexo XLI: Desenho de fabrico da tampa do casco da caldeira.

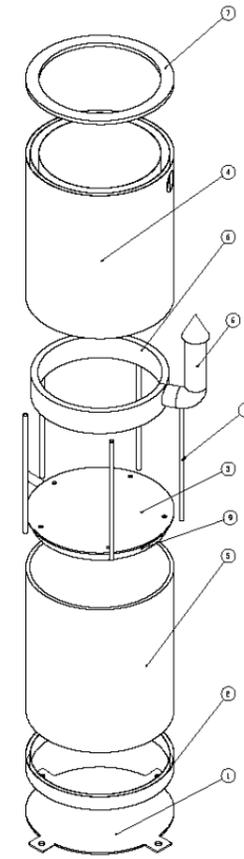
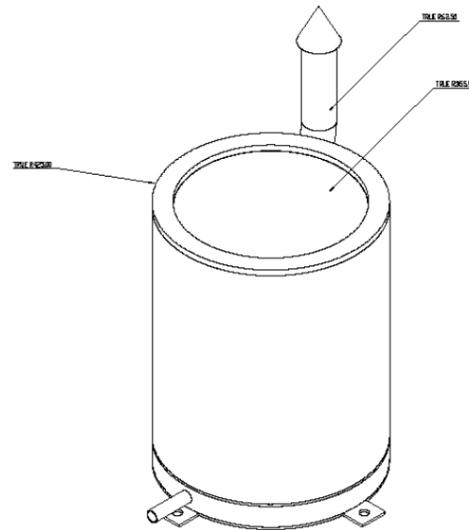
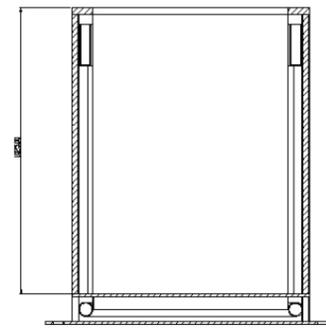
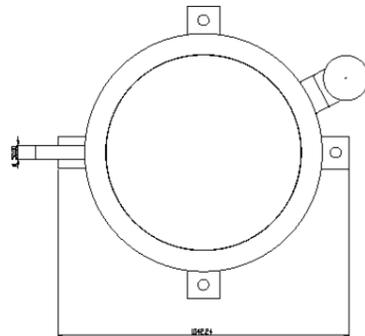
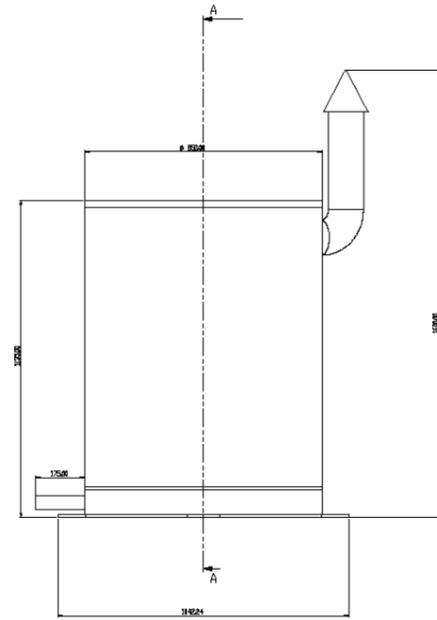


