



FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE LICENCIATURA

**PROJECCÃO DE UMA UNIDADE INDUSTRIAL PARA
PROCESSAMENTO PARCIAL DA CASTANHA DE CAJU
UTILIZANDO VAPOR DE ÁGUA**

Autor:

Juclêncio de Mérito Chongolane Massangaie

Supervisor:

Prof. Doutor Eng.º Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Co-supervisor:

Eng.º Vicente Chirime, Msc.

Maputo, Julho de 2024



FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

PROJECCÃO DE UMA UNIDADE INDUSTRIAL PARA PROCESSAMENTO PARCIAL DA CASTANHA DE CAJU UTILIZANDO VAPOR DE ÁGUA

Autor:

Juclêncio de Mérito Chongolane Massangaie

Supervisor:

Prof. Doutor Eng.º Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Co-supervisor:

Eng.º Vicente Chirime, Msc.

Maputo, Julho de 2024

FOLHA DE APROVAÇÃO

PROJECÇÃO DE UMA UNIDADE INDUSTRIAL PARA PROCESSAMENTO PARCIAL DA CASTANHA DE CAJU UTILIZANDO VAPOR DE ÁGUA

Monografia aprovada em ____ de _____ de 2024 como requisito parcial para a obtenção do grau de Licenciatura em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, pelos professores:

Prof. _____
(Supervisor)

Prof. _____
(Co-Supervisor)

Prof. _____
(Coordenador do Curso)

Maputo, Julho de 2024

TERMO DE ENTREGA DO RELATÓRIO DE TRABALHO DE LICENCIATURA

Declaro que o estudante Juclêncio de Mérito Chongolane Massangaie entregou no dia ____/____/2024 as três cópias do relatório do seu Trabalho de Licenciatura com a referência: _____, intitulado: **Projeção de uma Unidade Industrial para Processamento Parcial da Castanha de Caju Utilizando Vapor de Água.**

Maputo, ____ de ____ de 2024

Chefe da Secretaria

DEDICATÓRIA

Este projecto, efeito do meu próprio mérito, é dedicado aos meus progenitores, Félix Alberto Massangaie e Admira Mahumane, e aos meus eternos irmãos de sangue, Deuclésio de Júbilo (*in memoriam*), Delúvio Samon, Nilza Félix e Domércio Félix.

Engenheiros são os políticos por natureza, que buscam organizar a pólis através da Matemática, das Ciências Físicas e da Economia – Adaptado por Massangaie (2024)

AGRADECIMENTOS

Indubitavelmente devo a Deus onisciente e onipresente, agradecer pelo dom da vida *ad aeternum* e por servir-me de guia por todo o percurso da minha vida.

Agradecer igualmente, àqueles a quem o Senhor deu a graça para conceberem-me; aqueles que nunca “vergaram” enquanto serviam-me de suporte e de tudo fizeram para que este momento fosse possível, Félix Massangaie e Admira Mahumane, devo a vocês a minha gratidão *in perpetuum*. Concomitantemente agradeço aos meus avôs, Alexandre Mahumane, Graça e Adélia Baúque, pelo apoio e amor incondicionais.

Aos meus irmãos, Emídio, Adérito, Deuclésio (*in memoriam*), Delúvio, Nilza, Domércio, é impossível esquecer-se dos bons momentos passados ao vosso lado, meu muito obrigado.

Aos amigos de longa data, Elvis, Anísio, Manuel, Flugêncio, Yuran, Rivaldo, Florindo, Zaqueu, Amirson, Dário, Welemo, Crimildo, Beto, Inocente, permitam escrever que em parte, tornei-me no homem que sou hoje pela influência que vocês tiveram e têm sobre a minha vida; a isso dedico o meu reconhecimento.

Aos meus caros colegas de turma, Raimundo Joaquim (RJ), Júlio Sadala (JS), Shirley Carolina, Filipe Manjate, André Zandamela e Pedro Ndoa, endereço-vos o meu apreço pela partilha de momentos académicos e ideias para a redacção de alguns capítulos desta monografia; RJ, JS, Engenheiro Langa, permitam-me estender o meu reconhecimento, pois aqueles apontamentos de CAD me auxiliaram bastante aquando da redacção deste compêndio. Lufiande, Albino, Régano, Lázio, Lino, Vivaldo, Abdul, Miro, Shelton, Órnan, Gui, France, Ngulele, Tálvar, Time, Priscila, obrigado por terem contribuído na minha formação académica.

E claro, ao meu tão estimado supervisor Professor Doutor Jorge Nhambiu, pelo entusiasmo protagonizado durante a realização desta pesquisa e por ter aceitado a supervisão, bem como, a todos os professores que participaram da minha investidura como engenheiro mecânico.

DECLARAÇÃO DE HONRA

Declaro que esta monografia nunca foi apresentada para obtenção de qualquer grau académico e que ela constitui o resultado do meu labor individual. Esta monografia é apresentada em cumprimento parcial dos requisitos de obtenção do grau de Licenciatura em Engenharia Mecânica, da Universidade Eduardo Mondlane.

Maputo, Julho de 2024

Assinatura

(Juclêncio de Mérito Chongolane Massangaie)

RESUMO

Na lista dos constrangimentos que afectam a produção da amêndoa da castanha de caju em Moçambique, destacam-se o cozimento da castanha e a secagem da amêndoa de caju impróprios (Mole, 2000). Neste âmbito, o presente trabalho tem como propósito a projecção de uma unidade industrial, que inclui um cozedor, um secador, um humidificador e uma cuba, para o processamento parcial da castanha de caju, com vista a superar o constrangimento mais influente sobre a qualidade da amêndoa. São dimensionados uma fornalha de caldeira flamotubular para queima da casca da castanha de caju (CCC), capaz de debitar energia suficiente em espécie de vapor saturado, para alimentar os sectores visados, bem como o dimensionamento destes equipamentos. É também dimensionado um trocador de calor do tipo banco de tubos e prevê-se a utilização de um filtro de efluentes gasosos resultantes da queima da CCC.

Em relação ao combustível, calcula-se o poder calorífico inferior (PCI), a temperatura de combustão na fornalha, a quantidade dos gases de combustão e o consumo de combustível. Calculam-se também para o trocador de calor, o coeficiente global de troca de calor e a área necessária para transferência de calor. O baixo valor de humidade em torno de 6.16 % para as amostras de CCC sem líquido e o PCI de 23856.65 kJ/kg tornam esta biomassa com um potencial aplicável para produção de combustíveis.

Palavras-chave: Gerador de Vapor; Operações Unitárias; Castanha de Caju; Casca da Castanha de Caju; Amêndoa de Caju.

ABSTRACT

In the list of constraints that affect the production of cashew nut kernels in Mozambique, the most notable are inappropriate nut and cashew kernel production (Mole, 2000). In this context, the purpose of this work is to design an industrial unit, which includes a cooker, a dryer, a humidifier and a vat, for the partial processing of cashew nuts, with a view to overcoming the most influential constraint on quality of the almond. A fire tube boiler furnace for burning cashew nut shells (CCC) is designed, capable of delivering sufficient energy in the form of saturated steam, to power the targeted sectors, as well as the sizing of this equipment. A tube bank type heat exchanger is also designed and the use of a filter for gaseous effluents resulting from the burning of the CCC is planned.

In relation to the fuel, the lower calorific value (PCI), the combustion temperature in the furnace, the quantity of combustion gases and the fuel consumption are calculated. Also, calculate for the heat exchanger, the global heat exchange coefficient and the area required for heat transfer. The low conversion value of around 6.16% for CCC samples without liquid and the PCI of 23,856.65 kJ/kg make this biomass with applicable potential for fuel production.

Keywords: Steam Generator; Unitary operations; Cashew nut; Cashew Nut Shell; Cashew Almond.

ÍNDICE

Título	Página
1 CAPÍTULO I.....	1
1.1 INTRODUÇÃO	1
1.2 JUSTIFICATIVA	3
1.3 OBJECTIVOS.....	4
1.3.1 <i>Objectivo geral</i>	4
1.3.2 <i>Objectivos específicos</i>	4
1.4 METODOLOGIA DE PESQUISA	4
2 CAPÍTULO II.....	5
2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	5
2.1.1 <i>Geração, distribuição e utilização de vapor a partir da caldeira flamotubular</i>	5
2.1.2 <i>Tratamento de água para caldeiras e processos industriais</i>	7
2.1.3 <i>Biomassa como combustível: casca da castanha de caju (CCC)</i>	8
2.1.3.1 Filtro de efluentes gasosos	9
2.1.4 <i>Aplicação do vapor em operações unitárias</i>	9
2.1.4.1 Cocção lenta de produtos agrícolas por vapor húmido (cozedura).....	9
2.1.4.1.1 Cocção da castanha de caju	10
2.1.4.1.2 Vaso cozedor de castanha <i>in natura</i> e sua composição	10
2.1.4.2 Secagem de produtos agrícolas	10
2.1.4.2.1 Princípios gerais de secagem	11
2.1.4.2.2 Tipos de secagem dos produtos agrícolas	11
2.1.4.2.2.1 Secagem natural.....	11
2.1.4.2.2.2 Secagem artificial	11
2.1.4.2.3 Secagem da amêndoa da castanha de caju	11
2.1.4.2.4 Secador de produtos agrícolas.....	12
2.1.4.2.4.1 Classificação dos secadores de altas temperaturas	12
2.1.4.2.4.2 Composição dos secadores.....	13
2.1.4.3 Cocção lenta da amêndoa por vapor saturado (humidificação).....	13
2.1.4.3.1 Humidificador de amêndoa e sua composição.....	14
2.1.4.4 Cocção de produtos agrícolas por calor seco com gordura (fritura)	14
2.1.4.5 Fritura da amêndoa de caju	14
2.1.4.6 Cuba para fritura da amêndoa de caju	15
3 CAPÍTULO III.....	16
3.1 MATERIAL, METODOLOGIA E RESULTADOS DOS CÁLCULOS	16
3.1.1 <i>Material</i>	16
3.2 BALANÇO TÉRMICO DO GERADOR DE VAPOR FLAMOTUBULAR.....	16

3.2.1	<i>Poder calorífico inferior</i>	16
3.2.2	<i>Temperatura adiabática da chama</i>	17
3.2.3	<i>Rendimento Térmico do Gerador</i>	18
3.2.4	<i>Consumo de Combustível</i>	20
3.2.5	<i>Resultados do BTGF</i>	21
3.3	DIMENSIONAMENTO DA FORNALHA E TUBOS DE CONVECÇÃO DO GERADOR	22
3.3.1	<i>Dimensionamento da Fornalha Flamotubular</i>	22
3.3.1.1	<i>Equação de balanço térmico</i>	22
3.3.1.2	<i>Transferência de calor na fornalha</i>	27
3.3.2	<i>Resultados do dimensionamento da fornalha flamotubular</i>	29
3.3.3	<i>Transferência de Calor nos Tubos Convectivos</i>	30
3.3.4	<i>Resultados do dimensionamento dos tubos de convecção</i>	32
3.3.5	<i>Dimensionamento dos Trocadores de Calor do Secador e da Cuba de Amêndoas</i>	34
3.3.5.1	<i>Trocador de Calor do Secador</i>	35
3.3.5.2	<i>Trocador de Calor da Cuba</i>	39
3.3.5.3	<i>Resultados do Dimensionamento dos Trocadores de Calor</i>	39
3.3.6	<i>Dimensionamento da Chaminé</i>	40
3.3.7	<i>Dimensionamento do Leito do Produto</i>	44
3.3.7.1	<i>Leito do cozedor</i>	44
3.3.7.2	<i>Leito do secador</i>	47
3.3.7.3	<i>Leito da cuba</i>	50
4	CAPÍTULO IV	53
4.1	<i>ANÁLISE DOS RESULTADOS</i>	53
4.2	<i>TOMADA DE DECISÃO</i>	54
4.3	<i>LAYOUT, PLANTA E ALÇADOS PRINCIPAIS DA FÁBRICA</i>	56
4.4	<i>INSTALAÇÕES</i>	56
4.4.1	<i>Instalação para geração de vapor</i>	56
4.4.2	<i>Armazenagem</i>	57
4.4.3	<i>Abastecimento de água</i>	57
4.4.4	<i>Fontes de energia</i>	57
4.5	<i>CARACTERÍSTICAS DOS EDIFÍCIOS</i>	57
4.5.1	<i>Estrutura</i>	57
4.5.2	<i>Cobertura</i>	57
4.5.3	<i>Revestimentos laterais e divisórias</i>	58
4.5.4	<i>Pavimento</i>	58
4.6	<i>CONDIÇÕES AMBIENTAIS</i>	58
4.6.1	<i>Iluminação</i>	58
4.6.2	<i>Ventilação</i>	58

4.6.3	<i>Climatização</i>	58
4.6.4	<i>Acústica</i>	58
4.6.5	<i>Higiene e segurança ocupacional</i>	59
5	CAPÍTULO V	60
5.1	LOCALIZAÇÃO DA FÁBRICA.....	60
5.1.1	<i>Fonte de matéria-prima</i>	60
5.1.2	<i>Mercado</i>	60
5.2	ESTIMATIVA DA VIABILIDADE ECONÓMICA DO PROJECTO	61
6	CAPÍTULO VI	63
6.1	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	63
6.1.1	<i>Conclusões</i>	63
6.1.2	<i>Recomendações</i>	63
7	CAPÍTULO VII	64
7.1	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	64
ANEXO 1 – Tabelas para Estimativa de Viabilidade Económica.....		A1
ANEXO 2 – Desenhos Esquemáticos dos Equipamentos Dimensionados.....		A2
ANEXO 3 – Desenhos da Planta e Alçados Principais da Fábrica.....		A3
ANEXO 3 – Planilhas para o Dimensionamento.....		A4

LISTA DE SÍMBOLOS

- A – Teor de cinzas no combustível [%];
- A_f – Área de troca de calor da fornalha, [m^2];
- A_{tc} – Área de transferência de calor nos tubos convectivos, [m^2];
- A_T – Área necessária à transferência de calor, [m^2];
- A_L^C – Área do leito do cozedor, [m^2];
- A_{Lb}^S – Área do leito por bandeja do secador, [m^2];
- A_g – Secção de passagem dos gases, [m^2];
- a_{arr} – Fracção de cinzas arrastadas pelos gases;
- $\dot{B}_c$ – Consumo de combustível, [kg/s];
- $\dot{B}_{fv}$ – Consumo de combustível de funcionamento em vazio, [kg/s];
- C – Teor de carbono no combustível, [%];
- C_{cv} – Fracção em peso do combustível nas cinzas volantes, [%];
- C_{cf} – Fracção em peso do combustível nas cinzas de fundo, [%];
- CO_2 – Volume de CO_2 presente nos gases de combustão, [%];
- CO_2t – Percentagem máxima de Dióxido de Carbono teórica nas condições estequiométricas (excesso de ar igual a zero);
- C, H – Percentagem em peso de carbono e hidrogénio no combustível, respectivamente;
- $(C\theta)_{RO_2}$ – 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;

C_c – Factor de correcção devido a influência da região de entrada, $[m]$;

$\bar{c}_{par}$ – Calor específico médio do ar, $[kJ/kg^0C]$;

C_z – Factor de correcção que tem em conta o número de filas de tubos (Z) ao longo da direcção do fluxo de vapor;

C_s – Factor de correcção do arranjo geométrico do banco de tubos;

c – Comprimento da secção de passagem do vapor, $[m]$;

c_1, c_2 – Constantes que dependem do tipo de combustível e do método de queima, respectivamente.

C_c – Coeficiente de correcção do comprimento do tubo (extrai-se do ábaco);

C_t – Coeficiente de correcção para a diferença de temperatura entre a parede e o fluido de trabalho quando o fluido está a ser aquecido;

$\bar{c}_{po}$ – Calor específico médio do óleo vegetal, $[kJ/kg^0C]$

$c_{g_{base}}$ – Velocidade dos gases na base da chaminé, $[m/s]$;

c_{medio} – Velocidade média dos gases na chaminé, $[m/s]$;

c – Velocidade dos gases na conduta, $[m/s]$;

D_C – Diâmetro do leito do cozedor, $[m]$;

d_{boca} – Diâmetro da saída da chaminé, $[m]$;

d_{base} – Diâmetro da base da chaminé, $[m]$;

d_{medio} – Diâmetro médio da chaminé, $[m]$;

d_h – Diâmetro das partículas de cinzas para caldeira com grelha mecânica, $[m]$;

D_i – Diâmetro interno dos tubos, $[m]$;

D_e – Diâmetro externo dos tubos, $[m]$;

d_c – Diâmetro interno dos tubos de cada passagem, $[m]$;

d_{medio} – Diâmetro médio da chaminé, $[m]$;

- d_{eq} – Diâmetro interno dos tubos de convecção, $[m]$;
- D_f – Diâmetro da fornalha, $[m]$;
- eb – Afastamento entre as bandejas, $[m]$;
- $\dot{G}_{ar}$ – Demanda de ar quente, $[kg/h]$;
- $\dot{G}_v$ – Demanda de vapor gerado $[kg/h]$;
- G_g – Razão entre a massa dos produtos de combustão e a massa de combustível, $[kg \text{ de gás}/kg \text{ de combustível}]$;
- H – Altura calculada da chaminé, $[m]$;
- h_{aa} – Entalpia da água de alimentação $[kJ/kg]$;
- h_v – Entalpia do vapor saturado $[kJ/kg]$;
- H – Teor de hidrogénio no combustível $[\%]$;
- h_{conv} – Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior da fornalha, $[W/m^2K]$;
- h_1 – Coeficiente de troca de calor por convecção sobre o banco, $[W/m^2K]$;
- h_1 – Coeficiente total de transferência de calor para o lado interno do tubo $[W/m^2C]$;
- h_2 – Coeficiente de troca de calor por convecção no interior dos tubos, $[W/m^2K]$;
- I_{sai}^f – Entalpia terminal dos gases, $[kJ/kg_{comb}]$;
- I_g – Entalpia dos gases de combustão $[kJ/kg]$;
- k – Coeficiente de absorção radiante na fornalha, $[1/mMPa]$;
- k_y – Coeficiente de absorção radiante devido aos gases triatômicos, $[1/mMPa]$;
- k_h – Coeficiente de absorção radiante devido às partículas de cinzas, $[1/mMPa]$;
- $\bar{k}_{ar}$ – Condutividade térmica média do ar, $[W/mK]$;
- $\bar{k}_v$ – Condutividade média do vapor, $[W/mK]$;

K_u – Coeficiente de aproveitamento de calor;

k_g – Coeficiente de condutibilidade térmica dos gases de combustão, $[W/m^2C]$;

k_1, k_2 – Constantes que dependem do combustível utilizado;

K_o – Número de Konakov;

L_c – Comprimento dos tubos de convecção, $[m]$;

l – Largura da secção de passagem do vapor, $[m]$;

L – Comprimento dos tubos, $[m]$;

L_f – Comprimento da fornalha, $[m]$;

m_{af} – Massa de amêndoa a fritar por ciclo de 6 minutos médios numa cuba, $[kg]$;

m_{ab} – Massa de amêndoa a secar por ciclo de 6 horas numa bandeja, $[kg]$;

m_{cc} – Massa de castanha a cozer por ciclo de 30 minutos, $[kg]$;

m_{H_2O} – Peso da humidade no combustível nas condições de queima, $[\%]$;

$\dot{m}_o$ – Vazão mássica do óleo vegetal, $[kg/s]$;

$\dot{m}_{ar}$ – Vazão mássica de ar, $[kg/s]$;

N – Teor de nitrogénio no combustível, $[\%]$;

N – Número de tubos por cada passagem;

N – Número total de tubos;

N_b – Número de bandejas no secador;

N_{eb} – Número de espaços entre as bandejas;

O – Teor de oxigénio no combustível, $[\%]$;

P_B – Pressão de trabalho;

P – Pressão dos gases na fornalha;

P_r^v – Número adimensional de Prandtl do vapor;

P_r – Número de Prandtl dos produtos de combustão;

P_r^{ar} – Número adimensional de Prandtl do ar que escoar dentro dos tubos;

P_p – Pressão parcial de vapor de água sobre a superfície do produto a secar, [atm];

P_{ar} – Pressão parcial de vapor de água no ar de secagem, [atm];

P_{cv} – Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes, [%];

P_{cf} – Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo, [%];

P_{H_2O} – Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão, [%];

P_{CO} – Perdas associadas a não queimados nos gases de combustão, [%];

P_{gc} – Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão, [%];

Q_i^t – Poder calorífico inferior do combustível, [kJ/kg_{comb}];

Q_f – Calor introduzido na fornalha, [kJ/kg_{comb}];

Q_r – Calor que se troca por radiação, [kW];

Q_{conv} – Calor que se troca por convecção, [kW];

q_2 – Perdas de calor com as cinzas, [%];

q_3 – Perdas de calor com gases de efluentes, [%];

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 de calor associadas às purgas, [%];

Q_{abs} – Calor total absorvido pela água (ou vapor), [kW];

Q_f – Calor introduzido na fornalha, [kJ/kg_{comb}];

Q – Quantidade de calor transferido por convecção por cada quilograma de combustível queimado, [kJ/kg];

Re^{pc} – É o número de Reynolds dos gases de escape;

Re^{ar} – Número de Reynolds do ar que escoar dentro dos tubos;

Re^v – Número de Reynolds do vapor;

Re – Números de Reynolds dos produtos de combustão;

r_{RO_2} – Fracção volúmica real dos gases triatômicos;

r_{RO} – Fracção volúmica real dos gases biatômicos;

r_{H_2O} – Fracção volúmica real do vapor de água;

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

S – Teor de enxofre no combustível [%];

S_r – Espessura efectiva da camada radiante ou comprimento médio do feixe, [m];

S_T – Passo (distância entre centros) transversal do banco de tubos, [m];

S_L – Passo longitudinal do banco de tubos, [m];

S_D – Passo diagonal do banco de tubos, [m];

t – Temperatura média dos gases na fornalha, [°C].

$\bar{t}_g$ – Temperatura média dos gases da chaminé, [°C];

t_{boca} – Temperatura na boca da chaminé, [°C];

t_{ar} – Temperatura do ar ambiente, [°C];

t_{boca} – Temperatura dos gases a saída da chaminé, [°C];

t_{base} – Temperatura na base da chaminé, [°C];

$t_{média}$ – Temperatura média da chaminé, [°C];

t_{gB}^{ch} – Temperatura dos gases até a chaminé, [°C];

T_o^{out} – Temperatura final do óleo vegetal, [°C];

T_o^{in} – Temperatura inicial do óleo vegetal, [$^{\circ}C$];

$\bar{T}_v$ – Temperatura média do vapor, [$^{\circ}C$];

T_v^{in} – Temperatura do vapor saturado à entrada do banco de tubos, [$^{\circ}C$];

T_v^{out} – Temperatura do vapor à saída do banco de tubos, [$^{\circ}C$];

T_{ar}^{out} – Temperatura do ar à saída dos tubos, [$^{\circ}C$];

T_{ar}^{in} – Temperatura do ar ambiente, [$^{\circ}C$];

T_{ar}^{out} – Temperatura final do ar, [$^{\circ}C$];

T_{ar}^{in} – Temperatura inicial do ar, [$^{\circ}C$];

T_g – Temperatura dos gases de combustão, [K];

T_a – Temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira, [$^{\circ}C$];

T_{pa} – Temperatura da parede de água, [K];

T_{ch} – Temperatura da chama, [K];

T_{vs} – Temperatura de saturação do vapor, [K];

T_{ad} – Temperatura adiabática dos produtos de combustão [K];

T_{sai}^f – Temperatura terminal dos produtos de combustão [K];

U – Coeficiente global de transferência de calor, [$kW/m^2^{\circ}C$];

v_{max} – Velocidade máxima do vapor no banco de tubos, [m/s];

v_v – Velocidade de aproximação do vapor ao banco de tubos, [m/s];

$\bar{v}_v$ – Viscosidade cinemática do vapor de água, [m^2/s];

v_g – Viscosidade cinemática, à temperatura média do fluxo do gás, [m^2/s];

V_{eb} – Volume do espaço entre as bandejas, [m^3];

V_L^C – Volume do leito da cuba, [m^3];

- V_a^C – Volume total da amêndoa a fritar na cuba, $[m^3]$;
- V_{ar}^0 – Volume teórico do ar, $[m^3 N/kg_{comb}]$;
- V_{RO}^0 – Volume teórico dos gases biatômicos, $[m^3 N/kg_{comb}]$;
- $V_{H_2O}^0$ – Volume teórico do vapor de água, $[m^3 N/kg_{comb}]$;
- $V_{RO_2}^0$ – Volume teórico dos gases triatômicos, $[m^3 N/kg_{comb}]$;
- V_{RO} – Volume real dos gases biatômicos, $[m^3 N/kg_{comb}]$;
- V_{RO_2} – Volume real dos gases triatômicos $[m^3 N/kg_{comb}]$;
- V_{H_2O} – Volume real do vapor de água, $[m^3 N/kg_{comb}]$;
- V_{O_2} – Volume real do oxigénio excedente, $[m^3 N/kg_{comb}]$;
- V_g – Volume real dos gases de combustão, $[m^3 N/kg_{comb}]$;
- $\overline{VC_p}$ – Calor específico médio dos produtos de combustão, $[kJ/kgK]$;
- V_v – Volume do vapor de água, $[m^3/kg_{comb}]$;
- v_{ar} – Velocidade de escoamento do ar nos tubos, $[m/s]$;
- $\overline{v}_{ar}$ – Viscosidade cinemática média do ar, $[m^2/s]$;
- $\dot{V}_g^{ch}$ – Fluxo volumétrico dos gases que passam pela chaminé, $[m^3/s]$;
- V_{gNor} – Volume dos gases de combustão, $[m^3/kg]$;
- V_L^C – Volume do leito do cozedor, $[m^3]$;
- V_{Tc}^C – Volume total da castanha a cozer, $[m^3]$;
- V_{TL}^S – Volume total do leito do secador, $[m^3]$;
- W – Teor de humidade no combustível, $[\%]$;
- Z – Número de filas de tubos ao longo da direcção do fluxo do vapor;
- z – Número de colunas de tubos ao longo da direcção do fluxo do vapor;

α – Coeficiente de excesso de ar para a queima do combustível;

β – Coeficiente de expansão térmica dos gases de escape;

δ_T^C – Altura total da cuba, [m];

δ_T^C – Espessura da camada de amêndoa na cesta da cuba, [m];

δ_p – Altura do trocador de calor dentro da cuba, [m];

δ_{ab}^S – Espessura de camada de amêndoa por bandeja, [m];

δ_{ab}^S – Espessura de camada de amêndoa por bandeja, [m];

δ_c^C – Espessura da camada de castanha no cozedor, [m];

Δt – Queda média de temperatura por metro de altura da chaminé, [$^{\circ}\text{C}/\text{m}$];

ΔP – Perdas totais, [m];

ΔP_l – Perdas de carga locais, [m];

ΔT_{ml} – Temperatura média logarítmica, [$^{\circ}\text{C}$];

Δt_{max} – Maior diferença de temperatura na entrada ou na saída da superfície de aquecimento [$^{\circ}\text{C}$];

Δt_{min} – Menor diferença de temperatura à entrada ou à saída da superfície de aquecimento, [$^{\circ}\text{C}$];

Δt – Diferença de temperatura média entre os gases e fluido de trabalho, [$^{\circ}\text{C}$];

ε_f – Emissividade da fornalha;

ε_{ch} – Emissividade da chama;

ε – Coeficiente de deposição de cinzas, [$\text{m}^2\text{C}/\text{W}$];

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

ε_g – É a emissividade do gás de combustão à temperatura T_g ;

ζ – Coeficiente de resistência local na saída da chaminé;

η_g – Rendimento térmico do gerador, [%];

λ – É o coeficiente de atrito na parede interior da chaminé;

ξ_l – Factor de perdas de carga localizadas;

ρ_c – Massa específica da castanha, [kg/m^3];

ρ_a – Massa específica da amêndoa, [kg/m^3];

ρ_{ar} – Massa específica do ar, [kg/m^3];

$\rho_{gás}$ – Massa específica do gás de escape, [kg/m^3];

ρ – Densidade do gás, [kg/m^3];

$\bar{\rho}_{ar}$ – Massa específica média do ar, [kg/m^3];

σ – Constante de Stefan-Boltzman, [kW/m^2K^4];

ϕ – Coeficiente de conservação de calor na fornalha;

ψ – Factor de eficiência térmica da fornalha;

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FENG	Faculdade de Engenharia
CCC	Casca da Castanha de Caju
PCI	Poder Calorífico Inferior
LCCC	Líquido da Casca da Castanha de Caju
BTGF	Balanço Térmico do Gerador de Vapor Flamotubular
TCS	Trocador de Calor do Secador
TCC	Trocador de Calor da Cuba
FACAJU – RN	Fábrica de Castanha de Caju da Região Norte (Pseudo empresa)

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Análise gráfica das produções mundiais em toneladas da castanha de caju, 1962-2010. Fonte: Adaptado de Frei e Peixinho, 2012.3

Figura 2: Fluxograma de processamento da castanha de caju *in natura*. Fonte: Adaptado de Paiva et al., 2000.5

Figura 3: Caldeira flamotubular com câmara de reversão seca. Fonte: Nhambiu, 2024a. ...6

Figura 4: Fluxograma de distribuição de vapor e gráfico de fluxo de processo tipo esboço. Adaptado de Bizzo, s.d.7

Figura 5: Vaso para cocção da castanha de caju *in natura*. Fonte: Grabcad, 2021.10

Figura 6: Secador de camada fixa vertical com três bandejas grelhadas. Fonte: Grabcad, 2016.12

Figura 7: Cuba tri-partida para fritura de amêndoa de caju. Fonte: Própria do Autor.15

Figura 8: Caldeira flamotubular com câmara de reversão seca e alimentação contínua de combustível sólido. Fonte: Própria do Autor.34

Figura 9: Caldeira e Chaminé intercaladas por filtro de mangas. Fonte: Própria do Autor. 43

Figura 10: Vaso de caçamba para cocção da castanha de caju *in natura*. Fonte: Própria do Autor.46

Figura 11: Secador de bandejas de fluxo misto. Fonte: Própria do Autor.49

Figura 12: Cuba tri-partida para fritura de amêndoa de caju. Fonte: Própria do Autor.52

Figura 13: Análise gráfica da relação entre o coeficiente global de troca de calor e o comprimento dos tubos para arranjos em linha e alternado do TCS.	53
Figura 14: Análise gráfica da relação entre o Coeficiente Global de Troca de calor e o comprimento dos tubos para arranjos em linha e alternado do TCC.	54
Figura 15: Trocador de calor em quincônio, do secador. Fonte: Própria do Autor.	55
Figura 16: Trocador de calor em quincônio, da cuba. Fonte: Própria do Autor.	55
Figura 17: Pré-planta da unidade fabril. Fonte: Própria do Autor.	56
Figura 18: Gráfico para o cálculo da entalpia dos gases triatômicos em função da temperatura teórica.	A44
Figura 19: Gráfico para o cálculo da entalpia dos gases biatômicos em função da temperatura teórica.	A44
Figura 20: Gráfico para o cálculo da entalpia da água em função da temperatura teórica.	A45
Figura 21: Gráfico para o cálculo da entalpia do oxigênio em função da temperatura teórica.	A45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Composição química do combustível proposto em massa seca. Fonte: Adaptado de Tavares, B. G. <i>et al.</i> (2010) e Tavares (2016).	8
Tabela 2: Principais parâmetros do balanço térmico do gerador de vapor flamotubular. ...	21
Tabela 3: Parâmetros térmicos e geométricos da fornalha flamotubular.	29
Tabela 4: Parâmetros térmicos e geométricos dos tubos convectivos.	32
Tabela 5: Parâmetros principais dos trocadores de calor do secador (TCS) e da cuba (TCC).	39
Tabela 6: Resultados do dimensionamento da chaminé.	42
Tabela 7: Dimensões do leito do cozedor.	45
Tabela 8: Dimensões do leito do secador.	48
Tabela 9: Dimensões do leito da cuba.	51
Tabela 10: Investimento inicial total.	61
Tabela 11: Indicadores de viabilidade econômica.	62
Tabela 12: Custo total do equipamento base e outros.	A11

Tabela 13: Custo operacional.....	A12
Tabela 14: Outros dados para o cálculo dos indicadores de viabilidade.....	A12
Tabela 15: Marcha de cálculo da temperatura teórica de combustão.	A22
Tabela 16: Entalpia (kJ/m^3) de m^3 de gases à temperatura dada e $p = 1 \text{ bar}$	A23
Tabela 17: Marcha de cálculo para fornalhas flomotubulares.	A45
Tabela 18: Marcha de cálculo para dimensionamento dos tubos de convecção da fornalha flomotubular.	A48
Tabela 19: Marcha de cálculo para o dimensionamento do trocador de calor do secador.	A410
Tabela 20: Marcha de cálculo para o dimensionamento do trocador de calor da cuba.	A413
Tabela 21: Marcha de cálculo para o dimensionamento da chaminé.	A415
Tabela 22: Tipificação de módulo de mini-fábricas.....	A417
Tabela 23: Marcha de cálculo para o dimensionamento do secador.....	A417
Tabela 24: Marcha de cálculo para dimensionamento da cuba.....	A418
Tabela 25: Marcha de cálculo para o dimensionamento do cozedor.....	A419
Tabela 26: Marcha de cálculo das áreas das secções fabris e outras (I).	A420
Tabela 27: Marcha de cálculo das áreas das secções fabris e outras (II).	A421

1 CAPÍTULO I

1.1 Introdução

À semelhança da época colonial o cajueiro constitui uma cultura de elevada importância económica e social em Moçambique, principalmente nas Regiões Norte e Sul do país onde melhor se adaptou aos solos arenosos e clima litorâneo das províncias de Nampula e Gaza, respectivamente.

A industrialização do caju visa, basicamente, ao aproveitamento da amêndoa da castanha e, em menor escala, a extracção do líquido da casca da castanha de caju (LCCC), existindo ainda, grande possibilidade de aproveitamento do pedúnculo. Da castanha, pode-se obter grande quantidade de produtos e subprodutos como a amêndoa, tintas, vernizes, isolantes, colas fenólicas, insecticidas dentre outros (Holanda, 1988; Pessoa et al., 2003, apud Kross, 2008a).

O produto de maior expressão económica do cajueiro é a amêndoa, que é a parte comestível da castanha. A casca residual e a película são subprodutos.

A fábrica de módulo central, vai se instalar no distrito de Mogovolas, Província de Nampula. Onde o módulo que constitui a fábrica, terá capacidade para processar por dia 5.500 kg de castanha (1.485 toneladas por ano) a rendimento de 20.6 %, o equivalente a 1134 kg de amêndoa por dia (306.180 kg por ano); prevendo 270 dias úteis num ano.

Procurou-se abordar os conteúdos de forma mais clara possível, tendo para tal, disposto-os em sete capítulos. Neste preciso momento, o leitor está lendo o Capítulo I, onde, o autor, para além de contextualizar o projecto, apresentar os objectivos, as justificativas e metodologia de pesquisa, desperta o seu espírito vendedor para persuadir o leitor a continuar com a sua “expedição”. Uma vez ancorada a atenção do leitor, o Capítulo II aborda assuntos relativos ao estudo do estado de arte que têm que ver com as etapas de processamento da castanha de caju, tendo em conta os objectivos delineados.

O Capítulo III aborda matéria relacionada à metodologia de dimensionamento e inerente apresentação dos resultados. Logo a seguir, no Capítulo IV faz-se a tomada parcial de decisão mediante uma análise aprofundada dos resultados apresentados. Esta análise,

abre espaço para fazer um breve estudo de viabilidade económica e tomada final de decisão sobre o projecto no Capítulo V.

O Capítulo VI marca o fim de uma longa e prazerosa jornada de redacção, abordando matéria ligada às conclusões (de acordo com os objectivos) e recomendações para os futuros projectistas.

O Capítulo VII é referente às referências bibliográficas.

1.2 Justificativa

De acordo com Frei e Peixinho (2012b), dados de 1962 a 2010, indicam que, “desde a independência de Moçambique em 1975, o país perdeu o papel de maior produtor e exportador mundial de castanha de caju a favor de países como o Vietname, Índia e Brasil que expandiram sua produção de caju acompanhando o aumento quase exponencial da demanda por caju no mercado mundial. O país passou actualmente, a ser apenas um dos 32 produtores mundiais de caju, quando já ocupou posições de destaque no passado.” Portanto, à luz dos Parágrafo 1, do “Resumo” e da “Justificativa”, evidenciam-se problemas de carácter técnico que carecem de ponderação urgente dos moçambicanos, com vista a colmatá-los; daí que, segue em desenvolvimento este projecto, cujo fim último é o resgate deste título de maior produtor, e agora, por que não, maior exportador de amêndoa, impulsionando significativamente a economia nacional.

O gráfico a seguir mostra a participação de Moçambique entre os principais produtores mundiais de castanha de caju.

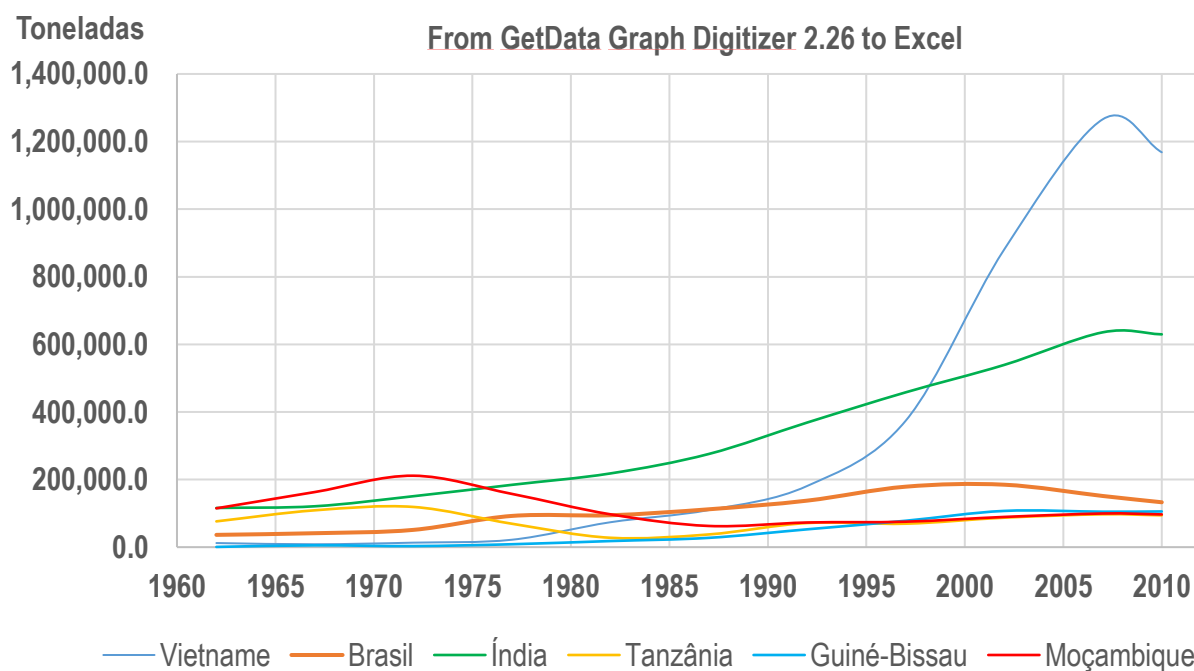


Figura 1: Análise gráfica das produções mundiais em toneladas da castanha de caju, 1962-2010. Fonte: Adaptado de Frei e Peixinho, 2012.

1.3 Objectivos

1.3.1 Objectivo geral

- ♣ Projectar uma unidade industrial para o processamento parcial da castanha de caju.

1.3.2 Objectivos específicos

- ♣ Dimensionar uma caldeira flamotubular para geração de vapor, usando casca da castanha de caju como combustível;
- ♣ Utilizar o vapor gerado para as operações unitárias de processamento da castanha de caju;
- ♣ Dimensionar aquecedores de ar (do secador) e óleo vegetal (para fritura);
- ♣ Propor solução para mitigar o impacto ambiental do projecto; e
- ♣ Estudar a viabilidade económica do projecto.

1.4 Metodologia de pesquisa

De acordo com os objectivos propostos, a metodologia desta pesquisa consistiu:

- ♣ Na Revisão Bibliográfica: para complementar o dimensionamento e fazer o estudo do estado de arte, através da literatura referenciada;
- ♣ No *Brainstorming*: partilha de ideias com colegas que faziam um estudo afim; e
- ♣ Consultas ao supervisor.

2 CAPÍTULO II

2.1 Fundamentação Teórica

A castanha é o verdadeiro fruto do caju, enquanto o pedúnculo, que é a parte comestível, *in natura*, é o pseudofruto. A castanha possui uma única semente, que não se abre na época da maturação e é constituída de três partes distintas: casca, película e amêndoa. A casca é constituída de um tecido esponjoso, cujas cavidades são preenchidas por um líquido viscoso, cáustico, facilmente inflamável e de cor escura. A amêndoa é a parte comestível do fruto e dita, propriamente, como a semente do caju, tendo em média 30% do peso da castanha (Paiva et. al., 2006).

Abaixo, segue, o fluxograma de processamento da castanha de caju *in natura*. As etapas a negrito-vermelho são as que carecem de estudo neste projecto.

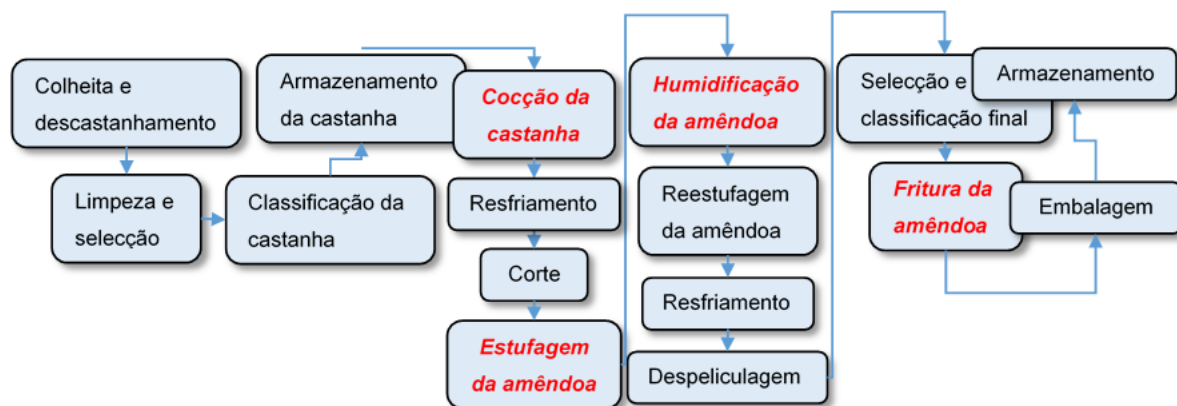


Figura 2: Fluxograma de processamento da castanha de caju *in natura*. Fonte: Adaptado de Paiva et al., 2000.

2.1.1 Geração, distribuição e utilização de vapor a partir da caldeira flamotubular

Conforme infere Nhambiu (2024a), “caldeira é basicamente um trocador de calor que funciona à pressão superior que a atmosférica, produzindo vapor a partir da energia térmica fornecida por uma fonte qualquer.”

Caldeiras flamotubulares são aquelas em que os gases provenientes da combustão escoam através dos tubos, ficando por fora a água, vaporizando. A caldeira fixa de tubos horizontais que se apresenta na Figura 3, ilustra a caldeira que será utilizada como fonte de energia (vapor) para o processamento parcial da castanha de caju.

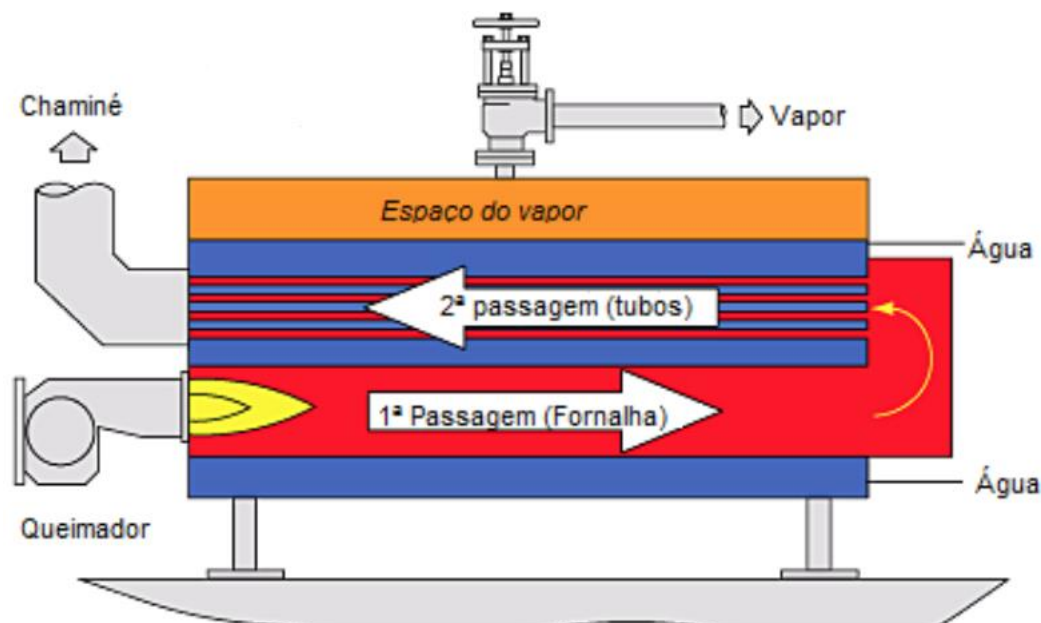


Figura 3: Caldeira flamotubular com câmara de reversão seca. Fonte: Nhambiu, 2024a.

O vapor saindo da caldeira não deve ser enviado directamente para o consumo, principalmente quando mais de uma caldeira (caldeiras com mesma pressão de operação) faz parte da central de produção de vapor. A interligação da caldeira com os pontos de consumo será feita conforme a Figura 4.

Onde:

- I* – É a caldeira flamotubular;
- II* – É o colector-distribuidor de vapor;
- III* – É a válvula redutora de pressão;
- IV* – É O purgador de vapor (de bóia);
- V* – É o depósito de condensado; e
- VI* – É a bomba de água.

Tubulações e equipamentos aquecidos perdem calor para o ambiente externo e, portanto, necessitam de isolamento térmico, tanto pela economia de energia, como pelo factor segurança.

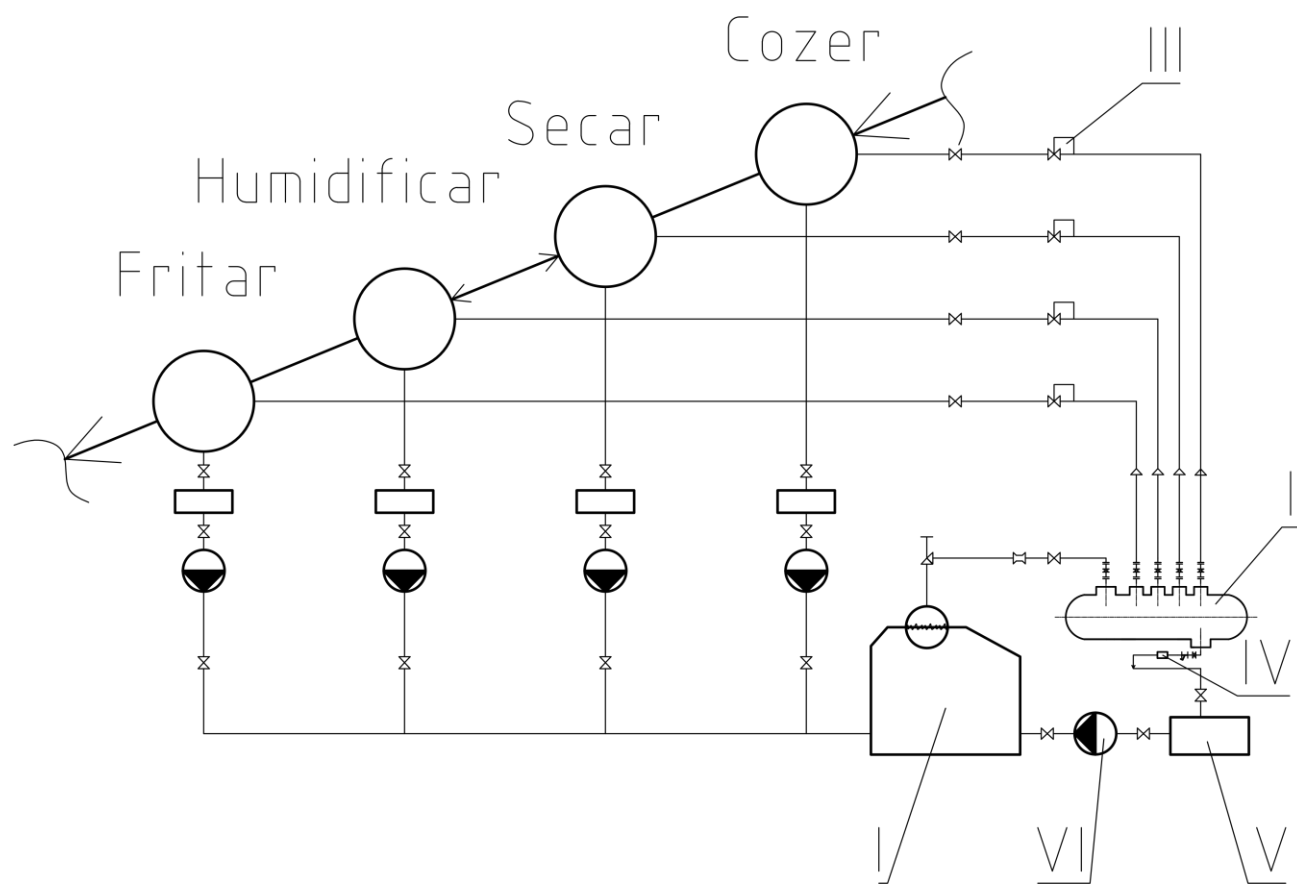


Figura 4: Fluxograma de distribuição de vapor e gráfico de fluxo de processo tipo esboço. Adaptado de Bizzo, s.d..

Muitas vezes, a utilização do vapor em alguns pontos da fábrica deve ser feita a uma pressão menor que a do vapor gerado pela central térmica (Bizzo, s.d.). A redução da pressão será feita através de uma válvula redutora de pressão, controlada por um piloto ligado a montante da válvula.

2.1.2 Tratamento de água para caldeiras e processos industriais

A água para caldeiras deve receber tratamento que permita a remoção total ou parcial de sais de cálcio e magnésio, os quais produzem incrustações e levam à ruptura dos tubos. Os processos industriais, exigem água com baixo teor de sais de cálcio e sódio. As principais grandezas de controlo da qualidade da água são: dureza e p^H .

Antes de a água ser bombeada para a caldeira, esta será tratada por **abrandamento**. O processo consiste na remoção total ou parcial dos sais de cálcio e magnésio presentes na água (redução de sua dureza), através da injeção de soluções de CaO (cal) e $NaCO_3$.

(carbonato de sódio ou soda) para precipitar o carbonato de cálcio e formar hidróxido de magnésio floculado, de modo a serem removidos atempadamente.

2.1.3 Biomassa como combustível: casca da castanha de caju (CCC)

A biomassa é uma alternativa renovável de energia, sendo esta uma fonte natural, originalmente resultante da energia solar transformada em energia química, e valor agregado para conservação do meio ambiente. A CCC é um importante subproduto do processo de corte da castanha, que pode ser aproveitada para a geração de calor na indústria de alimentos.

A CCC que será utilizada, é na verdade, subproduto da operação de prensagem das cascas para extracção do LCCC, que confere potencial interesse na produção de aditivos e polímeros, conforme infere Costa *et al.* (2000), *apud* Cavalcante *et al.* (2018), pois, Gadelha *et. al.* (2015) esclarecem que, a CCC sem a presença do LCCC mostrou-se com um potencial (poder calorífico inferior) aplicável para produção de combustíveis sólidos. A Tabela 1 apresenta a composição em massa seca do combustível proposto. “A” representa cinzas e “W”, humidade do combustível.

Tabela 1: Composição química do combustível proposto em massa seca. Fonte: Adaptado de Tavares, B. G. *et al.* (2010) e Tavares (2016).

Elemento	C	H	O	N	S	A	W
Composição (%)	47.49	6.01	46.06	0.44	0.89	12.32	6.04

A combustão da CCC gera cinzas ricas em potássio (35,13 %), cálcio (18,3 %), magnésio (11,25 %) e fósforo (7,88 %), além de outros compostos inorgânicos. Desta forma, as cinzas geradas podem ser incorporadas em processos auxiliares como adubação ou correcção química no solo do próprio plantio do cajueiro, contribuindo positivamente ao processo de sustentabilidade na cadeia produtiva da cajucultura.

2.1.3.1 Filtro de efluentes gasosos

Outra discussão importante, vem do ponto de vista das emissões de gases gerados na queima de biomassas. A queima da CCC gera CO_2 bem como a queima de qualquer outro material orgânico rico em carbono, contudo o grande diferencial está na neutralização deste CO_2 pela absorção via fotossíntese do cajueiro.

De acordo com Arbex et. al. (2004) apud Rocha et. al. (2016), a combustão incompleta de biomassa é a principal responsável por liberar para a atmosfera gases tóxicos, material particulado e gases do efeito estufa. Estes autores, também citam infecções respiratórias agudas, doença pulmonar obstrutiva crônica, pneumoconiose, catarata, cegueira, tuberculose pulmonar e efeitos adversos na digestão como alguns dos efeitos à saúde que estão associados à queima da biomassa durante longos períodos e em locais fechados. Diante deste facto, procurou-se mitigar a situação com a implementação de “filtros de mangas” ao longo do circuito dos gases de escape da fornalha, antes de fazer-se a exaustão dos mesmos para a atmosfera. Mais adiante, no Capítulo 3, explana-se com recurso a desenho o princípio de funcionamento do filtro.

2.1.4 Aplicação do vapor em operações unitárias

O uso de vapor na indústria é uma prática amplamente difundida e fundamental em diversos sectores, desempenhando um papel crucial em **processos de produção**, aquecimento, geração de energia e outras aplicações.

Neste projecto, o vapor saturado gerado na caldeira é utilizado nas operações unitárias de transferência de calor e massa: cocção da castanha de caju, secagem, humidificação e fritura da amêndoa de caju.

2.1.4.1 Cocção lenta de produtos agrícolas por vapor húmido (cozedura)

O tratamento térmico, simples acto de cocção (cozer), fritar ou outras formas de aquecimento empregadas nos alimentos antes do seu consumo, torna-os mais tenros e digeríveis, adquirem sabor e em sua maioria ficam esterilizados. A forma de transmissão de calor necessária para a cocção da castanha é por convecção directa entre a casca da castanha e o vapor húmido.

2.1.4.1.1 Cocção da castanha de caju

Na cocção lenta, a castanha é submetida ao vapor húmido de água, com pressão. O vapor penetra na casca (com 9 a 10% de humidade), hidratando-a (para 13 a 16% de humidade) e abrandando suas fibras, tornando a casca friável, facilitando a soltura da amêndoa, para além de promover a conservação do valor nutritivo da castanha. No fim da cocção a amêndoa apresenta entre 8 a 9% de humidade.

2.1.4.1.2 Vaso cozedor de castanha *in natura* e sua composição

Segundo Paiva *et al.* (s.d.), o cozimento que dura entre 20 a 30 minutos é feito com vapor entre 110 a 160 °C, pressão de 0.1 a 0.3 MPa, num cozedor de aço ao carbono com formato cilíndrico desenvolvido para operar com a caldeira, com os seguintes componentes auxiliares de operação: manómetro, válvula de segurança, temporizador e sensor de temperatura. A Figura 5 ilustra o vaso em questão.

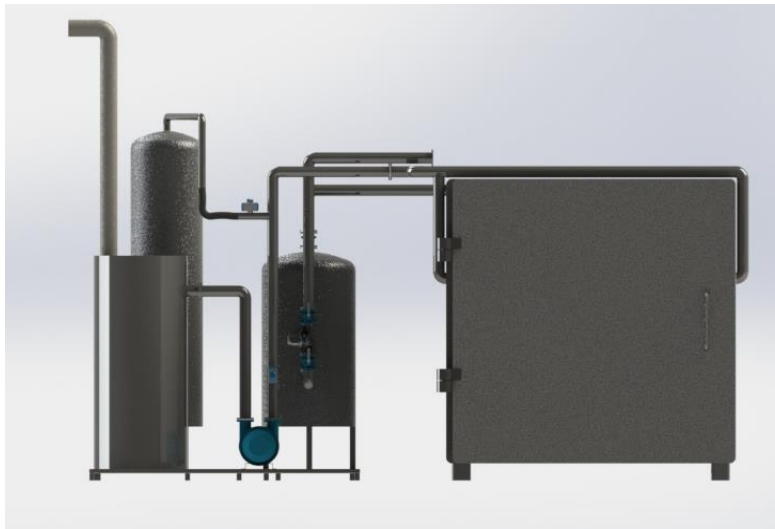


Figura 5: Vaso para cocção da castanha de caju *in natura*. Fonte: Grabcad, 2021.

2.1.4.2 Secagem de produtos agrícolas

A secagem de produtos alimentícios é o processo mais utilizado para assegurar sua qualidade e sua estabilidade, considerando que a diminuição da quantidade de água do produto reduz a actividade biológica e as mudanças químicas e físicas que ocorrem durante o armazenamento. A secagem de grãos envolve, simultaneamente, a transferência de calor

e massa (entre o produto e o ar de secagem), que podem alterar de forma substancial a qualidade e as propriedades físicas do produto, dependendo do método e das condições de secagem (Hall, 1980 *apud* Kross, 2008b).

2.1.4.2.1 Princípios gerais de secagem

A condição para que um produto seja submetido ao processo de secagem, é que a pressão de vapor sobre a superfície do produto (P_p) seja maior que a pressão do vapor de água contida no ar de secagem (P_{ar}). Ou seja:

Se $P_p > P_{ar}$: ocorrerá a secagem do produto;

Se $P_p < P_{ar}$: ocorrerá o humedecimento do produto;

Se $P_p = P_{ar}$: nada acontecerá (equilíbrio higroscópico).

2.1.4.2.2 Tipos de secagem dos produtos agrícolas

A secagem pode acontecer de duas formas; a natural e artificial.

2.1.4.2.2.1 Secagem natural

A secagem natural ocorre sem interferência do Homem, com a redução da humidade do produto ainda na própria planta.

2.1.4.2.2.2 Secagem artificial

A secagem artificial é caracterizada pela utilização de processos manuais ou mecânicos, tanto no manejo do produto, quanto na passagem do ar através da massa dos grãos. Esta, subdivide-se em secagem a baixa temperatura e a alta temperatura.

Conforme infere Garcia *et al.* (2001) *apud* Ianga (2020a), na secagem a baixa temperatura, utiliza-se o ar natural ou aquecido entre 1 a 8 °C acima da temperatura ambiente. Na secagem a alta temperatura, aquece-se o ar a temperaturas no intervalo de 8 a 10 °C acima da temperatura ambiente.

2.1.4.2.3 Secagem da amêndoa da castanha de caju

A secagem a alta temperatura, visa reduzir a humidade da amêndoa de 9 % até 3 % (não ultrapassando este limite para manter a integridade estrutural), para que a película, até

então firmemente aderida à amêndoa, torne-se quebradiça, facilitando a sua soltura. É realizada em secadores com circulação de ar quente (60 a 70 °C), por um período de 6 a 8 horas.

2.1.4.2.4 Secador de produtos agrícolas

Os secadores são dispositivos construídos com o intuito de secar os produtos agrícolas e outros, cuja humidade deve ser reduzida. Existem secadores a baixas temperaturas e secadores a altas temperaturas.

Nos secadores a altas temperaturas, geralmente o ar é forçado a passar através do mesmo por meio de um ventilador. Depois de ter entrado em contacto com o produto, o ar deixa o secador com temperatura mais baixa e humidade mais elevada.

2.1.4.2.4.1 Classificação dos secadores de altas temperaturas

2.1.4.2.4.1.1 Quanto à disposição da camada do produto no secador

A disposição pode ser em camada fixa horizontal ou camada fixa vertical (coluna). Contudo, apenas carece de estudo este último.

A Figura 6 retrata o secador de bandejas, onde o produto permanece na bandeja de grelha, por onde passa o ar de secagem insuflado por um ventilador, a camada do produto não deve ser superior a 1 metro (Silva *et al.*, 2000 *apud* Langa, 2020b).

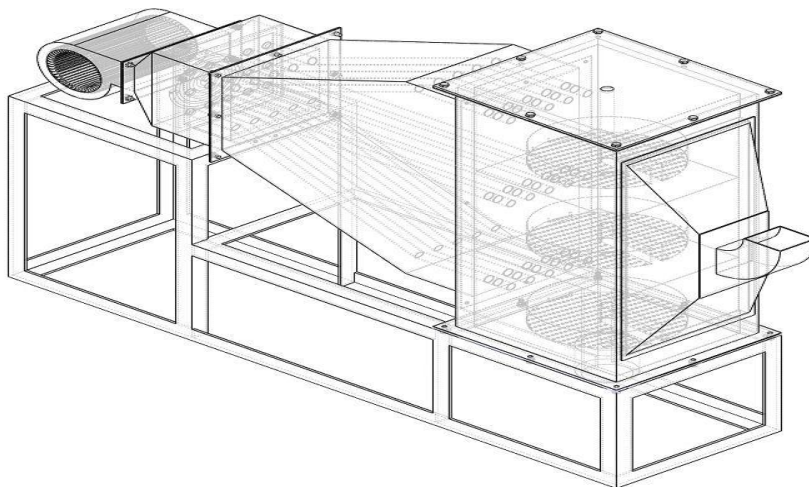


Figura 6: Secador de camada fixa vertical com três bandejas grelhadas. Fonte: Grabcad, 2016.

2.1.4.2.4.1.2 Quanto aos sentidos dos fluxos dos gases e a massa do produto

i. Secadores de fluxos concorrentes

Nos secadores de fluxos concorrentes, o ar de secagem e o produto fluem no mesmo sentido dentro do secador.

ii. Secadores de fluxos contracorrentes

Nestes secadores, os grãos e o ar de secagem movimentam-se em sentidos opostos. O fluxo de grãos ocorre no sentido da gravidade e o fluxo de ar em sentido ascendente.

2.1.4.2.4.1.3 Quanto à operação

i. Secadores contínuos

Os grãos entram húmidos de um lado, passam pelo secador e saem secos do outro lado sem que o seu fluxo tenha sido interrompido.

ii. Secadores intermitentes

Nos secadores intermitentes, o produto fica estacionário dentro do secador a receber um fluxo de ar, até que esteja seco.

2.1.4.2.4.2 Composição dos secadores

Os secadores são basicamente constituídos por fornalha e câmara de secagem.

A fornalha do secador deste projecto é de aquecimento indirecto, ou seja, a energia térmica do vapor húmido é encaminhada a um trocador de calor, que por sua vez aquece o ar que é conduzido à câmara de secagem.

É na câmara de secagem, onde se realiza a secagem do produto. O ar quente proveniente do trocador de calor é insuflado para realizar a transferência simultânea de calor e massa com o produto, neste caso, a amêndoa de caju.

2.1.4.3 Cocção lenta da amêndoa por vapor saturado (humidificação)

A humidificação assemelha-se ao processo da cozedura, diferindo apenas pelo facto de aquele ser feito por vapor saturado.

2.1.4.3.1 Humidificador de amêndoa e sua composição

Em muitas minifábricas, a amêndoa é submetida a um processo de humidificação por vapor saturado entre 120 a 201 °C (0.2 a 1.6 MPa), para facilitar a libertação da película, que se encontra solidária desde o cozimento. Para esta etapa, utiliza-se humidificador de aço ao carbono, alimentado de vapor saturado produzido pela caldeira ou outra fonte. O equipamento, semelhante ao secador, diferindo apenas no facto de este não portar o trocador de calor, é munido de bandejas para receber as amêndoas que serão submetidas ao vapor por 3 a 5 minutos, devendo, em seguida, retornar ao secador por mais 1 hora, para completar o processo da secagem.

2.1.4.4 Cocção de produtos agrícolas por calor seco com gordura (fritura)

A cocção por calor seco consiste na acção em que o alimento é desidratado pela transmissão do calor de forma indirecta ao mesmo por meio de gordura. A fritura produz o cozimento completo do alimento, formando na sua superfície uma crosta impregnada de gordura (Oliveira, s.d.).

A eficiência do processo de fritura dependerá do estado da gordura ou óleo utilizado.

Os mesmos serão menos eficientes quanto maior o número de vezes e de tempo que tenham sido empregues.

2.1.4.5 Fritura da amêndoa de caju

A fritura da amêndoa, que dura entre 3 a 6 minutos, dependendo do volume da mesma contida nas cestas de aço inoxidável, é uma operação opcional, sendo adoptada quando a comercialização se destina ao mercado interno. O procedimento para a etapa da fritura deve ser precedido da separação das amêndoas por tamanho e qualidade, para manter a uniformidade do produto após a fritura. O óleo deve ser de boa qualidade, com recomendação de uso de gordura hidrogenada, para não conferir sabor estranho à amêndoa, sendo os óleos mais utilizados o de milho ou de soja.

2.1.4.6 Cuba para fritura da amêndoa de caju

No mercado, existem equipamentos apropriados para essa operação, semelhantes aos usados para fritar batatas conforme se quer ilustrar na Figura 7. O ajuste e o controle da temperatura (150 a 170 °C) são muito importantes para que a operação seja eficaz.

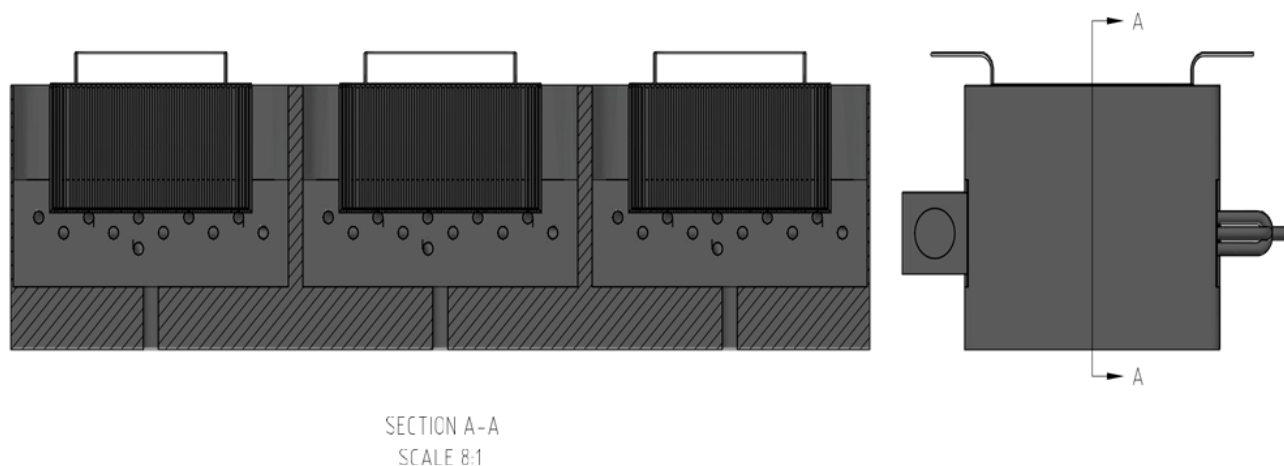


Figura 7: Cuba tripartida para fritura de amêndoa de caju. Fonte: Própria do Autor.

Para além dos sensores de temperatura, que a máquina pode portar, pode-se operar a cuba com uma máquina centrífuga em paralelo, de modo que, a extracção do excesso de óleo da fritura seja garantida por esta máquina.

3 CAPÍTULO III

Este capítulo, para além de enumerar os *softwares* onde foram processados os dados, faz menção dos métodos e apresentação dos resultados dos cálculos de: balanço térmico do gerador de vapor flamotubular (BTGF); do dimensionamento da fornalha e tubos de convecção do gerador; do dimensionamento dos trocadores de calor do secador e da cuba de amêndoas; e dimensionamento do cozedor de castanhas. Dimensiona-se também a chaminé para exaustão dos gases de combustão. As planilhas das marchas de cálculo para o dimensionamento, seguem no Anexo 4.

3.1 Material, Metodologia e Resultados dos Cálculos

3.1.1 Material

Foram usados os seguintes materiais, neste projecto:

- ♣ **Excel 2016** – para realização de todos os cálculos de dimensionamento, inclusive o térmico e para o cálculo dos indicadores de viabilidade económica;
- ♣ **GetData Graph Digitizer** – para a projecção gráfica dos dados das produções mundiais em toneladas de castanha de caju;
- ♣ **AutoCAD 2024** – para a construção 3D, elaboração dos desenhos de fabrico e desenhos da planta e alçados principais da fábrica.

3.2 Balanço Térmico do Gerador de Vapor Flamotubular

O BTGF consiste na determinação dos seguintes parâmetros: PCI do combustível, temperatura adiabática da chama, rendimento térmico do gerador e consumo de combustível.