Anexo XLII: Esquema hidráulico



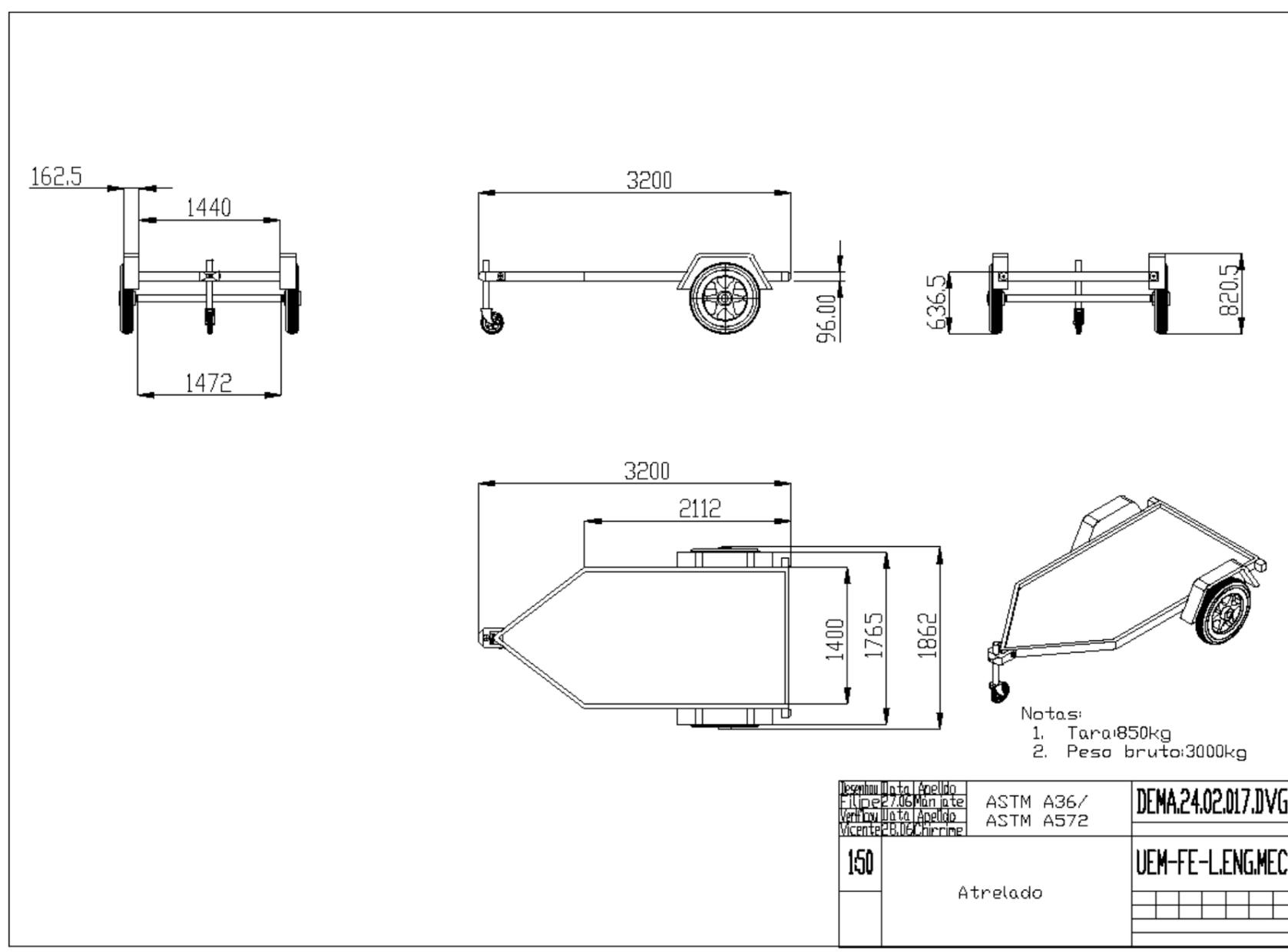
Anexo XLIII: Desenho de vista geral da caldeira flamotubular.

Número	Nome	Quantidade
1	Tampa inferior da Fornoalha	1
2	Fornoalha	1
3	Tampa superior da Fornoalha	1
4	Casca da caldeira	1
5	Isolamento de fibra cerâmica	1
6	Unificador dos tubos de convecção e chaminé	1
7	Tampa do casco da caldeira	1
8	Tubos de convecção	5
9	Unificador da Fornoalha	1