3.2.1 Poder calorífico inferior

A partir dos dados da Tabela 1, o PCI, Q_i^t , de combustíveis sólidos e líquidos, calcula-se pela análise elementar da fórmula de Mendeleev:

$$Q_i^t = 4.187 \cdot [81 \cdot C^t + 300 \cdot H^t - 26 \cdot (O^t - S^t) - 6 \cdot (W^t - 9 \cdot H^t)] \left[\frac{kJ}{kg_{comb}} \right] \quad (3.1)$$

Onde:

$X^t, X = \{C, H, O, S, W, H\}$ – É a massa de trabalho do/a: carbono, C^t ; hidrogénio, H^t ; oxigénio, O^t ; enxofre, S^t e humidade, W^t em [%].

3.2.2 Temperatura adiabática da chama

A temperatura adiabática da chama é determinada a partir do método de entalpias específicas,

$$I_g = \frac{Q_i^t}{V_g} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right], \quad (3.2)$$

Onde:

I_g – É a entalpia dos gases de combustão;

Q_i^t – É o poder calorífico inferior do combustível; e

V_g – É o volume dos gases de combustão [$m^3 N/kg_{comb}$].

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

$$r_{RO_2} \cdot (C\theta)_{RO_2} + r_{RO} \cdot (C\theta)_{RO} + r_{H_2O} \cdot (C\theta)_{H_2O} + r_{O_2} \cdot (C\theta)_{O_2} \approx \frac{Q_i^t}{V_g} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (3.3)$$

Onde:

r_i – É a fracção volúmica real: r_{RO_2} – dos gases triatómicos; r_{RO} – dos gases biatómicos; r_{H_2O} – do vapor de água; r_{O_2} – do oxigénio excedente; e

$(C\theta)_i$ – É a entalpia específica: $(C\theta)_{RO_2}$ – dos gases triatómicos; $(C\theta)_{RO}$ – dos gases biatómicos; $(C\theta)_{H_2O}$ – do vapor de água; $(C\theta)_{O_2}$ – do oxigénio excedente.

As fracções volúmicas correspondem à razão entre os volumes parciais dos produtos de combustão e o volume total dos gases, de acordo com as fórmulas que se seguem:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_g} \quad (3.4)$$

$$r_{RO} = \frac{V_{RO}}{V_g} \quad (3.5)$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_g} \quad (3.6)$$

$$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_g} \quad (3.7)$$

O cálculo do volume dos gases de combustão, obedece à seguinte marcha:

$$V_{ar}^0 = 0.0889 \cdot (C^t + 0.375 \cdot S^t) + 0.269 \cdot H^t - 0.0336 \cdot O \quad (3.8)$$

$$V_{RO}^0 = 0.79 \cdot V_{ar}^0 + 0.008 \cdot N \quad (3.9)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0.1119 \cdot H + 0.0124 \cdot W + 0.0161 \cdot V_{ar}^0 \quad (3.10)$$

$$V_{RO_2}^0 = V_{RO_2} = 1.867 \cdot (C^t + 0.375 \cdot S^t)/100 \quad (3.11)$$

$$V_{RO} = V_{RO}^0 + (\alpha - 1) \cdot V_{ar}^0 \quad (3.12)$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{ar}^0 \quad (3.13)$$

$$V_{O_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{ar}^0 \quad (3.14)$$

$$V_g = V_{RO_2} + V_{RO} + V_{H_2O} + V_{O_2} \quad (3.15)$$

Onde:

V_i^0 – É o volume teórico em $[m^3 N/kg_{comb}]$: V_{ar}^0 – do ar; V_{RO}^0 – dos gases biatômicos; $V_{H_2O}^0$ – do vapor de água; $V_{RO_2}^0$ – dos gases triatômicos;

V_i – É o volume real em $[m^3 N/kg_{comb}]$: V_{RO} – dos gases biatômicos; V_{RO_2} – dos gases triatômicos; V_{H_2O} – do vapor de água; V_{O_2} – do oxigênio excedente; V_g – dos gases de combustão; e

α – É o coeficiente de excesso de ar para a queima do combustível; $\alpha = V_{ar}/V_{ar}^0$.

3.2.3 Rendimento Térmico do Gerador

Uma parte do calor disponível é utilizado para gerar vapor e o restante transforma-se em perdas:

$$\eta_g = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7) \quad [\%] \quad (3.16)$$

Sendo que as perdas de calor com as cinzas, q_2 , determinam-se pela Equação (3.17).

$$q_2 = P_{cv} + P_{cf} \quad (3.17) \quad P_j =_{cv,cf} = \frac{A \cdot F_j \cdot C_j \cdot 33820 \cdot 100}{(1 - C_j) \cdot Q_i^t}; \quad (3.18)$$

$$A \geq 2.5 \times 10^{-3} \cdot Q_i^t$$

As perdas de calor com gases de efluentes, q_3 , determina-se pela Equação (3.19).

$$q_3 = P_{gc} + P_{H_2O} \quad (3.19) \quad P_{gc} = \frac{k_1 \cdot (T_g - T_a) \cdot [1 - (P_{cc} + P_{ef})/100]}{CO_2} \quad (3.20)$$

$$k_1 = \frac{255 \times C}{Q_i^t} \quad (3.21) \quad CO_2 = \left(1 - \frac{O_2}{21}\right) \times CO_2t \quad (3.22)$$

$$CO_2t = \frac{(C/12) \cdot 100}{(4.78 \cdot C/12 + 1.89H/2)} \quad (3.23)$$

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \cdot [210 - 4.2 \cdot T_a + 2.1 \cdot T_g]}{Q_i^t} \quad (3.24)$$

As perdas de calor associadas à combustão incompleta química, q_5 , determina-se pela Equação (3.25).

$$q_5 = P_{CO} \cong 0 \% \quad (3.25) \quad P_{CO} = \frac{k_2 \cdot CO \cdot [1 - 0.01 \cdot (P_{cv} + P_{cf})]}{CO + CO_2} \quad (3.26)$$

Onde:

η_g – É o rendimento térmico do gerador;

$q_{i=4,6,7} [\%]$ – São respectivamente, as perdas de calor: associadas à combustão incompleta mecânica, **3 – 5** para combustível sólido; ao meio ambiente, **1.5 – 2.5** para caldeiras industriais flamotubulares compactas e associadas às purgas, 0;

P_{cv} – São as perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes, [%];

P_{cf} – São as perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo, [%];

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

F_j – É a fracção em peso das cinzas volantes, F_{cv} ; das cinzas de fundo, F_{cf} , em relação ao total de inertes do combustível, [%];

C_j – É a fracção em peso do combustível nas cinzas volantes, C_{cv} ; nas cinzas de fundo, C_{cf} , [%];

Q_i^t – É o PCI do combustível nas condições de queima, [kJ/kg];

P_{gc} – São as 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];

CO_2 – É o volume de CO_2 presente nos gases de combustão, [%];

k_1, k_2 – Constantes que dependem do combustível utilizado;

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

C, H – É a percentagem em peso de carbono e hidrogénio no combustível, respectivamente;

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

m_{H_2O} – É o peso da humidade no combustível nas condições de queima, [%]; e

P_{CO} – São as perdas associadas a não queimados nos gases de combustão, [%].

3.2.4 Consumo de Combustível

O consumo de combustível, $\dot{B}$, é determinado tendo em conta a quantidade de vapor necessário para alimentar todas as operações unitárias.

$$\dot{B} = \frac{\dot{G} \cdot (h_v - h_{aa})}{3600 \cdot \eta_g \cdot Q_i^t} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (3.27)$$

A Fábrica de Castanha de Caju da Região Norte (FACAJU – RN) tem 16 horas laborais e as restantes 8 horas do dia são de funcionamento em vazio da caldeira, com o seguinte consumo de combustível de funcionamento em vazio, $\dot{B}_{fv}$:

$$\dot{B}_{fv} = \frac{(1 - \eta_g) \cdot \dot{G} \cdot (h_v - h_{aa})}{3600 \cdot \eta_g \cdot Q_i^t} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (3.28)$$

Onde:

$\dot{G}$ – É a demanda de vapor gerado em $[kg/h]$;

h_v – É a entalpia do vapor saturado em $[kJ/kg]$;

h_{aa} – É a entalpia da água de alimentação em $[kJ/kg]$;

η_g – É o rendimento térmico do gerador em decimal; e

Q_i^t – É o poder calorífico inferior do combustível em $[kJ/kg]$.

3.2.5 Resultados do BTGF

Da Tabela 2, constata-se que se aproveita parte bastante significativa do total do calor disponível na fornalha, para um consumo de combustível bastante razoável de **60.84 kg/h** (valor bem abaixo da quantidade total de cascas que pode se adquirir depois de processadas todas as castanhas por dia). Conforme apontam algumas literaturas, a casca da castanha representa cerca de **72.47 %** da massa da castanha; tal significa que a FACAJU – RN terá em média cerca de **3623.5 kg** de casca por dia.

Tabela 2: Principais parâmetros do balanço térmico do gerador de vapor flamotubular.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
PCI do combustível	Q_i^t	23856.65	kJ/kg_{comb}
Volume dos gases	V_g	9.62	$m^3 N/kg_{comb}$

Temperatura adiabática	T_{ct}	1667.68	°C
Rendimento térmico do gerador	η_g	80.26	%
Consumo de combustível	$\dot{B}$	0.0169	kg/s
Consumo de combustível de funcionamento em vazio	$\dot{B}_{fv}$	0.0033	kg/s

O PCI da CCC está muito acima do PCI dos combustíveis ordinários, como o bagaço da cana-de-açúcar (com cerca de **13376.0 kJ/kg_{comb}**) e até alguns carvões mineral com cerca de **18810.0 kJ/kg_{comb}**.

3.3 Dimensionamento da fornalha e tubos de convecção do gerador

Através do método analítico, este dimensionamento, consiste em gerar uma geometria para o gerador, ou seja, o comprimento e diâmetro da fornalha, o número e o diâmetro dos tubos convectivos e o número de trajectos para que se tenha uma área de troca de calor que atenda às condições do processo.

3.3.1 Dimensionamento da Fornalha Flamotubular

3.3.1.1 Equação de balanço térmico

O calor total absorvido pela água (ou vapor), a partir do gás de combustão de uma fornalha da caldeira é uma fracção, ϕ , da diferença entre o calor total liberto, Q_f , e a entalpia dos gases de combustão que saem da fornalha, I_{sai}^f . A outra parte $(1 - \phi)$ é perdida devido à radiação e convecção a partir do exterior da fornalha. Assim, o calor absorvido, Q_{abs} , numa fornalha é dado pela Equação (3.29) de Balanço Térmico:

$$Q_{abs} = \phi \cdot \dot{B} \cdot (Q_f - I_{sai}^f) = \phi \cdot \dot{B} \cdot \overline{VC_p} \cdot (T_{ad} - T_{sai}^f) \quad [kW] \quad (3.29)$$

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta_g + q_5} \quad (3.30) \quad \overline{VC_p} = \frac{Q_f - I_{sai}^f}{T_{ad} - T_{sai}^f} \quad (3.31)$$

Onde:

ϕ – É o coeficiente de conservação de calor na fornalha;

Q_f – É o calor introduzido na fornalha, $[kJ/kg_{comb}]$;

T_{ad}, T_{sai}^f – São as temperaturas adiabáticas e terminal absoluta dos produtos de combustão, respectivamente, $[K]$;

I_{sai}^f – É a entalpia terminal dos gases, $[kJ/kg_{comb}]$;

$\overline{VC_p}$ – É o calor específico médio dos produtos de combustão, $[kJ/kgK]$;

$\dot{B}$ – É o consumo de combustível, $[kg/s]$; e

q_5 – São as perdas de calor ao meio ambiente.

Pode-se escrever que o calor que se troca por radiação, Q_r , com a parede de água é igual a perda da entalpia dos gases de combustão.

$$Q_r = \phi \cdot \dot{B} \cdot \overline{VC_p} \cdot (T_{ad} - T_{sai}^f) = \varepsilon_f \psi \sigma A_f (T_{ch}^4 - T_{pa}^4) \quad [kW] \quad (3.32)$$

Onde:

ϕ – É o coeficiente de conservação de calor na fornalha;

$\dot{B}$ – É o consumo de combustível, $[kg/s]$;

$\overline{VC_p}$ – É o calor específico médio dos produtos de combustão, $[kJ/kgK]$;

T_{ad}, T_{sai}^f – São as temperaturas adiabáticas e terminal absoluta dos produtos de combustão, respectivamente, $[K]$;

ε_f – É a emissividade da fornalha;

ψ – É o factor de eficiência térmica da fornalha;

σ – Constante de Stefan-Boltzman, $5.670 \times 10^{-11} kW/m^2K^4$;

A_f – É a área de troca de calor da fornalha, $[m^2]$;

T_{ch} – É a temperatura da chama, $[K]$; e

T_{pa} – É a temperatura da parede de água, $[K]$.

Como $T_{ch} \gg T_{pa}$ se pode desprezar T_{pa} . Sabendo que a temperatura da chama, T_{ch} , encontra-se na média entre a temperatura adiabática da chama, T_{ad} , e a temperatura de saída da fornalha, T_{sai}^f , pode-se utilizar a temperatura média geométrica da seguinte forma:

$$T_{ch} = \sqrt{T_{ad} \cdot T_{sai}^f} \quad [K] \quad (3.33)$$

Substituindo a Equação (3.33) na Equação (3.32) e dividindo a expressão resultante por T_{ad}^4 , obtém-se o número de Konakov, Ko :

$$Ko = \frac{\phi \cdot \dot{B} \cdot \overline{VC_p}}{\psi \sigma A_f T_{ad}^3} \quad (3.34)$$

Onde:

ϕ – É o coeficiente de conservação de calor na fornalha;

$\dot{B}$ – É o consumo de combustível, $[kg/s]$;

$\overline{VC_p}$ – É o calor específico médio dos produtos de combustão, $[kJ/kgK]$;

ψ – Factor de eficiência térmica da fornalha;

σ – Constante de Stefan-Boltzman, $5.670 \times 10^{-11} kW/m^2K^4$;

A_f – É a área de troca de calor da fornalha, $[m^2]$; e

T_{ad} – É a temperatura adiabática dos produtos de combustão, $[K]$.

Gunn (1963) *apud* Nhambiu (2024b), propôs 955 °C como o valor máximo da temperatura de saída dos gases, T_{sai}^f , a ser usado nos cálculos. Mas esta, depois é corrigida através da Equação (3.35):

$$T_{sai}^f = \frac{Ko \cdot T_{ad}}{2\varepsilon_f} \left(\sqrt{\left\{ 1 + 4 \frac{\varepsilon_f}{Ko} - 1 \right\}} - 1 \right) \quad [K] \quad (3.35)$$

Onde:

Ko – É o número de Konakov;

T_{ad} – É a temperatura adiabática dos produtos de combustão, $[K]$; e

ε_f – É a emissividade da fornalha.

Tendo a temperatura de saída, para se determinar a área da fornalha, A_f , usa-se a Equação (3.36):

$$A_f = \frac{\phi \cdot \dot{B} \cdot (Q_f - I_{sai}^f)}{\varepsilon_f \psi \sigma (T_{ad} \cdot T_{sai}^f)^2} \quad [m^2] \quad (3.36)$$

Onde:

ϕ – É o coeficiente de conservação de calor na fornalha;

$\dot{B}$ – É o consumo de combustível, $[kg/s]$;

Q_f – É o calor introduzido na fornalha, $[kJ/kg_{comb}]$;

I_{sai}^f – É a entalpia terminal dos gases, $[kJ/kg_{comb}]$;

ε_f – É a emissividade da fornalha;

ψ – Factor de eficiência térmica da fornalha;

σ – É a constante de Stefan-Boltzman, $5.670 \times 10^{-11} kW/m^2K^4$;

T_{ad} , T_{sai}^f – São as temperaturas adiabática e terminal absoluta dos produtos

de combustão, respectivamente, $[K]$; e

ε_f – É a emissividade da fornalha;

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

$$D_f = \frac{A_f}{\pi \cdot L_f} \quad [m] \quad (3.37)$$

Onde:

L_f – É o comprimento da fornalha, $[m]$; e

A_f – É a área de troca de calor da fornalha, $[m^2]$.

Tomando em conta a eficiência térmica, então a emissividade da fornalha calcula-se de:

$$\varepsilon_f = \frac{\varepsilon_{ch}}{\varepsilon_{ch} + (1 - \varepsilon_{ch})\psi} \quad (3.38)$$

Onde:

ε_{ch} – É a emissividade da chama; e

ψ – Factor de eficiência térmica da fornalha.

Para os combustíveis sólidos, a emissividade da chama é calculada pela Equação (3.39).

$$\varepsilon_{ch} = 1 - e^{-kPS} \quad (3.39)$$

$$k = k_y r + k_h \mu_h + 10c_1 c_2 \quad (3.40)$$

$$k_y = \left(\frac{7.8 + 16r_{H_2O}}{3.16\sqrt{rPS}} - 1 \right) \left(1 - \frac{0.37T_{sai}^f}{1000} \right) \quad (3.41) \quad k_h = \frac{5990}{(T_{sai}^f \cdot d_h)^{\frac{2}{3}}} \quad (3.42)$$

$$\mu_h = \frac{a_{arr} A^t}{100G_g} \quad (3.43)$$

$$G_g = 1 - \frac{A^t}{100} + 1.0161 \cdot \rho_{ar} \cdot \alpha \cdot V_{ar}^o \quad (3.44)$$

Onde:

k – É o coeficiente de absorção radiante na fornalha, $[1/mMPa]$;

P – É a pressão dos gases na fornalha, $P = 0.1 MPa$;

S – É a espessura efectiva da camada radiante ou comprimento médio do feixe, $[m]$;

k_y – É o coeficiente de absorção radiante devido aos gases triatómicos, $[1/mMPa]$;

k_h – É o coeficiente de absorção radiante devido às partículas de cinzas, $[1/mMPa]$;

c_1, c_2 – São determinados pelo tipo de combustível e pelo método de queima, respectivamente. Para o carvão betuminoso, lenhite, turfa, xisto betuminoso e a madeira, $c_1 = 0.5$; Para caldeira com grelha mecânica, $c_1 = 0.03$;

r – É a fracção dos gases triatómicos, $r = r_{RO_2} + r_{H_2O}$;

r_{H_2O} – É a fracção de água;

d_h – É o diâmetro das partículas de cinzas; para caldeira com grelha mecânica, $d_h = 20 \mu m$;

T_{sai}^f – É a temperaturas absoluta dos gases de combustão na saída da fornalha, $[K]$;

a_{arr} – É a fracção de cinzas arrastadas pelos gases; para bagaço de cana, $a_{arr} = 0.6$;

G_g – É a razão entre a massa dos produtos de combustão e a massa de combustível, $[kg \text{ de gás}/kg \text{ de combustível}]$;

ρ_{ar} – É a massa específica do ar, $[kg/m^3]$;

α – É o coeficiente de excesso de ar, $\alpha = 1.4$; e

V_{ar}^o – É o volume teórico do ar, $[m^3/kg]$.

3.3.1.2 Transferência de calor na fornalha

O calor na fornalha é transmitido para as paredes da mesma por radiação, Q_r , e por convecção, Q_{conv} , conforme se traduz pela Equação (3.45).

$$Q_{abs} = Q_r + Q_{conv} \quad (3.45)$$

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

$$T_{pa} = T_{vs} + \Delta t_{excess} \quad [K] \quad (3.46)$$

Onde:

Q_{abs} – É o calor total absorvido pela água (ou vapor);

ε_f – É a emissividade da fornalha;

σ – É a constante de Stefan-Boltzman, $5.670 \times 10^{-11} \text{ kW}/m^2 K^4$;

A_f – É a área de troca de calor da fornalha, $[m^2]$;

T_{ch} , T_{pa} – São as temperaturas absolutas da parede e da chama, respectivamente, $[K]$;

T_{vs} – É a temperatura de saturação do vapor; e

h_{conv} – É o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior da fornalha, $[W/m^2K]$;

A temperatura da parede da fornalha é um dado que se assume, tendo em conta que a ebulição nucleada é o melhor regime de ebulição, porque neste regime podem ser atingidas altas taxas de transferência de calor, com valores relativamente pequenos de excesso de temperatura, $\Delta t_{excess} = 20 - 25$ °C. Sendo assim razoável admitir-se que esta pode ser expressa pela Equação (3.46):

O coeficiente de transferência de calor por convecção, h_{conv} , dentro da fornalha, calcula-se pela expressão de Dittus-Boelter, válida para os limites de aplicação indicados pela Equação (3.47) e para o escoamento laminar no interior de tubos, Equação (3.48):

$$h_{conv} = 0.023 \frac{k_g}{D_f} Re^{0.8} Pr^{0.4}, \quad Re > 2300; 0.7 < Pr < 120 \quad [kW/m^2K] \quad (3.47)$$

$$h_{conv} = \frac{0.0668(D_f/L_f)Re \cdot Pr}{1 + 0.04[(D_f/L_f)Re \cdot Pr]^{2/3}} \quad [kW/m^2K] \quad (3.48)$$

Onde:

D_f – É o diâmetro da fornalha, $[m]$;

L_f – É o comprimento da fornalha, $[m]$;

Re, Pr – São respectivamente, os números de Reynolds e Prandtl; e

k_g – É o coeficiente de condutividade térmica à temperatura média do fluxo do gás, $[kW/mK]$.

A velocidade média de fluxo de gases dentro da fornalha, usada no cálculo do número de Reynolds obtém-se pela Equação (3.49):

$$w_g = \frac{\dot{B}V_g(t + 273)}{A_g 273} \quad [m/s] \quad (3.49)$$

$$Re = \frac{w_g \cdot D_f}{\nu_g} \quad (3.50)$$

$$Pr = \frac{v \cdot c_p \cdot \rho}{k_g} \quad (3.51)$$

Onde:

k_g – É o coeficiente de condutividade térmica à temperatura média do fluxo do gás, $[kW/mK]$;

$\dot{B}$ – É o consumo de combustível, $[kg/s]$;

V_g – É o volume dos gases de combustão, $[m^3/kg]$;

ν_g – É a viscosidade cinemática, à temperatura média do fluxo do gás, $[m^2/s]$;

D_f – É o diâmetro da fornalha, $[m]$;

Re, Pr – São respectivamente, os números de Reynolds e Prandtl;

A_g – É a secção de passagem dos gases, $[m^2]$; e

t – É a temperatura média dos gases na fornalha, $[^\circ C]$.

3.3.2 Resultados do dimensionamento da fornalha flamotubular

A temperatura de saída dos gases da fornalha, deve ser um valor tal que esteja acima dos **180 °C** (conforme apontam algumas literaturas), pois estima-se que acima deste valor, os gases têm entalpia mínima para favorecer o processo de extracção natural da fornalha.

O valor da T_{sai}^f na Tabela 3, sugere que os gases tem entalpia até para ser utilizada antes de se fazer a exaustão dos mesmos.

Tabela 3: Parâmetros térmicos e geométricos da fornalha flamotubular.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
Temperatura de saída dos gases	T_{sai}^f	950	$^\circ C$
Coeficiente de transferência de calor por convecção	h_{conv}	0.00633	kW/m^2K
Calor transferido por radiação na fornalha	Q_r	345.30	kW
Calor transferido por convecção na fornalha	Q_{conv}	5.80	kW
Área de troca de calor da fornalha	A_f	3.36	m^2
Comprimento	L_f	2.38	m
Diâmetro da fornalha	D_f	0.45	m

A parcela de calor transferido por radiação na fornalha é cerca de **98.3 %** do calor total transferido, e **1.7 %** para a parcela de calor transferido por convecção; tal significa que, a radiação é predominante na fornalha, podendo-se até, em algumas circunstâncias de cálculo breve, desprezar a parcela irrisória de convecção.

3.3.3 Transferência de Calor nos Tubos Convectivos

O comprimento da fornalha é o mesmo comprimento dos tubos de convecção. O que se pretende neste cálculo é conhecer a área total de transferência de calor para saber quantos tubos são necessários para a segunda passagem da caldeira.

A transferência de calor por quilograma de combustível queimado é determinada, dividindo o valor da transferência de calor pela taxa de queima de combustível:

$$Q = \frac{UA_{tc}\Delta t}{\dot{B}} \left[\frac{kJ}{kg_{comb}} \right] \quad (3.52)$$

Onde:

Q – É a quantidade de calor transferido por convecção por cada quilograma de combustível queimado, $[kJ/kg]$;

A_{tc} – É área de transferência de calor, $[m^2]$;

U – É o coeficiente global de transferência de calor, $[kW/m^2C]$;

Δt – É a diferença de temperatura média entre os gases e fluido de trabalho, $[^0C]$;

$\dot{B}$ – Consumo de combustível, $[kg/s]$.

Para os tubos de convecção o coeficiente de depósito de cinzas, ε , é usado para tomar em conta a influência de depósitos de cinzas na transferência de calor, portanto, o coeficiente global de transferência de calor é determinado por:

$$U = \frac{h_1}{1 + \varepsilon h_1} \left[\frac{W}{m^2C} \right] \quad (3.53)$$

Onde:

ε – É o coeficiente de deposição de cinzas, $[m^2C/W]$; e

h_1 – É o coeficiente total de transferência de calor para o lado interno do tubo, $[W/m^2C]$.

O coeficiente total de transferência de calor da parede do lado do gás, h_1 , consiste da soma entre os coeficientes de transferência de calor por convecção, h_{conv} , e do coeficiente de transferência de calor por radiação, h_{rad} , dos gases.

$$h_1 = h_{conv} + h_{rad} \quad [W/m^2C] \quad (3.54)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção, h_{conv} , é calculado usando a Equação (3.55):

$$h_{conv} = 0.023 C_c \frac{k}{d_{eq}} Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad [W/m^2C] \quad (3.55)$$

Onde:

d_{eq} – É o diâmetro interno dos tubos de convecção, $[m]$;

k – É o coeficiente de condutibilidade térmica dos gases de combustão, $[W/m^2C]$;

Re, Pr – São respectivamente, os números de Reynolds e Prandtl dos produtos de combustão;

C_c – É o factor de correcção devido a influência da região de entrada, $[m]$.

O coeficiente de transferência de calor por radiação é determinado de:

$$h_{rad} = \sigma \frac{(\varepsilon_{cinz} + 1)}{2} \varepsilon_g T_g^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{pa}}{T_g}\right)^{3.6}}{1 - \left(\frac{T_{pa}}{T_g}\right)} \quad [W/m^2C] \quad (3.56)$$

Onde:

ε_{cinz} – É a emissividade das cinzas depositadas na superfície interna dos tubos;

$(\varepsilon_{cinz} + 1)/2$ – Valor médio entre a ε_{cinz} e a emissividade absoluta que é usado para compensar a reflexão e a absorção múltiplas nos tubos ($\varepsilon_{cinz} = 0.8$);

σ – É a constante de Stefan-Boltzman, $\sigma = 5.67 \times 10^{-11} kW/m^2K^4$;

ε_g – É a emissividade do gás de combustão à temperatura T_g ;

T_g – É a temperatura dos gases de combustão, $[K]$;

T_{pa} – É a temperatura da superfície interior dos tubos, $[K]$.

A diferença de temperatura média para o fluxo de gases que circula no interior dos tubos é expressa pela Equação (3.57), que também é chamada diferença média logarítmica de temperatura.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} \quad [^{\circ}C] \quad (3.57)$$

Onde:

Δt_{max} – É a maior diferença de temperatura na entrada ou na saída da superfície de aquecimento, $^{\circ}C$; e

Δt_{min} – É menor diferença de temperatura à entrada ou à saída da superfície de aquecimento, $^{\circ}C$.

A área total dos tubos de convecção por cada passagem é determinada pela seguinte expressão:

$$A_{tc} = N \cdot \pi \cdot d_c \cdot L_c \quad [m^2] \quad (3.58)$$

Onde:

N – É o número de tubos por cada passagem;

d_c – É o diâmetro interno dos tubos de cada passagem, $[m]$; e

L_c – É o comprimento dos tubos de convecção, $[m]$.

3.3.4 Resultados do dimensionamento dos tubos de convecção

O número de tubos convectivos será tanto maior quanto menor for o comprimento dos mesmos e vice-versa, conforme se demonstra na Tabela 4.

Tabela 4: Parâmetros térmicos e geométricos dos tubos convectivos.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
-----------	---------	-------	---------

Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo	h_{conv}	37.77	$W/m^2\text{°C}$
Coeficiente da troca de calor por radiação	h_{rad}	27.75	$W/m^2\text{°C}$
Calor transferido por radiação nos tubos de convecção	Q_r	5.11	kW
Calor transferido por convecção nos tubos de convecção	Q_{conv}	30.52	kW
Área total dos tubos de convecção	A	7.60	m^2
Número dos tubos por cada passagem	N	20	
Diâmetro interno dos tubos	d_c	0.05	m
Comprimento dos tubos convectivos	L_c	2.38	m

A parcela de calor transferido por radiação nos tubos convectivos é cerca de **14.4 %** do calor total transferido, e **85.6 %** para a parcela de calor transferido por convecção; tal significa que, a convecção é predominante em relação à radiação.

As dimensões obtidas, da caldeira cuja pressão manométrica é **1.6 MPa**, permitiram elaborar o desenho de vista geral da Figura 8, onde:

I, II, III, IV, V, VI – São a correia de aço, cinzas e partículas devido a combustão mecânica incompleta, cinzeiro, raspador de correia, deflector dos gases de escape e tremonha, respectivamente; e

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 – São o casco (**aço-liga ASTM A387 Gr. 11, Gr. 22**), fornalha (**aço-liga ASTM A335**), tubos de convecção (**aço-liga ASTM A213**), eléctrodo de ignição (**de tungsténio ou molibdénio**), espelho posterior, espelho frontal, câmara de reversão dianteira (seca), câmara de reversão traseira (seca), cotovelos de 90° para condutas dos gases e vapor da caldeira, respectivamente.

Note-se que o transportador permanece dentro dos limites interiores da fornalha tanto no movimento de trabalho como no movimento de retorno do ciclo do mesmo, para que as perdas de energia sejam reduzidas.

A planta da fábrica prevê a utilização do transformador de potencial (**11/0.4 kV**), de onde, de uma das buchas primárias (**R, S ou T**), derivar-se-á uma fase que vai ligar-se ao eléctrodo-fase páreo ao eléctrodo-terra (**4**), que entre si abrem um arco eléctrico (centelha)

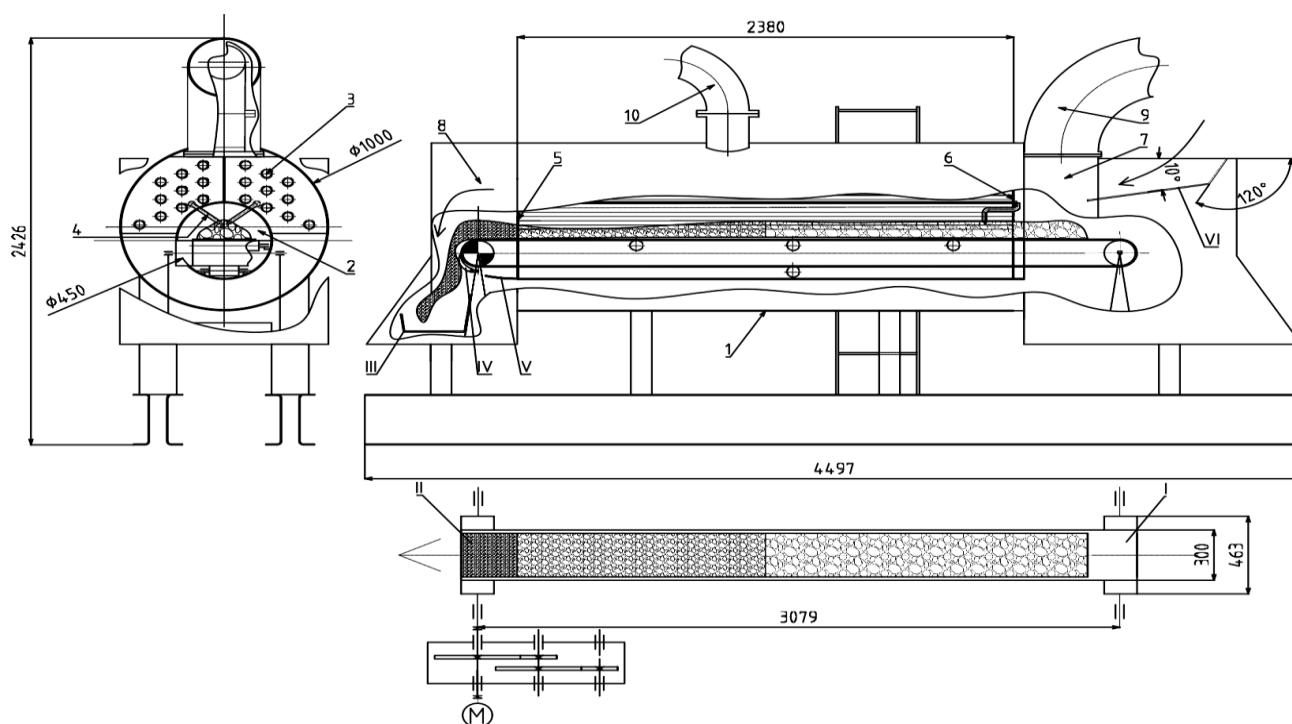


Figura 8: Caldeira flamotubular com câmara de reversão seca e alimentação contínua de combustível sólido. Fonte: Própria do Autor.

capaz de iniciar o processo de combustão. Esta linha criada deve prever a instalação dum **drop-out**.

Os desenhos esquemáticos da fornalha, dos espelhos e do tubo de convecção seguem no Anexo 2.

3.3.5 Dimensionamento dos Trocadores de Calor do Secador e da Cuba de Amêndoas

O que se pretende neste cálculo é conhecer a área total de transferência de calor para saber quantos tubos são necessários para definir o trocador. O trocador de calor do secador, é um banco de tubos em que o ar flui através dos tubos e o vapor escoa sobre o banco. Distintamente, no banco da cuba, o vapor escoa através dos tubos de um banco submerso em óleo vegetal estacionário.

3.3.5.1 Trocador de Calor do Secador

Determina-se primeiro a taxa de calor a ser transferido para o ar como se segue:

$$\dot{Q}_{ts}^{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot \bar{c}_{par} \cdot (T_{ar}^{out} - T_{ar}^{in}) \text{ [kW]} \quad (3.59)$$

Onde:

$\dot{m}_{ar}$ – É a vazão mássica de ar, [kg/s];

$\bar{c}_{par}$ – É o calor específico médio do ar, [kJ/kg°C];

T_{ar}^{out} – É a temperatura final do ar, [°C]; e

T_{ar}^{in} – É a temperatura inicial do ar, [°C].

Durante a mudança de fase o fluido (vapor) liberta uma grande quantidade de calor. A troca de calor pode-se escrever usando a lei de resfriamento de Newton do seguinte modo:

$$\dot{Q}_{ts} = A_T \cdot U \cdot \Delta T_{ml} \text{ [kW]} \quad (3.60)$$

Onde:

A_T – É a área necessária à transferência de calor, [m²];

U – É o coeficiente global de troca de calor, [kW/m²K]; e

ΔT_{ml} – É a temperatura média logarítmica, [°C].