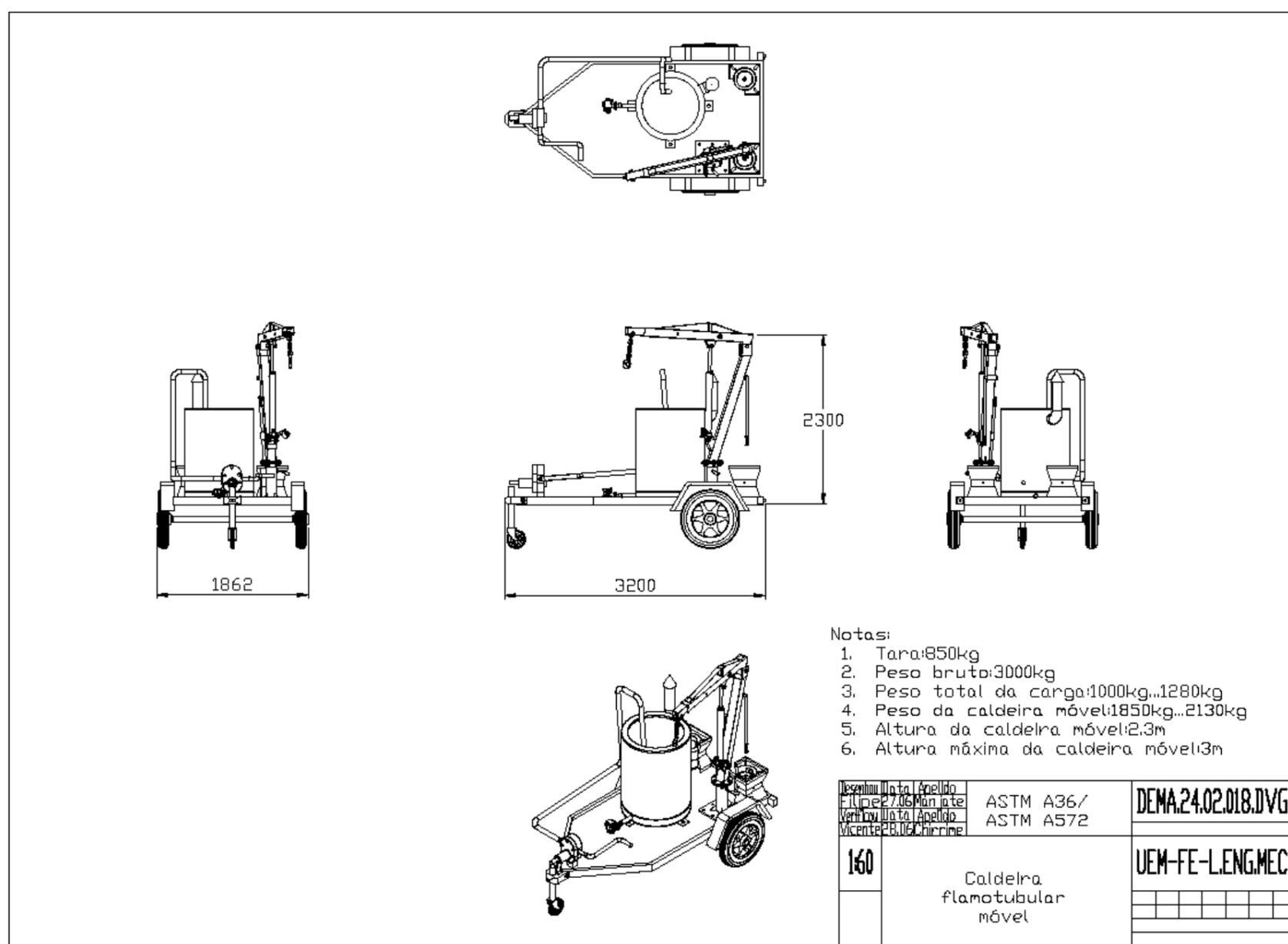


Desenho da Caldeira F. Luperon Vitorino da Silva Vitorino da Silva	DEMA.24.02.000.DVG UEM-FE-L.ENG.MEC Caldeira flamotubular
110	

Anexo XLIV: Desenho de vista geral do atrelado.



Anexo XLV: Desenho de vista geral da caldeira flamotubular móvel.



Notas:

1. Tara: 850kg
2. Peso bruto: 3000kg
3. Peso total da carga: 1000kg...1280kg
4. Peso da caldeira móvel: 1850kg...2130kg
5. Altura da caldeira móvel: 2,3m
6. Altura máxima da caldeira móvel: 3m

Desenho	Data	Apelido	ASTM A36/ ASTM A572	DEMA.24.02.018.DVG
Filipe	27.06	Mariane		
Verificação	Data	Apelido	ASTM A36/ ASTM A572	UEM-FE-L.ENG.MEC
Vicente	28.06	Chirrine		
1:60	Caldeira flamotubular móvel			

Anexo XLVI: Esquema básico de integração dos elementos de segurança na caldeira.