A quantidade de calor a ser transferido para o ar é o que se ganha do calor latente de condensação do vapor saturado à 1.5 MPa e 198.29 °C. A temperatura média logarítmica é dada pela Equação (3.61).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_v^{in} - T_{ar}^{out}) - (T_v^{out} - T_{ar}^{in})}{\ln \left(\frac{T_v^{in} - T_{ar}^{out}}{T_v^{out} - T_{ar}^{in}} \right)} \text{ [°C]} \quad (3.61)$$

Onde:

T_v^{in} – É a temperatura do vapor saturado à entrada do banco de tubos, [°C];

T_v^{out} – É a temperatura do vapor à saída do banco de tubos, [°C];

T_{ar}^{out} – É a temperatura do ar à saída dos tubos, [°C]; e

T_{ar}^{in} – É a temperatura do ar ambiente, [$^{\circ}C$].

Por analogia aos aquecedores de ar tubulares, o cálculo do coeficiente global de calor, deve tomar em consideração o coeficiente de aproveitamento de calor, de acordo com a Equação (3.62).

$$U = \frac{K_u h_1 h_2}{h_1 + h_2} [W/m^2 K] \quad (3.62)$$

Onde:

K_u – É o coeficiente de aproveitamento de calor, $K_u = 0.85$;

h_1 – É o coeficiente de troca de calor por convecção sobre o banco, [$W/m^2 K$]; e

h_2 – É o coeficiente de troca de calor por convecção no interior dos tubos, [$W/m^2 K$].

O coeficiente de transferência de calor por convecção para fluxos cruzados sobre bancos de tubos em linha, h_1^l , e alternados, h_1^a , é governado pela Equação (3.63).

$$\begin{cases} h_1^l = 0.2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\bar{k}_v}{D_e} \cdot Re^{0.8} \cdot P_r^{0.33} \\ h_1^a = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\bar{k}_v}{D_e} \cdot Re^{0.6} \cdot P_r^{0.33} \end{cases} \quad (3.63)$$

$$Re^v = \frac{v_{max}^{l/a} \cdot D_e}{\bar{v}_v} \quad (3.64)$$

$$v_{max}^l = \frac{S_T}{S_T - D_e} \cdot v_v \quad (3.65)$$

$$v_{max}^a = \frac{S_T}{S_T - D_e} \cdot v_v \quad (3.66)$$

$$v_v = \frac{\dot{B} \cdot V_v \cdot (\bar{T}_v + 273)}{(c \cdot l - z \cdot L \cdot D_e) \cdot 273} \quad (3.67)$$

Onde:

C_z – É um factor de correcção que tem em conta o número de filas de tubos (Z) ao longo da direcção do fluxo de vapor;

$$\begin{cases} C(z) = \begin{cases} 0.91 + 0.0125(Z - 2), & Z < 10 \\ 1, & Z \geq 10 \end{cases} & \text{para arranjos em linha e} \\ C(z) = \begin{cases} 3.12 \cdot Z^{0.05} - 2.5, & Z < 10; S_T/D_e < 3 \\ 3.12 \cdot Z^{0.05} - 2.5, & Z < 10; S_T/D_e < 3 \\ 1, & Z \geq 10 \end{cases} & \text{arranjo alternado} \end{cases} \quad (3.68)$$

C_s – É o factor de correcção do arranjo geométrico do banco de tubos;

$$\begin{cases} C_s(S_T) = \left[1 + (2S_T - 3) \left(1 - \frac{S_L}{2} \right)^3 \right]^{-2} & \text{para arranjos em linha e} \\ C_s(\varphi_\sigma) = \begin{cases} 0.34 \cdot \varphi_\sigma^{0.1}, & 0.1 < \varphi_\sigma \leq 1.7 \\ 0.275 \cdot \varphi_\sigma^{0.5}, & 1.7 < \varphi_\sigma \leq 4.5; S_T/D_e < 3 \\ 0.34 \cdot \varphi_\sigma^{0.5}, & 1.7 < \varphi_\sigma \leq 4.5; S_T/D_e > 3 \end{cases} & \text{arranjo alternado} \end{cases} \quad (3.69)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{S_T/D_e - 1}{\sigma_2^*} \quad (3.70) \quad \sigma_2^* = \sqrt{\frac{\left(\frac{S_T}{D_e}\right)^2}{4} + \left(\frac{S_L}{D_e}\right)^2} \quad (3.71) \quad S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad (3.72)$$

Onde:

$\bar{k}_v$ – É a condutividade média do vapor, $[W/mK]$;

Re^v – É o número de Reynolds;

P_r – É o número adimensional de Prandtl;

v_{max} – É a velocidade máxima do vapor no banco de tubos, $[m/s]$;

v_v – É a velocidade de aproximação do vapor ao banco de tubos, $[m/s]$;

$\bar{\nu}_v$ – É a viscosidade cinemática do vapor de água, $[m^2/s]$;

S_T – É o passo (distância entre centros) transversal do banco de tubos, $[m]$;

S_L – É o passo longitudinal do banco de tubos, $[m]$;

S_D – É o passo diagonal do banco de tubos, $[m]$;

$\dot{B}$ – É o consumo de combustível, $[kg/s]$;

V_v – É o volume do vapor de água, $[m^3/kg_{comb}]$;

$\bar{T}_v$ – É a temperatura média do vapor, $[^\circ C]$;

D_e – É o diâmetro externo dos tubos, $[m]$;

c, l – São, respectivamente, o comprimento e a largura da secção de passagem do vapor, $[m]$;

Z – É o número de filas de tubos ao longo da direcção do fluxo do vapor;

z – É o número de colunas de tubos ao longo da direcção do fluxo do vapor; e

L – É o comprimento dos tubos, [m].

A Equação (3.73) rege a temperatura média do vapor, na qual são levantados todos os parâmetros.

$$\bar{T}_v = \frac{T_v^{in} + T_v^{out}}{2} \quad (3.73)$$

Segue-se a marcha, imprimindo que, o coeficiente de troca de calor por convecção, h_2 , no interior dos tubos determina-se por:

$$h_2 = 0.023 \cdot C_c \cdot C_t \cdot \frac{\bar{k}_{ar}}{D_i} \cdot Re^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \quad (3.74)$$

$$Re = \frac{v_{ar} \cdot D_i}{\bar{\nu}_{ar}} \quad (3.75) \quad C_t = \left(\frac{T_{ar}}{T_{as}} \right)^{0.5} \quad (3.76) \quad v_{ar} = \frac{4 \cdot \dot{G}}{3600 \cdot \bar{\rho}_{ar} \cdot \pi \cdot N \cdot D_i^2} \quad (3.77)$$

Onde:

C_c – É o coeficiente de correcção do comprimento do tubo (extraí-se do ábaco);

C_t – É o coeficiente de correcção para a diferença de temperatura entre a parede e o fluido de trabalho quando o fluido está a ser aquecido;

$\bar{k}_{ar}$ – É a condutividade térmica média do ar, [W/mK];

D_i – É o diâmetro interno dos tubos, [m];

Re – É o número de Reynolds;

P_r – É o número adimensional de Prandtl;

v_{ar} – É a velocidade de escoamento do ar nos tubos, [m/s];

$\bar{\nu}_{ar}$ – É a viscosidade cinemática média do ar, [m²/s];

$\dot{G}$ – É a demanda de ar quente, [kg/h];

$\bar{\rho}_{ar}$ – É a massa específica média do ar, [kg/m³]; e

N – É o número total de tubos.

A Equação (3.78), rege a temperatura média do ar, na qual são levantados todos os parâmetros.

$$\bar{T}_{ar} = \frac{T_{ar}^{in} + T_{ar}^{out}}{2} \quad (3.78)$$

3.3.5.2 Trocador de Calor da Cuba

A área total de transferência de calor neste caso, determina-se por analogia à marcha de cálculo para o trocador de calor do secador. Apenas com as seguintes diferenças:

$$\dot{Q}_{ts}^o = \dot{m}_o \cdot \bar{c}_{po} \cdot (T_o^{out} - T_o^{in}) \text{ [kW]} \quad (3.79)$$

Onde:

$\dot{m}_o$ – É a vazão mássica do óleo vegetal, [kg/s];

$\bar{c}_{po}$ – É o calor específico médio do óleo vegetal, [kJ/kg°C];

T_o^{out} – É a temperatura final do óleo vegetal, [°C]; e

T_o^{in} – É a temperatura inicial do óleo vegetal, [°C].

Os parâmetros quaisquer X_{ar} e Y_v correspondentes àquela marcha, nesta marcha, estes permutam considerando que o fluido aquecido neste caso é o óleo de milho, ou seja, tornam-se X_v e Y_o .

3.3.5.3 Resultados do Dimensionamento dos Trocadores de Calor

Com os resultados que se apresentam na Tabela 5, pode-se indubitavelmente escolher o arranjo dos tubos alternado (quincônio), pois, é evidente que se obtém mesma taxa de transferência de calor para um número de tubos inferior neste arranjo, em detrimento do arranjo em linha.

Tabela 5: Parâmetros principais dos trocadores de calor do secador (TCS) e da cuba (TCC).

Parâmetro	Símbolo	Valor				Unidade
		TCS		TCC		
TCS & TCC		Em linha	Alternado	Em linha	Alternado	TCS & TCC
Taxa de transferência de calor	$\dot{Q}_{ts}^o$	10.37	10.37	2.07	2.07	kW
Área de troca de calor	A	2.22	1.42	0.56	0.34	m^2
Número de tubos	N	48	30	18	11	N
Comprimento de cada tubo	L	0.75	0.75	0.5	0.5	m
Diâmetro interno do tubo	d_i	0.019	0.019	0.019	0.019	m
Número de fileiras	Z	10	10	10	10	Adimensional

A tomada de decisão, apesar da evidente vantagem preliminar do arranjo alternado, será abordada no Capítulo 4 com recurso aos gráficos onde se relacionam estes parâmetros com o coeficiente global de transmissão de calor, para que se tome a decisão mais sóbria e sensata possível.

3.3.6 Dimensionamento da Chaminé

Os gases gerados devido a combustão do combustível na fornalha, devem ser canalizados para o exterior atmosférico, através da chaminé. O seu dimensionamento resume-se essencialmente em calcular a altura.

A marcha de cálculo, obedece a seguinte sequência:

$$\dot{V}_g^{ch} = \dot{B}_c \cdot V_{gNor} \cdot \frac{t_{gB}^{ch} + 273}{273} \cdot \frac{1.01 \cdot 10^5}{P_B} \quad (3.80) \quad d_{boca} = 1.13 \sqrt{\frac{\dot{V}_g^{ch}}{c_{g_{boca}}}} \quad (3.81)$$

Onde:

$\dot{V}_g^{ch}$ – É o fluxo volumétrico dos gases que passam pela chaminé, $[m^3/s]$;

$\dot{B}_c$ – É o consumo de combustível, $[kg/s]$;

V_{gNor} – É o volume dos gases de combustão, $[m^3/kg]$;

t_{gB}^{ch} – É a temperatura dos gases até a chaminé, $[^\circ C]$;

P_B – É a pressão de trabalho, $P_B = 10^5 Pa$;

d_{boca} – É o diâmetro da saída da chaminé, $[m]$; e

Velocidade dos gases a saída da chaminé:

$$c_{g_{boca}} = \begin{cases} 4 - 8 \text{ m/s} & \text{para extracção natural} \\ 10 \text{ m/s} & \text{para extracção artificial} \end{cases}$$

$$d_{base} = 1.5 \cdot d_{boca} \quad (3.82) \quad d_{medio} = \frac{d_{base} + d_{boca}}{2} \quad (3.83)$$

$$c_{g_{base}} = \frac{c_{g_{boca}} \cdot d_{boca}^2}{2} \quad (3.84) \quad c_{medio} = 0.5 \cdot (c_{boca} + c_{base}) \quad (3.85)$$

$$\Delta P_l = \xi_l \frac{c^2}{2} \rho \quad (3.86) \quad \Delta P = \Delta P_{at} + \sum \Delta P_l \quad (3.87)$$

$$\Delta P = (1.2 - 1.3) \sum \Delta P \quad (3.88) \quad t_{boca} = t_{base} - \Delta t \cdot H \quad (3.89)$$

$$t_{media} = \frac{(t_{base} + t_{boca})}{2} \quad (3.90) \quad Re = \frac{c_{media} \cdot d_{medioeq}}{\nu} \quad (3.91)$$

$$H = \frac{\Delta P + \zeta \frac{c_{boca}^2}{2} \rho_{gás} (1 + \beta \cdot t_{boca})}{g \left(\frac{\rho_{ar}}{1 + \beta \cdot t_{ar}} - \frac{\rho_{gás}}{1 + \beta \cdot \bar{t}_g} \right) - \frac{\lambda}{3d_{medio}} \frac{c_{medio}^2}{2} \rho_{gás} (1 + \beta \cdot \bar{t}_g)} \quad (3.92)$$

Onde:

d_{base} – É o diâmetro da base da chaminé, $[m]$;

d_{medio} – É o diâmetro médio da chaminé, $[m]$;

$c_{g_{base}}$ – É a velocidade dos gases na base da chaminé, $[m/s]$;

c_{medio} – É a velocidade média dos gases na chaminé, $[m/s]$;

$\Delta P_l, c, \rho, \xi, \Delta P$ – São as perdas locais, $[Pa]$; velocidade dos gases na conduta, $[m/s]$; e densidade do gás, $[kg/m^3]$; factor de perdas de carga localizadas e as perdas totais, $[Pa]$, respectivamente;

$t_{boca}, t_{base}, t_{média}, \Delta t$ – É a temperatura dos gases a saída, na base e média da chaminé, $[^{\circ}C]$; queda média de temperatura por metro de altura da chaminé, $[^{\circ}C/m]$;

Re, H – É o número de Reynolds e a altura calculada da chaminé, $[m]$;

ζ – É o coeficiente de resistência local na saída da chaminé. Usa-se como valor médio $\zeta = 1.06$;

$\rho_{ar}, \rho_{gás}$ – São as densidades do ar e do gás, respectivamente, $[kg/m^3]$;

$\bar{t}_g, t_{boca}, t_{ar}$ – É a temperatura média dos gases e na boca da chaminé; é a temperatura do ar ambiente, respectivamente, $[^{\circ}C]$; e

$\lambda, d_{médio}, \beta = 1/273$ – É o coeficiente de atrito na parede interior da chaminé; é o diâmetro médio da chaminé, $[m]$; e o coeficiente de expansão térmica, respectivamente.

Antes da Equação (3.89), acha-se através do ábaco, a altura estimada da chaminé.

Aquando do dimensionamento, a Fórmula (3.82) foi modificada considerando **unidade** como a nova constante de proporcionalidade, de acordo com os resultados que seguem na Tabela 6.

Tabela 6: Resultados do dimensionamento da chaminé.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Diâmetro da saída da chaminé	d_{boca}	0.35	m
Diâmetro da base da chaminé	d_{base}	0.35	m
Diâmetro médio da chaminé	$d_{médio}$	0.35	m
Altura calculada da chaminé	H	11.3	m

O valor da altura (baixo em relação à altura típica das caldeiras aquatubulares) sugere que as perdas de carga durante o escoamento dos gases são reduzidas. As perdas

de pressão ao longo da conduta, sem tomar em conta as localizadas foram tomadas como nulas, posto que o comprimento da conduta será o mínimo possível. Segue abaixo o desenho ilustrativo da chaminé da caldeira junto com o filtro de mangas mencionado no Capítulo 2.

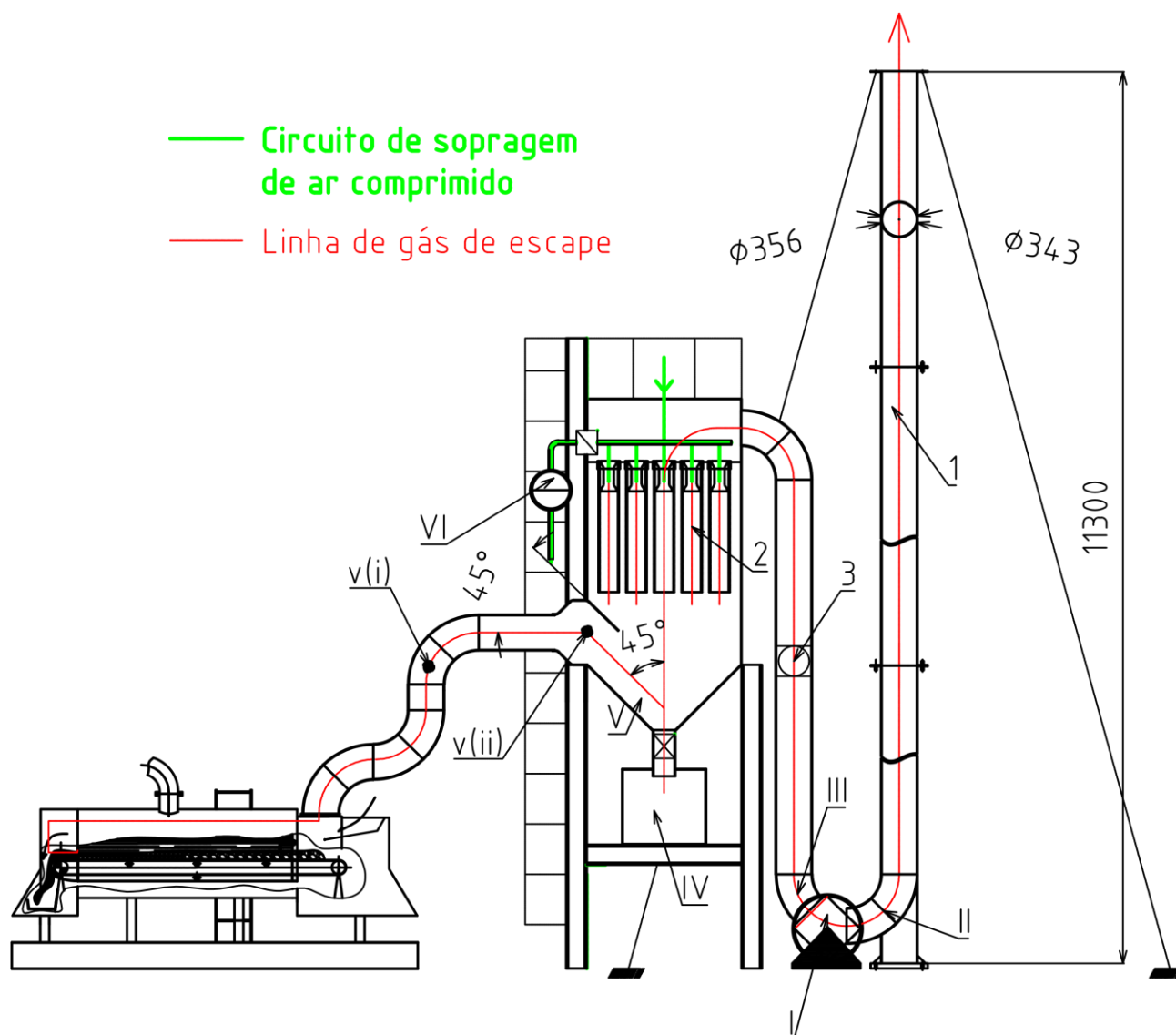


Figura 9: Caldeira e Chaminé intercaladas por filtro de mangas. Fonte: Própria do Autor.

Onde:

I, II, III, IV, V, VI – São o extrator, uma das 5 curvas de 90° (raio longo), a curva de 45° (raio longo), a tremonha (volume de precipitação das partículas) e o *barrilete* de ar comprimido, respectivamente;

1,2,3 – São a chaminé (**aço-ligado**), a manga do filtro e a válvula de retenção; e

$v(i) > v(ii)$ – São as velocidades dos gases na conduta e na zona de deflexão dos gases, respectivamente.

Consta que, a extracção dos gases de escape da fornalha da caldeira é induzida pelo **I** (localizado na base da **1**), com vista a superar as perdas de carga do circuito de gases e ainda impor velocidades adequadas para que os gases sejam efectivamente extraídos pelo topo da chaminé. Com o envolvimento dos dispositivos hidráulicos (**as curvas e o filtro**) as perdas de carga atingem valores tais que se torna inviável o funcionamento do sistema apenas com a extracção natural. Com vista a minimizar as perdas de carga e tornar o escoamento dos gases menos turbulento, deu-se primazia às **III** (na entrada do **I** e na zona de deflexão dos gases (**ii**)) em detrimento das de **III**.

Note que, deve-se ponderar que $v(ii)$ seja “ideal” para que a abrasão das partículas sólidas não perfure as mangas, bem como que, a velocidade ascendente das partículas sólidas não perfure as mangas, bem como que, a velocidade ascendente das partículas na **V** permite a decantação das mesmas na **V**.

A planta da fábrica (cuja explanação sobre ela avizinha-se) foi projectada para acomodar a instalação do filtro de mangas e da chaminé contiguamente à caldeira, sendo que esta localiza-se por dentro da fábrica e os dois primeiros do lado de fora desta, exactamente como descreve o desenho da Figura 9.

3.3.7 Dimensionamento do Leito do Produto

O dimensionamento do leito depende da quantidade de amêndoa a processar e da espessura da camada do produto. Considerando 16 horas laborais por dia, adoptaram-se os seguintes valores correspondentes a uma fábrica de módulo grande: 1134 kg de amêndoas por dia (5500 kg de castanhas por dia). Para o cozedor, secador e cuba, consideraram-se as seguintes espessuras, respectivamente: 4 cm por bandeja, 20 cm e 100 cm.

3.3.7.1 Leito do cozedor

A Equação (3.93), expressa o volume do leito do cozedor, V_L^C , a partir do volume total da castanha a cozer, V_{TC}^C .

$$V_L^C = V_{Tc}^C = \frac{m_{cc}}{\rho_c} [m^3] \quad (3.93)$$

Onde:

m_{cc} – É a massa de castanha a cozer por ciclo de 30 minutos, $m_{cc} = 550 \text{ kg}$; e

ρ_c – É a massa específica da castanha, $\rho_c = 500 \text{ kg/m}^3$.

Note que, a capacidade de processamento da castanha no cozedor, corresponde à décima parte da capacidade de processamento de castanha por dia, na fábrica. Quer dizer, em 5 horas médias, poderá se processar todas 5500 kg de castanha.

Através do volume do leito, calcula-se a área do leito do cozedor, A_L^C , pela Equação (3.94).

$$A_L^C = \frac{V_L^C}{\delta_c^C} [m^2] \quad (3.94)$$

$$A_L^C = \frac{\pi D_c^2}{4} [m^2] \quad (3.95)$$

Onde:

δ_c^C – É a espessura da camada de castanha no cozedor, $[m]$; e

D_c – É o diâmetro do leito do cozedor, $[m]$.

Abaixo, na Tabela 7, seguem os resultados do dimensionamento do leito do cozedor.

Tabela 7: Dimensões do leito do cozedor.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Volume útil	V_L^C	1.1	m^3
Área da base	A_L^C	1.1	m^2
Diâmetro	D_c	1.18	m
Altura	δ_c^C	1	m

Note que a camada de empilhamento das castanhas é de **1 metro**.

As dimensões obtidas permitiram elaborar o desenho de vista geral da Figura 10. Onde:

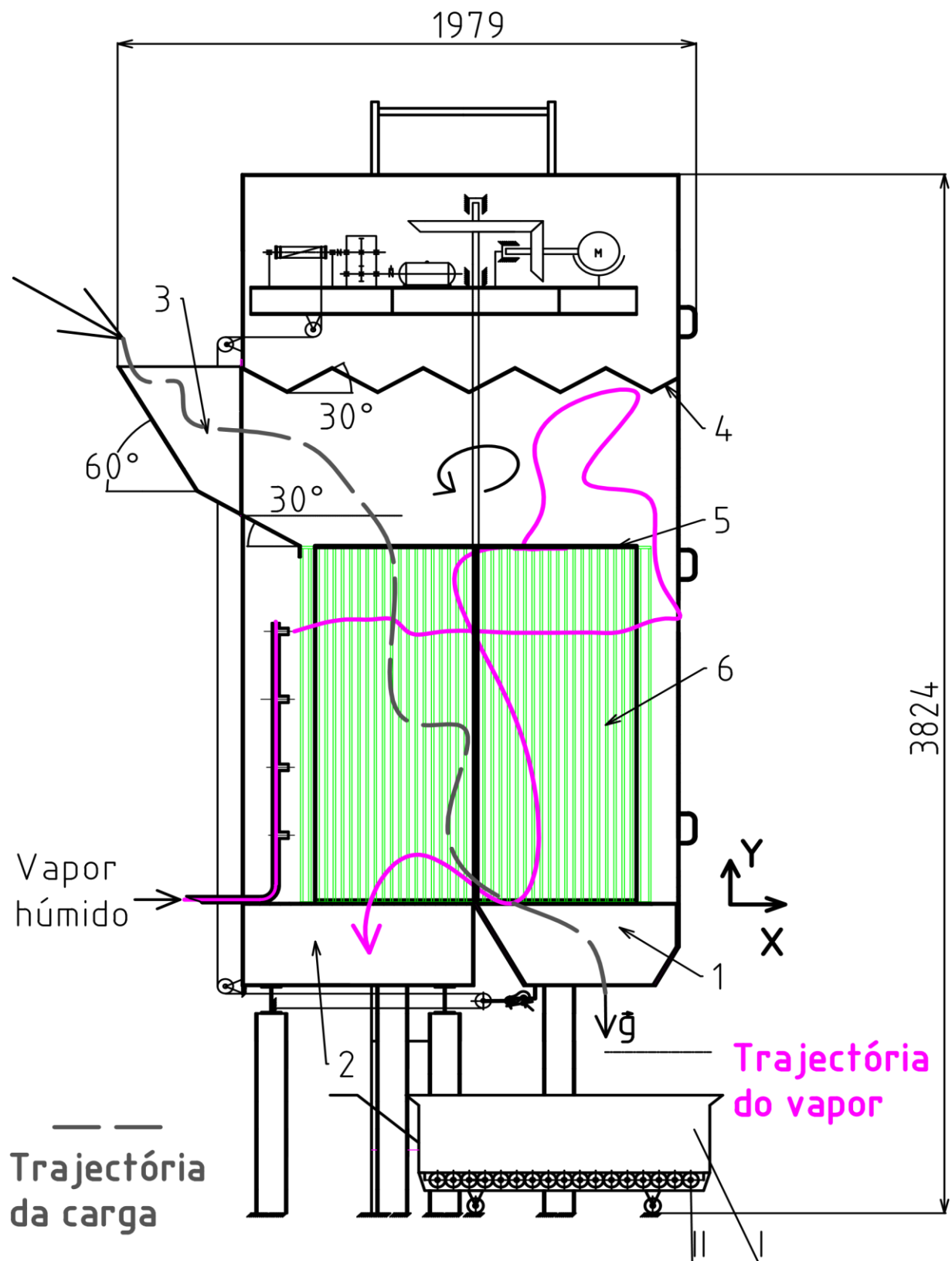


Figura 10: Vaso de caçamba para cocção da castanha de caju *in natura*. Fonte: Própria do Autor.

I, II – São o carrinho de carga (com rolos de impacto (*II*)); e

1,2,3,4,5,6 – São a caçamba (**aço inoxidável SAE 630**), depósito de condensado (**aço inoxidável SAE 630**), tremonha (**aço inoxidável SAE 304**), o tejadilho (**aço inoxidável SAE 304**), o mecanismo revolvedor (**aço inoxidável SAE 630**), a câmara de cocção, grelhada (**aço inoxidável SAE 304**).

Note que **3** é composta por dois planos inclinados (plano combinado), o primeiro de **60°** para acelerar o transporte da castanha no início do trajecto e, o segundo de **30°** para abrandar a velocidade de escoamento no fim do plano combinado, com vista a minimizar o impacto dado a **1.3** metros de altura (máxima) sobre a base da **6**. O **5** tem a função de recircular as castanhas pelo leito, de modo a garantir uma distribuição uniforme de vapor húmido ou condensado pelas mesmas.

A inclinação do **4** facilita o escoamento do condensado devido à gravidade (de **5 m/s²**) ao longo da superfície da placa, mantendo a superfície mais limpa para a transferência de calor.

Procurou-se tornar o cozedor menos complexo possível; tal significa que o processo de carga manual pela tremonha poderá ser auxiliada pelo transportador portátil de correia ou outro que satisfaça a demanda. A descarga pode ser otimizada em função da variação do ângulo de abertura da **1** (que roda em torno do seu Eixo **Z**) quando o gancho é destravado; tal significa que o impacto sobre o **I** será minimizado por esta via e por outro lado absorvido pelos rolos de impacto que o definem.

O desenho esquemático do leito da câmara de cocção encontra-se no Anexo 2.

3.3.7.2 Leito do secador

A Equação (3.96), expressa o volume do leito por bandeja do secador, V_{Lb}^S , a partir do volume total da amêndoa a secar por bandeja, V_{ab}^S .

$$V_{Lb}^S = V_{ab}^S = \frac{m_{ab}}{\rho_a} [m^3] \quad (3.96)$$

Onde:

m_{ab} – É a massa de amêndoa a secar por ciclo de 6 horas numa bandeja, $m_{ab} = 567 \text{ kg}$; e

ρ_a – É a massa específica da amêndoa, $\rho_a = 650 \text{ kg/m}^3$.

Note-se que, a capacidade de processamento da amêndoa no secador, corresponde à meia parte da capacidade de processamento de amêndoa por dia, na fábrica. Quer dizer, em 12 horas médias, poderá se secar todos os 1134 kg de amêndoa, num só secador.

Através do volume do leito, calcula-se a área do leito por bandeja do secador, A_{Lb}^S , pela Equação (3.97).

$$A_{Lb}^S = \frac{V_{Lb}^S}{\delta_{ab}^S} [m^2] \quad (3.97) \quad V_{TL}^S = N_b \cdot V_{Lb}^S + N_{eb} \cdot V_{eb} \quad (3.98) \quad V_{eb} = eb \cdot A_{Lb}^S \quad (3.99)$$

Onde:

δ_{ab}^S – É a espessura de camada de amêndoa por bandeja, [m];

V_{TL}^S – É o volume total do leito do secador, [m³];

N_b – É o número de bandejas no secador, $N_b = 8$;

N_{eb} – É o número de espaços entre as bandejas, $N_{eb} = 7$;

eb – É o afastamento entre as bandejas, $eb = 0.1 \text{ m}$; e

V_{eb} – É o volume do espaço entre as bandejas, [m³].

Diferentemente das castanhas, as amêndoas podem demandar maior volume útil de processamento que as castanhas (apesar do rendimento do processo de obtenção da amêndoa ser de cerca de **20 %**), conforme se demonstra na Tabela 8.

Tabela 8: Dimensões do leito do secador.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Volume útil	V_{TL}^S	1.64	m^3
Área da base	A_{Lb}^S	1.09	m^2
Comprimento	L_S	1.2	m
Diâmetro da bandeja	$D_{b,s}$	0.9	m
Altura	H_S	1.5	m

A altura útil, neste caso, não corresponde ao empilhamento das amêndoas em camada de **1.5 m**, mas sim, em camadas muito menos espessas, colocadas em bandejas.

O leito do humidificador é exactamente igual ao do secador, portanto, o seu cálculo é dispensável.

As dimensões obtidas permitiram elaborar o desenho de vista geral da Figura 11, onde:

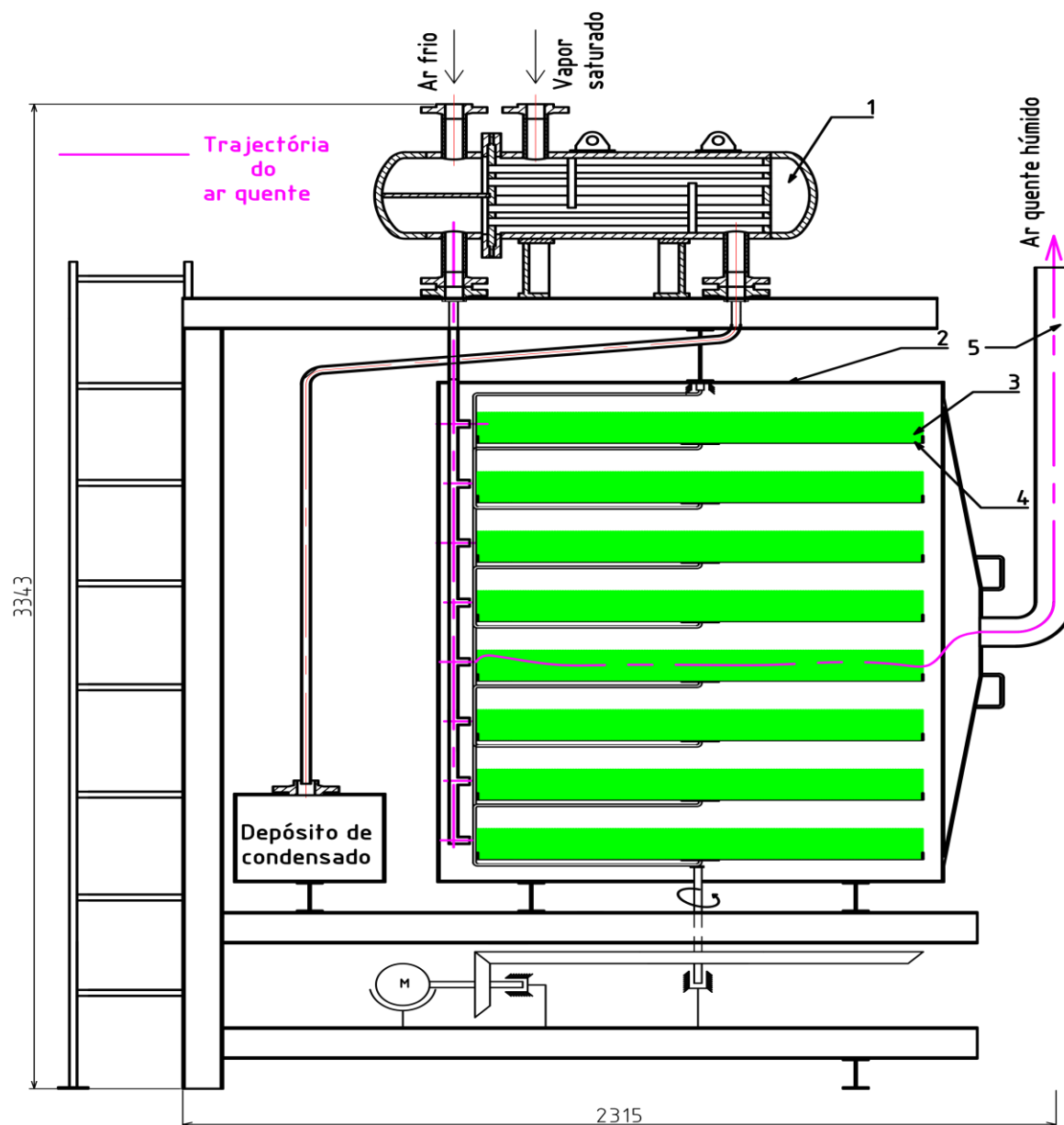


Figura 11: Secador de bandejas de fluxo misto. Fonte: Própria do Autor.

1,2,3,4,5 – É o trocador de calor, a carcaça do secador (**aço inoxidável 304**), a cesta de amêndoa (**aço inoxidável 304**), a bandeja (**aço inoxidável 304**), a chaminé (**aço ao carbono**).

Diferentemente da castanha, as amêndoas são mais sensíveis aos danos, por isso, a tecnologia de empilhamento em camadas de cerca de 1 m (ver Figura 10) durante a secagem das mesmas é pouco recomendado porque põe em causa a integridade (amêndoa sem microfissura) da amêndoa com maior probabilidade relativa. Daí, recomendou-se o uso do secador de bandejas, onde a camada de empilhamento é de 20 cm.

Note que, alojar 1 no topo da estrutura permite que o ar insuflado pelo ventilador seja o mais quente (menos denso) possível para favorecer o processo de troca de calor entre este e o vapor. Do depósito de condensado, prevê-se a canalização do mesmo para o retorno à caldeira.

O vapor saturado proveniente do trocador de calor, que opera a 1.5 MPa (198.29 °C), é que garante a transferência de calor para o ar frio insuflado para o secador.

O desenho esquemático do leito da câmara de secagem encontra-se no Anexo 2.

3.3.7.3 Leito da cuba

A Equação (3.100), expressa o volume do leito da cuba, V_L^C , a partir do volume total da amêndoa a fritar na cuba, V_a^C .

$$V_L^C = V_a^C = \frac{m_{af}}{\rho_a} [m^3] \quad (3.100)$$

Onde:

m_{af} – É a massa de amêndoa a fritar por ciclo de 6 minutos médios numa cuba, $m_{af} = 283.5 \text{ kg}$; e

ρ_a – É a massa específica da amêndoa, $\rho_a = 650 \text{ kg/m}^3$.

Note-se que, a capacidade de processamento da amêndoa na cuba, corresponde à quarta parte da capacidade de processamento de amêndoa por dia, na fábrica. Quer dizer, em 6 minutos, poderá se fritar a quarta parte demandada por dia.

Através do volume do leito, calcula-se a área do leito da cuba, A_L^C , pela Equação (3.101).

$$A_L^C = \frac{V_L^C}{\delta_T^C} [m^2] \quad (3.101)$$

$$\delta_T^C = \delta_a + \delta_p [m] \quad (3.102)$$

Onde:

δ_T^C – É a altura total da cuba, [m];

δ_a^C – É a espessura da camada de amêndoa na cesta da cuba, [m]; e

δ_p – É a altura do trocador de calor dentro da cuba, [m].

Abaixo, na Tabela 9, seguem os resultados do dimensionamento do leito da cuba.

Tabela 9: Dimensões do leito da cuba

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Volume útil	V_L^C	0.44	m^3
Área da base	A_L^C	0.73	m^2
Comprimento	L_C	0.9	m
Largura	L_C	0.9	m
Altura	H_C	0.81	m

As dimensões obtidas permitiram elaborar o desenho de vista geral da Figura 12.

Este volume da cuba, foi repartido em 3 partes de volumes complementares entre si, para facilitar o manuseio da carga (amêndoas), conforme se demonstrou na Figura 12.

Onde:

1 – É a cesta de **aço inoxidável 304**;

2 – É o tubo do banco de tubos em quincônio (**aço inoxidável ASTM A240**);

3 – É o furo para acomodar o bujão da cuba;

4 – É o furo para entrada do vapor saturado; e

5 – É o furo para saída de vapor húmido (ou líquido saturado).

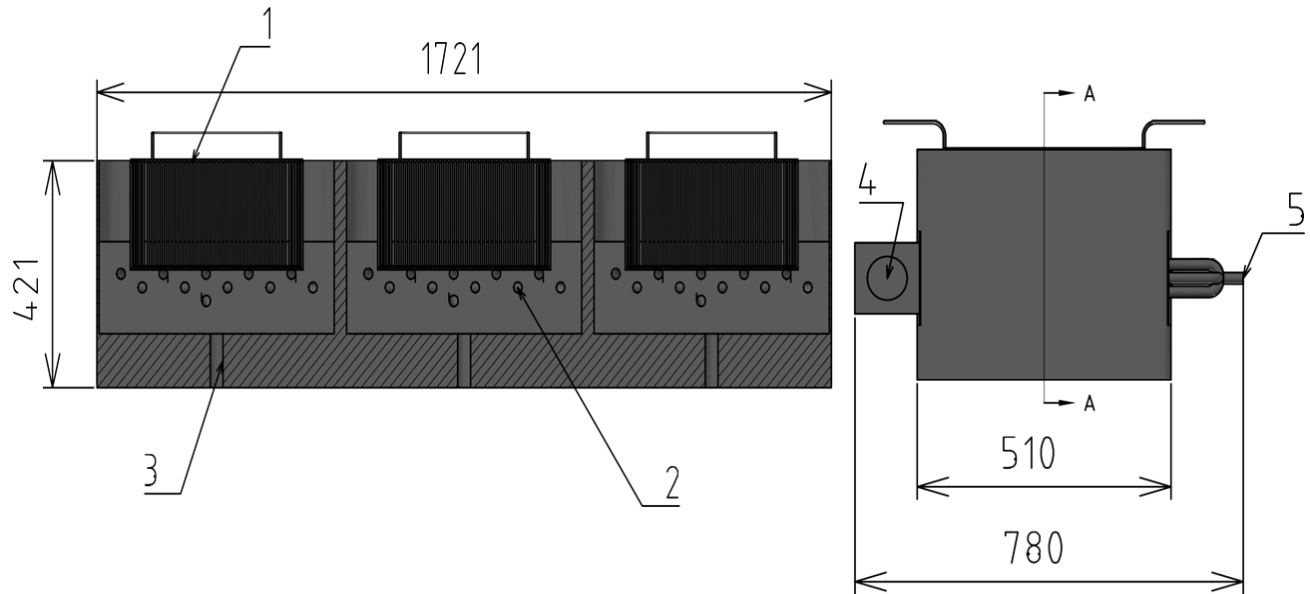


Figura 12: Cuba tri-partida para fritura de amêndoa de caju. Fonte: Própria do Autor.

NB: Cuba (**aço inoxidável 304**), propriamente dita, é o volume que acomoda o óleo vegetal.

Note-se que, para além de se aproveitar o mecanismo de transmissão de calor por convecção entre as amêndoas e o óleo vegetal, a cesta das amêndoas, tem como base de sustentação o banco de tubos; tal significa que, o processo de fritura também é favorecido pela parcela (embora muito pequena) de condução de calor.

O vapor saturado proveniente do trocador de calor (banco de tubos), que opera a 1.5 MPa (198.29 °C), é que garante a transferência de calor para o óleo vegetal que se encontra no volume da cuba.

O desenho esquemático do leito da cuba encontra-se no Anexo 2.

4 CAPÍTULO IV

Coube neste capítulo, apresentar os resultados em forma gráfica, para facilitar a tomada de decisão sobre as soluções de alternativas possíveis para aquecer o ar do secador e óleo vegetal para a fritura da amêndoa. Os trocadores de calor para este fim de troca de calor entre dois fluidos podem ser do tipo banco de tubos em linha ou alternados, conforme citado no Capítulo 3.

4.1 Análise dos Resultados

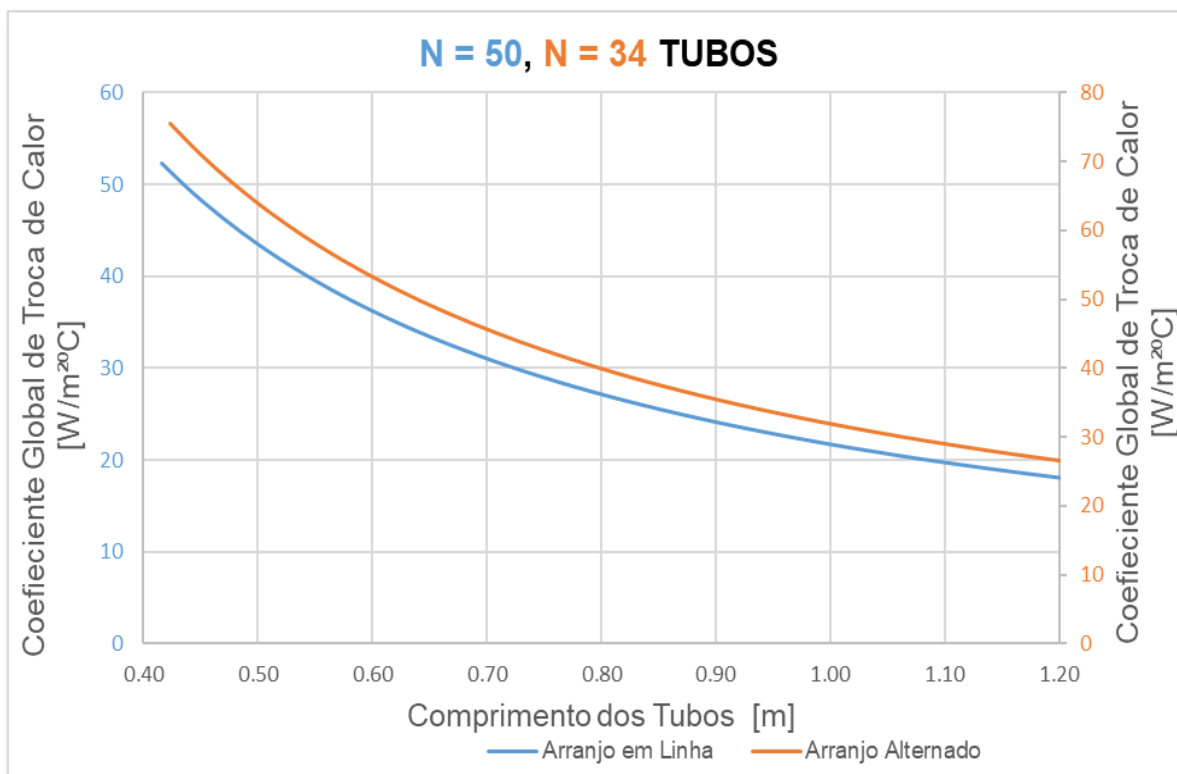


Figura 13: Análise gráfica da relação entre o coeficiente global de troca de calor e o comprimento dos tubos para arranjos em linha e alternado do TCS.

Da análise gráfica, constata-se que:

- ♠ Para qualquer um dos comprimentos do domínio das abcissas do gráfico, o arranjo alternado apresenta a melhor eficiência que o arranjo em linha, apesar do maior número de tubos neste arranjo, relativamente ao outro.

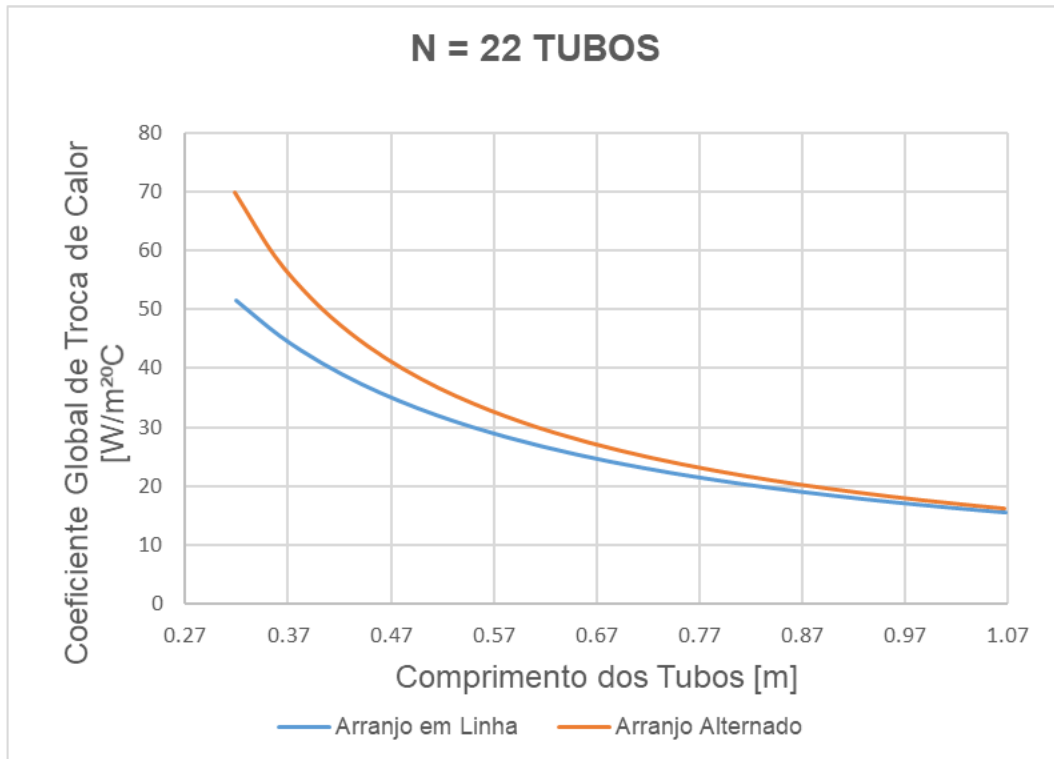


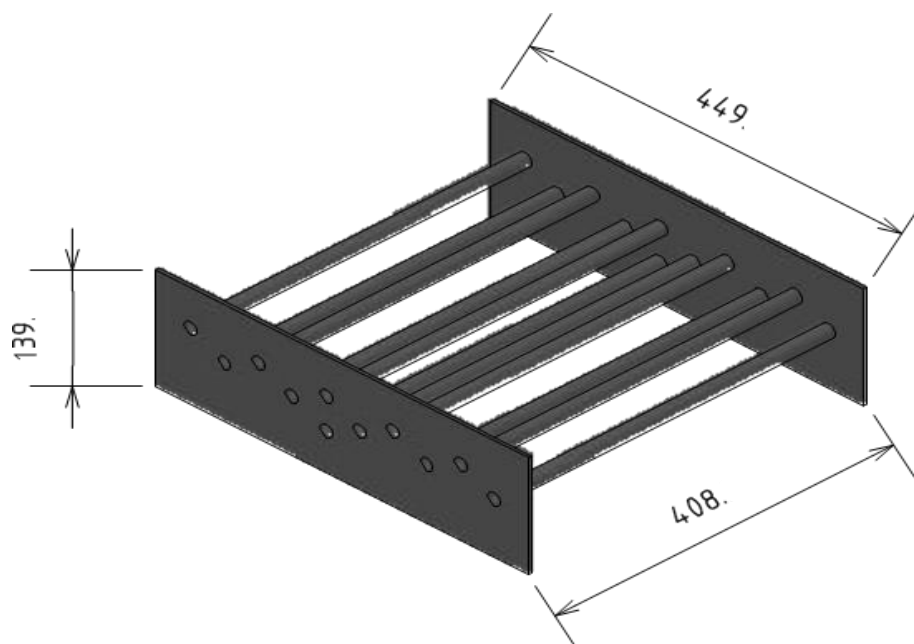
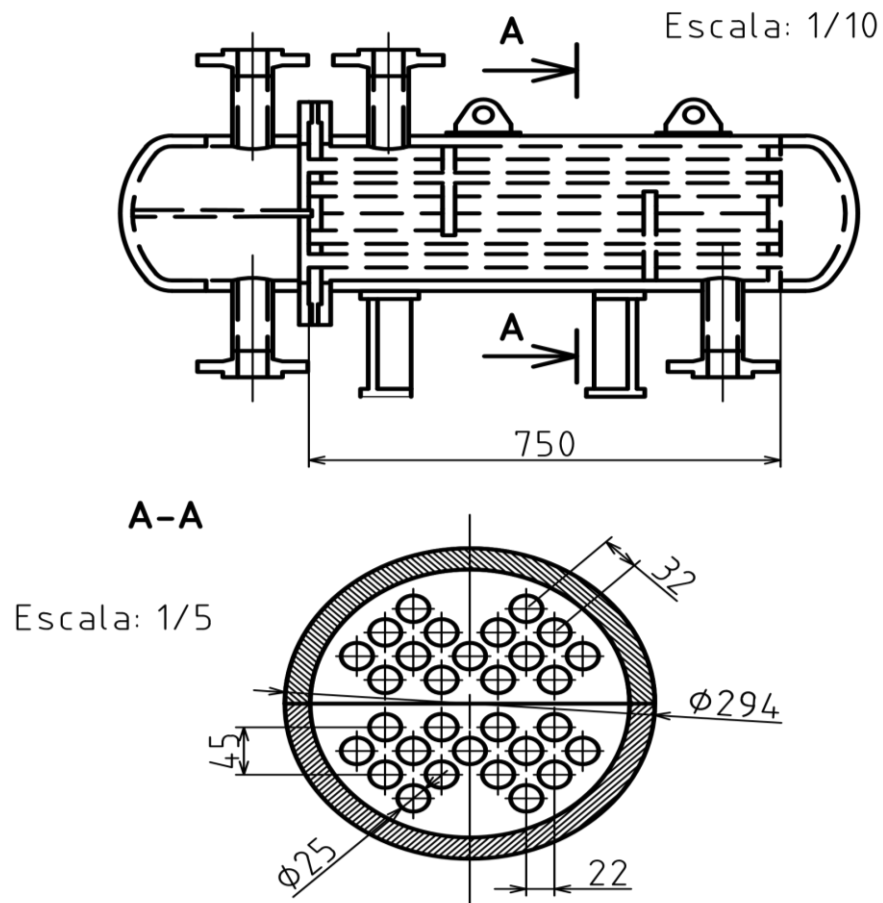
Figura 14: Análise gráfica da relação entre o Coeficiente Global de Troca de calor e o comprimento dos tubos para arranjos em linha e alternado do TCC.

Da análise gráfica, constata-se que:

- ♣ Para qualquer um dos comprimentos do domínio das abcissas do gráfico, o arranjo alternado apresenta a melhor eficiência possível que o arranjo em linha, para o mesmo número de tubos.

4.2 Tomada de Decisão

Em termos de rendimento energético e economia de material, de acordo com as análises, a decisão mais sensata para os dois casos, consiste na escolha do arranjo alternado com **11 tubos e 0.5 m** de comprimento para o banco de tubos da cuba e **30 tubos com 0.75 m** para o banco de tubos do secador, apesar de ser um arranjo de construção e manutenção relativamente difíceis. As Figuras Figura 15 e Figura 16 ilustram os trocadores de calor; os respectivos desenhos esquemáticos, constam do Anexo 2.



4.3 Layout, Planta e Alçados Principais da Fábrica

A planta consiste numa representação generalizada da fábrica. Esta, e os alçados principais constam do Anexo 3. A fábrica terá a implantação tipo *product layout*; nesta, os produtos em processamento se movem de um posto de trabalho para o outro em linha onde um conjunto de tarefas específicas são levadas a cabo.

A fábrica está baseada em duas unidades dorsais, a administrativa e fabril (objecto de estudo) conforme se demonstra a seguir.

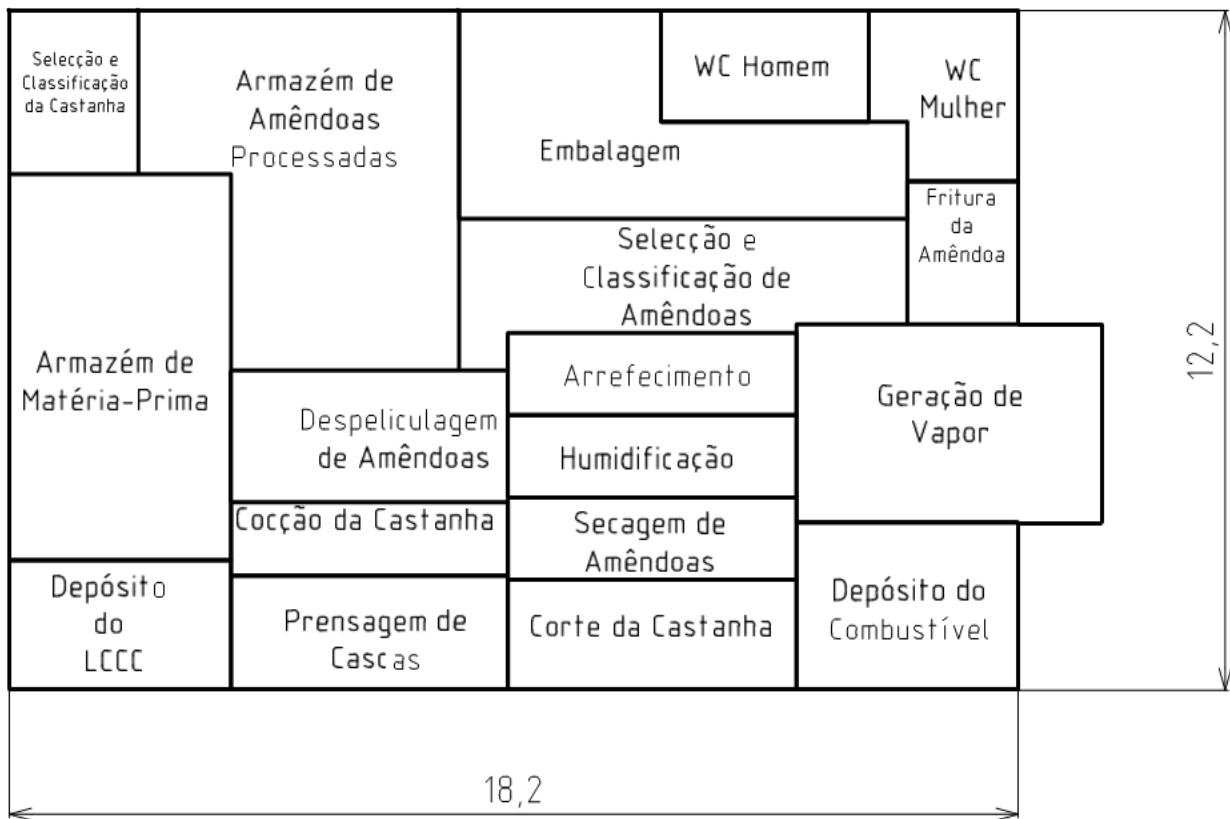


Figura 17: Pré-planta da unidade fabril. Fonte: Própria do Autor.

4.4 Instalações

4.4.1 Instalação para geração de vapor

Para minimizar as perdas de carga térmica (calor sensível e latente), as tubulações de vapor serão isoladas por lã de rocha e a Secção de Geração de Vapor será contígua às secções que demandam a utilização do vapor, de tal maneira que, os comprimentos das tubulações de vapor sejam mínimos possíveis.

4.4.2 Armazenagem

A fábrica terá dois armazéns, sendo um de matéria-prima e acessórios e outro para material de embalagem e produtos acabados. A matéria-prima será armazenada em caixas contentoras, manual e mecanicamente, enquanto os produtos acabados, mecanicamente, pois estes exigem maior cuidado e rigor.

4.4.3 Abastecimento de água

A fonte primária de água será proveniente da rede regional de abastecimento, empresa privada de capitais públicos Águas da Região do Norte, SA de Moçambique. A fábrica contará com dois reservatórios de água subterrâneos para criar redundância no fornecimento da água; isto é, em caso de corte no fornecimento de água de uma das fontes, a outra entrará em funcionamento.

4.4.4 Fontes de energia

O fornecimento de energia eléctrica será feito pela empresa pública Electricidade de Moçambique. Prevê-se a instalação de um posto de transformação de energia para o melhoramento da qualidade da energia fornecida. A fábrica possuirá também um gerador de emergência para garantir o contínuo fornecimento de energia eléctrica em caso de restrições no fornecimento de energia de uma das fontes, evitando assim paragens não programadas.

4.5 Características dos Edifícios

4.5.1 Estrutura

O edifício da fábrica será do tipo arco devido à uma boa relação peso/área e será construído de aço porque apresenta facilidade na montagem, facilidade de manutenção ou alteração da estrutura, bem como tem vantagem na resistência a ventos fortes, e outros fenómenos naturais.

4.5.2 Cobertura

Para garantir um baixo peso e uma boa resistência à corrosão devido à variação da temperatura, contacto com humidade e chuvas, a cobertura da construção será de chapas de aço galvanizado.

4.5.3 Revestimentos laterais e divisórias

As paredes exteriores serão feitas de blocos de cimento devido uma boa relação de custo e resistência. As paredes divisórias serão feitas de tijolos.

4.5.4 Pavimento

O pavimento será de betão revestido por uma película de resinas para garantir que as substâncias que podem eventualmente se derramar, como óleos de lubrificação das máquinas e outros, não criem impactos negativos. As máquinas serão assentes em fundamentos apropriados para evitar que a vibração durante o funcionamento das mesmas não destrua o piso.

4.6 Condições Ambientais

4.6.1 Iluminação

Uma boa iluminação numa instalação qualquer, proporciona uma boa visão dos objectos. A fábrica estará disposta de tal maneira que haja o máximo de aproveitamento da iluminação natural (a radiação do sol), mas também serão instaladas lâmpadas nas secções fabris e fora da instalação.

4.6.2 Ventilação

A ventilação da fábrica será artificial através de extractores, dada a natureza da cobertura do edifício fabril que não permite boa ventilação natural.

4.6.3 Climatização

A climatização da fábrica será natural, excepto no edifício do sector administrativo, sendo necessário instalar aparelhos de condicionamento de ar.

4.6.4 Acústica

A principal fonte de barulho (ameno, neste caso) serão máquinas da própria fábrica (peneira vibratória para selecção da castanha, principalmente), por essa razão as paredes internas serão feitas de tijolos para minimizar os efeitos de calor e de som, pois são bons isoladores, ademais, serão estabelecidos protocolos de higiene e segurança no trabalho, como protectores auditivo e outros com vista a minimizar os riscos.

4.6.5 Higiene e segurança ocupacional

É necessário que se cumpra escrupulosamente com a implementação das normas de higiene e segurança no trabalho, que se seguem abaixo, com vista a prevenir-se dos acidentes de trabalho e garantir o fluxo normal do processo produtivo.

- ♣ **Manutenção da limpeza:** garantir que todas as áreas da fábrica sejam limpas regularmente para evitar a acumulação de resíduos, poeira e sujeira;
- ♣ **Higiene pessoal:** uso de uniformes e dispositivos de protecção individual ou colectivo adequados; e
- ♣ **Manutenção das máquinas:** garantir que todas as máquinas estejam em boas condições de funcionamento e equipadas com protecções adequadas.

5 CAPÍTULO V

Dedica-se este capítulo para de forma suave, não que seja perfunctório, estudar a viabilidade económica da implementação deste projecto no distrito de Mogovolas, através dos indicadores de viabilidade; nomeadamente: Valor Actual Líquido (*VAL*), Taxa de Rendibilidade Interna (*TIR*) e *Payback* descontado. Constatou-se que o projecto de implantação da FACAJU – RN é economicamente viável com capital total de investimento orçado em cerca de **472.620,84 USD**. Os dados que sustentam estes cálculos encontram-se no Anexo 1.

5.1 Localização da Fábrica

A selecção do melhor sítio para instalar uma fábrica é de extrema importância, pois afecta as operações de comercialização dos produtos e a própria expansão. A melhor localização é aquela que baixará os custos aumentando, naturalmente, os ganhos.

Ponderando a premissa do parágrafo anterior, escolheu-se implantar a FACAJU – RN na sede do distrito de Mogovolas, Nametil, província de Nampula, tendo como guia os seguintes factores de produção:

- ♣ Proximidade ou condições de acesso à fonte de matéria-prima; e
- ♣ Proximidade do mercado;

5.1.1 Fonte de matéria-prima

Em Moçambique, escrevem Frei e Peixinho (2012c), “Nampula e Cabo Delgado, ao Norte, Zambézia, ao Centro e Gaza e Inhambane, ao Sul, são as províncias mais representativas em quantidades de castanha produzida e que apresentam maior potencial de crescimento.”

5.1.2 Mercado

Os produtos serão comercializados a partir do mercado local, regional, nacional até ao internacional (através do Porto de Nacala que dista à 258 km de Nametil); os maiores consumidores da castanha de caju são: Índia, Estados Unidos da América, Alemanha, Países Baixos, Reino Unido, Austrália, Canadá, França, Japão e Arábia Saudita.

5.2 Estimativa da Viabilidade Económica do Projecto

As tabelas que se seguem, dão uma estimativa contábil da FACAJU – RN em 10 anos de vida útil de existência. A Tabela 10 foi obtida a partir da Tabela 12 do Anexo 1.

Tabela 10: Investimento inicial total.

<i>i</i>	Item ⁱ	Percentagem ⁱ (%)	Custo ⁱ (USD)
1	Equipamento base e outros	100	24.238,35
2	Instalação, Montagem e Instrumentação	43	10.422,49
3	Tubulação de ar e vapor	36	8.725,806
4	Instalação Eléctrica	15	3.635,753
5	Construções e Serviços	35	8.483,423
	Custo Fixo Total	229	55.505,82
6	Engenharia e Construções	40	9.695,34
	Custo Directo da Instalação	269	65.201,16
7	Despesas com contractos	22	5.332,437
8	Contingências	48	11.634,41
	Capital de Investimento Fixo	339	82.168,01
9	Capital Circulante	70	16.966,85
	Capital Total de Investimento¹		99,134.85
	Capital Total de Investimento²		173,486.00
	Capital Total de Investimento³		272,620.84

¹ Valor estimado sem tomar em consideração as secções não-dimensionadas

² Valor estimado considerando que este seja cerca de 1.75 do capital estimado em 1

³ Valor estimado considerando todas as secções fabris

Tabela 11: Indicadores de viabilidade económica.

i	Descrição do Indicador ⁱ	Valor Calculado ⁱ	Unidade ⁱ
1	VAL	392,284.15	USD
2	TIR	38	%
3	PAYBACK descontado	4.54	Anos

Conclusões:

- ♣ O VAL de 392,284.15 USD sugere que, após descontar os fluxos de caixa futuros a uma taxa de 17%, o projecto ainda resulta em um valor positivo substancial. Isso significa que o investimento inicial de 472,620.84 USD será recuperado e haverá um lucro anual de 185.657,56 USD, tornando o projecto financeiramente atraente;
- ♣ Uma TIR de 38% é muito alta, especialmente quando comparada à taxa de juro bancária de 17%. Isso indica que o projecto é altamente rentável e que a taxa de retorno esperada é significativamente superior ao custo de capital; e
- ♣ Um período de retorno de 4,54 anos significa que o investimento inicial será recuperado em aproximadamente 4 anos e 7 meses. Este é um período muito curto, indicando que o projecto rapidamente começará a gerar lucros para os investidores.

6 CAPÍTULO VI

6.1 Conclusões e Recomendações

6.1.1 Conclusões

De acordo com os objectivos traçados, pode-se inferir que:

- ♣ Há viabilidade técnica para a construção de uma caldeira que queime CCC para gerar vapor;
- ♣ Pode se melhorar a qualidade da amêndoa, integrando o vapor nas operações unitárias do seu processamento;
- ♣ Há viabilidade técnica e económica para construir os TCS e TCC;
- ♣ Pode se implantar a FACAJU mitigando o impacto ambiental do projecto; e
- ♣ Há viabilidade económica para folgadoamente aderir ao negócio.

6.1.2 Recomendações

Para os trabalos futuros, recomenda-se que:

- ♣ Faça-se experimentos laboratoriais de análise elementar para aferir a composição química das amostras locais (Moçambique) da castanha de caju, dado que, as propriedades de uma biomassa são afectadas pelas condições de plantio, cultivo e colheita, processamento e transporte; este projecto baseou-se nos dados específicos para os resíduos (CCC) da cajucultura na região nordeste do Brasil;
- ♣ Faça-se dimensionamento dos mecanismos de transmissão de movimento e de elevação de carga propostos para o accionamento electromecânico das máquinas, ponderando os seguintes aspectos: carga a processar, segurança de utilização, *manutenibilidade* e economia de construção e operação; em suma, que se faça o dimensionamento mecânico dos equipamentos cujo cálculo térmico teve lugar; e
- ♣ Faça-se um estudo de viabilidade económica procurando explorar as pontencialidades dos outros distritos do País.

7 CAPÍTULO VII

7.1 Referências Bibliográficas

1. ARBEX, Marcos Abdo [et al.] – *Queima de Biomassa e Efeitos sobre a Saúde*. São Paulo: J. Bras. Pneumol., 2004;
2. Bizzo, Waldir A. – *Geração, Distribuição e Utilização de Vapor*. Brasil: FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA, s.d..
3. FREI, Vanito Viriato Marcelino; PEIXINHO, Dimas Moraes – *A Produção De Caju Em Moçambique e a Dinâmica Socioespacial*. Góias: Universidade Federal de Goiás, Campus Jataí, 2012a, 2012b, 2012c. Dissertação de Mestrado;
4. GARCIA, D.C [et al.] – *A Secagem de Sementes*. Pelotas: UFPEL/FAEM, 2001. Tese de Doutorado;
5. HALL, C. W. – *Drying and Storage of Agricultural Crops*. Westport: AVI, 1980. 381p.
6. HOLANDA, Luciano Flávio Frota de – *Castanha de caju (Anacardium occidentale, L.): Processo Mecânico de Extração da Amêndoa*. Ceará: Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 1988. Tese de Doutorado;
7. KROSS, Robert Karel – *Processamento De Amêndoas De Castanha De Caju: Secagem, Extração e Estabilidade do Azeite*. Campina Grande – PB: Universidade Federal de Campina Grande Centro de Ciências e Tecnologia, 2008a, 2008b. Tese de Doutorado;
8. LANGA, Dionísio Alfredo – *Projecção de uma Estufa de Secagem Artificial de Milho Usando Biomassa e Radiação Solar Como Fontes de Energia*. Maputo: Universidade Eduardo Mondlane, 2020a, 2020b. Monografia de Licenciatura;
9. NHAMBIU, Jorge Olívio Penicela – *Geradores de Vapor: Caldeiras Flamotubulares*. Maputo: Universidade Eduardo Mondlane, 2024b.
10. NHAMBIU, Jorge Olívio Penicela – *Geradores de Vapor: Classificação dos Geradores de Vapor*. Maputo: Universidade Eduardo Mondlane, 2024a.
11. OLIVEIRA, Alcília – *Métodos de Cocção dos Alimentos*. Rio de Janeiro: CEDERJ, s.d..
12. PAIVA, Francisco Fábio de Assis [et al.] – *Processamento de Castanha-de-Caju*. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa, s.d.;

13. ROCHA, Carolina Seixas da [et al.] – *Riscos Socio-ambientais do Beneficiamento da Castanha de Caju no Povoado Carrilho-Se*. Aracaju: Interfaces Científicas – Saúde e Ambiente, 2016. ISSN IMPRESSO 2316-3313;
14. SILVA, J. [et al.] – *Fornalha a Carvão Para Secagem de Produtos Agrícolas*. Minas Gerais: UFV, 2000;
15. TAVARES, Beatriz Galvão [et al.] – *Estudo do Potencial da Casca de Castanha de Caju Para a Obtenção de Hidrogénio*. Curitiba: Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, 2010;
16. TAVARES, Priscilla Torquato – *Caracterizações Física e Química de Resíduos Sólidos da Cajucultura e Avaliação do Potencial Energético em Processos de Conversão Térmica*. Paraíba: Universidade Federal da Paraíba, 2016;
17. www.grabcad.com/library/centre-shaft-rotary-tray-dryer-1, 19 de Julho de 2024;
18. www.grabcad.com/library/industrial-autoclave-sterilizer-1, 19 de Julho de 2024.

§ ANEXOS

§ **ANEXO 1 – ESTUDO DE VIABILIDADE ECONÓMICA**Tabela 12: Custo total do equipamento base e outros.

EQUIPAMENTOS BASE & OUTROS DA UNIDADE FABRIL IMPORTADOS					
<i>i</i>	Equipamento ⁱ	Designação ⁱ	Quantidade ⁱ	Preço Unitário ⁱ (USD)	Preço Total ⁱ (USD)
1	Ventilador	Centrífugo	2	215,00	430,00
2	Prensa	De parafuso (Expeller)	2	2.072,00	4.144,00
3	Filtro de gases	De mangas	1	300,00	300,00
4	Moto-redutor		1	300,00	300,00
5	Transformador de potencial	11/0.4 kV	1	1.300,00	1.300,00
SUBTOTAL 1					6.474,00
OUTROS EQUIPAMENTOS BASE DE PRODUÇÃO LOCAL					
<i>i</i>	Equipamento ⁱ	Designação ⁱ	Quantidade ⁱ	Custo Unitário ⁱ (MZN)	Custo Total ⁱ (MZN)
1	Cuba para fritura	Tri-partida	2	15.000,00	30.000,00
2	Trocador de calor	Quincónio & em Linha	2	5.000,00	10.000,00
4	Transportador	De correia de aço	1	20.000,00	20.000,00
6	Caldeira ⁴	Flamotubular	1	438.819,70	438.819,70
4	Vaso cozedor de castanha ⁵	De caçamba	2	120.475,00	240.950,00
5	Humidificador	De bandejas	2	97.932,50	195.865,00
6	Secador	De bandejas	2	97.932,50	195.865,00

⁴ Com todos os principais componentes da caldeira⁵ Idem analogicamente

SUBTOTAL 2 (USD)	17.764,35
CUSTO TOTAL DOS EQUIPAMENTOS BASE E OUTROS (USD)	24.238,35

Tabela 13: Custo operacional.

CUSTOS DIRECTOS DE PRODUÇÃO		
<i>i</i>	Item ⁱ	Custo ⁱ (USD/ano)
1	Matéria-prima ⁶	2,003,000.00
2	Mão-de-obra Directa	370,379.38
3	Manutenção e Reparação	450,025.30
	SUBTOTAL 1	2,823,404.68
ENCARGOS FIXOS		
4	Depreciação da Maquinaria	40,020.24
5	Depreciação das Construções	21,505.82
6	Taxas Locais	18,005.06
7	Seguros	14,502.28
	SUBTOTAL 2	94,033.40
	CUSTOS TOTAIS DE PRODUÇÃO	2,917,438.08
DESPESAS GERAIS FABRIS		
8	Custos Administrativos	26,844.85
9	Custo de Financiamento	33,601.68
10	Custos de Distribuição e Vendas	37,379.38
	SUBTOTAL 3	97,825.91
	CUSTOS TOTAIS OPERACIONAIS	3,015,263.99

Tabela 14: Outros dados para o cálculo dos indicadores de viabilidade.

<i>i</i>	Item ⁱ	Quantia ⁱ	Unidade ⁱ
----------	-------------------	----------------------	----------------------

⁶ Considerando que o preço de compra da castanha de caju *in natura* no mercado local são 1.35 USD/kg

1	Capital Total de Investimento	272,620.84	USD
2	Custos Totais Operacionais	3,015,263.99	USD/ano
3	Preço de Venda da Amêndoa Crua	8.61	USD/kg
4	Preço de Venda da Amêndoa Frita	12.92	USD/kg
5	Preço de Venda do LCCC	1.2	USD/kg
6	Tempo de Vida Útil do Projecto (Assumido)	10	Anos
7	Taxa de Juro Bancária	17	%
8	Taxa de Depreciação da Moeda	2.8	%
9	Produção Anual da Amêndoa Crua	229635.0	Kg/ano
10	Produção Anual da Amêndoa Frita	76545.0	Kg/ano
11	Produção Anual do LCCC	195669.0	Kg/ano
12	Receita com Amêndoa Crua	1,977,157.35	USD/ano
13	Receita com Amêndoa Frita	988,961.40	USD/ano
14	Receita com LCCC	234,802.80	USD/ano
15	Receita Total Anual	3,200,921.55	USD/ano
16	Lucro Anual	185,657.56	USD/ano

§ **ANEXO 2 – DESENHOS ESQUEMÁTICOS**

Consta deste anexo, todos os desenhos esquemáticos dos dispositivos dimensionados.

A21 – Fornalha;

A22 – Espelho Frontal;

A23 – Espelho Posterior;

A24 – Tubo de Convecção;

A25 – Câmara de Cocção;

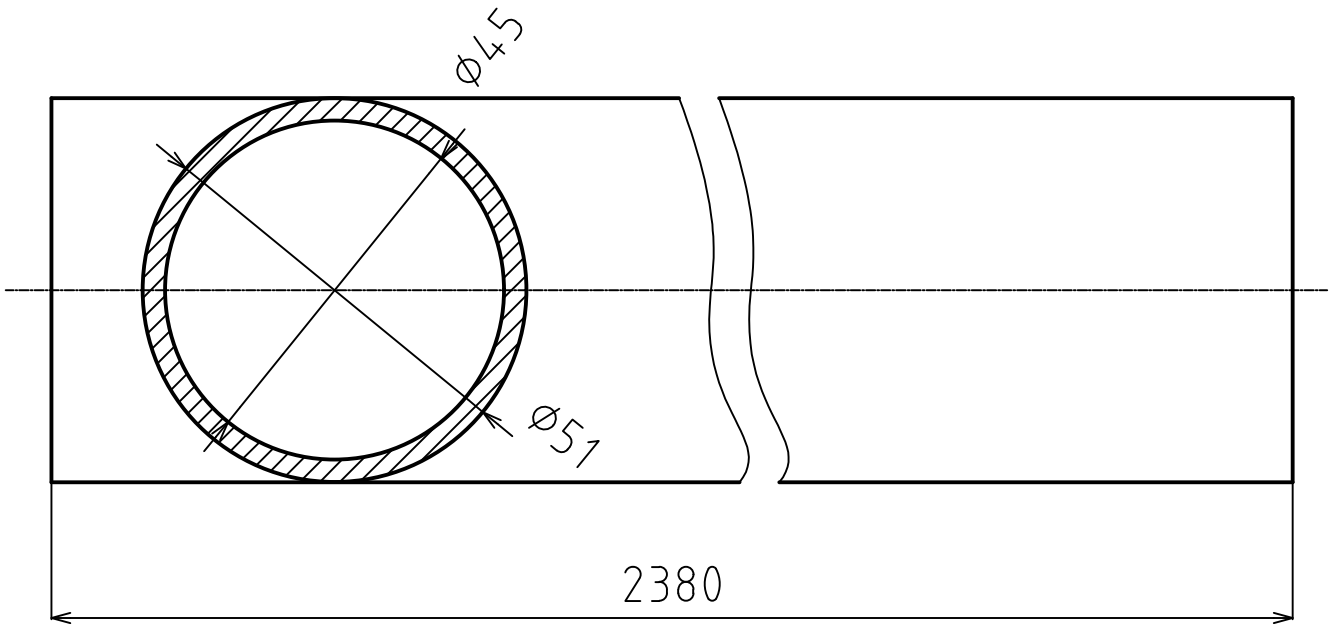
A26 – Câmara de Secagem;

A27 – Leito da Cuba;

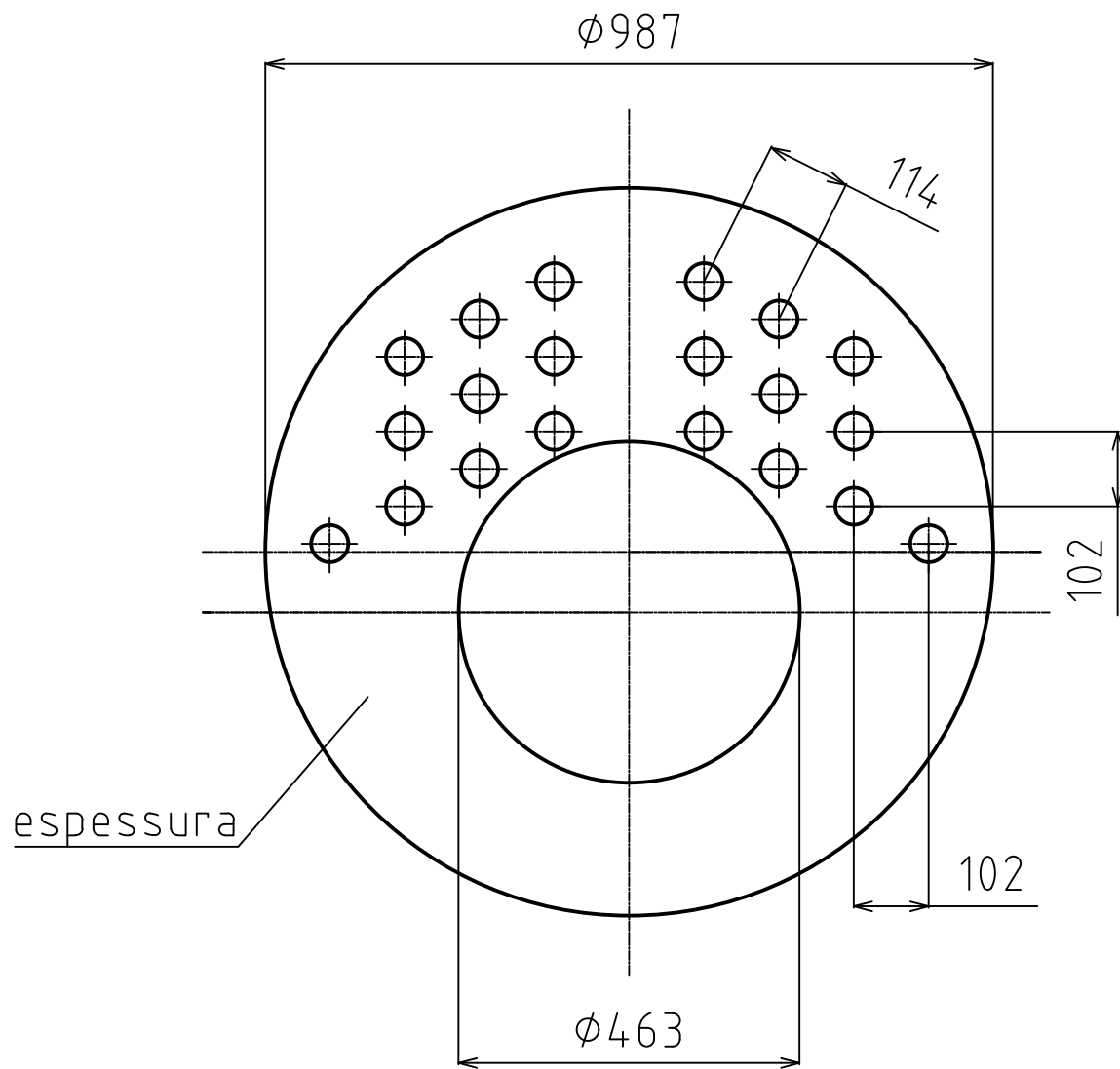
A28 – TCS; e

A29 – TCC.

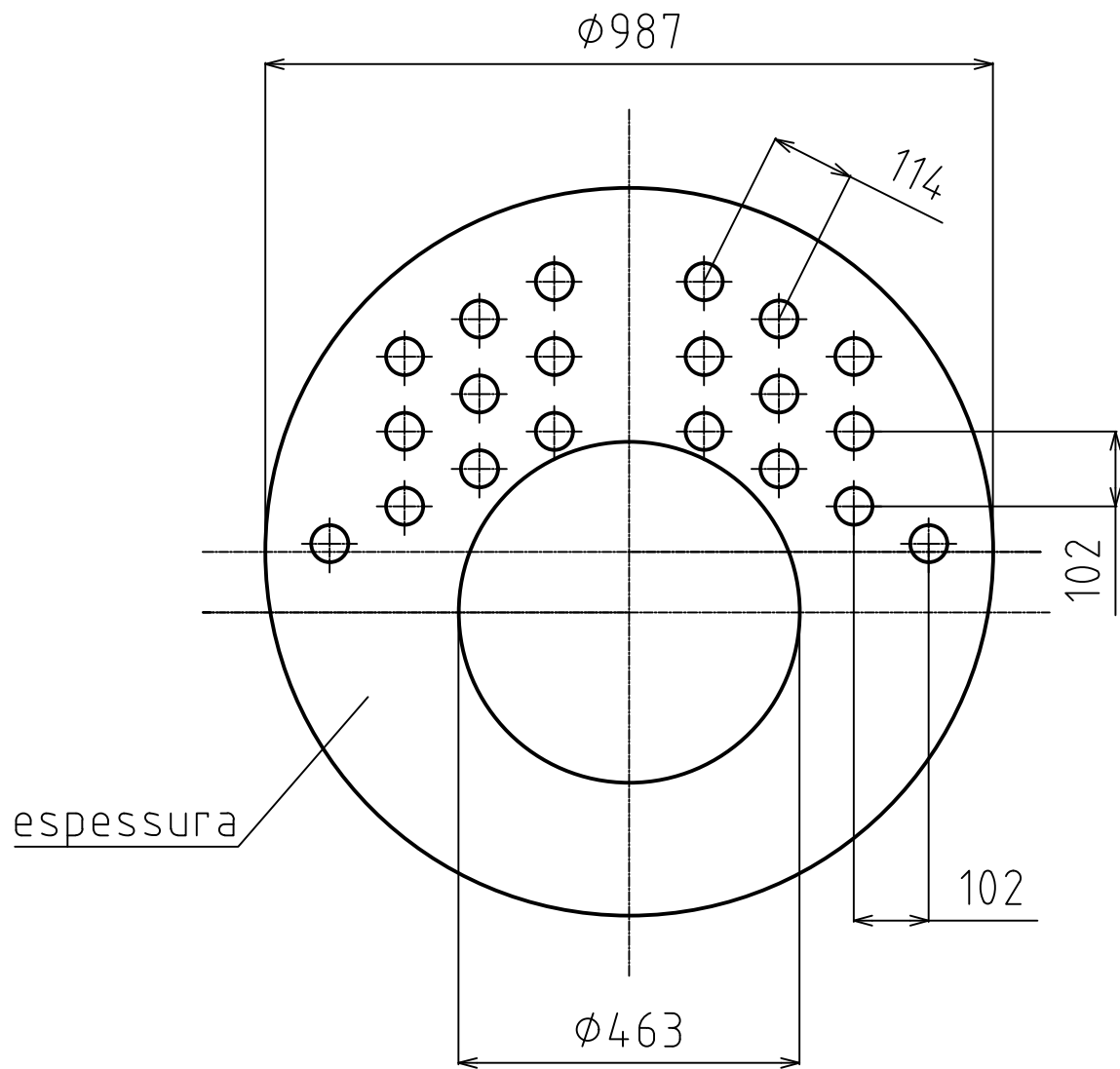




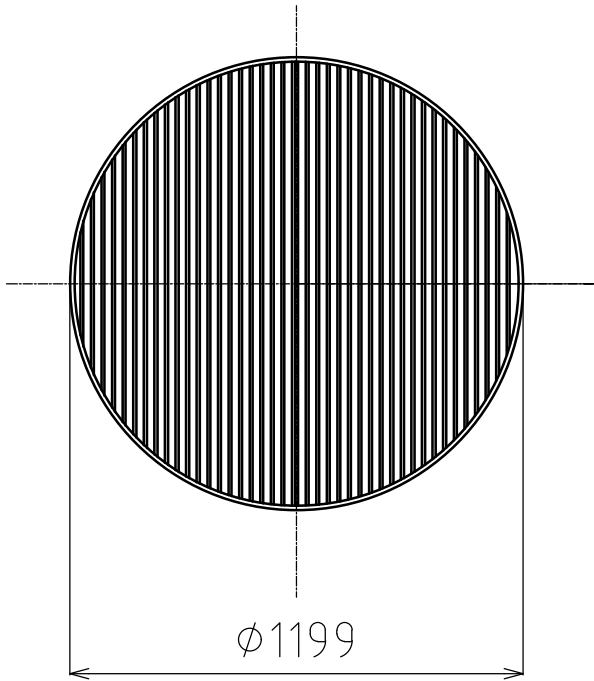
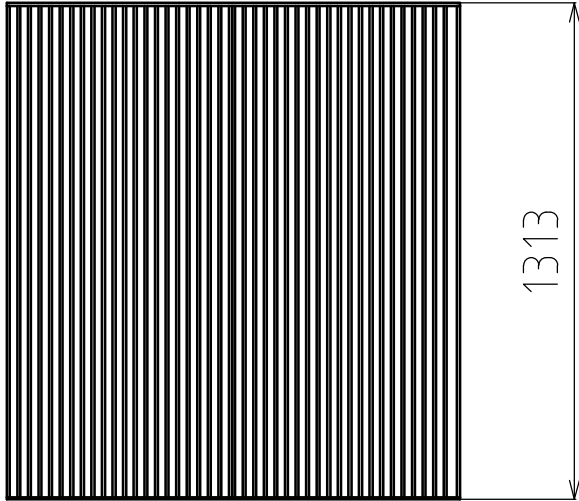
Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A22-TL													
Juclêncio	23.06.24	Massangaie															
Verificou	Data	Apelido															
Jorge		Nhambiu															
1:1	TUBO DE CONVECÇÃO			UEM-FE-LE-MEC													
				<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>													



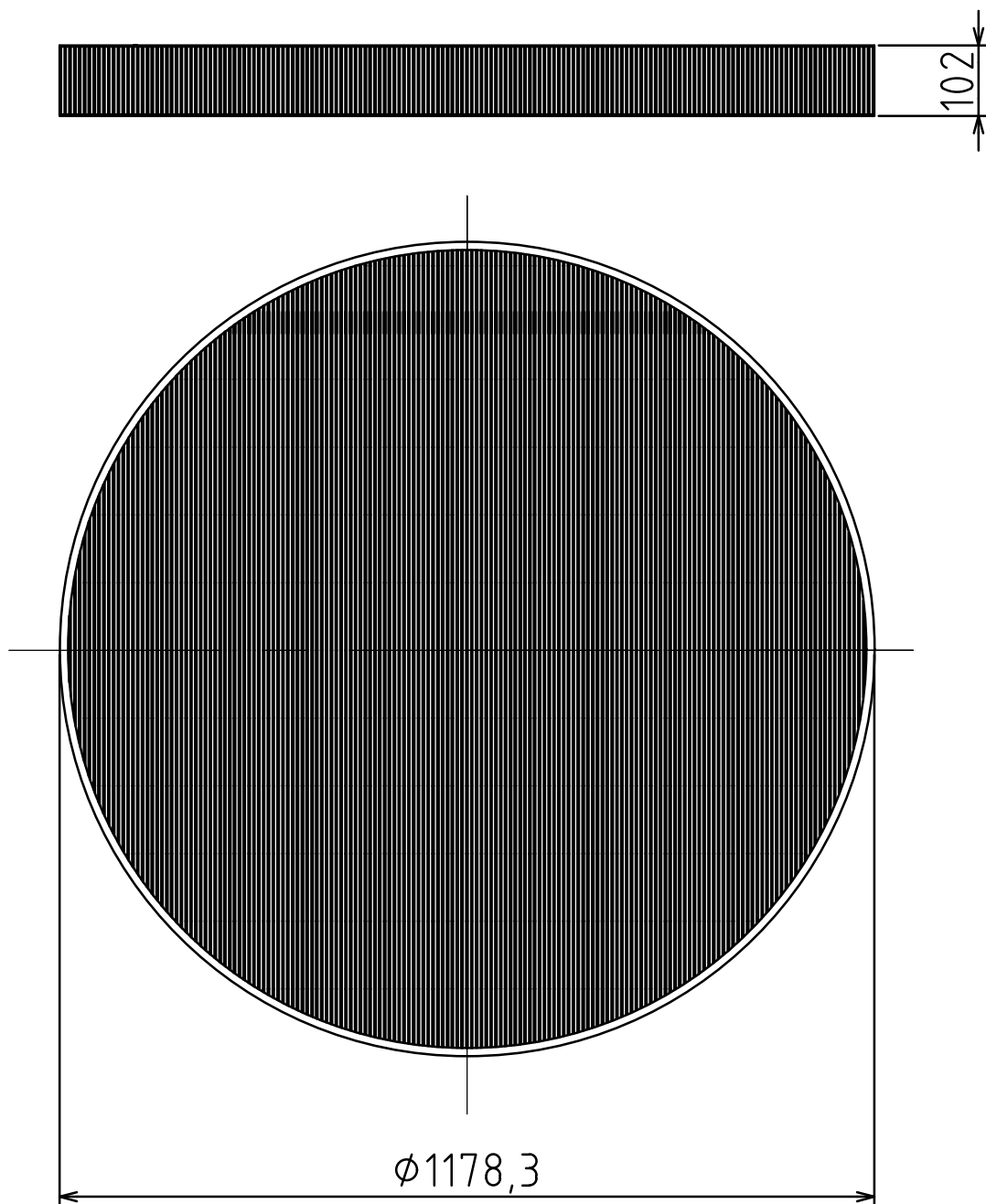
Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A23-TL
Juclêncio	23.06.24	Massangaie		
Verificou	Data	Apelido		
Jorge		Nhambiu		
1:10	ESPELHO FRONTAL			UEM-FE-LE-MEC



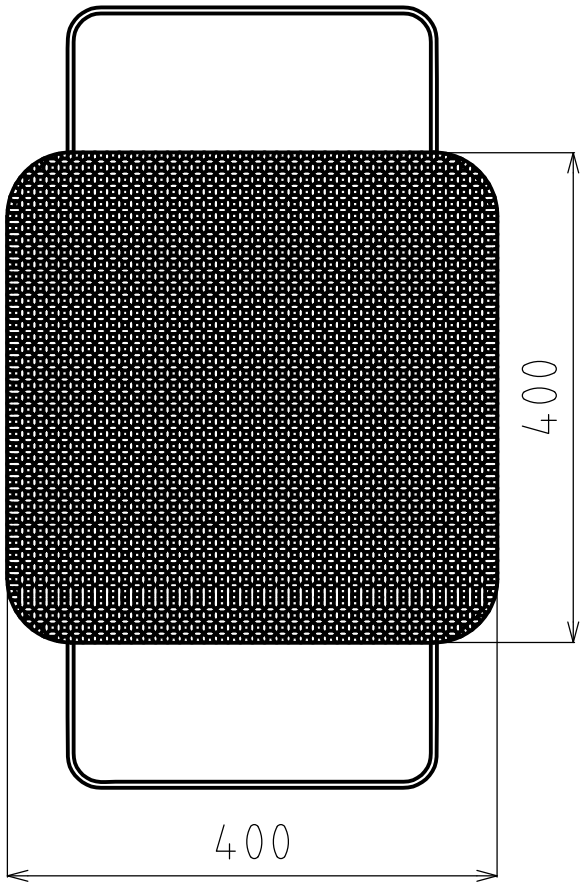
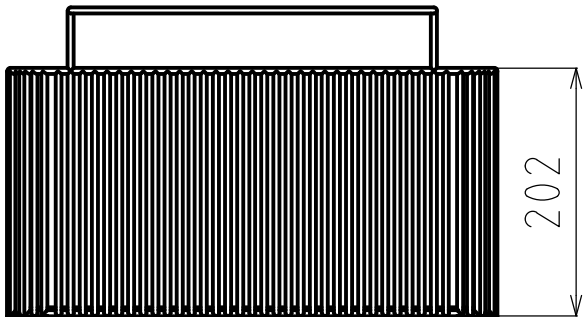
Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A24-TL					
Juclêncio	23.06.24	Massangaie							
Verificou	Data	Apelido		UEM-FE-LE-MEC					
Jorge		Nhambiu							
1:10	ESPELHO POSTERIOR								



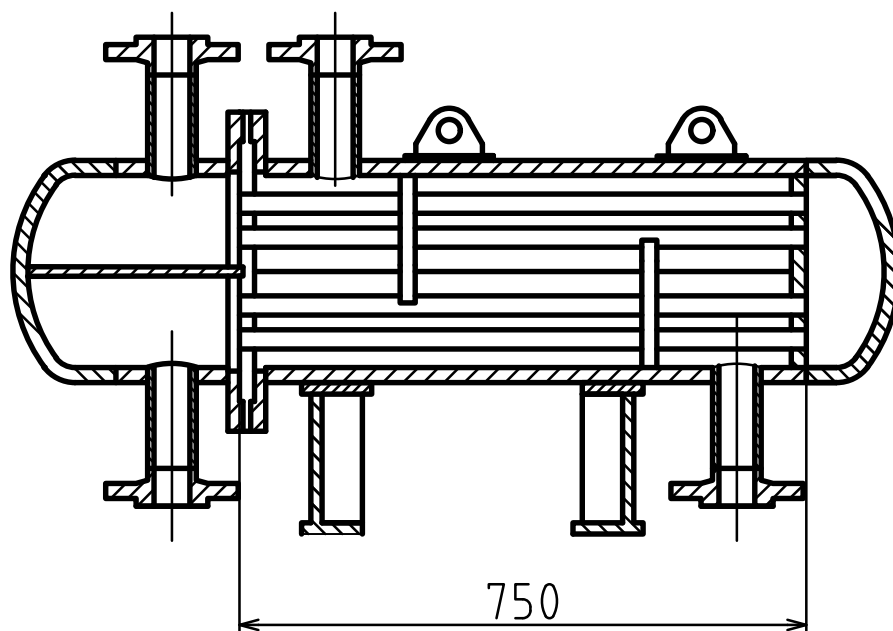
Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A25-TL													
Juclêncio	23.06.24	Massangaie															
Verificou	Data	Apelido															
Jorge		Nhambiu															
1:20	CÂMARA DE COCÇÃO			UEM-FE-LE-MEC													
				<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>													



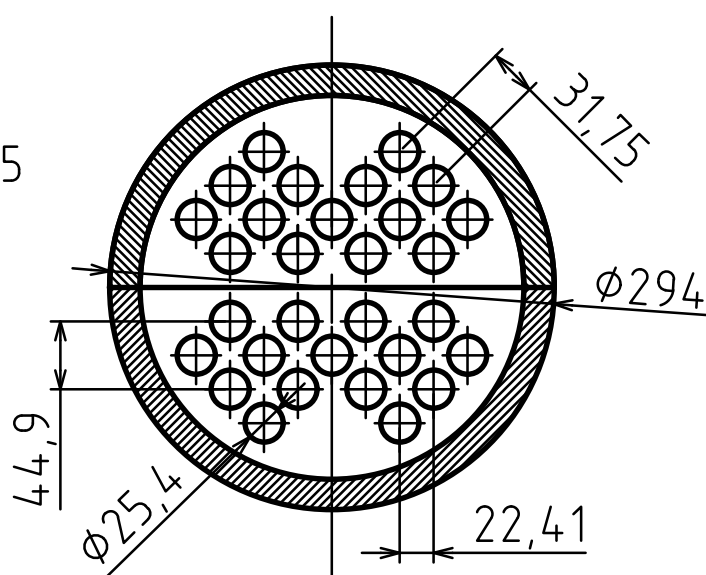
Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A26-TL												
Yuclêncio	23.06.24	Massangaie														
Verificou	Data	Apelido														
Jorge		Nhambiu														
1:10	CÂMARA DE SECAGEM			UEM-FE-LE-MEC												
				<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>												



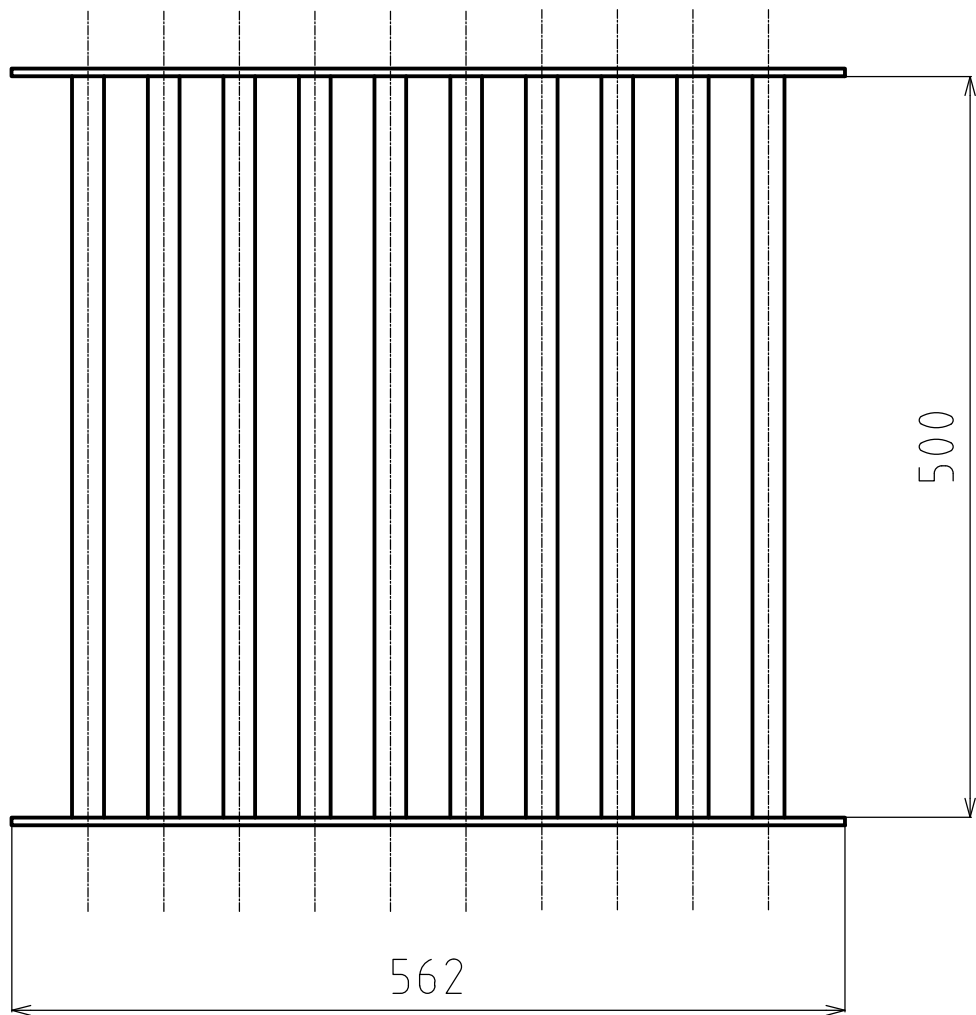
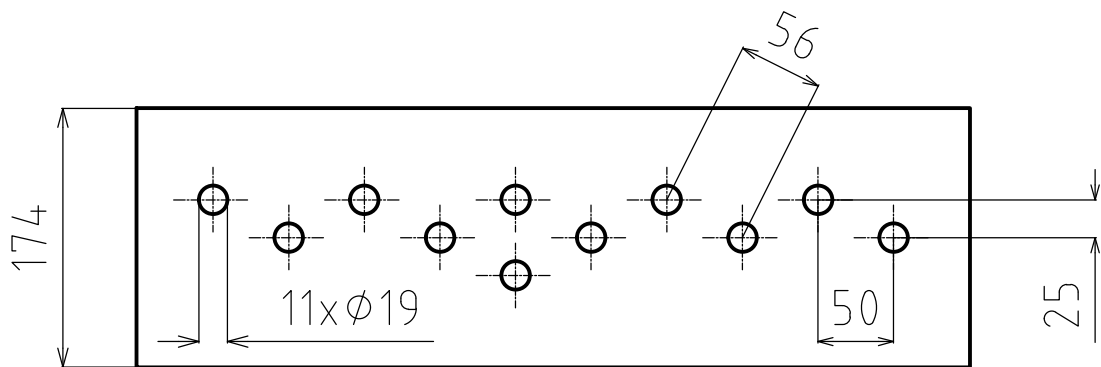
Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A27-TL						
Juclêncio	23.06.24	Massangaia								
Verificou	Data	Apelido		UEM-FE-LE-MEC						
Jorge		Nhambiu								
1:5	LEITO DA CUBA									



Escala: 1/5



Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A28-TI					
Juclêncio	23.06.24	Massangaie							
Verificou	Data	Apelido		UEM-FE-LE-MEC					
Jorge		Nhambiu							
1:10	TCS								



Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A29-TL						
Juclêncio	23.06.24	Massangaie								
Verificou	Data	Apelido								
Jorge		Nhambiu	TCC	UEM-FE-LE-MEC						
1:5										

§ **ANEXO 3 – DESENHOS DA FÁBRICA**

Consta deste anexo, os desenhos da planta geral e os alçados principais da fábrica.

A31 – Planta;

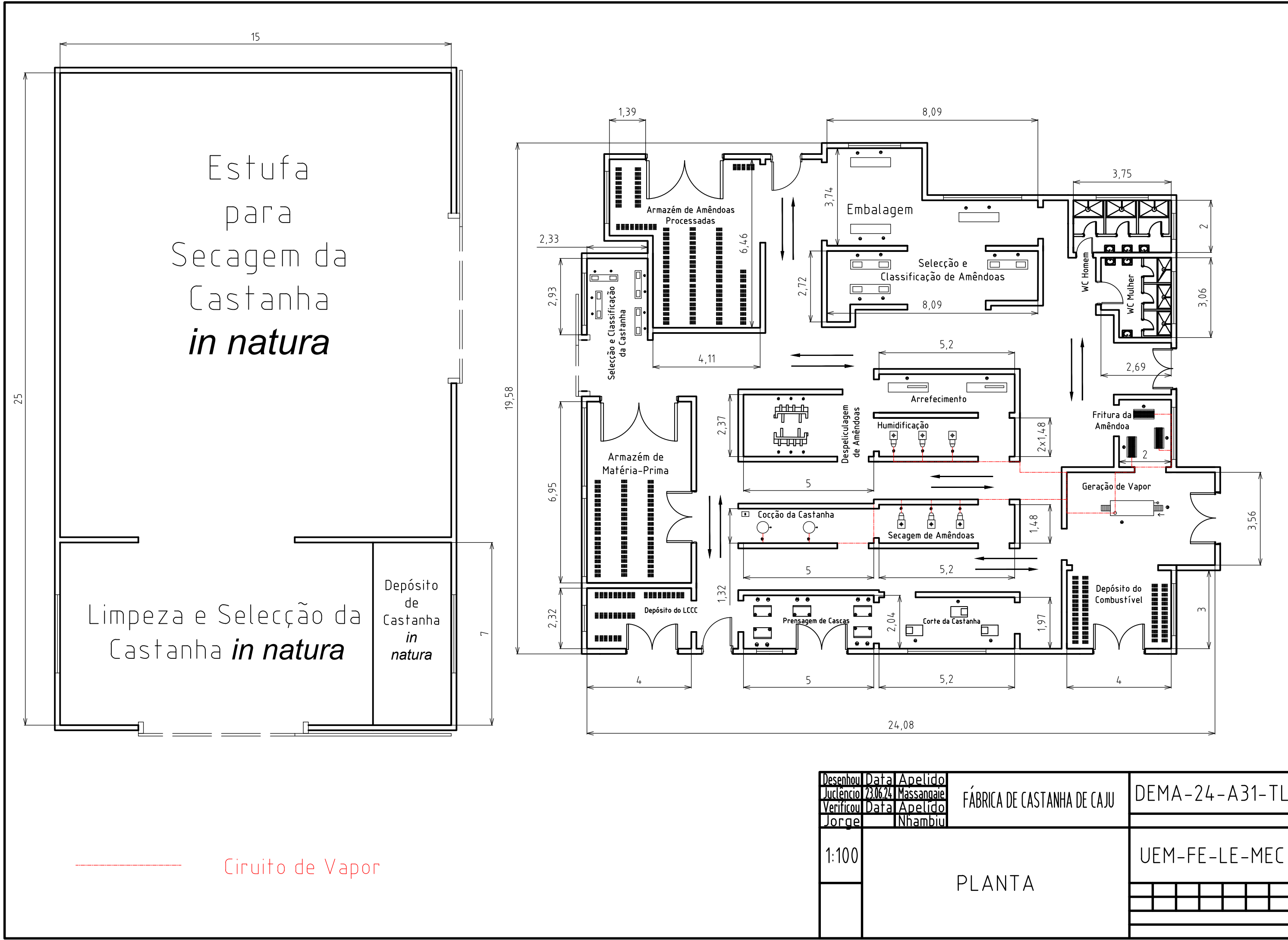
A32 – Alçado Frontal;

A33 – Alçado Posterior;

A34 – Alçado Lateral Direito;

A35 – Alçado Lateral Esquerdo; e

A36 – Cobertura.



Estufa
para
Secagem da
Castanha
in natura

Limpeza e Selecção da
Castanha *in natura*

Depósito
de
Castanha
in natura

Armazém de Amêndoas
Processadas

Embalagem

Seleção e
Classificação de Amêndoas

Armazém de
Matéria-Prima

Arrefecimento

Humidificação

Fritura da
Amêndoa

Geração de Vapor

Cocção da Castanha

Secagem de Amêndoas

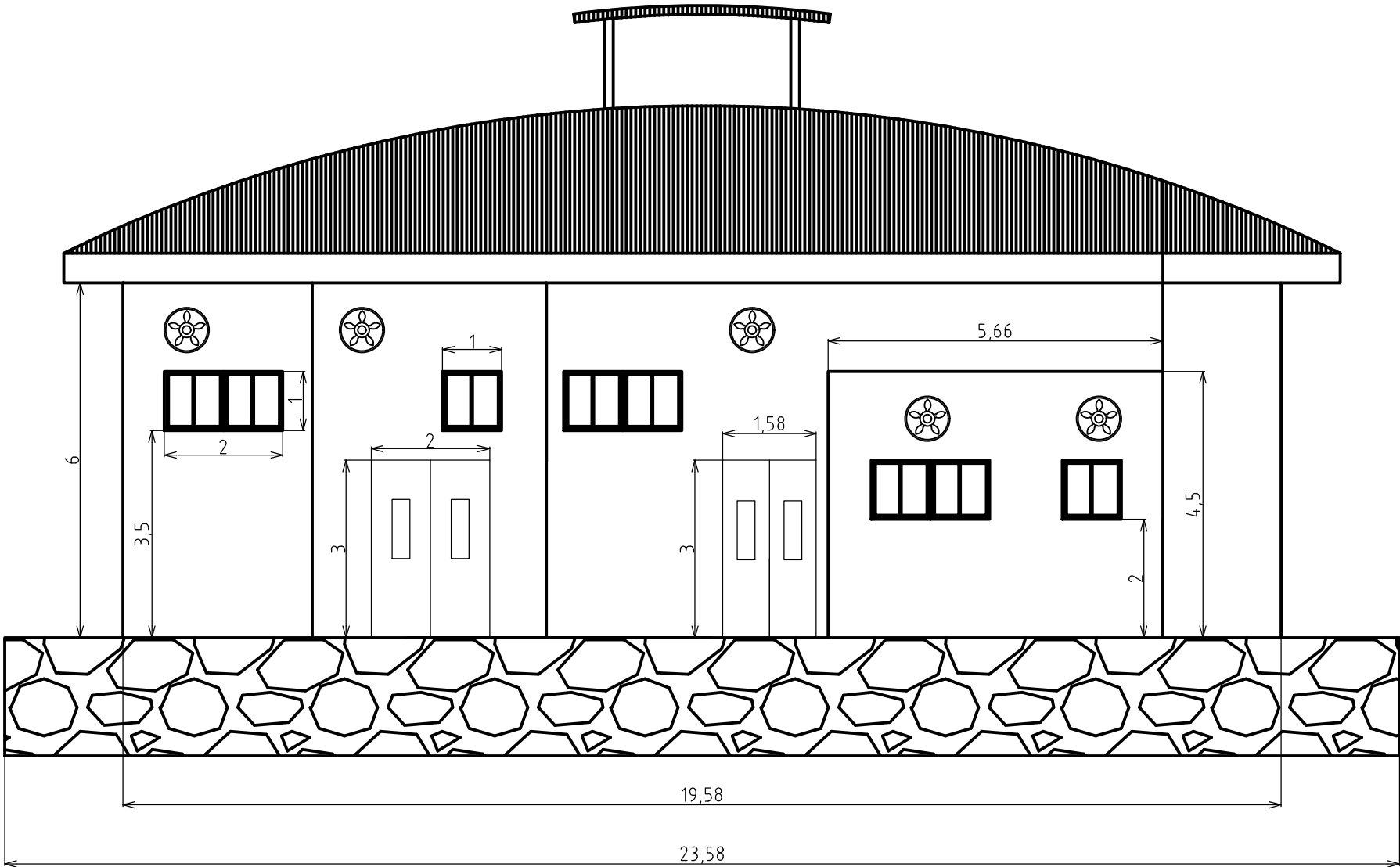
Depósito do
Combustível

Prensagem de Cascas

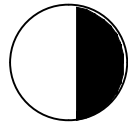
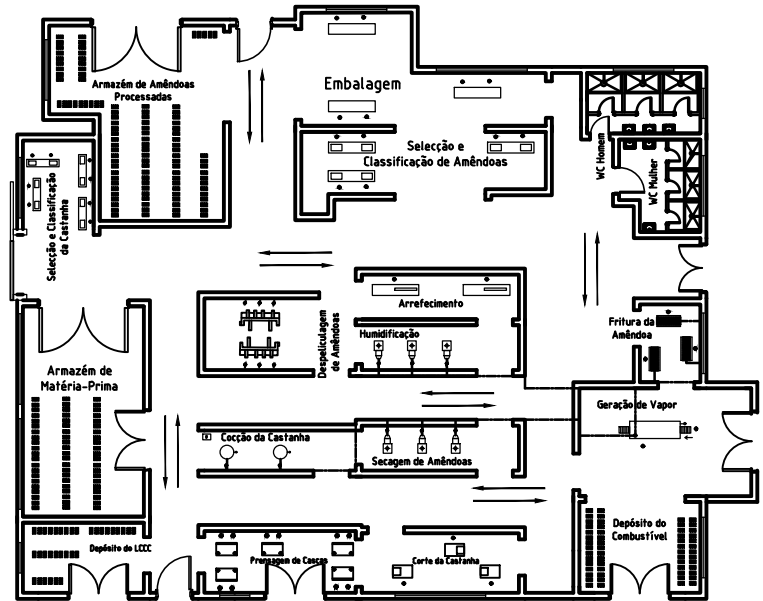
Corte da Castanha

Circuito de Vapor

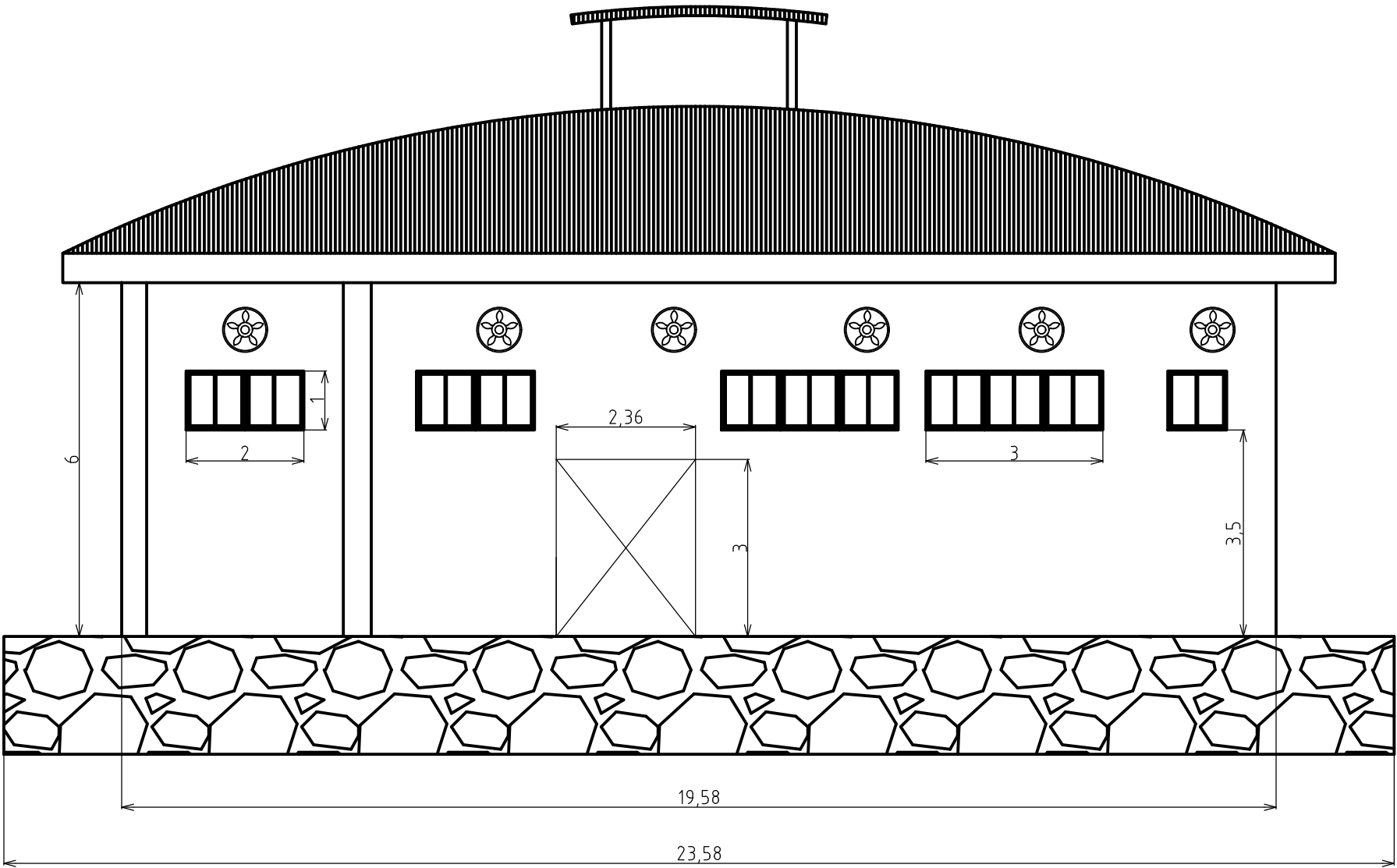
Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A31-TL					
Juclêncio	23.06.24	Massangaie							
Verificou	Data	Apelido							
Jorge		Nhambiu							
1:100	PLANTA			UEM-FE-LE-MEC					



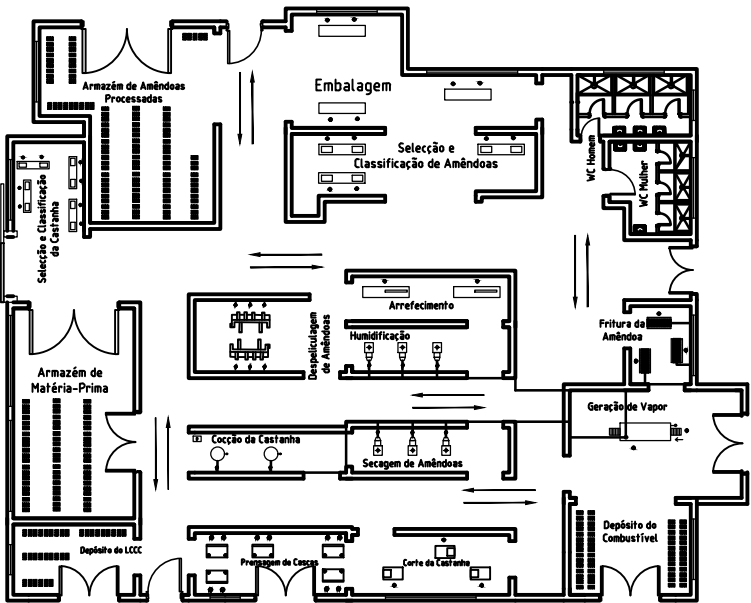
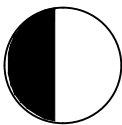
Escala (1:500)



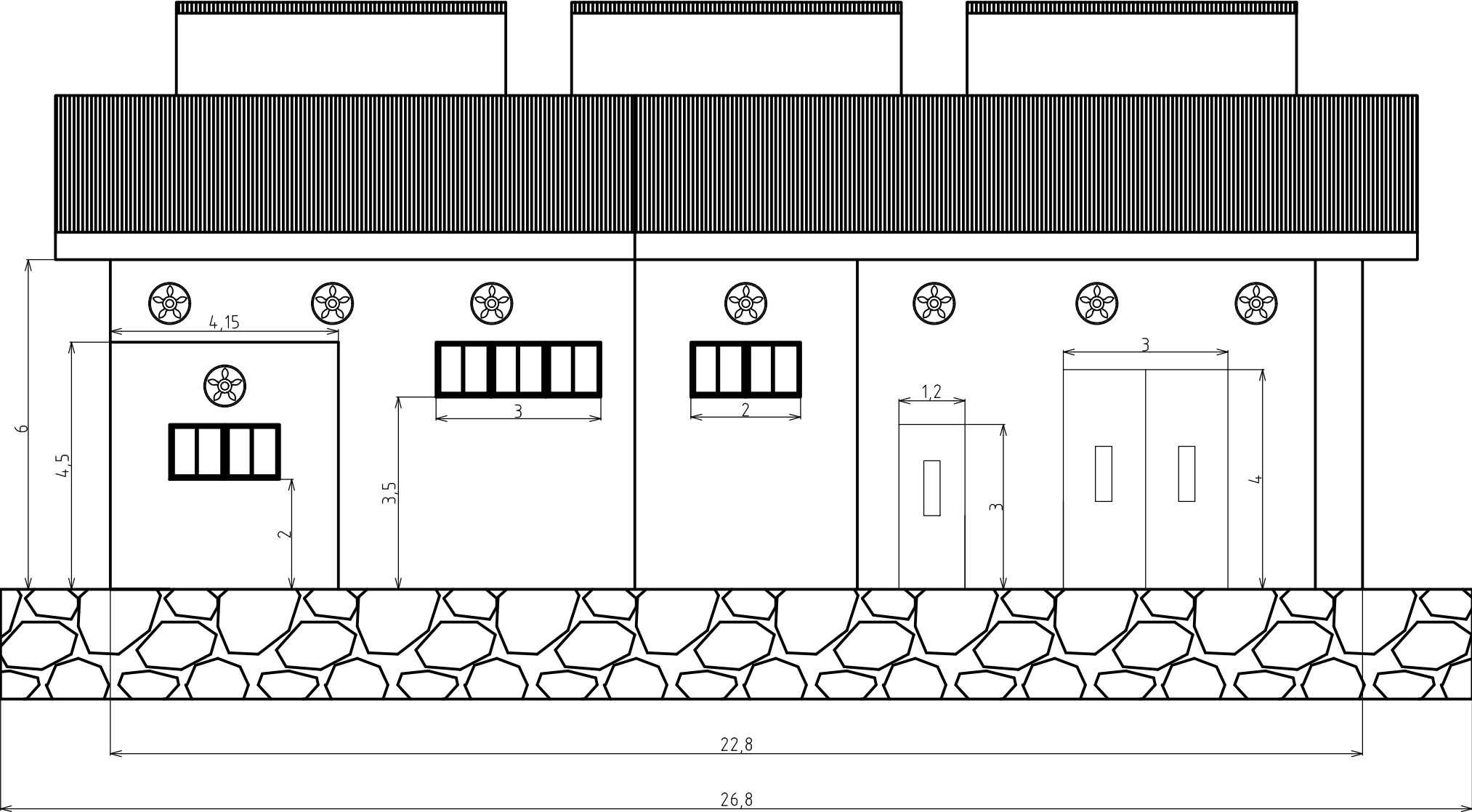
Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A32-TL
Juclêncio	23.06.24	Massangaia		
Verificou	Data	Apelido		
Jorge		Nhambiu		
1:100	ALÇADO FRONTAL			UEM-FE-LE-MEC



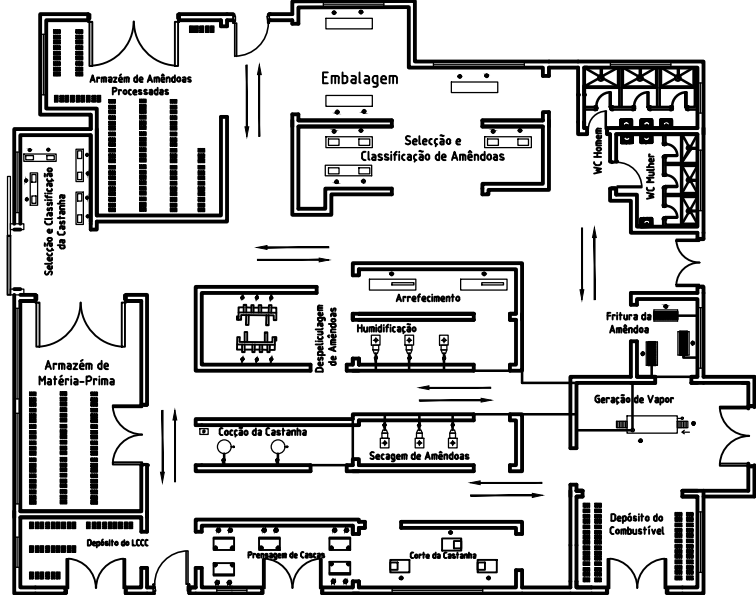
Escala (1:500)



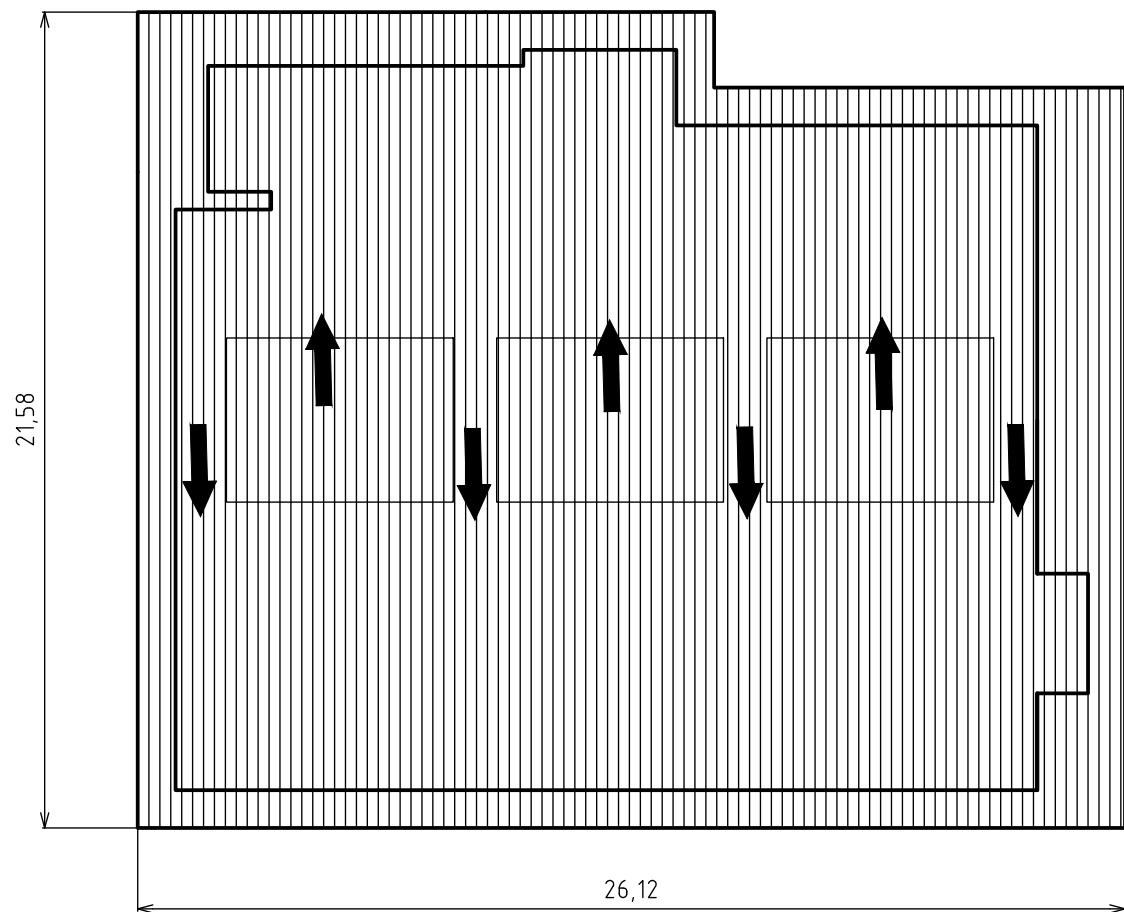
Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A33-TL
Juclêncio	23.06.24	Massangaia		
Verificou	Data	Apelido		
Jorge		Nhambiu		
1:100	ALÇADO POSTERIOR			UEM-FE-LE-MEC



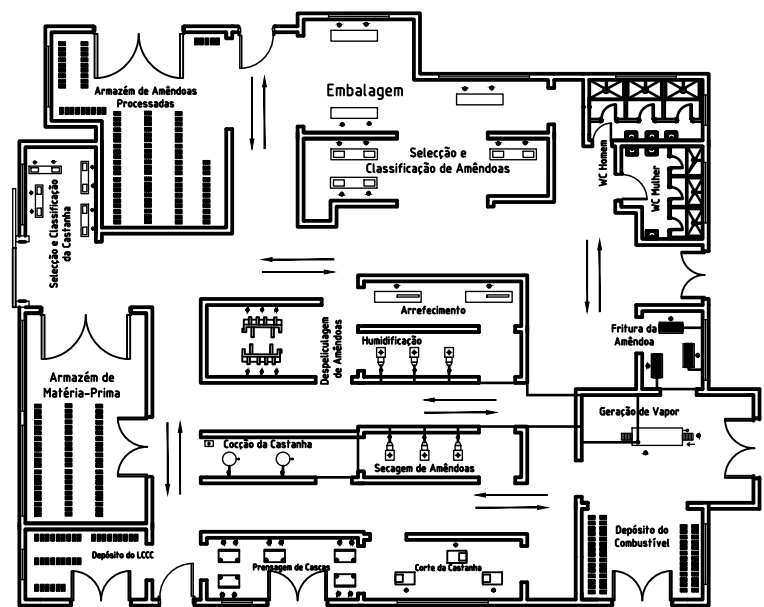
Escala (1:500)



Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A34-TL
Juclêncio	23.06.24	Massangaia		
Verificou	Data	Apelido		
Jorge		Nhambiu		
1:100	ALÇADO LATERAL DIREITO			UEM-FE-LE-MEC



Escala (1:500)



Desenhou	Data	Apelido	FÁBRICA DE CASTANHA DE CAJU	DEMA-24-A36-TL	
Julêncio	23.06.24	Massangaia			
Verificou	Data	Apelido			
Jorge		Nhambiu	COBERTURA		
1:200				UEM-FE-LE-MEC	

§ **ANEXO 4 – PLANILHAS PARA O DIMENSIONAMENTO**

Tabela 15: Marcha de cálculo da temperatura teórica de combustão.

MARCHA DE CÁLCULO DA TEMPERATURA ADIABÁTICA				
Célula	A	B	C	
0	Combustível	CCC		
1	Calor específico do ar	1.007	kJ/kgK	@25°C
2	Massa	Seca	Trabalho	
3	Carbono	54.6	51.23664	
4	Hidrogénio	6.86	6.437424	
5	Nitrogénio	36.82	34.551888	
6	Oxigénio	0.85	0.79764	
7	Enxofre	0.89	0.835176	
8	Cinzas	2.16	2.026944	
9	Humidade		6.16	
10	Total	102.18	102.046	
11	Coeficiente de excesso de ar	1.4		
12	Poder Calorífico Inferior	23856.65	kJ/kg	
13	Poder Calorífico Superior	25466.89	kJ/kg	
14	Var	6.262	$\text{m}^3\text{N/kg}$	
15	V_{RO}^o	5.224	$\text{m}^3\text{N/kg}$	
16	$V_{H_2O}^o$	0.892	$\text{m}^3\text{N/kg}$	
17	$V_{RO_2}^o$	0.962	$\text{m}^3\text{N/kg}$	
18	V_{RO}	7.202	$\text{m}^3\text{N/kg}$	
19	V_{H_2O}	0.932	$\text{m}^3\text{N/kg}$	
20	V_{RO_2}	0.962	$\text{m}^3\text{N/kg}$	
21	V_{O_2}	0.526	$\text{m}^3\text{N/kg}$	
22	V gases de combustão	9.623	$\text{m}^3\text{N/kg}$	
23	R_{N_2}	0.748	m^3/m^3	
24	R_{H_2O}	0.097	m^3/m^3	
25	R_{CO_2}	0.100	m^3/m^3	
26	R_{O_2}	0.055	m^3/m^3	
27	Σ	1		
28	Entalpia V_g	2479.159	kJ/kg	
29	Entalpia Total	2479.159	kJ/kg	
30	Temperatura Adiabática	1667.68	°C	
31	Entalpia nitro	1814.779	kJ/kg	
32	Entalpia água	113.437	kJ/kg	
33	Entalpia CO_2	410.649	kJ/kg	
34	Entalpia O_2	140.205	kJ/kg	

35	Entalpia dos Gases	2479.07	<i>kJ/kg</i>
----	--------------------	---------	--------------

Tabela 16: Entalpia (kJ/m^3) de m^3 de gases à temperatura dada e $p = 1 \text{ bar}$.

<i>Temp.</i> °C	<i>CO₂</i>	<i>N₂</i>	<i>H₂O</i>	<i>O₂</i>	<i>Ar Seco</i>	<i>Cinzas</i>
100	172	130.13	150.18	131.98	130.51	81
200	361.67	260.6	303.47	267.38	261.94	169.8
300	564.24	392.41	461.36	407.48	395.42	264
400	777.44	526.89	623.69	551.85	532.08	360
500	1001.78	664.58	791.55	700.17	672.01	458
600	1236.77	805.06	964.68	851.64	814.96	560
700	1475.41	940.36	1143.6	1005.24	960.75	662.5
800	1718.96	1094.65	1328.1	1162.32	1109.05	768
900	1972.43	1243.55	1517.9	1319.67	1259.36	825
1000	2226.75	1393.86	1713.3	1480.11	1411.86	985
1100	2485.34	1546.14	1913.7	1641.02	1565.94	1092
1200	2746.44	1699.76	2118.8	1802.76	1721.36	1212
1300	3010.58	1857.74	2328	1966.05	1879.27	1360
1400	3276.75	2012.36	2540.3	2129.93	2036.87	1585
1500	3545.34	2170.55	2758.4	2296.78	2196.19	1758
1600	3815.86	2328.65	2979.1	2463.97	2356.68	1880
1700	4087.1	2486.28	3203.1	2632.09	2517.6	2065
1800	4360.67	2646.74	3429.9	2800.48	2680.01	2182
1900	4634.76	2808.22	3657.9	2971.3	2841.43	2385
2000	4910.51	2970.25	3889.7	3142.76	3006.26	2514
2100	5186.81	3131.96	4121.8	3314.85	3169.77	2640
2200	5464.2	3295.84	4358.8	3487.44	3338.21	2762
2300	5746.39	3457.2	4485.3	3662.33	3500.54	-
2400	6023.25	3620.58	4724.4	3837.64	3665.8	-

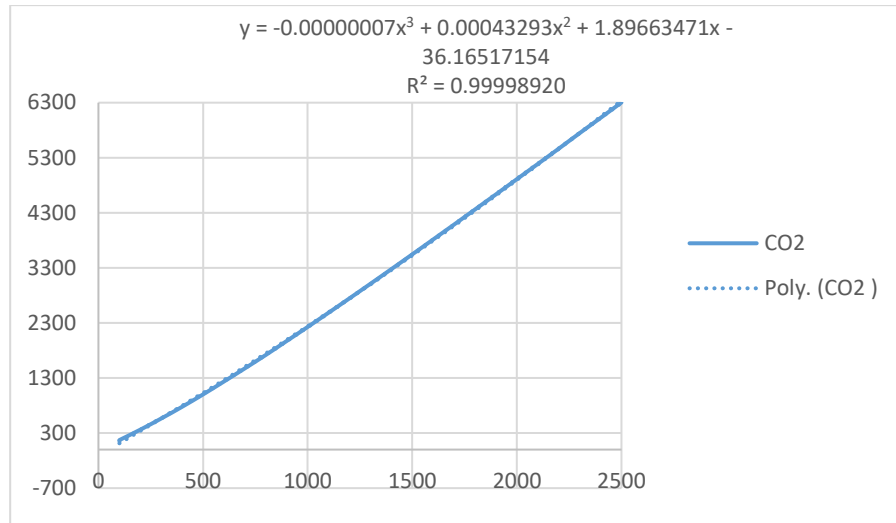


Figura 18: Gráfico para o cálculo da entalpia dos gases triatômicos em função da temperatura teórica.

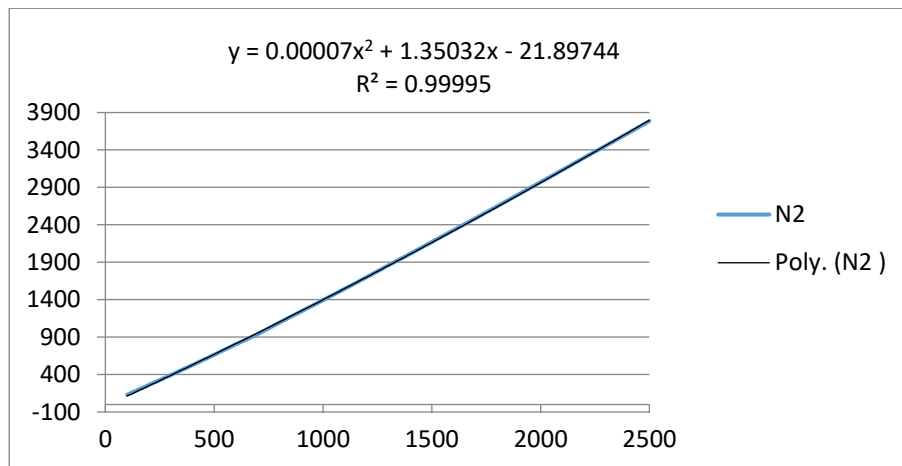


Figura 19: Gráfico para o cálculo da entalpia dos gases biatômicos em função da temperatura teórica.

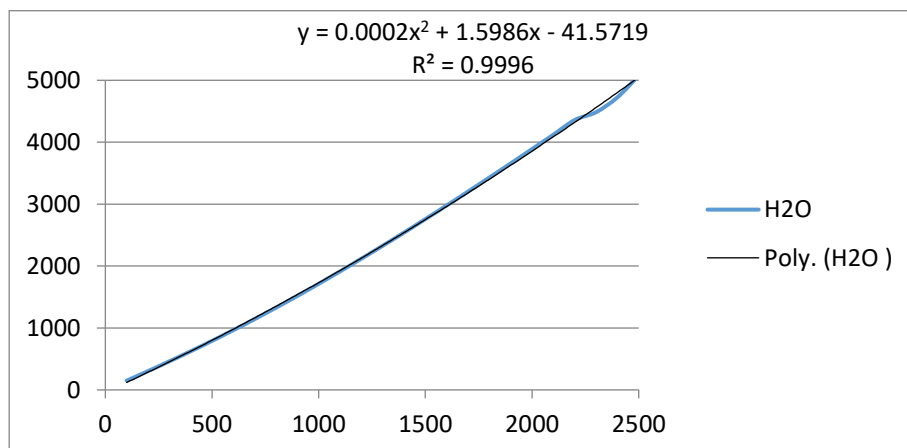


Figura 20: Gráfico para o cálculo da entalpia da água em função da temperatura teórica.

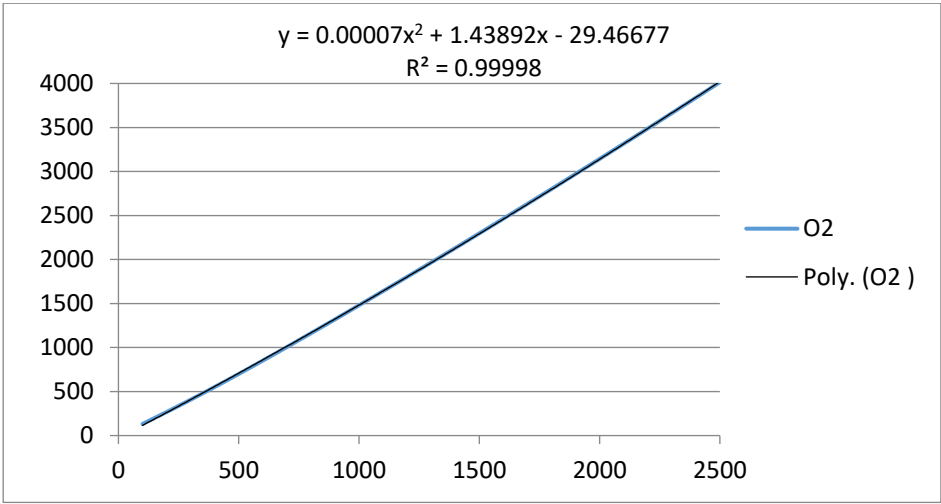


Figura 21: Gráfico para o cálculo da entalpia do oxigênio em função da temperatura teórica.

Tabela 17: Marcha de cálculo para fornalhas flomotubulares.

MARCHA DE CÁLCULO DE FORNALHAS FLAMOTUBULARES			
Célula	A	B	C
	A – PERDAS DE CALOR E RENDIMENTO TÉRMICO		
0	Parâmetro, Símbolo	Valor	Unidade
1	Energia Disponível, Q_{disp}		
2	Poder Calorífico Inferior, Q_i	23856.647	kJ/kg
3	Calor físico do ar, $Q_{fis,ar}$	0	kJ/kg
4	Calor físico do combustível, $Q_{fis,comb}$	0	kJ/kg
5	Q_{disp}	23856.647	kJ/kg
6	Perdas de Calor com as Cinzas, q_2		
7	Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes, P_{cv} (apenas aplicáveis a combustíveis sólidos)	0	%
8	Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo, P_{cf}	0	%
9	CONDIÇÃO	8.4963E-05	$\geq 2.5\text{E-}3$
10	q_2	0	%
11	Perdas com Gases de Efluentes, q_3		
12	Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão, P_{gc}		
13	Temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira, T_g	254	$^{\circ}\text{C}$

14	Temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira, T_a	25	°C
15	P_{cf}	0	%
16	P_{cv}	0	%
17	% máxima de CO_2 teórica nas condições estequiométricas, CO_2t	16.117	%
18	% em Volume de CO_2 presente nos gases de combustão, CO_2	11.921	%
19	Constante que depende do combustível utilizado, k_1	0.548	
20	P_{gc}	10.520	%
21	Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão, PH ₂ O		
22	% em peso da humidade no combustível nas condições de queima, m_{H_2O}	6.16	%
23	T_a	25	°C
24	T_g	254	°C
25	Q_i	23856.647	kJ/kg
26	P_{H_2O}	1.715	%
27	q_3	12.235	%
28	Perdas de Calor associadas à combustão incompleta mecânica, q_4	5	%
29	Perdas de calor associadas à combustão incompleta química, q_5	0	%
30	Perdas de calor ao meio ambiente, q_6	2.5	%
31	Perdas associadas às purgas, q_7	0	%
32	Perda Total, q_{total}	19.735	%
33	Cálculo do rendimento térmico, η_v	80.265	%
34	B – ÁREA DA FORNALHA		
35	Cálculo estequiométrico, V_i		
36	Temperatura do ar quente, T_{aq}	0	°C
37	Entalpia do ar quente, I_{aq}	0	kJ/kg
38	Calor trazido para a fornalha pelo ar, Q_{ai}	0	kJ/kg
39	Calor total trazido para a fornalha por unidade de combustível, Q_{ai}	23856.647	kJ/kg
40	Temperatura adiabática da chama, T_{ad}	1940.83	K
41	Temperatura de saída do gás da fornalha, T_{sai}	1223.15	K
42	Entalpia do gás à saída da fornalha, I_{sai}	2479.070	kJ/kg
43	Calor específico médio dos produtos de combustão, V_{cp}	29.787	kJ/kg °C
44	Fracção volúmica do vapor de água, r_{H_2O}	0.097	m^3/m^3
45	Fracção volúmica dos gases triatômicos, r_{RO_2}	0.100	m^3/m^3

46	Fracção volúmica somatória dos gases triatômicos, r	0.197	m^3/m^3
47	Pressão na fornalha, P	0.1	MPa
48	Coeficiente de absorção radiante dos gases triatômicos, K_y	19.875	$1/(mMPa)$
49	Diâmetro médio das partículas de cinza, d_{cinc}	20	μm
50	Coeficiente de absorção radiante das partículas de cinza, K_{cinc}	7.108	$1/(mMPa)$
51	Coeficiente adimensional, c_1	0.5	
52	Coeficiente adimensional, c_2	0.03	
53	Concentração das partículas de cinza, μ_{cinza}		
54	Fracção de cinzas arrastadas pelos gases, a_{arr}	0.6	
55	Porcentagem em peso de cinzas, A_t	2.027	%
56	Massa específica do ar, ρ_{ar}	1.184	kg/m^3
57	Coeficiente de excesso de ar, α	1.4	
58	Volume teórico do ar, V_{ar}^o	6.262	$m^3 N/kg$
59	Razão entre a massa dos produtos de combustão e a massa de combustível, G_g	11.527	
60	μ_{cinza}	0.001	
61	Diâmetro normalizado da caldeira, D	0.45	m
62	Tamanho efectivo do feixe de radiação, S	0.3195	m
63	Coeficiente radiante de absorção da chama, k	18.471	
64	Emissividade da chama, ε_{ch}	0.446	
65	Coeficiente de deposição na fornalha, ξ	0.55	
66	Eficiência térmica da parede de água, ψ	0.55	
67	Emissividade da fornalha, ε_f	0.594	
68	Coeficiente de retenção de calor, ϕ	0.970	
69	Consumo de combustível, $\dot{B}$		
70	Demanda de vapor saturado no humidificador, G_h	0.0197	kg/s
71	Demanda de vapor no aquecedor de ar, G_{ar}	0.053	kg/s
72	Demanda de vapor húmido no cozedor, G_c	0.095	kg/s
73	Demanda de vapor húmido no aquecedor de óleo, G_o	0.056	kg/s
74	Entalpia do vapor saturado, h_g	1975.95	kJ/kg
75	Entalpia da água saturada, h_f	524.83	kJ/kg
76	η_v	0.803	
77	Q_i	23856.647	kJ/kg
78	$\dot{B}$	0.017	kg/s
79	Consumo de combustível do funcionamento em vazio, $\dot{B}_{fv}$	0.003	kg/s
80	Calor absorvido na fornalha, q	351.100	kJ/s

81	Constante de Stefan-Boltzman, σ	5.67E-11	kW/m^2K^4
82	Área da fornalha, A	3.364	m^2
83	Diâmetro da fornalha, D_f	0.45	m
84	Número de Konakov, Ko	0.638	
85	Comprovar a temperatura de saída da fornalha, T'_{sai}	1223.15	K
86	Erro	0	%
87	Comprimento da fornalha, L_f	2.380	m
88	Calor liberto por unidade de volume na fornalha, q_v	1067.552	kW/m^3
89	Calor liberto por unidade de área da fornalha, q_F	120.100	kW/m^2
90	Velocidade dos gases na fornalha, w_g		
91	Secção de passagem dos gases, A_g	0.159	m^2
92	Temperatura média dos gases na fornalha, t	1581.99	K
93	w_g	3.801	m/s
94	Viscosidade cinemática à temperatura média do fluxo gasoso, v_g	0.00026277	m^2/s
95	Número de Reynolds, Re	6509.292	
96	Número de Prandtl, P_r	0.543934	
97	Condutividade térmica à temperatura média do fluxo gasoso, k_g	0.00014054	kW/mK
98	Coefficiente de transferência de calor por convecção, h_{conv}	0.006	kW/m^2K
99	Temperatura de saturação do vapor, T_{vs}	201.262	$^{\circ}C$
100	Excesso de temperatura, ΔT_{excess}	25	$^{\circ}C$
101	Temperatura da parede da fornalha, T_{pa}	1268.259	K
102	Temperatura da chama, T_{ch}	1540.755	K
103	Calor transferido por radiação na fornalha, Q_r	345.298	kW
104	Calor transferido por convecção na fornalha, Q_{conv}	5.802	kW
105	Parcela transferida por radiação na fornalha, $\%Q_r$	98.347	%
106	Parcela transferida por convecção na fornalha, $\%Q_{conv}$	1.653	%
107	Σ	100	%

Tabela 18: Marcha de cálculo para dimensionamento dos tubos de convecção da fornalha flamotubular.

MARCA DE CÁLCULO DOS TUBOS DE CONVECÇÃO DA FORNALHA FLAMOTUBULAR

Célula	A	B	C
0	<i>Grandeza, Símbolo</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidade</i>
1	Temperatura dos gases na entrada dos tubos de convecção, $T_{ent,conv1}$	1223.15	K
2	Entalpia dos gases na entrada dos tubos de convecção, $I_{ent,conv1}$	2479.070	kJ/kg
3	Temperatura dos gases na saída dos tubos de convecção, $T_{sai,conv1}$	477.15	K
4	Entalpia dos gases na saída dos tubos de convecção, $I_{sai,conv1}$	308.87	kJ/kg
5	Coeficiente de retenção de calor, φ	0.970	
6	Calor fornecido ao fluido motor do balanço térmico, Q_{conv1}	35.643	kW
7	Temperatura de saturação da água, T_{sat}	474.412	K
8	Temperatura média logarítmica, ΔT_{ln}		
9	Maior diferença de temperatura na saída da superfície de aquecimento, ΔT_{max}	748.738	K
10	Menor diferença de temperatura à entrada da superfície de aquecimento, ΔT_{min}	179	K
11	ΔT_{ln}	398.139	K
12	Secção de escoamento de cada tubo, A_T		
13	Diâmetro interno de cada tubo, d_{in}	0.0508	m
14	A_T	0.002	m^2
15	Temperatura média dos gases, t	850.15	K
16	Número de tubos, N	20	
17	Velocidade dos gases no interior dos tubos, w_g	12.519	m/s
18	Viscosidade cinemática à temperatura média, ν_g	0.0000894	m^2/s
19	Número de Reynolds, Re	7113.930	
20	Número de Prandtl, Pr	0.61	
21	Coeficiente de condutibilidade térmica dos produtos de combustão, k	0.074	W/m^2K
22	Comprimento dos tubos, L	2.380	m
23	É o factor de correcção devido a influência da região de entrada, C_c	1.075	
24	Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo, h_{conv}	35.768	W/m^2K
25	Fracção volúmica do vapor nos gases de combustão, r_{H_2O}	0.097	
26	Temperatura da parede poluída, t_p	474.412	K
27	Coeficiente de troca de calor por radiação, h_{rad}		
28	Emissividade das cinzas depositadas na superfície interna dos tubos, ε_{ch}	0.8	
29	Emissividade do gás de combustão à temperatura T_g , ε_g	0.446	

30	Constante de Stefan-Boltzman, σ	5.67E-11	kW/m^2K^4
31	Coeficiente de troca de calor por radiação, h_{rad}	0.028	kW/m^2K
32	Fracção volúmica do vapor nos gases de combustão, r_{H_2O}	0.097	m^3/m^3
33	Fracção volúmica dos gases triatómicos, r_{RO_2}	0.100	m^3/m^3
34	Fracção volúmica somatória dos gases triatómicos, r	0.197	m^3/m^3
35	Pressão nos tubos de convecção, P	0.1	MPa
36	Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos, k_y	19.875	$1/(mMPa)$
37	Coeficiente de absorção radiante das partículas de cinza, k_c	7.108	$1/(mMPa)$
38	Tamanho efectivo do feixe de radiação, S	0.320	m
39	Emissividade da chama, ε_{ch}	0.446	
40	Coeficiente de deposição nos tubos de convecção, ξ	0.55	
41	Eficiência térmica da parede dos tubos de convecção, ψ	0.55	
42	Emissividade dos tubos de convecção, ε_f	0.1	
43	Coeficiente combinado de transferência de calor dos gases no interior dos tubos, h_1	63.5194196	W/m^2K
44	Coeficiente de deposição de cinzas para tubos lisos, ε	0.015	$m^2^{\circ}C/W$
45	Coeficiente global de transferência de calor, U	32.528	W/m^2K
46	Cálculo da área de transferência de calor, A_{tc}	8.767	m^2
47	Cálculo do número de tubos, N_t	23.085	
48	Verificação do erro dos tubos, Erro	0.134	%
49	Temperatura da chama, T_{ch}	578.369	K
50	Calor transferido por radiação nos tubos de convecção, Q_r	3.044	kW
51	Calor transferido por convecção nos tubos de convecção, Q_{conv}	32.599	kW
52	Parcela transferida por radiação nos tubos de convecção, $\%Q_r$	8.541	%
53	Parcela transferida por convecção nos tubos de convecção, $\%Q_{conv}$	91.459	%
54	Σ	100.0	%

Tabela 19: Marcha de cálculo para o dimensionamento do trocador de calor do secador.

MARCHA DE CÁLCULO DO TROCADOR DE CALOR DO SECADOR			
Célula	A	B	C
0	Grandeza, Símbolo	Valor	Unidade
1	Temperatura do vapor saturado à 1.5 MPa na entrada do trocador de calor (t.c.), $T_{ent,sup1}^v$	198.29	$^{\circ}C$

2	Temperatura da água saturada à 1.5 MPa na saída do t.c., $T_{sai,sup1}^v$	198.29	°C
3	Temperatura do ar frio à entrada do trocador de calor, $T_{ent,sup2}^{ar}$	20	°C
4	Temperatura do ar quente à saída do trocador de calor, $T_{sai,sup2}^{ar}$	70	°C
5	Calor específico do ar à temperatura média, $c_{p,ar}$	1.007	kJ/kgK
6	Fluxo mássico do ar, $\dot{m}_{ar}$	0.206	kg/s
7	Taxa de transferência de calor para o ar, Q_f	10.37	kW
8	Temperatura média logarítmica, Δt_{ln}		
9	Menor $\neq$ de temperatura à saída, Δt_{min}	128.29	°C
10	Maior $\neq$ de temperatura à entrada da superfície de aquecimento, $\Delta t_{máx}$	178.29	°C
11	Δt_{ln}	151.921	K
12	Temperatura média do vapor, $T_{méd}$	198.29	°C
13	Número de Reynolds, Re		
14	Velocidade máxima do vapor no banco de tubos, $v_{máx}$		
15	Passo transversal, S_T	0.05	m
16	Passo diagonal, S_D	0.056	m
17	Diâmetro externo dos tubos, D_e	0.021	m
18	Velocidade de aproximação do vapor ao banco de tubos, v_v	0.01	m/s
19	Velocidade máxima p/ arranjo em linha, $v_{máx}^l$	0.017	m/s
20	Velocidade máxima p/ arranjo alternado, $v_{máx}^a$	0.007	m/s
21	Viscosidade cinemática do vapor de água, μ_v	0.016	m^2/s
22	Massa específica do vapor à temperatura média, ρ_{H_2O}	7852	kg/m^3
23	$Re^v(v_{máx}^l)$	180.965	
24	$Re^v(v_{máx}^a)$	75.183	
25	Número de Prandtl à temperatura média, P_r	1.11	
26	Número de fileiras, Z	10	
27	Factor de correcção para número de filas de tubos ao longo da direcção do fluxo da água, C_z	1	
28	Razão, $r = S_L/D_e$	2.381	
29	C_z	1	
30	Factor de correcção de arranjo geométrico do banco de tubos, C_s	0.2	

31	$\zeta\sigma^*$	2.662	
32	$\zeta\sigma$	0.831	
33	C_s	0.334	
34	Condutividade térmica do vapor à temperatura média, k_v	0.677	W/mK
35	Coeficiente de transferência de calor por convecção para fluxo cruzado sobre banco em linha, h_{conv}^l	85.401	W/m^2K
36	Coeficiente de transferência de calor por convecção para fluxo cruzado sobre banco em alternado, h_{conv}^a	148.741	W/mK
37	Factor de correcção do comprimento do tubo, C_c	1	
38	Factor de correcção para a diferença de temperatura entre a parede e o fluido de trabalho, C_t	1	
39	Temperatura média do ar, $T_{m,ar}$	45	$^{\circ}C$
40	Condutividade térmica do ar à tempertura média, k_{ar}	0.027	W/mK
41	Massa específica do ar à temperatura média, ρ_{ar}	1.109	kg/m^3
42	Diâmetro interno do tubo, d_i	0.019	m
43	Número total de tubos em linha, N_l	48	
44	Número total de tubos em alternado, N_a	30	
45	Velocidade de escoamento do ar em linha, v_{ar}^l	13.640E-04	m/s
46	Velocidade de escoamento do ar em alternado, v_{ar}^a	21.825E-04	m/s
47	Viscosidade cinemática do ar à temperatura média, ν	0.0000175	m^2/s
48	$Re^{ar}(v_{ar}^l)$	14809.790	
49	$Re^{ar}(v_{ar}^a)$	23695.664	
50	Número de Prandtl, P_r	0.723	
51	Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos em arranjo em linha, h_2^l	62.6998	W/m^2K
52	Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos em arranjo alternado, h_2^a	91.319	W/m^2K
53	Coeficiente de aproveitamento do calor	0.85	
54	Coeficiente global de transferência de calor, U^l	30.732	W/m^2K
55	Coeficiente global de transferência de calor, U^a	48.094	W/m^2K
56	Cálculo da área de transferência de calor, A^l	2.22	m^2
57	Cálculo da área de transferência de calor, A^a	1.42	m^2
58	Comprimento de cada tubo, L^l	0.75	m
59	Comprimento de cada tubo, L^a	0.75	m

60	Diâmetro médio, $d_{méd}$	0.02	m
61	Cálculo do número de tubos em linha, N_t^l	47.114	
62	Cálculo do número de tubos em alternado, N_t^a	30.106	
63	Verificação do erro dos cálculos, ε^{linha}	1.880	%
64	Verificação do erro dos cálculos, $\varepsilon^{alternado}$	0.352	%

Tabela 20: Marcha de cálculo para o dimensionamento do trocador de calor da cuba.

MARCHA DE CÁLCULO DO TROCADOR DE CALOR DA CUBA			
Célula	A	B	C
0	Grandeza, Símbolo	Valor	Unidade
1	Temperatura do vapor saturado à 1.5MPa MPa na entrada do trocador de calor, $T_{ent,sup1}^o$	198.29	°C
2	Temperatura da água saturada à 1.5 MPa na saída do trocador de calor, $T_{sai,sup1}^o$	198.29	°C
3	Temperatura do óleo frio à entrada do trocador de calor, $T_{ent,sup2}^o$	20	°C
4	Temperatura do óleo quente à saída do t trocador de calor, $T_{sai,sup2}^{ar}$	160	°C
5	Calor específico do óleo à temperatura média, $c_{p,o}$	1.8	kJ/kgK
6	Fluxo mássico do óleo, $\dot{m}_o$	0.008	kg/s
7	Taxa de transferência de calor para o óleo, Q_f	2.07	kW
8	Temperatura média logarítmica, Δt_{ln}		
9	Menor $\neq$ de temperatura à saída da superfície de aquecimento, Δt_{min}	38.29	°C
10	Maior $\neq$ de temperatura à entrada da superfície de aquecimento, $\Delta t_{máx}$	178.29	°C
11	Δt_{ln}	91.014	K
12	Temperatura média do óleo, $T_{méd}$	90	°C
13	Número de Reynolds, Re		
14	Velocidade máxima do óleo no banco de tubos para arranjo em linha, $v_{máx}$		
15	Passo transversal, S_T	0.05	m
16	Passo diagonal, S_D	0.056	m
17	Diâmetro externo dos tubos, D_e	0.021	m

18	Velocidade de aproximação, v_o	0.07	m/s
19	Velocidade máxima p/ arranjo em linha, $v_{m\acute{a}x}^l$	0.121	m/s
20	Velocidade máxima p/ arranjo alternado, $v_{m\acute{a}x}^a$	0.050	m/s
21	Viscosidade dinâmica do óleo de milho, μ_o	0.017	m ² /s
22	Massa específica do óleo à temperatura média, ρ_o	875	kg/m ³
23	$Re^o(v_{m\acute{a}x}^l)$	130.451	
24	$Re^o(v_{m\acute{a}x}^a)$	54.196	
25	Número de Prandtl à temperatura média, P_r	322	
26	Número de fileiras, Z	10	
27	Factor de correcção para número de filas de tubos ao longo da direcção do fluxo da água, C_z	1	
28	Razão, $r = S_L/D_e$	2.381	
29	C_z	1	
30	Factor de correcção de arranjo geométrico do banco de tubos, C_s	0.2	
31	$\zeta\sigma^*$	2.662	
32	$\zeta\sigma$	0.831	
33	C_s	0.334	
34	Condutividade térmica do óleo à temperatura média, k_v	0.17	W/mK
35	Coefficiente de transferência de calor por convecção para fluxo cruzado sobre banco em linha, h_{conv}^l	107.211	W/m ² K
36	Coefficiente de transferência de calor por convecção para fluxo cruzado sobre banco em alternado, h_{conv}^a	199.360	W/mK
37	Factor de correcção do comprimento do tubo, C_c	1	
38	Factor de correcção para a diferença de temperatura entre a parede e o fluido de trabalho, C_t	1	
39	Temperatura média do vapor, $T_{m,v}$	198.29	°C
40	Condutividade térmica do vapor à temperatura média, k_v	0.677	W/mK
41	Massa específica do vapor à temperatura média, ρ_v	7852	kg/m ³
42	Diâmetro interno do tubo, d_i	0.019	m
43	Número total de tubos em linha, N_l	18	
44	Número total de tubos em alternado, N_a	11	
45	Velocidade de escoamento do vapor em linha, v_v^l	2.658E-05	m/s
46	Velocidade de escoamento do vapor em alternado, v_v^a	4.349E-05	m/s
47	Viscosidade cinemática do vapor à temperatura média, ν	0.000016	m ² /s
48	Número de Reynold em linha, $Re^v(v_v^l)$	252.400	

49	Número de Reynold em alternado, $Re^v(v_p^a)$	413.018	
50	Número de Prandtl, P_r	1.85	
51	Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos em arranjo em linha, h_2^l	87.519	W/m^2K
52	Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos em arranjo alternado, h_2^a	129.780	W/m^2K
53	Coeficiente de aproveitamento do calor	0.85	
54	Coeficiente global de transferência de calor, (U^l)	40.957	W/m^2K
55	Coeficiente global de transferência de calor, U^a	66.816	W/m^2K
56	Cálculo da área de transferência de calor, A^l	0.56	m^2
57	Cálculo da área de transferência de calor, A^a	0.34	m^2
58	Comprimento de cada tubo, L^l, L^a	0.5	m
59	Diâmetro médio, $d_{méd}$	0.02	m
60	Cálculo do número de tubos em linha, N_t^l	17.702	
61	Cálculo do número de tubos em alternado, N_t^a	10.851	
62	Verificação do erro dos cálculos, ε^{linha}	1.683	%
63	Verificação do erro dos cálculos, $\varepsilon^{alternado}$	1.373	%

Tabela 21: Marcha de cálculo para o dimensionamento da chaminé.

MARCHA DE CÁLCULO PARA O DIMENSIONAMENTO DA CHAMINÉ			
Célula	A	B	C
0	Parâmetro, Símbolo	Valor	Unidade
1	Poder Calorífico Inferior, PCI	23856.65	kJ/kg_{comb}
2	Poder Calorífico Superior, PCS	25466.89	kJ/kg_{comb}
3	Volume dos gases de combustão, V_g	9.623	m^3N/kg
4	Consumo de combustível, $\dot{B}$	0.017	kg/s
5	Temperatura na base da chaminé, $T_{gb,ch}$	477.15	K
6	Pressão de trabalho, P_b	100000	Pa
7	Fluxo Volume dos gases da chaminé, $V_{g,ch}$	0.288	m^3/s
8	Velocidade dos gases na boca da chaminé, $c_{g,boca}$	3	m/s
9	Diâmetro da saída da chaminé, d_{boca}	0.350	m

10	Diâmetro da base da chaminé, d_{base}	0.350	m
11	Diâmetro. Médio da chaminé, d_m	0.350	m
12	Velocidade na base da chaminé, $c_{g,base}$	3	m/s
	Velocidade Média dos gases na		
13	chaminé, $c_{médio}$	3	m/s
	Diâmetro da conduta dos gases em função da velocidade ótima,		
14	d_{cond}		
15	Velocidade dos gases na conduta, c	3	m/s
16	$V_{g,ch}$	0.288	m ³ /s
17	d_{cond}	0.349	m
18	Comprimento da conduta, L	2	m
19	Área lateral, S_l	2.195	m ²
20	Densidade do gás, $\rho_{gás}$	1.3	kg/m ³
21	Densidade do ar, ρ_{ar}	1.29	kg/m ³
22	Perdas Locais, ΔP_l		
23	Na curva de 90°, ΔP_{l1}	11.7	Pa
24	Na curva de 45°, ΔP_{l1}^*	3.51	Pa
25	Na válvula de retenção, ΔP_{l2}	14.625	Pa
26	Perdas de pressão ao longo da conduta, ΔP_{at}	0	Pa
27	Perdas totais, $\Sigma \Delta P$	29.835	Pa
28	Perdas totais corrigidas	38.786	Pa
29	Altura aproximada do ábaco, H	11.3	m
30	Perdas de temperatura com a altura, ΔT	4	K/m
31	Temp dos gases a saída da chaminé	158.8	°C
32	Temp med. dos gases na chaminé	181.4	°C
33	Viscosidade cinemática do gás, ν_g	0.00007	m ² /s
34	Número de Reynolds, Re	14996.74	
35	Rugosidade absoluta, k	0.0001	m
36	Rugosidade relativa, k/d	0.000286	
37	Factor de fricção no diag. Moody, λ	0.028	
38	Temperatura ambiente, T_{amb}	20	°C
39	Coeficiente de resistência da chaminé, ζ	1.06	
40	Coeficiente de expansão térmica, β	0.003663	

41	Aceleração gravitacional, g	9.81	m^2/s
42	Altura calculada da chaminé, H'	12.558	m
43	Erro relativo entre as alturas, E	10.0	%

Tabela 22: Tipificação de módulo de mini-fábricas.

TIPIFICAÇÃO DE MÓDULO DE FÁBRICA DE CASTANHA							
Célula	A	B	C	D	E	F	G
0	Tipo de módulo	Consumo de castanha (kg/dia)	Produção de amêndoa (caixa/dia)	Uma caixa de amêndoa equivale a (kg)	Dia em (h)	Produção de amêndoa (kg/dia)	Fluxo mássico da amêndoa (kg/h)
1	Familiar	110	1			22.68	1.4175
2	Pequeno	220	2			45.36	2.835
3	Médio	550	5	22.68	16	113.4	7.0875
4	Grande	1650	15			340.2	21.2625
5	Central	5500	50			1134	70.875

Tabela 23: Marcha de cálculo para o dimensionamento do secador.

DIMENSIONAMENTO DO SECADOR			
CÁLCULO DO DIÂMETRO DA BANDEJA			
Célula	Parâmetro, Símbolo	Valor	Unidade
0			
1	Massa específica média da amêndoa	650	kg/m^3
2	Metade da produção de amêndoa por dia	567	kg
3	Tempo médio de secagem	6	h
4	Número de bandejas	8	
5	Espaçamento entre as bandejas	0.1	m
6	Espessura da camada de amêndoa	0.1	m
7	Quantidade de amêndoa por bandeja	70.875	kg

8	Volume por bandeja	0.109	m^3
9	Área do leito por bandeja	1.090	m^2
10	Volume do espaço entre as bandejas	0.109	m^3
11	Número de espaços entre as bandejas	7	
12	Volume total	1.636	m^3
13	Altura do secador	1.5	m
14	Diâmetro da bandeja	1.178	m
15	CÁLCULO DA ENERGIA NECESSÁRIA PARA A SECAGEM		
16	Parâmetro, Símbolo	Valor	Unidade
17	Massa inicial das amêndoas de caju, m_c	567	kg
18	Humidade inicial das amêndoas, H_i	0.1	
19	Humidade final das amêndoas, H_f	0.03	
20	Calor de vaporização da água, h_{vf}	2256.5	kJ/kg
21	Massa de água inicial, $m_{a,i}$	56.7	kg
22	Massa de água final, $m_{a,f}$	17.01	kg
23	Massa de água a ser removida, m_{ar}	39.69	kg
24	Energia necessária para vaporizar a água da amêndoa, Q_{H_2O}	89560.485	kJ
25	Temperatura inicial do ar no secador, $T_{ar,is}$	70	$^{\circ}C$
26	Temperatura final do ar no secador, $T_{ar,fs}$	50	$^{\circ}C$
27	Calor específico do ar, cp_{ar}	1.007	$kJ/kg^{\circ}C$
28	Fluxo mássico de ar no secador, $\dot{m}_{ar}$	0.206	kg/s
29	Temperatura inicial do ar no termo., $T_{ar,it}$	20	$^{\circ}C$
30	Temperatura final do ar no termo., $T_{ar,ft}$	70	$^{\circ}C$
31	Calor de condensação do vapor, Q_{cv}	1946.4	kJ/kg
32	Fluxo mássico de vapor necessário, $\dot{m}_v$	0.0053	kg/s
33	Temperatura de saturação, T_{sv}	198.29	$^{\circ}C$

Tabela 24: Marcha de cálculo para dimensionamento da cuba.

MARCHA DE CÁLCULO DO DIMENSIONAMENTO DO LEITO DA CUBA			
Célula	A	B	C
0	Parâmetro	Valor	Unidade
1	Massa inicial das amêndoas de caju	283.5	kg
2	Humidade inicial	0.03	

3	Humidade final	0.01	
4	Massa de água inicial	8.505	<i>kg</i>
5	Massa de água final	2.835	<i>kg</i>
6	Massa de água a ser removida	5.67	<i>kg</i>
7	Calor de vaporização	2256.4	<i>kJ/kg</i>
8	Energia necessária para evaporar a água	12793.79	<i>kJ</i>
9	Calor específico do óleo de milho	1.8	<i>kJ/kgK</i>
10	Variação de temperatura média	160	$^{\circ}\text{C}$
11	Fluxo mássico de óleo para fritar as amêndoas	0.008226	<i>kg/s</i>
12	Massa específica do óleo	930	<i>kg/m³</i>
13	Volume do óleo	0.047767	<i>m³</i>
14	Temperatura final do óleo	160	$^{\circ}\text{C}$
15	Temperatura inicial do óleo	20	$^{\circ}\text{C}$
16	Calor de condensação do vapor	1946.4	<i>kJ/kg</i>
17	Fluxo mássico de vapor necessário	0.001065	<i>kg/s</i>
18	Temperatura de saturação	198.29	$^{\circ}\text{C}$
19	Massa específica da amêndoa	650	<i>kg/m³</i>
20	Volume da cuba	0.436	<i>m³</i>
21	Espessura da camada de amêndoas	0.2	<i>m</i>
22	Altura para comportar o trocador de calor	0.121	<i>m</i>
23	Espessura total	0.321	<i>m</i>
24	Área da cuba	1.359	<i>m²</i>
25	Comprimento da cuba	0.5	<i>m</i>
26	Largura da cuba	2.718	<i>m</i>

Tabela 25: Marcha de cálculo para o dimensionamento do cozedor.

MARCHA DO DIMENSIONAMENTO DO COZEDOR			
Célula	A	B	C
0	Parâmetro	Valor	Unidade
1	Massa específica média da amêndoa	500	<i>kg/m³</i>
2	Metade da produção de amêndoa por dia	550	<i>kg</i>
3	Tempo médio da cocção	0.5	<i>h</i>
4	Volume do secador	1.1	<i>m³</i>
5	Espessura da camada de amêndoa	1	<i>m</i>

6	Diâmetro do cozedor	1.183	m
7	Altura total	1.3	m

Tabela 26: Marcha de cálculo das áreas das secções fabris e outras (I).

CÁLCULO DAS SUPERFÍCIES DA FÁBRICA (I)											
Célula	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
0	M. ⁷ /B. ⁸ /E. ⁹	C [m]	L [m]	S _s [m ²]	n	N	C _{méd,m}	C _{méd,b}	C _{méd,e}	K	S _T [m ²]
1	Classificador de castanha <i>in natura</i>	1.2	0.6	0.72	4	1	1.503	3.857	2.68	0.187	6.835
2	Autoclave para castanha <i>in natura</i>	1.18	1.18	1.392	2	1					6.609
3	Máquina de corte mecânico de castanha	1.2	0.8	0.96	3	2					10.252
4	Secador de amêndoas	1.2	0.9	1.08	3	1					7.689
5	Humidificador de amêndoas	1.2	0.9	1.08	3	1					7.689
6	Despeliculador mecânico de amêndoas	2.5	1	2.5	1	3					11.866
7	Mesa de selecção e classificação de amêndoas	2.5	1	2.5	2	3					23.731
8	Suporte para bandejas	1.2	0.9	1.08	2	2					7.689
9	Bancada para embalagem	2.5	1.2	3	2	2					21.358

⁷ Máquina;
⁸ Bancada; e
⁹ Equipamento.

10	Cuba para fritura das amêndoas	1.45	0.5	0.725	3	1	5.162
11	<u>Carrinho-de-mão</u>	1.5	0.58	0.87	5	1	10.323
12	<u>Empilhadora</u>	3.87	1.235	4.779	1	1	11.342
13	Gerador de Vapor	2.4	1	2.4	1	4	14.238
14	Prensa de castanha	1.2	0.6	0.72	6	1	10.251
15							133.370

Tabela 27: Marcha de cálculo das áreas das secções fabris e outras (II).

CÁLCULO DAS SUPERFÍCIES DA FÁBRICA (II)								
Célula	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Para Armazém da Matéria-prima							
2	Palete de madeira	$C\ [m]$	$L\ [m]$	$S_S\ [m^2]$	N	K	n_p	$S_T\ [m^2]$
3	Para saco de 50 kg de castanha	1.2	0.8	0.96	2	0.187	16	23.957
4	Para bidão de 25 l de óleo de milho ou soja	1.2	0.8	0.96	2		4	3.84
5	27.797							
6	Para Armazém do Produto Acabado							
7	Para amêndoa	1.2	0.8	0.96	2	20	0.186567	31.19403
8	Para bidão de LCCC	1.2	0.8	0.96	2	6		9.358209
9	40.552							
10	SUPERFÍCIES TOTAIS DA FÁBRICA							
11	Superfície Total da Fábrica	$L\ [m]$	$C\ [m]$					
	$[m^2]$							
12	228.7	12.3	18.5					
13	214.5	12.0	17.9					
15	CASA DE BANHO							
16	Sector	$C\ [m]$	$L\ [m]$	$S_S\ [m^2]$				
17	Para homens	3	2.5	7.5				
18	Para mulheres	3	2.5	7.5				
19	15							

20	PARA OUTROS RECINTOS			
21	Recinto	C [m]	L [m]	S_S [m²]
22	Secagem de Castanhas	25	15	375
23	Abastecimento de Água	4	3	12
24	Geradores e PT	5	3	15
25	Depósito das cascas da castanha	4	3	12